



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ZARAGOZA**

**“ANÁLISIS HIDRÁULICO DE UN ACUEDUCTO
PARA SATISFACER LA DEMANDA DE AGUA A
UNA INDUSTRIA”**

T E S I S

PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO QUÍMICO

P R E S E N T A:

EDUARDO ARTEAGA HERNÁNDEZ

DIRECTOR DE LA TESIS:

DR. FERNANDO BARRAGÁN AROCHE



MÉXICO D.F.

2010



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

ZARAGOZA

JEFATURA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA
QUÍMICA

OFICIO: FESZ/JCIQ/031/09

ASUNTO: Asignación de Jurado

**ALUMNO: ARTEAGA HERNÁNDEZ EDUARDO
P R E S E N T E**

En respuesta a su solicitud de asignación de jurado, la jefatura a mi cargo, ha propuesto a los siguientes sinodales:

| | |
|-------------------|--|
| PRESIDENTE | I. Q. José Bermúdez Mosqueda |
| VOCAL | Dr. Fernando Barragán Aroche |
| SECRETARIO | I. Q. Ana Lilia Maldonado Arellano |
| SUPLENTE | M. en C. Javier Hernández Aguilar |
| SUPLENTE | M. en I. José Antonio Ortiz Ramírez |

Sin más por el momento, reciba un cordial saludo.

A T E N T A M E N T E
“POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU”

México D. F., a 21 de Octubre de 2009

JEFA DE LA CARRERA

I. B. Q. HILDA OLVERA DEL VALLE



Dedicatoria

Para mi familia y en especial a María Aurora Hernández quien es mi madre, por todos sus consejos, regaños y su apoyo para acabar mi carrera, yo sé que es muy poco lo que le doy a cambio de todo lo he recibido día a día de ella.

Agradecimientos

Les agradezco a mis compañeros de la carrera de Ingeniería Química de la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza generación 2004 – 2008, por su amistad y compañerismo siempre estarán mi lado recordando los buenos que vivimos y por el futuro que nos espera.

Le agradezco especialmente al grupo de Ingeniería de Proceso a cargo del especialista Ing. María Aurelia Flores y a todo su equipo con quienes compartí maravillosos momentos en de la Torre de Ingeniería de la UNAM y son pieza fundamental de la realización de esta tesis y de mi vida profesional.

Eternamente agradecido a la Universidad Nacional Autónoma de México, donde he encontrado un segundo hogar.



CONTENIDO

NOMENCLATURA

| | |
|--|----|
| RESUMEN | 1 |
| INTRODUCCIÓN | 2 |
| ANTECEDENTES..... | 3 |
| PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA..... | 5 |
| JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO..... | 5 |
| OBJETIVO GENERAL..... | 5 |
| OBJETIVOS PARTICULARES..... | 5 |
| CAPITULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN | 7 |
| 1.- INFORMACIÓN RECOPIADA..... | 7 |
| 1.1.- DEMANDA DE AGUA DE LA INDUSTRIA..... | 7 |
| 1.2.- SISTEMA DE SUMINISTRO DE AGUA DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO MANGAS..... | 10 |
| 1.3.- SISTEMA DE SUMINISTRO DE AGUA DE LA ESTACIÓN DE REBOMBEO TEOCALCO..... | 14 |
| 1.4.- DATOS DEL ACUEDUCTO EXISTENTE..... | 17 |
| 1.5.- ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN..... | 17 |
| CAPITULO 2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA EL SUMINISTRO DE AGUA A LA INDUSTRIA | 19 |
| 2.-ALTERNATIVAS PARA EL SUMINISTRO DE AGUA..... | 19 |
| 2.1.- DESCRIPCIÓN DE LA OPCIÓN DE SUMINISTRO DE AGUA DESDE LA ESTACIÓN DE BOMBEO MANGAS..... | 22 |
| 2.2.- DESCRIPCIÓN DE LA OPCIÓN DE SUMINISTRO DE AGUA DESDE LA ESTACIÓN DE REBOMBEO TEOCALCO..... | 22 |
| CAPITULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE | 23 |
| 3.- GENERALIDADES..... | 23 |
| 3.1.- FUNDAMENTOS DE ESTÁTICA DE FLUIDOS..... | 23 |
| 3.2.-ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL MOVIMIENTO DE FLUIDOS..... | 24 |
| 3.3.- ECUACIONES PARA EL DIMENSIONAMIENTO Y EVALUACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO..... | 30 |
| 3.3.1.- NÚMERO DE REYNOLDS..... | 30 |



CONTENIDO

| | |
|--|-----------|
| 3.3.2- VELOCIDAD RECOMENDADA EN TUBERÍAS..... | 31 |
| 3.3.3- PERDIDAS DE ENERGÍA DEBIDO A LA FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS..... | 32 |
| 3.3.4.- ESPECIFICACIÓN Y SELECCIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO..... | 38 |
| 3.4.- PROCEDIMIENTO DE DIMENSIONAMIENTO DE EQUIPO DE BOMBEO..... | 48 |
| 3.4.1- MEMORIA DE CÁLCULO PARA ANÁLISIS HIDRÁULICO ... | 50 |
| 3.5.- ANÁLISIS DE DIFERENTES ALTERNATIVAS..... | 51 |
| 3.5.1 CONSIDERANDO SUMINISTRO DE AGUA A LA INDUSTRIA DESDE LA ESTACIÓN TEOCALCO..... | 51 |
| 3.5.2 CONSIDERANDO SUMINISTRO DE AGUA A LA INDUSTRIA DESDE LA ESTACIÓN MANGAS..... | 53 |
| CAPITULO 4 FLUJO TRANSITORIO..... | 56 |
| 4.- GENERALIDADES..... | 56 |
| 4.1.- PROBLEMAS QUE CAUSAN LOS FENÓMENOS TRANSITORIOS..... | 57 |
| 4.2.-CAUSAS DE LOS TRANSITORIOS HIDRÁULICOS..... | 58 |
| 4.3.-DESCRIPCIÓN FISICA DEL GOLPE DE ARIETE..... | 58 |
| 4.4.- ECUACIONES BASICAS DEL TRANSITORIO HIDRÁULICO..... | 63 |
| 4.5 -CÁLCULO DE LA MÁXIMA SOBREPRESIÓN EN EL ACUEDUCTO..... | 68 |
| CONCLUSIONES..... | 70 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | 71 |
| GLOSARIO..... | 73 |
| ANEXOS..... | 75 |



NOMENCLATURA

NOMENCLATURA

| | | | |
|---------------|--|----------|--|
| A | Área de sección transversal, m^2 (pulg ²). | L | Longitud, m (pie). |
| a | Aceleración, m/seg^2 (pie/seg ²). | m | Masa, kg (lb). |
| a | Celeridad, velocidad de propagación de la perturbación en un medio no confinado, m/seg (pie/seg ²) | μ | Viscosidad, cp. |
| CV | Volumen de control. | η_B | Eficiencia de la curva de la bomba. |
| D | Diámetro de la tubería, (pie). | N_s | Velocidad específica de la bomba, m/seg (pie/seg). |
| d | Diámetro de la tubería, (pulg). | P | Presión manométrica, kg/cm^2 (psig). |
| d/D | Relación de diámetro menor respecto al mayor. | P' | Presión absoluta, kg/cm^2 abs (psia). |
| ρ | Densidad del fluido, kg/m^3 (lb/pie ³) | P_a | Presión atmosférica, kg/cm^2 abs (psia). |
| E | Módulo de elasticidad de la tubería (módulo de Young) (N/m^2). | P_v | Presión de vapor, mmHg (psia). |
| e | Espesor de la tubería, (pulg). | Q | Flujo, LPS, m^3/h , (GPM, pie ³ /h). |
| ε | Factor de rugosidad de la tubería, (pie). | q | Energía térmica. |



NOMENTLATURA

| | | | |
|----------------------|--|----------------------|---|
| F | Fuerza, N (kg m/seg ²). | | |
| <i>f</i> | Factor de fricción. | Re | Numero de Reynolds. |
| <i>f_D</i> | Factor de fricción de Darcy. | t | Tiempo, seg. |
| <i>f_f</i> | Factor de fricción de Fanning. | U | Energía interna. |
| g | Aceleración de la gravedad, 9.81 m/seg ² (32.2 pie/pulg ²). | V | Volumen, m ³ (pie ³) |
| <i>g_c</i> | Factor de conversión gravitacional. | v | Velocidad del fluido, m/seg (pie/seg) |
| H | Altura piezométrica, presión manométrica expresada en una columna líquida "cabeza", m (pie). | z | Altura, m (pie) |
| h | Altura, m (pie) | Z_s | Altura de succión, m (pie) |
| <i>hf</i> | Pérdida de energía debida a la fricción, m (pie) | Z_d | Altura de descarga, m (pie). |
| K | Coeficiente de resistencia, (pie). | | |
| K | Factor de elasticidad del fluido, (N/m ²). | | |



RESUMEN

En la presente tesis se realiza, el análisis hidráulico de un acueducto, en el cual se transporta agua, desde la estación de bombeo Mangas, pasando por la estación de rebombeo Teocalco, hasta una Industria. Ubicados en el estado de Hidalgo.

Debido a que la Industria, planea sustituir el tramo que ha sufrido más daño, modificando su trayectoria, se analiza su consumo de agua, para verificar la demanda de agua y realizar el análisis hidráulico del acueducto, determinado un diámetro adecuado para su óptima operación.

La tesis consta de una introducción donde se plantea el problema y 4 capítulos.

- En el primer capítulo, se realiza un análisis de la información del suministro de agua, con la información proporcionada por industria, para verificar su consumo de actual agua.
- En el capítulo dos, se plantean las alternativas posibles para el nuevo suministro de agua, (nuevo tramo).
- En el capítulo tres, se realiza el análisis hidráulico del acueducto a flujo permanente, partiendo de las ecuaciones básicas de flujo de fluidos y de los criterios básicos de diseño. Indicando el diámetro con la mejor operación, para el sistema de bombeo existente y nueva ruta.
- En el capítulo cuatro, se plantean los problemas en los acueductos a presión, debido al flujo transitorio “golpe de ariete”, indicando las ecuaciones que modelan el fenómeno y se realiza el cálculo de la máxima sobrepresión.



INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

Los acueductos son parte de los sistemas de bombeo cuyas obras son destinadas para el transporte de agua. Estas incluyen tanto al medio físico a través del cual el fluido será transportado (tuberías o canales), así como todas las obras adicionales necesarias para lograr un funcionamiento adecuado de la instalación (estaciones de bombeo, tanques de almacenamiento, válvulas y accesorios, subestación eléctrica dispositivos de control, etc.).

Los acueductos se pueden clasificar dependiendo de su funcionamiento, en dos tipos principalmente, a superficie libre (a través de canales, o tuberías parcialmente llenas), y a presión (o tuberías llenas).



Los acueductos a presión tienen la limitación impuesta por la tecnología actual de tuberías, por lo que se usan por lo general para caudales menores a los $4 \text{ m}^3/\text{s}$ (63,401 GPM).



INTRODUCCIÓN

Cuándo los caudales son muy grandes, resulta mucho más económico el transporte a superficie libre, pero también se debe de analizar la situación de la zona, sobre todo la topografía, para decidir cuál es la alternativa más conveniente. En la actualidad, la demanda de agua sigue en aumento y se requiere que se sigan construyendo importantes obras hidráulicas, donde participan diversos especialistas en los proyectos de ingeniería y construcción para su realización. Por tal motivo el Ingeniero Químico, por sus conocimientos en el flujo de fluidos, diseño de procesos, e ingeniería de proyectos, es de los profesionistas fundamentales, para desarrollar estos tipos de proyectos hidráulicos, aportando sus conocimientos, tanto técnicos como administrativos, en las diferentes etapas del proyecto junto con los demás especialistas.

En el diseño de un acueducto es indispensable evaluar los posibles riesgos que se presenten durante su vida útil, de modo que se garantice la seguridad del sistema. En el caso de un acueducto existente pueden presentarse diferentes anomalías de operación y/o mantenimiento; por lo que es necesario realizar una revisión de su comportamiento hidráulico.

ANTECEDENTES

En este trabajo se define como “la planta industrial o industria” a una planta química real la cual se encuentra en operación, por razones de secrecía no es posible revelar, puesto que está amparada por un contrato de confidencialidad Se cuenta con dos sistemas de bombeo que suministran agua para el consumo de una industria, localizados uno en Mangas y otro en Teocalco en el Estado de Hidalgo.

En la figura 1 se muestra el acueducto de 36” de diámetro, que corre desde la estación de bombeo Mangas a hacia una la industria, pasando por la estación de rebombeo Teocalco conectadas en paralelo.



INTRODUCCIÓN

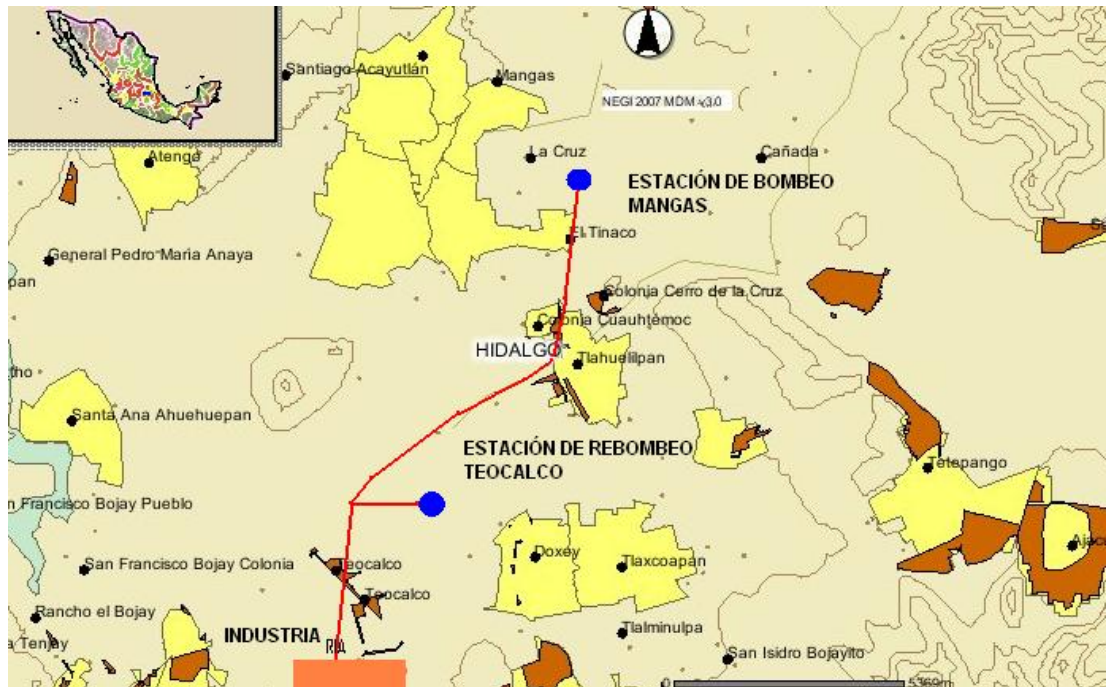


Figura 1 Mapa de localización de las estaciones de Bombeo y ruta del acueducto existente de 36".

La estación de bombeo Mangas cuenta con dos tanques de almacenamiento de 55,000 bls (9,000 m³) cada uno y con 5 bombas de 4,000 GPM.

La estación de rebombeo Teocalco cuenta con dos tanques de almacenamiento de 30,000 bls (5,000 m³) cada uno y con 5 bombas de 4,000 GPM.

El suministro de agua actualmente, en caso de operación normal, se realiza desde ambas estaciones de bombeo, manteniendo en operación solo una bomba de cada estación; es decir que los equipos de bombeo envían el agua al mismo tiempo por dicho acueducto y arrancan las demás bombas en caso de que se necesite mayor suministro. El abastecimiento de agua a los sistemas de bombeo es por medio de pozos ubicados en las zonas aledañas a las poblaciones antes mencionadas.

Del agua de los pozos, solo se extrae la necesaria para satisfacer el consumo de la industria y otros usuarios.



INTRODUCCIÓN

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Debido a que estudios en el acueducto, revelan anomalías en su recubrimiento mecánico exterior, en el tramo entre ambas estaciones y han provocado corrosión, la industria, ha decidido sustituirlo parcialmente en el tramo que ha sufrido más daño, modificando su trayectoria¹, para asegurar el suministro continuo de agua para proceso y servicios, tanto para la demanda actual como para la demanda futura debido a una expansión prevista por la instalación de nuevas plantas, es necesario reevaluar las condiciones de operación del acueducto.

JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

La realización de un análisis hidráulico evaluará las condiciones de operación del acueducto, determinado un diámetro óptimo de tubería para el cambio del tramo deteriorado, a demás de analizar el sistema de bombeo existente, y poder garantizar la demanda futura de agua de la industria.

OBJETIVO GENERAL

Realizar el análisis hidráulico del acueducto que corre desde la estación de bombeo Mangas hasta la industria, para determinar el diámetro adecuado, evaluando las condiciones de operación para el cambio del tramo deteriorado, el cual sea capaz de satisfacer la demanda de agua.

OBJETIVOS PARTICULARES

- Revisar información en documentos y diagramas recopilados y definir que información se tomará como base, para llevar a cabo el análisis hidráulico del acueducto, que suministra agua a la industria.

¹ Ver nexo 1 "Ruta de desviación de la trayectoria paralela al canal Requena".



INTRODUCCIÓN

- Mediante ecuaciones fundamentales de flujo de fluidos realizar una memoria de cálculo para el análisis hidráulico del acueducto.
- Aportar a la industria los datos técnicos necesarios para el mejoramiento del acueducto que suministra agua a la industria.



1. INFORMACIÓN RECOPIADA

Con la necesidad de revisar, analizar la información de documentos y diagramas proporcionados por la industria y definir que información se toma como base, para realizar el análisis hidráulico del acueducto, se presentan los datos más importantes

1.1 DEMANDA DE AGUA DE LA INDUSTRIA

La información de la demanda actual y futura de agua en la industria se indica en las siguientes tablas:

En la Tabla 1.1, se indican el consumo actual de agua, obtenidos del diagrama “Balance de agua de la Industria¹”, proporcionado por la industria.

| TABLA 1.1 CONSUMOS DE AGUA DE LA INDUSTRIA | | | |
|---|-------------------------|------------|----------------------|
| CONCEPTO | CONSUMOS DE AGUA | | |
| | CONSUMO EN LA INDUSTRIA | OTROS * | CONSUMO MIXQUIAHUALA |
| DEMANDA MÍNIMA, m ³ /día (LPS) | ---- | ---- | ---- |
| DEMANDA PROMEDIO, m ³ /día (LPS) | 77,501 (897) | 6,653 (77) | 6048 (70) |
| DEMANDA MÁXIMA, m ³ /día (LPS) | ---- | ---- | ----- |

*OTROS, son otros consumidores cercanos a la Industria.

En la Tabla 1.2, se indican los consumos de agua actuales y futuros, sin considerar el agua enviada al poblado de Mixquiahuala.

| TABLA 1.2 CONSUMO DE AGUA ACTUALES Y FUTUROS | | | |
|---|-------------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|
| DATOS PROPORCIONADOS POR LA ADMINISTRACIÓN DE LA INDUSTRIA | INDUSTRIA | OTROS | TOTAL |
| DEMANDA MÍNIMA ACTUAL CON PLANTAS FUERA DE OPERACIÓN, m ³ /día (GPM) | 20,000 (3,669.06) | 6,653 (1,220.51) | 26,653 (4,889.57) |
| DEMANDA MÁXIMA ² ACTUAL CON TODAS LAS PLANTAS EN OPERACIÓN m ³ /día (GPM) | 75,000 (13,758.96) | 6,653 (1,220.51) | 81,653 (14,979.47) |

¹Ver anexo II “Balance de agua de la Industria”.

² Consumo de agua requerido en Torres de enfriamiento, UDA’S, TV-116. (ver anexo II)



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

| TABLA 1.2 CONSUMO DE AGUA ACTUALES Y FUTUROS | | | |
|---|-------------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|
| DATOS PROPORCIONADOS POR LA ADMINISTRACIÓN DE LA INDUSTRIA | INDUSTRIA | OTROS | TOTAL |
| DEMANDA FUTURA ³ , m ³ /día (GPM) | 10,000 (1,834.53) | - | 10,000 (1,834.73) |
| DEMANDA MÍNIMA TOTAL (ACTUAL + FUTURA), m ³ /día (GPM) | 30,000 (5,503.58) | 6,653 (1,220.51) | 36,653 (6,724.09) |
| DEMANDA MÁXIMA TOTAL (ACTUAL + FUTURA), m ³ /día (GPM) | 85,000 (15,593.49) | 6,653 (1,220.51) | 91,653 (16,814.00) |

En la Tabla 1.3 se indica el suministro promedio mensual de agua, que se envía de las estaciones de bombeo Mangas y Teocalco a la Industria de los años 2005, 2006 y 2007.

En estos casos, se restaron 6,048 m³/día para la población de Mixquiahuala, del agua proveniente de la estación de bombeo de Mangas.

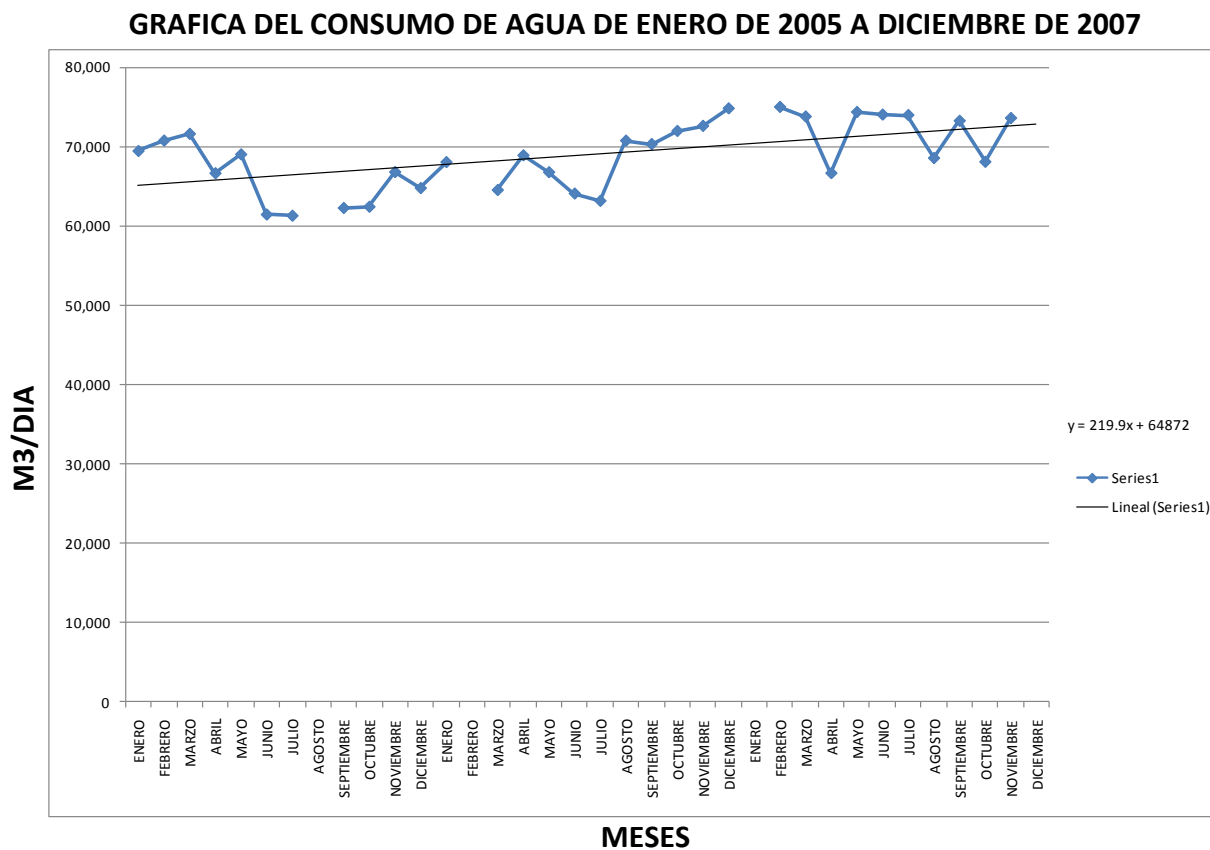
| TABLA 1.3 SUMINISTRO DE AGUA | | | | | | | | | |
|------------------------------|--------------------------------|--------|---------------|--------------------------------|--------|---------------|--------------------------------|--------|---------------|
| | AÑO 2005 (m ³ /día) | | | AÑO 2006 (m ³ /día) | | | AÑO 2007 (m ³ /día) | | |
| | TEOCALCO | MANGAS | TOTAL | TEOCALCO | MANGAS | TOTAL | TEOCALCO | MANGAS | TOTAL |
| ENERO | 63,159 | 6,298 | 69,458 | 44,161 | 23,898 | 68,059 | 56,337 | 18,913 | 75,250 |
| FEBRERO | 63,017 | 7,755 | 70,772 | 39,885 | 20,950 | 60,834 | 53,009 | 22,004 | 75,013 |
| MARZO | 61,052 | 10,565 | 71,616 | 40,131 | 24,411 | 64,542 | 55,065 | 18,740 | 73,805 |
| ABRIL | 55,307 | 11,346 | 66,653 | 52,530 | 15,683 | 68,913 | 54,696 | 11,974 | 66,670 |
| MAYO | 54,919 | 14,219 | 69,031 | 50,870 | 15,915 | 66,784 | 54,490 | 19,883 | 74,373 |
| JUNIO | 54,373 | 7,078 | 61,451 | 46,037 | 18,058 | 64,096 | 53,259 | 20,787 | 74,046 |
| JULIO | 48,462 | 12,841 | 61,303 | 46,465 | 16,709 | 63,174 | 56,155 | 17,833 | 73,988 |
| AGOSTO | 45,914 | 12,814 | 58,728 | 50,460 | 20,307 | 70,767 | 58,380 | 10,189 | 68,569 |
| SEPTIEMBRE | 46,867 | 15,412 | 62,279 | 51,097 | 19,236 | 70,334 | 51,020 | 22,246 | 73,266 |
| OCTUBRE | 47,603 | 14,830 | 62,432 | 51,833 | 20,151 | 71,984 | 49,157 | 18,939 | 68,096 |
| NOVIEMBRE | 45,863 | 20,946 | 66,808 | 53,119 | 19,506 | 72,625 | 60,606 | 13,007 | 73,613 |
| DICIEMBRE | 43,644 | 21,141 | 64,785 | 57,853 | 16,980 | 74,832 | 56,379 | 20,477 | 76,856 |
| PROMEDIO | 52,515 | 12,937 | 65,443 | 40,131 | 24,411 | 64,542 | 54,879 | 17,916 | 72,795 |

³ Requerimientos de servicios principales de las plantas de Combustibles limpios proporcionados por la administración de la industria.



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

En la gráfica se observa, el consumo de agua en la industria del 2005 al 2007, así como quitando los datos extremos, se puede obtener una relación lineal del consumo de agua.



Si se realiza una extrapolación de los datos de enero del 2005 a enero del 2011 que son 72 meses en total, se puede estimar un consumo total de 80,705 m³/día, el cual esta por debajo de consumo proporcionado por la industria con la demanda máxima futura, con todas las plantas en operación.

En la Tabla 1.4, se indican los datos de los tanques de almacenamiento de agua de la Industria.



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

| TANQUE | MATERIAL | CAPACIDAD | DIÁMETRO | ALTURA |
|--------|-----------------|-------------------------|-----------|-----------|
| | | m ³ (bls) | m (ft) | m (ft) |
| TAC-1 | CONCRETO | 50,000 | 73.15 | 12.19 |
| TAC-2 | | (300,000) | (240) | (40) |
| TAC-3 | ACERO AL CARBÓN | 32,000 | 54.86 | 14.63 |
| TAC-4 | | (200,000) | (180) | (48) |
| TAC-5 | - | - | - | - |

La capacidad total de almacenamiento de agua en la industria es de 164,000 m³ (1,000,000 bls) la cual tiene un tiempo de residencia dependiente del consumo de agua como se muestra en la tabla 1.5

| DEMANDA DE AGUA EN LA INDUSTRIA | CONSUMO m ³ /día (GPM) | ALMACENAMIENTO AL 75% m ³ (bls) | TIEMPO DE ALMACENAMIENTO min (hrs) |
|---------------------------------|---|--|---------------------------------------|
| DEMANDA MÍNIMA ACTUAL | 20,000 (3,669.06) | 123,000 (750,000) | 8585.4 (143) |
| DEMANDA MÁXIMA ACTUAL | 75,000 (13,758.96) | 123,000 (750,000) | 2289.4 (38.2) |
| DEMANDA MÁXIMA FUTURA | 85,000 (15,593.49) | 123,000 (750,000) | 2020.1 (33.7) |

Considerando un almacenamiento del 75% el tiempo de residencia puede variar desde 143 hr, ha, 33 hr, depende de las plantas que están en operación.

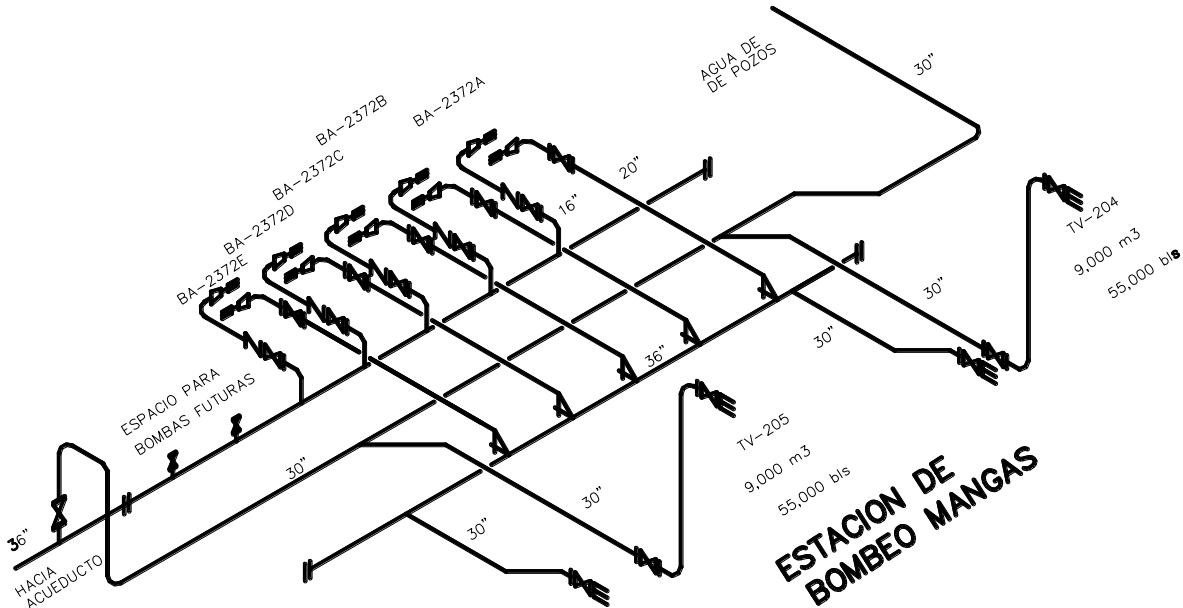
1.2 SISTEMA DE SUMINISTRO DE AGUA DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO MANGAS.

El agua procedente de los pozos 5,6,7,9, 11 y 12 llega a la estación de Mangas y es almacenada en dos tanques TV-204/TV-205. El agua almacenada es enviada a la Industria por medio de las bombas BA-2372 A/B/C/D/E; cada una con capacidad de 4,000 GPM y motor de 1,500 HP, a través del acueducto de 36"Ø toda la operación es en forma manual, la comunicación con la industria y la estación de rebombeo Teocalco, se realiza por medio de radio.



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

La configuración de la estación de bombeo de Mangas se muestra en el siguiente esquema:



En la Tabla 1.6, se indica el suministro promedio de agua de Mangas a la Industria.

| TABLA 1.6. SUMINISTRO DE AGUA DE MANGAS A LA INDUSTRIA | | | |
|--|--------|---------------------|---------|
| DATOS DE BALANCE | LPS | m ³ /día | GPM |
| SUMINISTRO PROMEDIO POZOS MANGAS | 262.65 | 22,692.96 | 4,163.1 |

Del agua obtenida de los pozos de Mangas, se envían 70 LPS (1,109.5 GPM) a Mixquiahuala, los cuales no se consideran en la Tabla 1.6.

En la Tabla 1.7 se indica la cantidad y características de los tanques de almacenamiento de la estación de bombeo Mangas.



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

TABLA 1.7 TANQUES DE ALMACENAMIENTO DE LA ESTACIÓN DE MANGAS

| CONCEPTO | CARACTERÍSTICAS |
|------------------|------------------------|
| TAG | TV-204/TV-205 |
| SERVICIO | ALMACENAMIENTO DE AGUA |
| CAPACIDAD, bls | 55,000 c/u |
| TIPO DE TANQUE | VERTICAL ATMOSFÉRICO |
| TIPO DE TECHO | CÓNICO FIJO |
| DIÁMETRO, m (ft) | 30.48 (100) |
| ALTURA, m (ft) | 12.19 (40) |
| MATERIAL | ACERO AL CARBÓN |



Fotografía del tanque de almacenamiento de agua de la estación de bombeo Mangas.

En la Tabla 1.8, se indican los datos obtenidos de las bombas de la estación Mangas

| TABLA 1.8 DATOS DE EQUIPO DE BOMBEO DE LA ESTACIÓN MANGAS | |
|---|---------------------|
| CONCEPTO | DATOS DE LAS BOMBAS |
| TAG BOMBA | BA-2372 A,B,C,D,E |
| BOMBAS EN OPERACIÓN | - |
| CAPACIDAD, (m ³ /día) GPM | (21,801.6) 4,000 |
| CABEZA TOTAL, m (ft) | 316.99 (1040) |
| PRESIÓN DESCARGA, kg/cm ² (psig) | 21.0 (300) |
| EFICIENCIA, % | 83 |
| No. CURVA | PC-860064 |
| VELOCIDAD, rpm | 1,770 |
| MARCA BOMBA | BYRON JACKSON |
| MODELO BOMBA | - |
| TAMAÑO BOMBA | 10x12x18 DVMX-4P |
| MARCA MOTOR | - |
| POTENCIA MOTOR, HP | 1,500 |
| CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS, VOLTS (KV) / FASES / CICLOS | 4,160/3/60 |



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN



Fotografías del equipo de bombeo de la estación Mangas.

- En total, son cinco bombas existentes.
- Actualmente, solo opera una bomba siempre.
- Las bombas descargan a 21 kg/cm².
- Una bomba es de relevo.
- Hay una bomba en mantenimiento.

La capacidad total de almacenamiento de agua en la estación de bombeo Mangas es de 17,500 m³ (110,000 bls) la cual tiene un tiempo de residencia dependiente de la consumo de agua como se muestra en la tabla 1.9

| TABLA 1.9 TIEMPO DE ALMACENAMIENTO DE AGUA EN LA ESTACIÓN DE BOMBEO MANGAS | | | |
|--|---|--|---------------------------------------|
| BOMBAS EN OPERACIÓN | CONSUMO m ³ /día (GPM) | ALMACENAMIENTO AL 75% m ³ (bls) | TIEMPO DE ALMACENAMIENTO min (hrs) |
| 1 | 21,804 (4,000.0) | 13,125 (82,500) | 866.2 (14.4) |
| 2 | 43,608 (8,000) | 13,125 (82,500) | 433.1 (7.2) |
| 3 | 65,412 (12,000) | 13,125 (82,500) | 289.0 (4.8) |

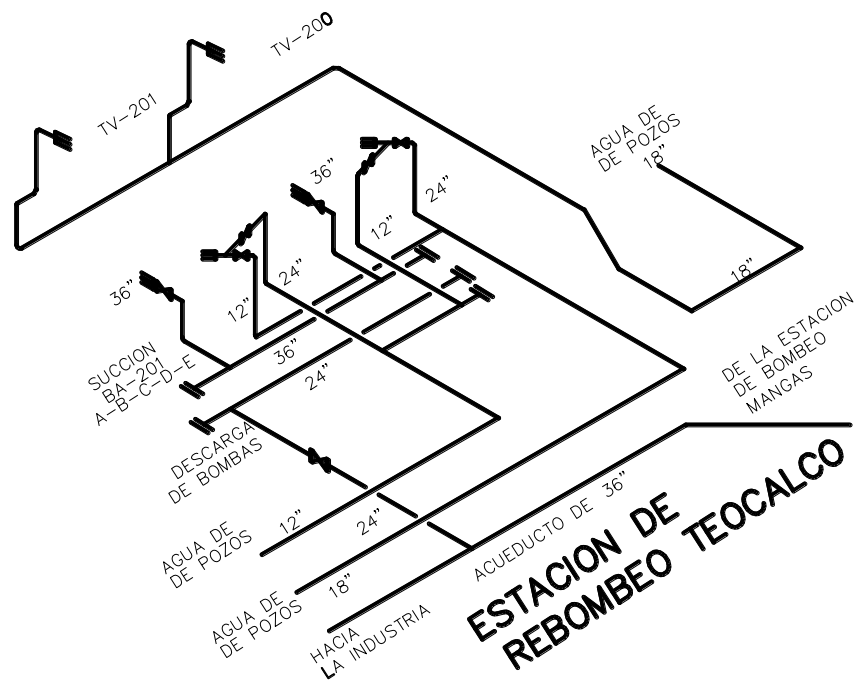
Considerando un almacenamiento del 75% el tiempo de residencia puede variar desde 14.2 hr, a, 4.8 hr. Es necesario que el flujo de agua de pozos sea continuo para mantener el abastecimiento del sistema de bombeo.



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

1.3 SISTEMA DE SUMINISTRO DE AGUA DE LA ESTACIÓN DE REBOMBEO TEOCALCO

El agua procedente de los pozos 1,5,7,9, 11,13,15, 17,19 y 21 llega a la estación de Teocalco y es almacenada en dos tanques TV-200 / TV-201. El agua almacenada es enviada a la Industria, por medio de las bombas BA-201 A,B,C,D,E; cada una con capacidad de 4,000 GPM y motor de 1,500 HP, a través del acueducto de 36"Ø toda la operación es en forma manual, la comunicación con la industria y la estación de bombeo Mangas, se realiza por medio de radio. La configuración de la estación de rebombeo de Teocalco se muestra en el siguiente esquema:



En la Tabla 1.10, se indica el suministro de agua de Teocalco a la Industria basándose en la información recopilada.



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

| TABLA 1.10. SUMINISTRO DE AGUA DE TEOACLACO A LA INDUSTRIA | | | |
|--|-----|---------------------|-----------|
| DATOS DE BALANCE | LPS | m ³ /día | GPM |
| SUMINISTRO PROMEDIO POZOS TEOCALCO | 711 | 61,430.4 | 11,269.58 |

En la Tabla 1.11, se indica la cantidad y características de los tanques de almacenamiento de agua de la estación de bombeo Teocalco.

| TABLA 1.11 TANQUES DE ALMACENAMIENTO DE LA ESTACIÓN TEOCALCO | |
|--|------------------------|
| CONCEPTO | CARACTERÍSTICAS |
| TAG | TV-200/TV-201 |
| SERVICIO | ALMACENAMIENTO DE AGUA |
| CAPACIDAD, bls | 30,000 c/u |
| TIPO DE TANQUE | VERTICAL ATMOSFÉRICO |
| TIPO DE TECHO | CÓNICO FIJO |
| DIÁMETRO, m (ft) | 23.77 (78.8) |
| ALTURA, m (ft) | 12.19 (40) |
| MATERIAL | ACERO AL CARBÓN |



Fotografía de la estación de bombeo Teocalco.

En la Tabla 1.12, se indican los datos obtenidos de las bombas de Teocalco.

| TABLA 1.12 DATOS DE EQUIPO DE BOMBEO DE LA ESTACIÓN TEOCALCO | |
|--|--------------------------|
| CONCEPTO | DATOS DE LAS BOMBAS |
| TAG BOMBA | BA-201 A,B,C,D,E |
| BOMBAS EN OPERACIÓN | BA-201 A,B,C,D |
| CAPACIDAD, (m ³ /día) GPM | (21,803.97) 4,000 |
| CABEZA TOTAL, m (ft) | 317 (1040) |
| PRESIÓN DESCARGA, kg/cm ² (psig) | 21.1 (300) |
| EFICIENCIA, % | 62 |
| No. CURVA | 78T5444 |
| VELOCIDAD, RPM | 1780 |
| MARCA BOMBA | UNITED CENTRIFUGAL PUMPS |
| MODELO BOMBA | - |
| TAMAÑO BOMBA | 10x23 BFI |



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

| TABLA 1.12 DATOS DE EQUIPO DE BOMBEO DE LA ESTACIÓN TEOCALCO | |
|--|---------------------|
| CONCEPTO | DATOS DE LAS BOMBAS |
| | 2 STG |
| No. SERIE | 44064-1 THRJ-3 |
| MARCA MOTOR | - |
| POTENCIA MOTOR, HP | 1,500 |
| CARACTERÍSTICAS ELECTRICAS, VOLTS (KV) / FASES / CICLOS | - |

- En total, son cinco bombas existentes, de las cuales hay una en mantenimiento.
- Actualmente, solo opera una bomba siempre.
- Presión de 21.1 kg/cm² (300 psig) para la descarga de la bomba.
- Una bomba es de relevo.

La capacidad total de almacenamiento de agua en la estación de rebombeo Teocalco es de 9,600 m³ (60,000 bls) la cual tiene un tiempo de residencia dependiente de la consumo de agua como se muestra en la tabla 1.13

| TABLA 1.13 TIEMPO DE ALMACENAMIENTO DE AGUA EN LA ESTACION DE REBOMBEO TEOCALCO | | | |
|---|---|--|---------------------------------------|
| BOMBAS EN OPERACIÓN | CONSUMO m ³ /día (GPM) | ALMACENAMIENTO AL 75% m ³ (bls) | TIEMPO DE ALMACENAMIENTO min (hrs) |
| 1 | 21,804 (4,000.0) | 7,200 (45,000) | 472.5 (7.9) |
| 2 | 43,608 (8,000) | 7,200 (45,000) | 236.1 (3.9) |
| 3 | 65,412 (12,000) | 7,200 (45,000) | 157.5 (2.6) |

Considerando un almacenamiento del 75% el tiempo de residencia puede variar desde 7.9 hr, ha, 2.6 hr. Es necesario que el flujo de agua de pozos sea continuo para mantener el abastecimiento del sistema de bombeo.



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

1.4 DATOS DEL ACUEDUCTO EXISTENTE

La industria realizó estudios, del estado que guarda la protección catódica y mecánica, para determinar, el estado físico del acueducto.

Se estableció que presenta anomalías en el recubrimiento exterior, provocando condiciones de alta corrosión, debido al envejecimiento entre las estaciones de bombeo de Mangas y Teocalco.

1.5 ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

De la información recopilada de los documentos y diagramas proporcionados por la industria se tiene:

- Los datos de consumo de agua en condiciones actuales son similares (Tablas 1.1 y 1.2).
- Los datos de suministro promedio, considerando la sumatoria de Mangas y Teocalco (Tabla 1.3).
- Se observa que la que el consumo tiende a aumentar y en la grafica de enero de 2005 diciembre de 2007 y se extrapola un consumo para enero del 2011 de 80,705 m³/día, el cual corresponde con 81,653 m³/día que es la demanda máxima actual con todas las plantas en operación de la tabla 1.2
- Con respecto a la cantidad y capacidad de almacenamiento de la estación Mangas se considera adecuada por tener un tiempo de residencia máximo de 14 hr y mínimo de 4.8 hr; mientras que en la estación de Teocalco se considera insuficiente por tener un tiempo máximo de 7.9 hr.
- En la Tabla 1.14 se indica el resumen de los datos obtenidos, los cuales se consideraran para realizar el análisis hidráulico del acueducto que suministra agua a la industria. .

Con respecto al suministro de Mangas, el flujo indicado ya se le descontó el enviado a la población de Mixquiahuala. Para Teocalco se considera todo el flujo estimado ya que los otros consumidores se encuentran cerca de la Industria.



CAPÍTULO 1 REVISIÓN Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

TABLA 1.14 RESUMEN DE SUMINISTRO Y DEMANDA DE AGUA

| | FLUJO PROMEDIO 2007 MANGAS, m ³ /dia (GPM) | FLUJO PROMEDIO 2007 TEOCALCO, m ³ /dia (GPM) | FLUJO TOTAL PROMEDIO ENVIADO A INDUSTRIA, m ³ /dia (GPM) | DEMANDA MÍNIMA ACTUAL, m ³ /dia (GPM) | DEMANDA MÁXIMA ACTUAL, m ³ /dia (GPM) | DEMANDA MÍNIMA A FUTURO, m ³ /dia (GPM) | DEMANDA MÁXIMA A FUTURO, m ³ /dia (GPM) |
|------------------|---|---|---|--|--|--|--|
| TOTAL | 17,916 (3,288) | 54,879 (10,068) | 72,795 (13,356) | 26,653 (4,889.57) | 81,653 (14,979.47) | 36,653 (6,724.09) | 91,653 (16,814.00) |
| OTROS | - | - | - | 6,653 (1,220.51) | 6,653 (1,220.51) | 6,653 (1,220.51) | 6,653 (1,220.51) |
| INDUSTRIA | - | - | - | 20,0003 (3,669.06) | 75,000 (13,758.96) | 30,000 (5,503.58) | 85,000 (15,593.49) |

Como se puede ver, el flujo de demanda máxima actual es mayor al flujo total estimado del agua extraída de pozos de Mangas y Teocalco; sin embargo, para revisar el comportamiento de los sistemas de bombeo con las condiciones actuales se realizará considerando la demanda máxima.



CAPÍTULO 2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA EL SUMINISTRO DE AGUA A LA INDUSTRIA

2. ALTERNATIVAS PARA EL SUMINISTRO DE AGUA

Las condiciones físicas del acueducto de 36" no permiten operar el acueducto más que en condiciones de presión moderada. Por este motivo, se busca garantizar y mantener flexibilidad operativa en el sistema de suministro de agua de la Industria, para esto se propone:

- 1) La construcción de una derivación del acueducto de 36"Ø entre las estaciones de bombeo Mangas y Teocalco, de modo tal que se conduzca el flujo de agua a los tanques de almacenamiento de la estación de Teocalco.

Es conveniente que se continúe con la capacidad de bombeo desde la estación de Mangas hasta la Industria, como relevo.

- 2) Mantener una derivación tipo by pass que mediante un sistema de válvulas permita derivar el flujo directamente de la estación de Mangas al sistema de almacenamiento de Teocalco, como operación normal, o bien, derivar el flujo de Mangas directamente a la Industria en caso de operación en condiciones extraordinarias o de emergencia.

Para el planteamiento de opciones del análisis de suministro de agua a futuro, se parte de lo siguiente:

- a) Para el suministro de agua futura a la Industria, desde la estación Teocalco o Mangas, se considera la demanda máxima de 15,593 GPM (85,000 m³/día), indicada en la Tabla 2.1.



CAPÍTULO 2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA EL SUMINISTRO DE AGUA A LA INDUSTRIA

| TABLA 2.1 DEMANDA DE AGUA | | | | |
|----------------------------------|---|---|---|---|
| CONCEPTO | DEMANDA MÍNIMA ACTUAL, m³/día (GPM) | DEMANDA MÁXIMA ACTUAL, m³/día (GPM) | DEMANDA MÍNIMA A FUTURO, m³/día (GPM) | DEMANDA MÁXIMA A FUTURO, m³/día (GPM) |
| INDUSTRIA | 20,000 (3,669.06) | 75,000 (13,758.96) | 30,000 (5,503.58) | 85,000 (15,593.49) |
| OTROS CONSUMIDORES* | 6,653 (1,220.51) | 6,653 (1,220.51) | 6,653 (1,220.51) | 6,653 (1,220.51) |
| TOTAL | 26,653 (4,889.57) | 81,653 (14,979.47) | 36,653 (6,724.09) | 91,653 (16,814.00) |

*Otros consumidores, son: Col. UHP Hospital, Col. Bojay, ADT Col. Ing. CENDI, acrílico Edif. ADM, acrílico servicios auxiliares, que corresponde a 6,653 m³/día (1220.51 GPM).

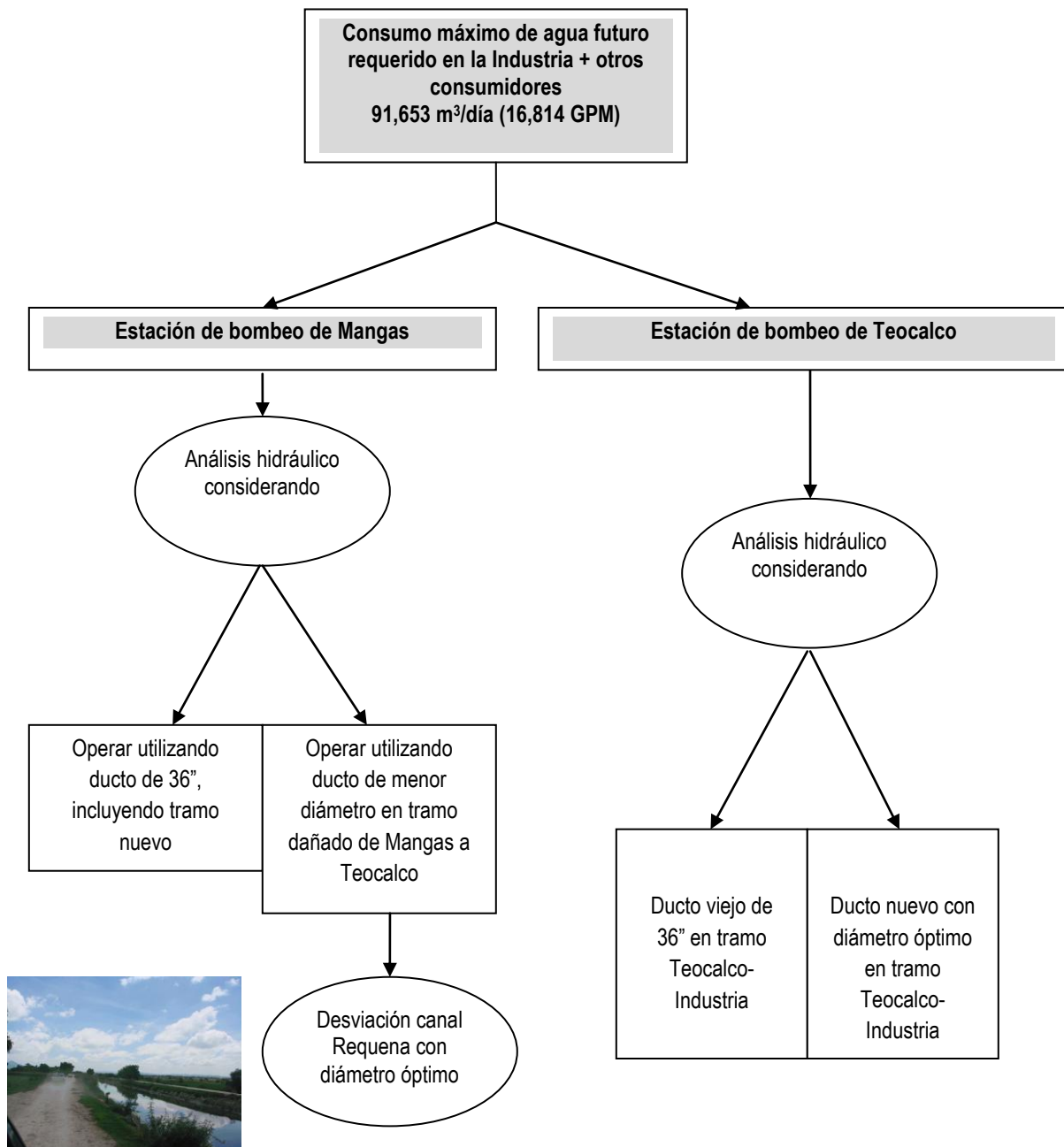
- b) La capacidad de almacenamiento en las estaciones, son: 110,000 barriles en Mangas y 60,000 barriles en Teocalco. Esto significa que la capacidad de almacenamiento de Teocalco está por debajo del 50% de la capacidad total de almacenamiento.
- c) La capacidad de bombeo instalada en cada estación (Mangas y Teocalco), son: cinco bombas con capacidad de 4000 GPM y cabeza (carga) total de 1040 ft con motores de 1500 HP.
- d) El acueducto existente de 36"Ø, entre Mangas y Teocalco, está dañado debido al envejecimiento, por lo que los análisis hidráulicos también se harán con otros diámetros.
- e) En condiciones normales de operación, el suministro de agua a la Industria, será desde el sistema de bombeo de la estación Teocalco y el sistema de bombeo de la estación Mangas enviará el agua disponible a la estación de bombeo Teocalco.
- f) El sistema de bombeo de la estación Mangas se utilizará como relevo en caso de falla de suministro de la estación Teocalco, por lo que se realizará el análisis desde la estación de bombeo Mangas hasta la industria.
- g) La estación de bombeo Teocalco cuenta con tres espacios con bases adicionales para bombas futuras.



CAPÍTULO 2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA EL SUMINISTRO DE AGUA A LA INDUSTRIA

- h) La estación de bombeo Mangas cuenta con dos espacios con bases adicionales para bombas futuras
- i) La infraestructura existente en cada una de las estaciones para el sistema de bombeo, está en buenas condiciones.

Basándose en las consideraciones anteriores, se plantean las alternativas posibles para asegurar el suministro de la demanda máxima de agua en la Industria.





CAPÍTULO 2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS PARA EL SUMINISTRO DE AGUA A LA INDUSTRIA

2.1 DESCRIPCIÓN DE LA OPCIÓN DE SUMINISTRO DE AGUA DESDE LA ESTACIÓN DE BOMBEO MANGAS

En este caso se analiza el envío de agua al sistema de almacenamiento de la estación de bombeo Teocalco en condiciones normales de operación el cual es el 30% del flujo de agua máximo futuro 27,496 m³/día (5,044 GPM) y el suministro de agua hasta la Industria por vía directa en caso de emergencia con el 100 % del flujo máximo 91,653 m³/día (16,814 GPM). Esto se hará por medio de un arreglo de válvulas en la estación de Teocalco. El equipo de bombeo de la estación Mangas únicamente enviará el agua hasta la Industria en caso de falla de suministro desde la estación Teocalco.

Por otra parte, debido a que el tramo de acueducto entre Mangas y Teocalco está dañado, se analiza la posibilidad de que el nuevo tramo a instalar en la desviación que seguirá la trayectoria del derecho de vía del canal Requena, pueda ser de menor diámetro y se pueda asegurar el suministro de agua a la Industria, desde, la estación de bombeo Mangas, en caso de falla del suministro de la estación Teocalco siendo este el caso más crítico.

2.2 DESCRIPCIÓN DE LA OPCIÓN DE SUMINISTRO DE AGUA DESDE LA ESTACIÓN DE REBOMBEO TEOCALCO

El análisis hidráulico considera el diámetro del acueducto existente y en caso de operación normal el envío de agua se considera la demanda máxima de 16,814 GPM (91,653 m³/día). También se analiza con otros diámetros previendo la posibilidad de sustituirlo, a futuro, por otro de menor diámetro, desde la estación de bombeo Teocalco a la Industria. Además, se considera como condición indispensable haber realizado el análisis de la desviación del acueducto de 36" en el tramo de Tlahuelilpan siguiendo la ruta del canal Requena. Esto por considerarse que en caso de una alta demanda, será necesario suministrar agua desde la estación de Mangas a los tanques de Teocalco.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

3. GENERALIDADES

La rama de la ingeniería encargada de estudiar el comportamiento de los fluidos es la mecánica de fluidos, entendiendo por fluido a “una sustancia que se deforma continuamente bajo la acción de un esfuerzo cortante¹³”.

La mecánica de fluidos tiene dos divisiones importantes, la estática de fluidos que estudia los fluidos en el estado de equilibrio, es decir, sin esfuerzo cortante; y la dinámica de fluidos o flujo de fluidos.

3.1. FUNDAMENTOS DE ESTÁTICA DE FLUIDOS

Los fluidos ejercen tanto fuerzas normales, como fuerzas cortantes, sobre las superficies que están en contacto con ellos; pero los fluidos que están en reposo solo ejercen fuerzas normales, llamadas fuerzas de presión. La presión es una cantidad escalar que actúa de igual modo en todas direcciones, como se muestra en la figura 3.1.

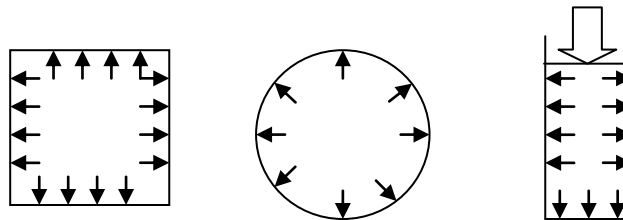


Figura 3.1 en un fluido confinado entre fronteras sólidas.

En un mismo plano horizontal, el valor de la presión de un líquido es igual en cualquier punto⁹.

La diferencia de presiones, entre dos puntos a distintos niveles de un líquido, esta definida por la ecuación:

$$P_2 - P_1 = \gamma(z_1 - z_2) \quad (1)$$



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

Si el punto 1 es la superficie libre del líquido y la altura hacia abajo la ecuación se modifica, que dando de la siguiente forma ($h = -z_2$):

$$P = \gamma h \quad \dots (2)$$

Esta ecuación describe la Ley hidrostática de la variación de presión, en la cual (h) es la altura de la columna del líquido (altura piezométrica), desde la superficie libre del líquido y (P) es el incremento de presión desde la superficie libre¹⁰.

La presión absoluta (P') es la fuerza total por unidad de área de un fluido, la cual es igual a la presión atmosférica más la presión manométrica, como se representa en la figura 3.2, Se ilustra gráficamente la relación entre las presiones absoluta y manométrica.

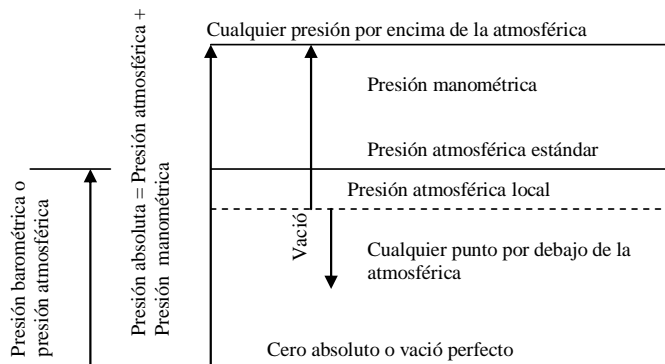


Figura 3.2 Relación entre la presión manométrica y absoluta.

3.2. ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL MOVIMIENTO DE FLUIDOS

Para el análisis y diseño de cualquier sistema, en el cual un fluido sea el medio de trabajo es necesario el conocimiento, entendimiento de los principios y conceptos básicos de la mecánica de fluidos. El análisis de cualquier problema se realiza, con los enunciados de las leyes básicas, las cuales rigen el movimiento de cualquier fluido:



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

| Ley | Ecuación | Expresión |
|--------------------------------------|---|--|
| Ley de la conservación de la materia | Ecuación de continuidad | $\int_{cv} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = - \int_{cv} \rho v dA$ |
| 2º Ley del movimiento de Newton | Teorema del movimiento | $\sum F = \frac{d}{dt}(mv)$ $F = ma$ |
| 1º Ley de la termodinámica | Ecuación de energía | $dU = dq + dW$ |
| 2º Ley de la termodinámica | Ecuación de entropía Dirección de los procesos | $dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_v dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_s dV$ $dU = TdS - PdV$ |

De la ecuación de continuidad expresa el “caudal neto entrante en masa, es igual a la rapidez de variación con respecto al tiempo de la masa interior del volumen de control (CV)”.

Cuándo está en movimiento un fluido, este crea líneas de corriente las cuales son líneas continuas que se trazan en el fluido y que son cada punto tangente al vector velocidad, como se muestra en la figura 3.3:

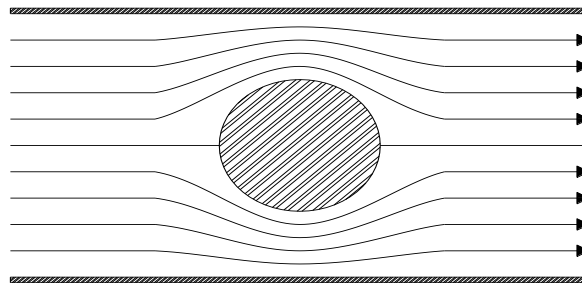


Figura 3.3 Líneas de corriente en flujo permanente alrededor de un cilindro entre paredes paralelas.

A través de una línea de corriente no puede pasar flujo, es decir, las partículas se mueven en la dirección de las líneas de corriente, hasta formar lo que se le llama un tubo de corriente.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

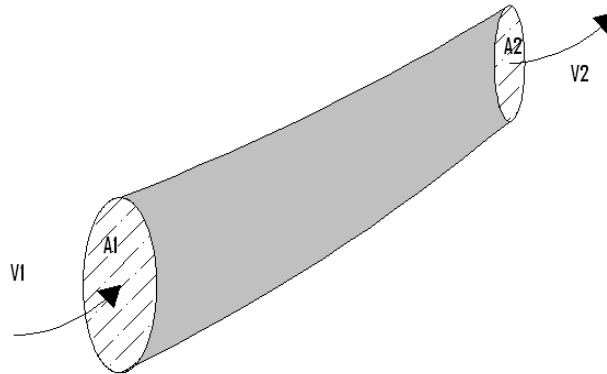


Figura. 3. 4 Líneas de corriente entre contornos fijos.

Se considera el tubo de corriente la figura 3.4 como volumen de control (CV). Dónde un flujo permanente y laminar, la masa de un fluido que atraviesa cualquier sección de una corriente de fluido, por unidad de tiempo, es constante y no existe rapidez de acumulación, respecto al tiempo⁹, la ecuación de continuidad queda:

$$\int \rho v dA = 0 \quad (3)$$

El caudal másico de fluido que atraviesa una superficie, es igual a:

$$M = \rho v A \quad (4)$$

Si la densidad del fluido no varía entre dos superficies, tenemos:

$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 = \text{constante} \quad (5)$$

Se define el flujo volumétrico que circula por un tubo de corriente al producto de la velocidad (v) y superficie (A):

$$Q = Av \quad (6)$$

El movimiento de un fluido, es provocado por los diferentes tipos de energía como son:



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

1. Energía Potencial (EP): es la energía debida a la altura (z) con respecto a algún nivel de referencia, de un cuerpo de masa (m).

$$EP = \frac{gz}{g_c} \quad (7)$$

2. Energía Cinética (EC): es la energía debida al movimiento fluido y es debido a su velocidad (v).

$$EC = \frac{v^2}{2g_c} \quad (8)$$

3. Energía de Presión (W_{fluj}): energía que tiene un fluido debido a la presión que se encuentra. Esto es, el trabajo realizado por el entorno para introducir una unidad de masa en el sistema⁵.

$$W_{fluj} = \frac{P}{\rho} \quad (9)$$

4. Energía Interna (U): es la suma de las energías de un sistema y es función de la temperatura (T), de la presión (P) y del estado físico del sistema.
5. Trabajo Mecánico (W_f): el trabajo es una forma de energía que presenta una transferencia entre el sistema y el entorno.
6. Energía Térmica (q): se usa el término de calor para referirse a la energía en tránsito de un cuerpo a otro, debido a la diferencia de temperaturas.
7. Energía de fricción (hf): representa la energía perdida, por fricción cuándo un fluido pasa a través de un sistema.

Considerando las interacciones energéticas, cuándo una corriente de materia fluye a régimen estacionario, entre los puntos 1 y 2 de un sistema, como se muestra en la figura 3.5



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

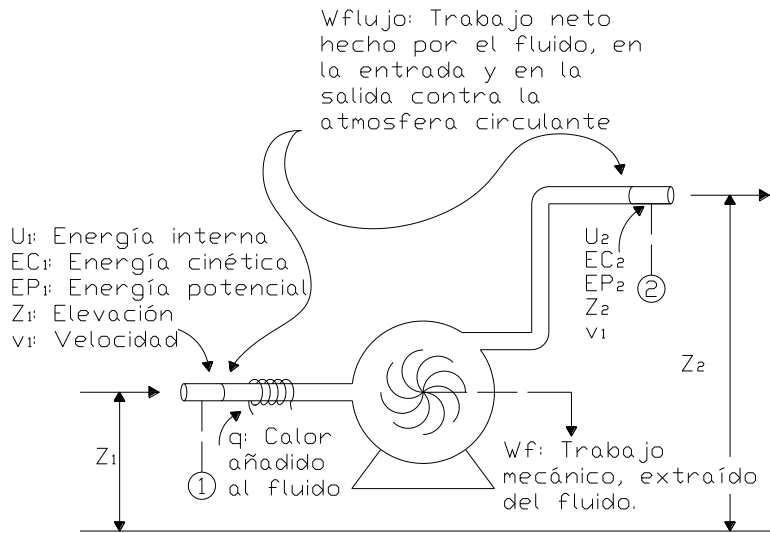


Fig. 3. 5 Aspectos energéticos de un sistema de tuberías de corriente única.

Considerando la primera ley de la termodinámica “Un cambio de la energía total en el sistema (cinética, potencial e interna) es igual al calor transferido a dicha masa, menos el trabajo realizado en la masa de control”⁶. Se tiene por cada unidad de masa de fluido circulante:

$$\underbrace{\Delta U}_{\text{Energía Interna, U}} + \underbrace{\Delta \left(\frac{gz}{g_c} \right)}_{\text{Energía potencial, EP}} + \underbrace{\Delta \left(\frac{v^2}{2g_c} \right)}_{\text{Energía Cinética, EC}} + \underbrace{\Delta \left(\frac{P}{\rho} \right)}_{\text{Trabajo debido al fluido}} = \underbrace{q}_{\substack{\text{Calor suministrado} \\ \text{al fluido desde} \\ \text{el entorno}}} - \underbrace{W_f}_{\substack{\text{Trabajo recibido} \\ \text{por el entorno} \\ \text{desde el fluido}}} \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (10)$$

Si se considera, que no todos los tipos de energía se puede transformar completamente, en otros tipos de energía y que la energía de un estado, no puede transformarse en otro estado sin aportar trabajo o calor adicional. Para dar cuenta de estas limitaciones se aplica la segunda ley de la termodinámica, como principio general⁷.

En cualquier proceso real, existe fricción entre la tubería y el fluido, también se presentan efectos viscosos y otros fenómenos que evitan la conversión completa



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

de una energía mecánica en otra, es preciso tener en cuenta, estas pérdidas y efectuar un balance de energía mecánica.

Se considera el término de energía interna de la expresión anterior. A partir de la segunda ley de la termodinámica:

$$\Delta U = \int TdS + \int Pd \frac{1}{\rho} \quad (11)$$

Donde se toma en cuenta los efectos calóricos como los de fricción.

$$\int TdS = \underbrace{q}_{\substack{\text{Calor desde} \\ \text{el entorno}}} + \sum \underbrace{F}_{\substack{\text{Calor generado} \\ \text{dentro del fluido} \\ \text{por fricción}}} \quad (12)$$

El cambio de entalpía, también está relacionado con el cambio de la energía interna:

$$\Delta H = \Delta U + \Delta \left(\frac{P}{\rho} \right) \quad (13)$$

Entonces para un flujo real, con sus inevitables efectos de fricción, en la tubería las ecuaciones anteriores se obtienen el denominado “balance de energía mecánica”⁷.

$$\frac{g}{gc} \Delta z + \Delta \left(\frac{v^2}{2gc} \right) + \int Pd \frac{1}{\rho} + W_f + \sum F = 0 \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (14)$$

Esta es la ecuación de Bernoulli en su forma general, el valor de la integral depende de la ecuación de estado del fluido y de la trayectoria del proceso, es decir, aplica tanto para fluidos incompresibles y compresibles. Para fluidos incompresibles, el término $\int Pd \frac{1}{\rho}$ se convierte en $\frac{\Delta P}{\rho}$, y multiplicando todo por $\frac{g_c}{g}$

resulta:



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

$$\Delta z + \Delta \left(\frac{v^2}{2g} \right) + \Delta \frac{g_c}{g} \left(\frac{P}{\rho} \right) + \Delta \frac{g_c}{g} W_f + \Delta \underbrace{\frac{g_c}{g} \sum F}_{\text{Carga perdida } hf} = 0 \quad \left[\begin{array}{l} m \text{ de} \\ \text{fluido} \end{array} \right] \quad (15)$$

$$\Delta z + \Delta \left(\frac{v^2}{2g} \right) + \Delta \frac{g_c}{g} \left(\frac{144P}{\rho} \right) + \Delta \frac{g_c}{g} W_f + \Delta \underbrace{\frac{g_c}{g} \sum F}_{\text{Carga perdida } hf} = 0 \quad \left[\begin{array}{l} pie \text{ de} \\ \text{fluido} \end{array} \right] \quad (16)$$

El teorema de Bernoulli, es el principio de la conservación de la energía mecánica y cada término de la ecuación, representa una forma distinta de energía. Dividiendo una expresión de energía entre la masa de un elemento del fluido, por consiguiente puede expresarse como la energía que posee un fluido por unidad de masa que fluye en el sistema.

Así mismo al cancelarse las unidades de fuerza y masa, queda únicamente unidades de longitud. A cada término de las ecuaciones (15 y 16) se le conoce como cabezas, refiriéndose a una altura por encima del nivel de referencia.

3.3 ECUACIONES PARA EL DIMENSIONAMIENTO Y EVALUACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO

3.3.1 NÚMERO DE REYNOLDS

El Número de Reynolds, es uno de los números adimensionales más importantes para el dimensionamiento y evaluación de tuberías, clasificando el tipo de flujo.

El número Reynolds ocupa parámetros del movimiento del fluido, como son velocidad, diámetro, densidad y viscosidad, logrando una relación entre las fuerzas dinámicas de la masa del fluido, respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad³, como se ve en la siguiente ecuación¹³:

$$\frac{\text{fuerza debida a la inercia}}{\text{fuerza viscosa}} = \frac{dv}{v} = \frac{dv\rho}{\mu} = \text{Re, número de Reynolds} \dots\dots\dots[1]$$

El tipo de flujo que se presenta en una tubería con el número de Reynolds se considera como se muestra en la tabla 3.1:



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

| TABLA 3.1 TIPO DE FLUJO DE ACUERDO CON EL NÚMERO DE REYNOLDS | | |
|--|---------------------|--|
| NÚMERO DE REYNOLDS | TIPO DE FLUJO | DESCRIPCIÓN |
| $Re \leq 2,000.$ | Flujo laminar | Las trayectorias del fluido se mueven a lo largo de capas delgadas, deslizándose una capa sobre otra adyacente. |
| $2,000. \geq Re \leq 4,000.$ | Flujo en transición | Las trayectorias del flujo se comienza a romper y se empieza a transformar en un flujo turbulento. |
| $Re \geq 4,000.$ | Flujo turbulento | Las partículas de un fluido se mueven siguiendo, trayectorias muy irregulares, originando un mayor esfuerzo cortante en el fluido. |

Así es que en el flujo turbulento la pérdida de la energía mecánica varía aproximadamente con el cuadrado de la velocidad.

3.3.2 VELOCIDAD RECOMENDADA EN TUBERÍAS

Las velocidades recomendadas, se ocupan para determinar un diámetro y una caída de presión razonable, estimando un diámetro inicial para el predimensionamiento de la tubería. El tamaño final debe satisfacer entre la caída de presión y una velocidad recomendada, correspondiente al servicio que se necesite.

Las velocidades recomendadas están en función al tipo de fluido, el material de la tubería y del servicio ocupado, se muestra en la tabla 3.2 las velocidades recomendadas para agua:

| TABLA. 3.2 VELOCIDADES UTILIZADAS PARA FLUJO DE AGUA EN TUBERÍAS ³ | | |
|---|-----------|---------|
| Servicio | Velocidad | |
| | m/seg | pie/seg |
| Alimentación de calderas | 2.4 a 4.6 | 8 a 15 |
| Succión de bombas y líneas de descarga | 1.2 a 2.7 | 4 a 9 |
| Servicios generales | 1.2 a 3.0 | 4 a 10 |
| Distribución de agua potable | 2.1 máx. | 7 máx. |



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

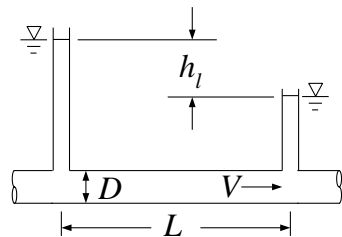
3.3.3 PERDIDAS DE ENERGÍA DEBIDO A LA FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS

En el dimensionamiento y análisis de hidráulico de los sistemas de tuberías y acueductos, es necesario evaluar el cálculo de pérdida de energía provocada por a la fricción, que se produce en el rozamiento del fluido con las paredes de la tubería, y en los accesorios.

Estas pérdidas de energía (hf) están en función de:

$$hf = hf(f, D, L, v) \quad (18)$$

La ecuación de Darcy–Weisbach, la cuál toma en cuenta estos factores y es la ecuación básica para el cálculo de pérdidas de energía en tuberías y conductos, la ecuación es la siguiente:


$$hf = f_D \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (19)$$

Esta ecuación se utiliza para calcular las pérdidas de energía por fricción en secciones rectas de ductos redondos, para flujo laminar y turbulento. En donde (f_D) es el factor de fricción, el cual se define como “la razón de pérdida friccional de energía cinética del fluido circulante”⁷ y esta en función de:

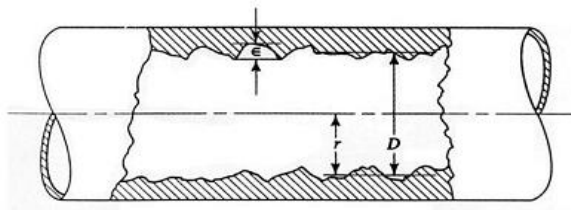
$$f = f((\text{Número de Reynolds}), (\text{Rugosidad del tubo}, \varepsilon)) \quad (20)$$

La rugosidad de la tubería, son irregularidades superficiales del mismo como se muestra en la figura 3.6:



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE



ε = Rugosidad absoluta en (pies).

D = Diámetro interior de la tubería (pies).

d = Diámetro interior de la tubería (pulg).

$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{12 \varepsilon}{d}$ =Rugosidad relativa.

Figura 3.6Rugosidad de la pared interna de un tubo.

Donde la rugosidad absoluta de la tubería depende del material de la tubería, como se presenta en la tabla 3.3:

| TABLA 3.3 RUGOSIDAD DE TUBERÍA LIMPIA (NUEVA) | | |
|---|--------------------|----------------------|
| Material del tubo | ε , mm | ε , pies |
| Acero remachado | 0.914 9.14 | 0.00300 0.02999 |
| Hormigón | 0.305 3.05 | 0.00100 0.01001 |
| Duela de madera | 0.183 0.914 | 0.00060 0.00300 |
| Hierro colado | 0.259 | 0.00085 |
| Hierro galvanizado | 0.152 | 0.00050 |
| Hierro colado asfaltado | 0.122 | 0.00040 |
| Acero comercial o hierro forjado | 0.0457 | 0.00015 |
| Tubería de drenaje | 0.00152 | 0.00000499 |
| Vidrio | 0 | 0 |
| Plástico (PVC, ABS, Polietileno) | 0 | 0 |

Estos valores pueden cambiar si la tubería ha estado en servicio durante algún tiempo, por la formación de depósitos y corrosión, como se muestra en la figura 3.7.



Figura 3.7. Comparación de tubería nueva y usada.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

En la actualidad se utilizan dos factores de fricción diferentes:

$$\left. \begin{array}{l} f_F, \text{ Factor de fricción de Fanning.} \\ f_D, \text{ Factor de fricción de Darcy.} \end{array} \right\} \text{Adimensional}$$

Por lo general los Ingenieros Químicos ocupan el factor de Fanning, y los de más ingenieros ocupan el factor de Darcy.

En el presente trabajo solo se presentan correlaciones para el cálculo del factor de fricción de Darcy, teniendo en cuenta que ambos factores son equivalentes como se muestra en la siguiente ecuación:

$$f_D = 4f_F \quad (21)$$

El factor de Darcy es cuatro veces mayor que el de Fanning. Existen las correlaciones, para poder calcular ambos factores de fricción. Estos se encuentran en función del tipo de flujo que se presente en la tubería y de su rugosidad, como se muestra en la siguiente tabla 3.4:

| TABLA 3.4 CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE DARCY | | |
|---|--|--|
| NÚMERO DE REYNOLDS | Correlación | Descripción |
| $Re \leq 2,000$ | $f_D = \frac{64}{Re}$ | Ecuación de Hagen–Poiseulli, es para flujo laminar y se aplica para todas las rugosidades. |
| $2,000 \geq Re \leq 4,000$ | | |
| $3,000 \geq Re \leq 100,000$ | $f_D = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$ | La ecuación de Blasius, para la circulación turbulenta en tubos lisos. |
| $4,000 \leq Re \leq 10^8$ | $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | Para una zona de total turbulencia la formula de Colebrook, para todo tipo de tubería, siendo una de las más aceptadas por los ingenieros. |
| $4,000 \leq Re \leq 10^8$ | $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \left(\frac{6.81}{Re} \right)^{0.9} \right)$ | Curchy la simplifica la ecuación de Colebrook, la cual y tiene una solución directa. |
| $4,000 \leq Re \leq 10^8$ | $\frac{1}{f_D} = 2 \log \left(3.7 \frac{d}{\epsilon} \right)$ | Para tubos rugosos se simplifican para flujo turbulento totalmente desarrollado en, donde f_D es independiente de Re. |



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

| TABLA 3.4 CORRELACIONES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR DE FRICCIÓN DE DARCY | | |
|---|--|---|
| NÚMERO DE REYNOLDS | Correlación | Descripción |
| $4,000 \leq Re \leq 10^8$ | $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = 2 \log \left(Re \sqrt{f_D} \right) - 0.8$ | Ecuación de Von Karman, para conductos lisos, que no presentan irregularidades. |

Para algunas de las correlaciones que están en la tabla 3.4, su solución es engorrosa, así es que se dispone de diagramas que dan las relaciones entre el factor de fricción (f) y el número de Reynolds y su rugosidad relativa, como es el diagrama de Moody, proporciona una información práctica y aceptada universalmente³, en la figura 3.8 se muestra las partes principales del diagrama.

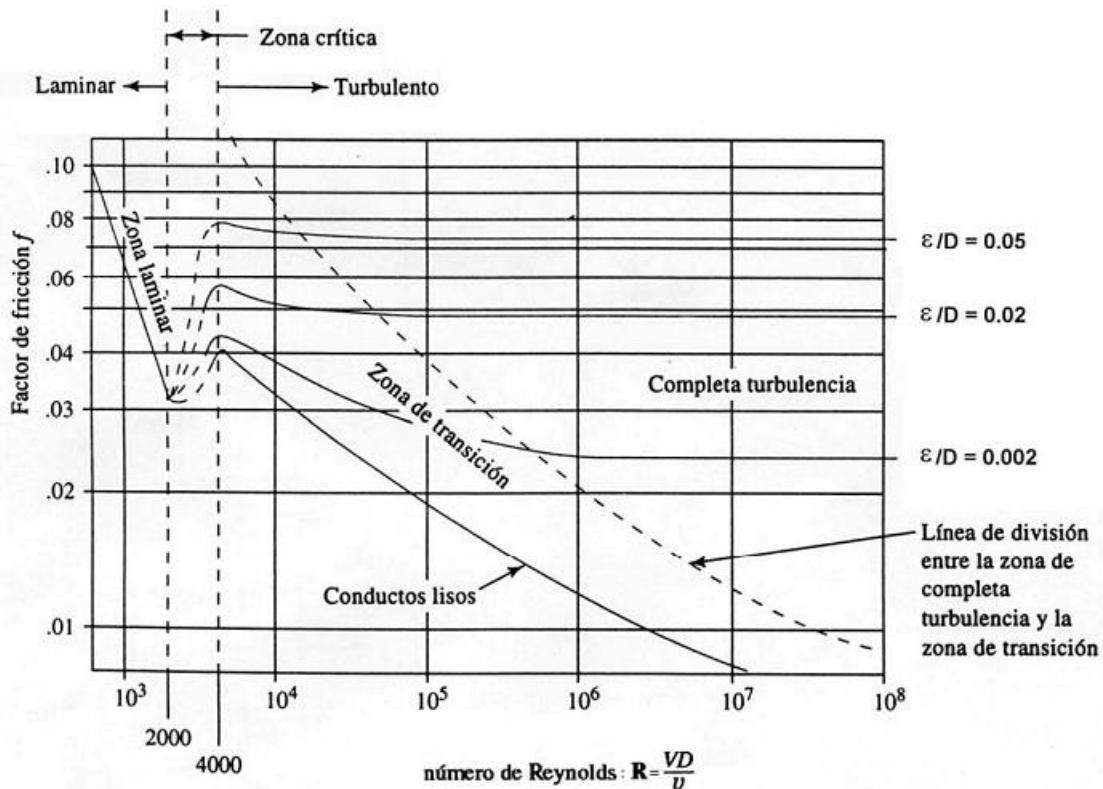


Figura 3.8 Partes principales del diagrama de Moody.

Debido a que los sistemas de tuberías tienen contracciones, expansiones, codos, válvulas y todo tipo de accesorios, es necesario evaluar la pérdida de energía, de cada accesorio que se presenta en el sistema la ecuación de Darcy–Weisbach, toma en cuenta, solo la pérdida de energía en tubería recta, pero una forma



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

conveniente de tener en cuenta estas pérdidas, es colocarla en función de una longitud equivalente de tubo recto, la relación L/D es la longitud equivalente en diámetro de tubería recta, que causa la misma pérdida de presión en el obstáculo, de la siguiente manera:

$$L_{eq \text{ total}} = L_{\text{tubo recto}} + \sum_{\substack{\text{codos} \\ \text{expansiones} \\ \text{válvulas} \\ \text{etc}}} (L_{eq}) \quad hf = f_D \frac{L_{eq \text{ total}}}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (22)$$

Cuando el flujo es turbulento la pérdida de energía en los accesorios es independiente del número de Reynolds. En las tablas 3.5 y 3.6 se muestran las longitudes equivalentes para diferentes accesorios de tubería.

| TABLA 3.5 LONGITUD EQUIVALENTE ⁸ L/D | | | |
|---|-----|--|-----|
| Accesorio | L/D | Accesorio | L/D |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | Curva 90 " (r/d = 1) | 20 |
| Válvula de compuerta (3/4 abierta) | 35 | Curva 90 " (r/d = 2) | 12 |
| Válvula de compuerta (1/2 abierta) | 160 | Curva 90 " (r/d = 4) | 14 |
| Válvula de compuerta (1/4 abierta) | 900 | Curva 90 " (r/d = 10) | 30 |
| Válvula de globo | 340 | Curva 90 " (r/d = 20) | 50 |
| Válvula de ángulo (tipo Y) | 55 | Curva de 30 " | 8 |
| Válvula de ángulo (tipo globo) | 150 | Curva de 45 " | 15 |
| Válvula de bola | 3 | Curva de 60 " | 25 |
| Válvula de mariposa | 45 | Curva de 90 " | 60 |
| Válvula tapón | 18 | Curva de regreso retorno | 50 |
| Válvula triple (flujo recto) | 30 | Válvula check (disco vertical y flujo recto) | 400 |
| Válvula triple (flujo dividido) | 90 | Válvula check (disco vertical y flujo recto) | 200 |
| Tee (flujo recto) | 20 | Válvula check (disco en 45° y flujo recto) | 350 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | Válvula check (de disco vasculante) | 50 |
| Codo 45 " usual | 16 | Entrada a tubería | 8 |
| Codo 90 " usual (r/d = 0.5) | 30 | Salida de tubería | 10 |
| Codo 90 " radio largo (r/d = 1) | 16 | | |



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

| Tabla 3.6 Longitud equivalente ² de tubería L/D | | | | | | | | | | |
|--|-----------|---------|---------|----------|---------|-----------|---------|---------|----------|---------|
| Diámetro nominal de la tubería (pulg) | Expansión | | | | | Reducción | | | | |
| | brusco | | | estándar | | brusco | | | estándar | |
| | d/D 1/4 | d/D 1/2 | d/D 3/4 | d/D 1/2 | d/D 3/4 | d/D 1/4 | d/D 1/2 | d/D 3/4 | d/D 1/2 | d/D 3/4 |
| 1 ½ | 5 | 3 | 1 | 4 | 1 | 3 | 2 | 1 | 1 | |
| 2 | 7 | 4 | 1 | 5 | 1 | 3 | 3 | 1 | 1 | |
| 2 ½ | 8 | 5 | 2 | 6 | 2 | 4 | 3 | 2 | 2 | |
| 3 | 10 | 6 | 2 | 8 | 2 | 5 | 4 | 2 | 2 | |
| 4 | 12 | 8 | 3 | 10 | 3 | 6 | 5 | 3 | 3 | |
| 6 | 18 | 12 | 4 | 14 | 4 | 9 | 7 | 4 | 4 | 1 |
| 8 | 25 | 16 | 5 | 19 | 5 | 12 | 9 | 5 | 5 | 2 |
| 10 | 31 | 20 | 7 | 24 | 7 | 15 | 12 | 6 | 6 | 2 |
| 12 | 37 | 24 | 8 | 28 | 8 | 18 | 14 | 7 | 7 | 2 |
| 14 | 42 | 26 | 9 | | | 20 | 16 | 8 | | |
| 16 | 47 | 30 | 10 | | | 24 | 18 | 9 | | |
| 18 | 53 | 35 | 11 | | | 26 | 20 | 10 | | |
| 20 | 60 | 38 | 13 | | | 30 | 23 | 11 | | |
| 22 | 65 | 42 | 14 | | | 32 | 25 | 12 | | |
| 24 | 70 | 46 | 15 | | | 35 | 27 | 13 | | |

En flujo laminar la pérdida de energía en válvulas y accesorios varía fuertemente con el número de Reynolds de distinta forma para cada uno. Para esto la pérdida de energía en el flujo de una válvula o accesorio en la línea de tubería se puede expresar en relación de la altura de velocidad, ocupando un coeficiente de resistencia “K”, en la ecuación:

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad h_L = K \frac{v^2}{2g} \quad (23)$$

Velocidad en una tubería mediante la presión o altura estática

Existen diversos datos sobre pruebas de pérdidas de presión para una amplia variedad de válvulas y accesorios, debido al costo y tiempo en la práctica es imposible obtener de cada medida, tipo de válvula y conexiones.

Este coeficiente de resistencia, se considera independiente del factor de fricción y del número de Reynolds y se puede tratar como una constante para cualquier



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

válvula o accesorio, pero varía conforme al diámetro y especificación del material de fabricación, como se muestra en el anexo IV.

3.3.4 ESPECIFICACIÓN Y SELECCIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO

En un acueducto o cualquier otro sistema hidráulico, es necesario la selección y especificación del equipo de bombeo, junto con la selección del diámetro óptimo del ducto o tubería, por el cual las estaciones de bombeo cumplen la función de proveer la energía necesaria para generar el movimiento del líquido, para poder sortear los obstáculos dados por la topografía y compensar las pérdidas de energía ocurridas por los accesorios.

Las estaciones de bombeo están integradas por un conjunto de equipos e instalaciones electromecánicas montadas en una obra civil. Entre los equipos e instalaciones cabe mencionar:

- Bombas
- Motores
- Instalaciones de fuente de energía
- Cobertizo de equipo de bombeo
- Almacenamiento (tanques de almacenamiento, cisterna)
- Cuarto de control
- Instalaciones auxiliares (bodegas, baños etc)

Se debe tenerse en cuenta, además, la colocación de válvulas seccionadoras (aguas arriba y aguas abajo), la instalación de válvula de retención (válvula check) a la salida de cada bomba, para evitar el retorno del fluido haciendo que el rotor gire en sentido inverso. Esta última deberá colocarse entre la bomba y la válvula seccionadora aguas abajo, de manera tal que, en caso de desarme de la bomba, no será necesario vaciar la tubería de descarga.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

Las bombas (incluyendo el equipo auxiliar) se deben de diseñar y construirse para una vida útil de 20 años, excepto partes susceptibles a cambiarse continuamente por mantenimiento por lo menos de 3 años de operación ininterrumpida¹⁵.

Los tipos básicos de bombas son:

| TABLA 3.7 PRINCIPALES TIPOS DE BOMBAS ⁸ | | |
|--|-------------------|--------------|
| Centrífuga | Rotatoria | Reciprocante |
| Centrífuga | Engranajes | Pistón |
| Hélice | Leva y pistón | Émbolo |
| Flujo mixto | De aspas (veleta) | Diafragma |
| Turbina | Tornillo | |
| | Lóbulos | |
| | Impulsor flexible | |

Bombas Centrífugas:

En los sistemas de conducción de agua a presión se debe seleccionar el equipo de bombeo apropiado para la carga y gasto de diseño. Existen una gran variedad y tipo de bombas. Sin embargo, para sistemas de conducción de agua a presión es común la utilización de bombas centrífugas.

Estas consisten en una rueda con alabes, llamada impulsor, que gira dentro de una cámara concéntrica (tazón). Los alabes imprimen al líquido un movimiento de remolino forzando generando presiones dinámicas, las cuales provocan la circulación del fluido como se muestra en la figura 3.9.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

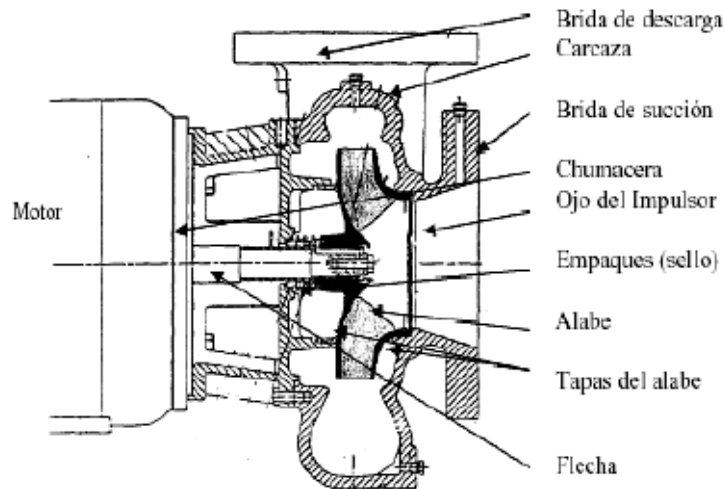


Figura 3.9 Esquema de bomba centrífuga.

Materiales de construcción (generalmente son de hierro o acero al carbono) depende principalmente del tipo de fluido a manejar, y de las condiciones de operación (ver anexo V), por lo cuál los criterios más importantes para la selección del equipo de bombeo son:

- | | |
|------------------------------|--|
| • Condiciones de operación | Temperatura y presión |
| • Características del fluido | Viscosidad, densidad, presión de vapor, propiedades corrosivas (químicas), toxicidad, inflamabilidad, limpieza |
| • Rango de capacidad | Caudal normal y máximo |
| • Condiciones de succión | Presión de succión, NPSH |
| • Condiciones de descarga | Presión de descarga |
| • Practicas operatorias | Continuo, intermitente |

Dentro de las bombas centrífugas se encuentran diferentes tipos como son:

- Centrífugas horizontales

El motor y la bomba, con su eje horizontal, están situados fuera del agua.

El rendimiento típico entre el 70% y 80%.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

- Centrífugas verticales

La bomba está sumergida, y el motor, unido a la bomba mediante un eje vertical, está fuera del agua. Las demás características son similares a las centrífugas horizontales.

- Centrífugas sumergibles

El motor y la bomba están sumergidos dentro del agua. El rendimiento decrece ligeramente respecto de las centrífugas horizontales, cerca del 75%.

Motores del equipo de bombeo, son habitualmente eléctricos de corriente alterna y potencia entre 1 y 100 HP, con revoluciones variables en función de frecuencia y voltaje de línea (p.e 1450 rpm a 50Hz y 1740 rpm a 60 Hz ó 1900 y 3480 rpm respectivamente)

Si utilizamos motores de velocidad variable pueden mejorarse las respuestas de las curvas características.

También se pueden utilizarse motores de combustión o turbinas de vapor si se dispone de estos servicios.

Bombas Rotativas:

Son bombas que están provistas de elementos rotativos que comprimen el fluido en el interior de una carcasa proporcionando un caudal sin pulsaciones.

Bombas de Diafragma:

Son bombas alternativas o de pistón, donde el pistón está separado del fluido por un diafragma. Se ocupan para trabajar con fluidos muy corrosivos. Pueden operar mecánicamente a través del fluido presurizado sobre el lado del accionador del diafragma. Las únicas partes móviles en contacto con el líquido de proceso son el diafragma flexible y la entrada y salida de de las válvulas.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

Curvas características

Para poder asegurar que el equipo de bombeo cumple con los requisitos del sistema, que son:

Entregar el gasto proyectado, proporcionar la energía necesaria para transportar el fluido desde la fuente hasta el punto de entrega de esta manera poder decidir entre los equipos disponibles, los cuales satisfagan las imposiciones de cada sistema.

El ingeniero debe consultar del fabricante las curvas características de los equipos de bombeo, las cuales representa el comportamiento real de la bomba que trabaja con velocidad de giro constante; estas curvas se clasifican en:

- a) Curva carga (cabeza) – gasto.
- b) Curva eficiencia – gasto.
- c) Curva de potencia mecánica – gasto.
- d) Curva NPSH – gasto.

Curva Carga (cabeza) – Gasto:

La carga entregada por una bomba disminuye conforme aumenta el gasto que bombea. Teóricamente, la relación entre estas variables es lineal, sin embargo en la práctica tal relación es una línea curva que depende del diseño e imperfecciones propias de la bomba y de su funcionamiento.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

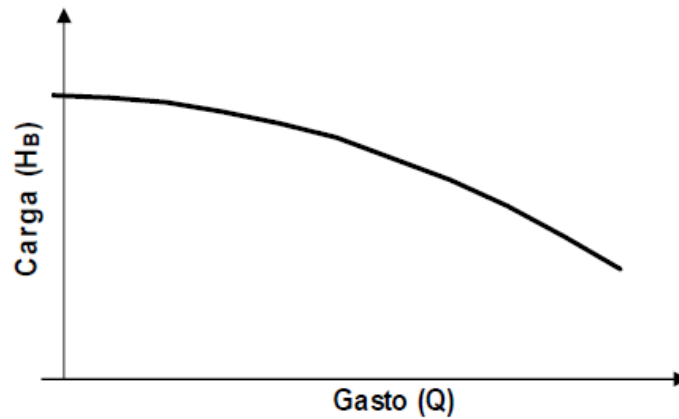


Figura 3.10 Curva carga-gasto

Curva Eficiencia-Gasto:

La eficiencia de una bomba es otra característica de una que depende del gasto, como lo muestra la figura 3.11, esta indica cuanta de la potencia de la potencia mecánica disponible en la flecha la cuál puede aprovecharse para bombear el líquido, como potencia hidráulica.

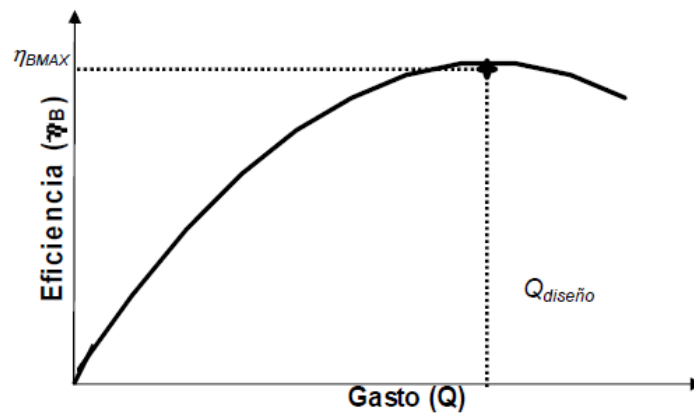


Figura 3.11 Curva Eficiencia-gasto.

Como se observa en la figura 3.11, existe un punto de máxima eficiencia, al que corresponde un gasto, al que se le llama de *diseño* de la bomba, partir del cual se termina en la curva carga – gasto, *la carga de diseño de la bomba*.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

Curva Potencia Mecánica – Gasto:

Debido a que la carga y la eficiencia de una bomba son dependientes del gasto, la potencia mecánica también lo es. En las bombas centrífugas ésta relación tiene pendiente positiva, es decir la potencia mecánica aumenta con el gasto.

Curva NPSH (Carga Neta positiva de succión) – Gasto:

El NPSH es un parámetro utilizado para proteger los impulsores de la bomba contra el fenómeno de cavitación, se le llama así al proceso de formación y colapso de cavidades (burbujas de vapor) en el seno del líquido, producidas por una vaporización local, provocada por la acción dinámica sobre el fluido, a una reducción de la presión de succión local, hasta ser igual o menor que, la presión de vapor del líquido, a su temperatura en ese momento, desarrollándose un proceso de ebullición. Posteriormente, dichas cavidades colapsan por condensación, la cual se produce, al abandonar la zona de baja presión y encontrar regiones de presión mayor a la de vaporización, un estado inestable, en el cual la burbuja tiene a desaparecer en forma violenta, provocando ondas de choque de gran intensidad durante el colapso.

La formación de burbujas y el colapso de las mismas puede ocurrir muchas veces cada segundo, ocasionando vibración y ruido en el equipo. La cavitación disminuye el rendimiento de la bomba, pero su mayor afectación es la erosión de los alabes.

La cavitación se determina con base en la determinación del NPSH, la cual es una medida del margen de exceso de energía específica, que recibe una bomba en su brida de succión, por arriba de la presión de vaporización del líquido.

El NPSH requiere incluir la presión atmosférica para poder plantear una comparación con la presión de vapor del líquido bombeado, constituyendo una medida indirecta del estado de la cavitación interna de la bomba. Las mínimas presiones, para bombas centrífugas, comúnmente se alcanzan en la vecindad del



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

borde de ataque de los alabes, en la cara de baja presión o en la región de admisión o ingreso del flujo. Estas son zonas que resultan de difícil acceso y pueden diferir de un diseño a otro, por tal motivo, se generaliza la susceptibilidad a la cavitación de una bomba, refiriendo su comportamiento a un nivel de NPSH evaluado en la brida de succión.

El NPSH mínimo requerido se determinada experimentalmente por el fabricante y se mide mediante pruebas a gasto constante, variando la NPSH disponible en el banco de pruebas. Generalmente el valor se determina por interpolación ya que es muy difícil encontrar el valor exacto. Las pruebas se realizan para el gasto de diseño, gastos mayores y menores al de diseño, dentro de la región de operación permisible del equipo de bombeo.

La cuantificación del NPSH disponible puede realizarse cuando se dispone de un tanque o cárcamo de bombeo como se muestra en la figura 3.12 mediante la expresión:

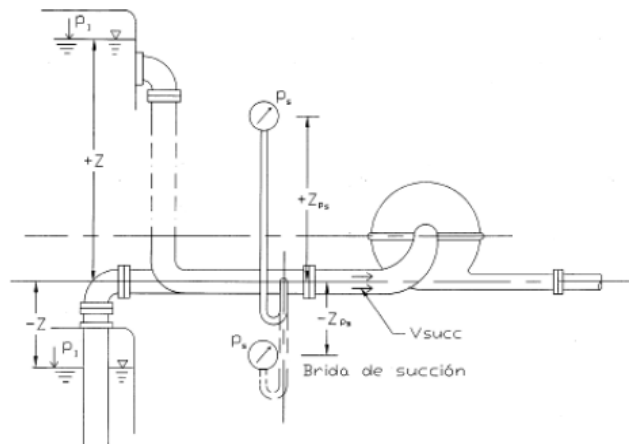


Figura 3.12 Diagrama para determinar el NPSHd.

$$NPSHd = \frac{144(P_a - P_v)}{\rho} \pm Z_s - \sum Hf_s \dots\dots\dots[2]$$

Z_s : Altura de succión de la bomba (El signo +/- en la succión indica que la fuente de abastecimiento se encuentra situada por arriba (+) o por debajo (-) del equipo de bombeo), (pies)



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

P_a : Presión atmosférica, (lb/pulg²).

P_v : Presión de vapor, (lb/pulg²).

ρ : Densidad del fluido, (lb/pies³).

H_{fs} : Pérdida de carga debida a los accesorios y tubería en la succión, (pie).

Para que una bomba funcione correctamente sin cavitación, ha de cumplirse que el NPSHd disponible en la instalación sea igual o mayor que el NPSHr requerido por la bomba (por el proveedor).

En las bombas centrífugas la relación de caudal suministrado a la altura de impulsión hace que el alabe tenga una forma determinada. Esta relación se expresa por el número específico de revoluciones (velocidad específica) N_s .

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (25)$$

N : Velocidad de rotación, (rpm).

H : Cabeza total, (pies).

Q : Caudal en el punto máximo, (GMP).

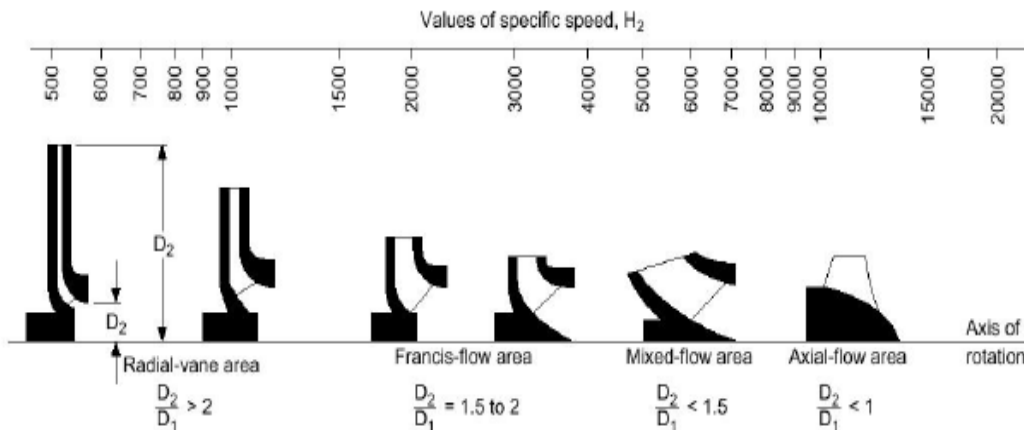


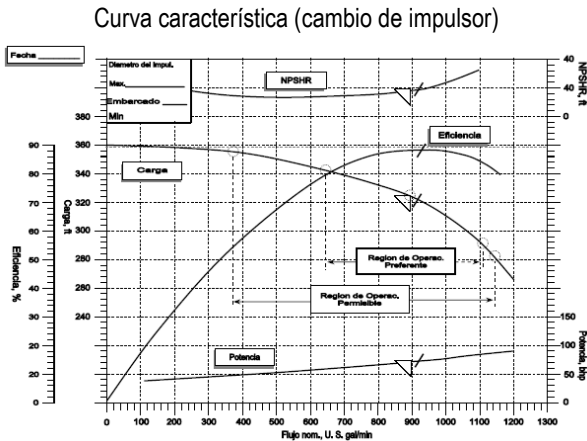
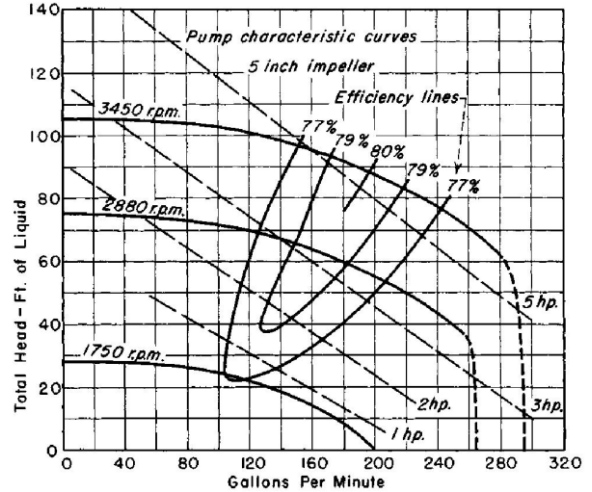
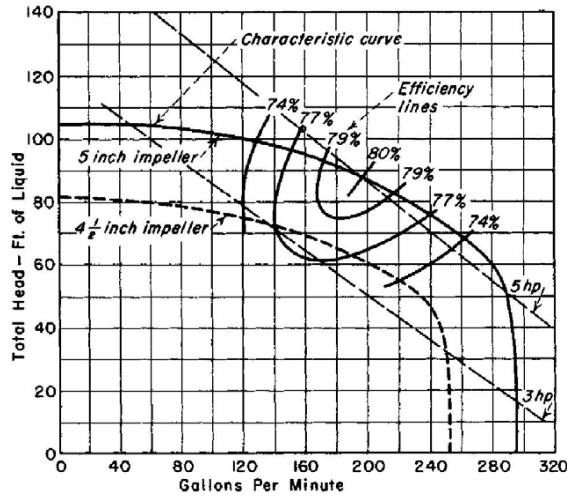
Figura 3.13 Diagrama de velocidad específica de la bomba con respecto tipo de bomba⁸.



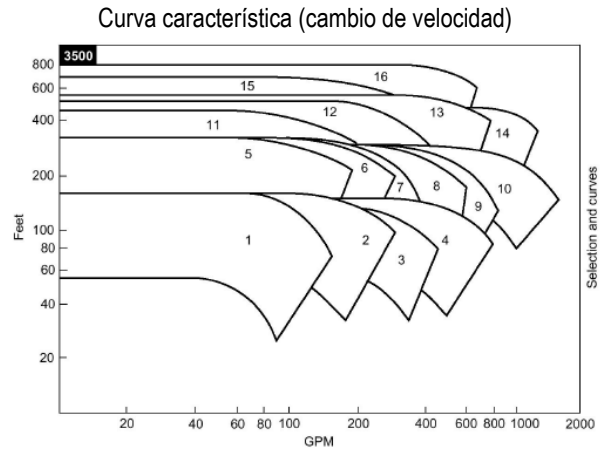
CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

Las curvas características nos indican cual es el punto de funcionamiento (caudal, cabeza total, NPSHr y potencia) durante las condiciones dadas de funcionamiento de la bomba, (revoluciones y el diámetro del álabe). También el rendimiento de la bomba entre el punto de mayor rendimiento (eficiencia), en el lugar de trabajo recomendado como se muestran en las siguientes gráficas:



Curva característica Típica



Mapa de área de trabajo de bombas

Figura 3.14 Curvas características de Bombas Centrifugas.

En un sistema de bombeo, el tipo de conexión puede ser en serie o paralelo y refleja en las curvas características como se muestra en la figura 3.15. Las curvas de las bombas conectadas en serie y las curvas de las bombas conectadas en paralelo son:



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

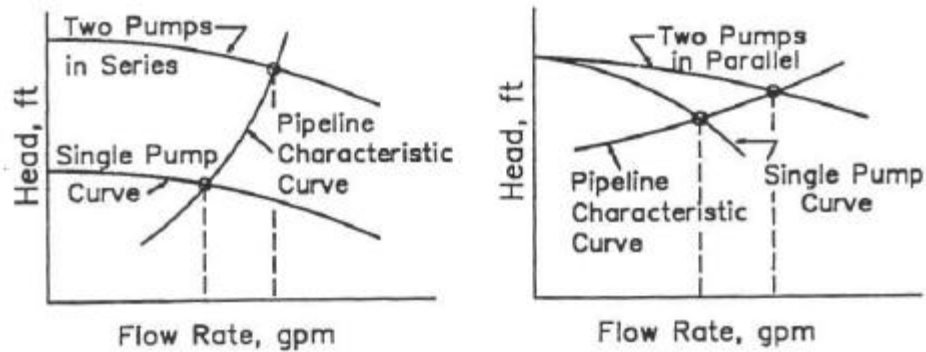


Figura 3.15 Curvas de Bombas Centrifugas conectadas en serie y paralelo.

Donde:

a) En sistema en serie

$$\begin{aligned} Q_{Total} &= Q_{Bomba1} + Q_{Bomba2} + \dots + Q_{Bomba.n} \\ H_{Total} &= H_{Bomba1} = H_{Bomba2} = \dots = H_{Bomba.n} \end{aligned} \quad (26)$$

b) En sistema en paralelo

$$\begin{aligned} Q_{Total} &= Q_{Bomba1} + Q_{Bomba2} + \dots + Q_{Bomba.n} \\ H_{Total} &= H_{Bomba1} = H_{Bomba2} = \dots = H_{Bomba.n} \end{aligned} \quad (27)$$

3.4. PROCEDIMIENTO DE DIMENSIONAMIENTO DE EQUIPO DE BOMBEO

1.- Definir el esquema del proceso (Diagrama de flujo esquemático o constructivo).

2.- Establecer los criterios de diseño (datos de proceso):

- Fluido a manejar.
- La presión y temperatura del lugar.
- La temperatura del fluido.
- La presión de vapor del fluido.
- La viscosidad del fluido.
- Flujo demandado.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

- Sistema a presión o atmosférico.
 - Tipo de sistema, en serie / paralelo.
 - Flujo por Bomba.
 - Condiciones en la succión y descarga (atrasos, presión y temperatura)
- 3.- Determinar el diámetro y altura de los recipientes de proceso y estimar el nivel de líquidos.
 - 4.- Definir la distribución y elevación para los equipos y tuberías.
 - 5.- Estimar la longitud de las tuberías.
 - 6.- Determinar los niveles bajo, normal y máximo de los líquidos en los recipientes de proceso, ante las condiciones de succión y descarga de las bombas.
 - 7.- Calcular los requisitos de flujo: Velocidad, temperatura y presión (para condiciones normales y límites).
 - 8.- Determinar el diámetro de las tuberías en la succión y descarga de las bombas.
 - 9.- Estimar las pérdidas de presión debidas a los accesorios en la succión y descarga de las bombas.
 - 10.- Estimar la pérdida de carga en los equipos especiales en la succión y descarga de las bombas (filtros, intercambiadores de calor etc).
 - 11.- Calcular la cabeza de succión y la presión de succión de la bomba, Hsd.
 - 12.- Calcular la Cabeza positiva de succión disponible, NPSHd.
 - 13.- Calcular la cabeza de descarga y la presión de descarga de la bomba, Hdd.
 - 14.- Calcular la cabeza total de la bomba, Htd.
 - 15.- Calcular la potencia hidráulica de la bomba, Wf.
 - 16.- Estimar una eficiencia del equipo de bombeo, n .



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

17. - Calcular la potencia de freno de la bomba o potencia del motor, BHP.

18.- Verificar con el proveedor, la curva característica del una bomba que cumpla con los requisitos del sistema, es decir NPSHd, Htd, BHP, Q; y ajustar de nuevo la eficiencia de la bomba (n) conforme a la curva seleccionada.

19.- Especificar el equipo de bombeo conforme a las capacidades nominales, del proveedor.

3.4.1 MEMORIA DE CÁLCULO PARA EL ANÁLISIS HIDRÁULICO

La Memoria de Cálculo del Sistema de Bombeo (Ver anexo IX) se desarrollo en Microsoft Excel consta de tres partes principales, en la primera hoja se asientan los:

- I. Objetivos.
- II. Consideraciones.
- III. Datos del sistema de bombeo.
- IV. Propiedades del sistema de bombeo.
- V. Condiciones del sitio
- VI. Condiciones de succión.
- VII. Condiciones de la descarga.

En la Hoja 2 y 3 de la memoria de cálculo, se calculan las caídas de presión en la succión y en la descarga, ocupando el método de longitudes equivalentes. Cálculo de las caídas de presión por fricción, en equipos y accesorios, Succión.

- VIII. Cálculo de las caídas de presión por fricción, en equipos y accesorios, Descarga.

Se retoman las caídas de presión en la tubería para el dimensionamiento final del equipo de bombeo en la Hoja 1 de cálculo.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO FLUJO PERMANENTE

IX. Cálculo de la Bomba.

Por ultimo se ajustan los datos obtenidos del equipo a los datos obtenidos del proveedor del equipo.

X. Datos del equipo de bombeo.

3.5 ANÁLISIS DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS

Estación de rebombeo Teocalco:

Se considera la ruta actual del acueducto de 36" Φ , se realiza el análisis hidráulico del acueducto, tomando en cuenta distintos diámetros de tubería, evaluando las condiciones de operación del ducto y del equipo de bombeo.

Estación de bombeo Mangas:

Se considera la ruta con la desviación del tramo nuevo, del acueducto con 36" Φ , se realiza el análisis hidráulico del acueducto, tomando en cuenta distintos diámetros de tubería, evaluando las condiciones de operación del ducto y del equipo de bombeo.

3.5.1 CONSIDERANDO SUMINISTRO DE AGUA A LA INDUSTRIA DESDE LA ESTACIÓN TEOCALCO.

| DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO EXISTENTE | |
|---|--------------------------|
| DIÁMETRO ACUEDUCTO (plg) | 36 |
| CAPACIDAD NOMINAL CADA BOMBA, m ³ /dia (GPM) | 21,804 (4,000) |
| CABEZA TOTAL BOMBAS, m (pie) | 317 (1040) |
| NPSHR, m (pie) | 5.48 (18) |
| PRESIÓN DE DESCARGA BOMBAS, Kg/cm ² (psig) | 21.1 (300) |
| EFICIENCIA BOMBAS EXISTENTES, % | 62 |
| POTENCIA NOMINAL MOTRES, HP | 1,500 |
| VELOCIDAD, RPM | 1780 |
| MARCA BOMBA | UNITED CENTRIFUGAL PUMPS |
| TAMAÑO BOMBA | 10x23 BFI 2 STG |



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

| DESCRIPCIÓN | SISTEMA DE BOMBEO ESTACIÓN TEOCALCO | | |
|---|-------------------------------------|-----------------|-----------------|
| | 36 | 30 | 24 |
| DIÁMETRO ACUEDUCTO (plg) | 36 | 30 | 24 |
| DEMANDA MÁXIMA TOTAL, m ³ /día (GPM) | 91,653 (16,814) | 91,653 (16,814) | 91,653 (16,814) |
| BOMBAS EN OPERACIÓN | 4 | 4 | 4 |
| FLUJO POR BOMBA, m ³ /día (GPM) | 22,915 (4,204) | 22,915 (4,204) | 22,915 (4,204) |
| VELOCIDAD EN ACUEDUCTO, m/seg (pie/seg) | 1.68 (5.53) | 2.45 (8.03) | 3.87 (12.71) |
| PRESIÓN DE DESCARGA ESTIMADA, Kg/cm ² (psig) | 7.00 (99.60) | 9.54 (135.82) | 18.67 (265.58) |
| CABEZA (CARGA) TOTAL ESTIMADA, m (pie) | 70.52 (231.37) | 96.13 (315.37) | 187.86 (616.35) |
| NPSHd, (pie) | 25.33 | 25.33 | 25.33 |
| EFICIENCIA CONSIDERADA (%) | 70 | 70 | 70 |
| POTENCIA NOMINAL ESTIMADA (HP) | 400 | 500 | 1000 |
| DIFERENCIA CABEZA TOTAL, m (pie) | 246.47 (808.63) | 220.87(724.63) | 129.13(423.65) |

Como se puede ver en la Tabla 3.8, la cabeza (carga) total estimada con el acueducto existente de 36" resulta muy baja y considerando diámetro de 24" podría ser él mas indicado para las características de operación de las bombas existentes; sin embargo, es necesario revisar los resultados del análisis hidráulico para la estación de bombeo Mangas para poder decidir el diámetro más viable para el acueducto desde la estación Teocalco a la Industria.

Por otra parte, tomando en cuenta el dato de campo con respecto a la presión de descarga (300 psig), se infiere que los impulsores de las bombas están desgastados o la bomba que opera da mayor flujo (aproximadamente 6,850 GPM, dato de curva) para compensar la cabeza total; sin embargo no es la mejor práctica operativa.

Con respecto a la capacidad de almacenamiento instalado (60,000 bls), el tiempo de residencia aproximado sería para 149.8 min (2.5 hr) considerando la demanda máxima total futura; por lo que es conveniente instalar otro tanque con capacidad similar a los de la estación Mangas, sobre todo porque el equipo de bombeo estaría operando normalmente.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

3.5.2 CONSIDERANDO SUMINISTRO DE AGUA A LA INDUSTRIA DESDE LA ESTACIÓN MANGAS.

Las condiciones de operación determinadas en los Anexo VIII, para la demanda máxima futura con diferentes diámetros en el acueducto, en el tramo de la ruta nueva, se indican en la Tabla 3.9

| DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE BOMBEO EXISTENTE | |
|---|------------------|
| DIÁMETRO ACUEDUCTO (plg) | 36 |
| CAPACIDAD NOMINAL CADA BOMBA, m ³ /dia (GPM) | 21,801.6 (4,000) |
| CABEZA TOTAL BOMBAS, m (pie) | 316.99 (1040) |
| NPSHR, (pie) | |
| PRESIÓN DE DESCARGA BOMBAS, Kg/cm ² (psig) | 21 (300) |
| EFICIENCIA BOMBAS EXISTENTES, % | 83 |
| POTENCIA NOMINAL MOTRES, HP | 1500 |
| VELOCIDAD, RPM | 1780 |
| MARCA BOMBA | BYRON JACKSON |
| TAMAÑO BOMBA | 10x12x18 DVMX-4P |

| TABLA 3.9 RESULTADOS DEL CÁLCULO HIDRÁULICO PARA EL SISTEMA DE BOMBEO DE LA ESTACIÓN MANGAS, CONSIDERANDO DIFERENTES DIÁMETROS EN EL TRAMO NUEVO DE ACUEDUCTO ENTRE MANGAS Y TEOCALCO (VER ANEXO IX) | | | | |
|--|-----------------------------------|------------------------|----------------------------|------------------------|
| DESCRIPCIÓN | SISTEMA DE BOMBEO ESTACIÓN MANGAS | | | |
| | 36" Ruta existente | 36" Ruta Canal Requena | 30" Ruta Canal Requena | 24" Ruta Canal Requena |
| DIÁMETRO ACUEDUCTO (plg) | | | | |
| LONGITUD ESTIMADA TRAMO RECTO, km (pie) | 22 (72,178) | 22.8(74,672) | 22.8 (74,672) | 22.8(74,672) |
| DEMANDA MÁXIMA TOTAL, m ³ /dia (GPM) | 91,653 (16,814) | 91,653 (16,814) | 91,653 (16,814) | 91,653 (16,814) |
| AGUA A MIXQUIAHUALA, m ³ /dia (GPM) | 6,048 (1,109.5) | 6,048 (1,109.5) | 6,048 (1,109.5) | 6,048 (1,109.5) |
| BOMBAS EN OPERACIÓN | 4 | 4 | 4 | 4 |
| FLUJO POR BOMBA, m ³ /dia (GPM) | 24,427.7 (4,481.33) | 24,427.7 (4,481.33) | 24,427.7 (4,481.33) | 24,427.7 (4,481.33) |
| VELOCIDAD EN TRAMO ACUEDUCTO, m/seg (pie/seg) | 1.80 (5.89) | 1.80 (5.89) | 2.61 (8.56) | 4.13 (13.55) |
| PRESIÓN DE DESCARGA ESTIMADA, Kg/cm ² (psig) | 11.43 (162.53) | 11.64 (165.53) | 14.80 (210.56) | 26.14 (371.79) |
| CABEZA (CARGA) TOTAL ESTIMADA, m (pie) | 114.73 (376.41) | 116.85 (383.37) | 148.62(487.60) | 262.39 (860.86) |



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

TABLA 3.9 RESULTADOS DEL CÁLCULO HIDRÁULICO PARA EL SISTEMA DE BOMBEO DE LA ESTACIÓN MANGAS, CONSIDERANDO DIFERENTES DIÁMETROS EN EL TRAMO NUEVO DE ACUEDUCTO ENTRE MANGAS Y TEOCALCO (VER ANEXO IX)

| DESCRIPCIÓN | SISTEMA DE BOMBEO ESTACIÓN MANGAS | | | |
|----------------------------------|-----------------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| | 36" Ruta existente | 36" Ruta Canal Requena | 30" Ruta Canal Requena | 24" Ruta Canal Requena |
| DIÁMETRO ACUEDUCTO (plg) | | | | |
| NPSH _d , (pie) | 25.5 | 25.5 | 25.5 | 25.5 |
| EFICIENCIA CONSIDERADA (%) | 70 | 70 | 70 | 70 |
| POTENCIA NOMINAL ESTIMADA (HP) | 750 | 750 | 800 | 1500 |
| DIFERENCIA CABEZA TOTAL, m (pie) | 202.26 (663.59) | 200.14(656.63) | 168.37(552.40) | 54.60(179.14) |

Como se puede ver en la Tabla 3.9, la cabeza (carga) total estimada considerando 36" en el tramo a cambiar resulta muy baja y considerando diámetro de 24" la velocidad estimada del ducto sobre pasa demasiado las recomendadas; por lo que el tramo nuevo podría ser de 30", debiendo ajustar las condiciones de operación; tomando en cuenta la probabilidad del cambio a futuro del acueducto a 30" desde la estación Teocalco a la Industria (ver Tabla 3.10).

En cuanto al sistema de bombeo de la estación Mangas, el equipo existente se encuentra sobrediseñado con respecto a los requerimientos de cabeza total considerando 30" en el tramo nuevo, por lo que sería necesario pensar en motores con menor velocidad para ajustar la cabeza total.

Por otra parte, tomando en cuenta el dato de campo con respecto a la presión de descarga ($21 \text{ Kg/cm}^2 = 298.68 \text{ psig}$), se infiere que los impulsores de las bombas están desgastados o la bomba que opera da mayor flujo (aproximadamente 6,150 GPM, dato de curva) para compensar la cabeza total; sin embargo no es la mejor práctica operativa.

Con respecto a la capacidad nominal de almacenamiento (110,000 bls), el tiempo de residencia aproximado es de 257.7 min (4.3 hr) considerando la demanda máxima futura e incluyendo el agua enviada a Mixquiahuala; se considera adecuado el tiempo de almacenamiento.

En la Tabla 3.10, se indican los resultados del análisis hidráulico del sistema de bombeo para el suministro de agua a la Industria desde la estación Mangas considerando 30" de diámetro en el tramo dañado del acueducto y desde el punto de interconexión con la estación de bombeo Teocalco a la Industria.



CAPÍTULO 3 ANÁLISIS HIDRÁULICO CONSIDERANDO

FLUJO PERMANENTE

| TABLA 3.10. RESULTADOS DEL CÁLCULO HIDRÁULICO PARA EL SISTEMA DE BOMBEO DE LA ESTACIÓN MANGAS, CONSIDERANDO DIÁMETRO DE 30" EN EL TRAMO NUEVO DEL ACUEDUCTO ENTRE MANGAS Y TEOCALCO Y DEL PUNTO DE INTERCONEXIÓN A LA INDUSTRIA (VER ANEXO IX) | |
|---|--|
| DESCRIPCIÓN | SISTEMA DE BOMBEO ESTACIÓN MANGAS |
| DIÁMETRO ACUEDUCTO (plg) | 30 plg |
| DEMANDA MÁXIMA TOTAL, m ³ /día (GPM) | 91,653 (16,814) |
| LONGITUD ESTIMADA TRAMO RECTO, km (pie) | 22.8(74,672.1) |
| AGUA ENTREGADA A MIXQUIAHUALA, m ³ /día (GPM) | 6,048 (1,109.5) |
| BOMBAS EN OPERACIÓN | 4 |
| FLUJO POR BOMBA, m ³ /día (GPM) | 6,048 (1,109.5) |
| VELOCIDAD EN TRAMO ACUEDUCTO, m/seg (pie/seg) | 2.61 (8.56) |
| PRESIÓN DE DESCARGA ESTIMADA, Kg/cm ² (psig) | 21.04(299.18) |
| CABEZA (CARGA) TOTAL ESTIMADA, m (pie) | 211.30 (692.23) |
| NPSH _d , (pie) | 25.5 |
| EFICIENCIA CONSIDERADA (%) | 70 |
| POTENCIA NOMINAL ESTIMADA (HP) | 1250 |
| DIFERENCIA CABEZA TOTAL, m (pie) | |

Como se puede ver en la Tabla 3.10, la cabeza (carga) total estimada considerando 30" de diámetro en el tramo nuevo entre las estaciones de bombeo Mangas y Teocalco, también en el tramo del punto de interconexión a la Industria resulta mayor al valor obtenido en la Tabla 3.9, considerando el tramo nuevo de 30"; por lo que podría ser una opción el cambio del tramo desde el punto de interconexión a la Industria también de 30".



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

GENERALIDADES

Cuándo el flujo varía conforme al tiempo se puede decir que es flujo transitorio o variable¹. Este tipo de flujos pueden considerar transitorios muy rápidos, por ejemplo el cierre instantáneo de una válvula en una tubería. O ser extremadamente lentos (casi imperceptibles) que es el caso de una operación normal a lo largo de 24 horas del día en una red de distribución de agua.

En el caso de los transitorios hidráulicos a presión, la elasticidad la aportan tanto el fluido, prácticamente incompresible como en el caso del agua, pero con capacidad para almacenar energía elástica en forma de mínimas variaciones de volumen, como las paredes de la tubería a través de mínimas deformaciones en sus diámetros.

Este fenómeno consiste en la alternancia de depresiones y sobrepresiones debido al movimiento oscilatorio del agua en el interior de la tubería.

El transitorio hidráulico se puede clasificar de la siguiente manera

El transitorio lento o cuasi-elástico, variables de flujo son: Caudal (Q) y Presión (P), es el comportamiento normal en las redes hidráulicas a presión.

El transitorio rápido denominado oscilación en masa, en el cual los cambios de las variables son importantes pero no tanto para tomar efectos elásticos en el fluido y/o tubería. Las variaciones de presión no llegan a modificar de manera significativa la energía elástica almacenada en el fluido y o material de conducción.

El transitorio muy rápido o golpe de ariete, en donde debido a la violencia de las perturbaciones, los cambios de presión son muy importantes.



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

4.1 PROBLEMAS QUE CAUSAN LOS FENÓMENOS TRANSITORIOS

Sobrepresión, se denomina a toda presión superior a la del trabajo en cualquier punto de una conducción. Esta puede provocar un incremento en la tensión del material de la tubería, pudiendo provocar deformaciones plásticas o roturas en la instalación.

Depresión, se considera a toda presión absoluta por debajo de la atmosférica, causando esta los mayores problemas en la plantas de bombeo, cuando se presentan los fenómenos transitorios, provocando los siguientes problemas:

- Colapso de la tubería: Al reducirse la presión interior y alcanzar valores por debajo de la presión media exterior, el tramo de tubería afectado trabajará a la presión exterior. Si ésta es suficientemente alta, se puede producir un fenómeno de pandeo en la pared del tramo hasta llegar al colapso.
- Separación de la columna líquida (Cavitación): Cuando el descenso de presión no causa el colapso de la tubería, este puede causar la vaporización del líquido a temperatura ambiente. El problema lo causan cuando la burbuja producida inicialmente por una onda de depresión es sometida a una presión levemente superior a la de vaporización, lo que reduce con mucha rapidez su volumen, provocando que las columnas líquidas separadas por ellas choquen violentamente.
- Entrada de aire en la tubería: Esta entrada de aire atmosférico en la tubería se realiza a través de las válvulas de admisión y expulsión de aire, la presión en el interior es menor que la exterior.

Sobrevelocidad en las máquinas, se presenta cuando hay un paro en el equipo de bombeo y quedan condicionadas a la acción combinada del flujo y de la inercia de la masa en rotación. Si no se cuenta con válvulas de retención (válvula check) se provoca una inversión de la velocidad en la máquina, sufriendo un mayor desgaste en esta.



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

4.2 CAUSAS DE LOS TRANSITORIOS HIDRAULICOS

Para el estudio y descripción del flujo en transitorios hidráulicos, se establecen las posibles causas en un sistema que los originan:

1. Sistema No. 1 Cierre de válvula.
2. Sistema No. 2 Falla de bombas.
3. Sistema No. 3 Paro de bombas y cierre de válvula.

El cierre instantáneo de una válvula es una abstracción, porque los dispositivos de cierre, por rápido que actúen, siempre demandarán un tiempo para completar el cierre total del caudal. En la realidad existen cierres de válvulas que pueden adaptarse a este criterio y no son deseables para el sistema.

4.3 DESCRIPCIÓN FÍSICA DEL GOLPE DE ARIETE

Se considera un sistema compuesto por un grupo de bombeo, provisto de una válvula de retención en la descarga que alimenta a un depósito horizontal como se muestra en la figura 4.1. El transitorio viene cuando falla la energía eléctrica y se produce la parada del grupo de bombas.

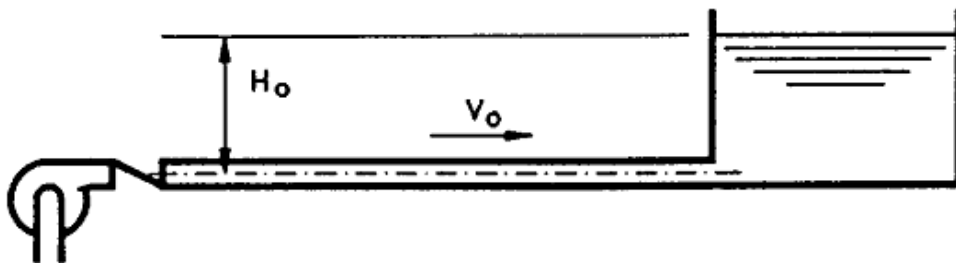


Figura 4.1 Bomba que alimenta un depósito de nivel constante.

El fenómeno se caracteriza por la transformación de la energía cinética que arrastra el fluido en energía elástica, la cual se almacenará tanto en el fluido como en las paredes de la propia tubería.



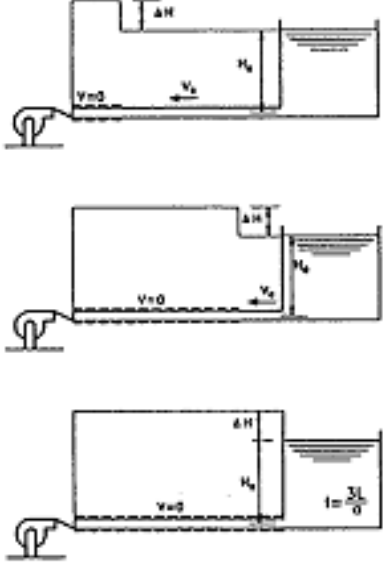
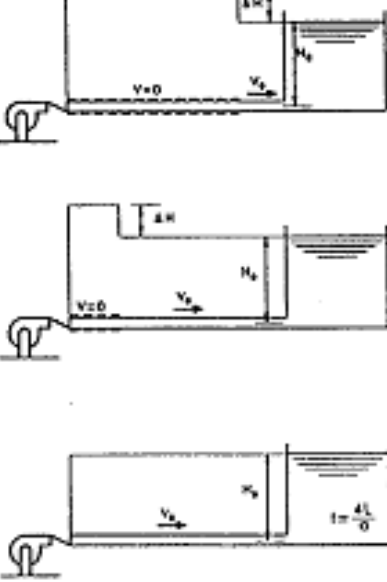
CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

Para describir el fenómeno, se despreciarían las pérdidas por fricción y la inercia en el equipo de bombeo y la altura cinética, así como la válvula de retención cierra instantáneamente.

| | |
|--|--|
| | <p>Cuando se produce el paro (accidental o voluntaria) del grupo de bombeo, la válvula de retención cierra, y el fluido continúa en movimiento a lo largo de la tubería hasta que la depresión que se crea a delante de la válvula de retención debida a ausencia del fluido (el que avanza no es repuesto), provoca su detención. En estas condiciones, viaja una onda depresiva hacia el depósito que además va deteniendo el fluido. Si la perturbación se propaga con una celeridad de valor (a), al cabo de un tiempo (L/a) siendo (L) longitud de tubería estará bajo los efectos de una depresión y con el fluido en reposo. La energía cinética del fluido se ha transformado en un gradiente de presiones. Ha concluido la primera fase del golpe de ariete.</p> |
| | <p>En la figura, se muestra la fase siguiente donde la presión constante en el interior del depósito es superior a la de la tubería (bajo efectos de la depresión). Este desequilibrio es reparado por el depósito introducido fluido en la tubería que inicia un retroceso abierto hacia la válvula de retención con una velocidad, en ausencia de pérdidas, igual a $-V_o$. Ahora es el gradiente energético depósito-tubería el que se convierte en energía cinética. Con el fluido a la velocidad de régimen (pero en sentido contrario), nuevamente se tiene la presión de partida en la tubería, de manera que al cabo de $t = 2L/a$ segundos, toda ella está sometida a dicha presión inicial y el fluido circulando con una velocidad $-V_o$.</p> |



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

| | |
|--|--|
|  | <p>El inicio de la tercera fase es una consecuencia de la concentración incontrolada del líquido junto a la válvula de retención primero y poco a poco en toda la tubería, ya que el depósito, desconocedor de cuanto líquido debe reponer para compensar la depresión, sigue permitiendo el flujo hacia la tubería. Dando como resultado un brusco aumento de presión junto a la válvula de retención que se propaga hacia el depósito, acompañado de una detención progresiva del fluido en la tubería, de modo que transcurrido $3L/a$ segundos.</p> |
|  | <p>Llega la perturbación hasta las inmediaciones del depósito, existe un gradiente de presión entre tubería y depósito (mayor presión en la tubería que en el depósito) y el fluido realiza de nuevo el movimiento, esta vez en la dirección original y con la misma velocidad V_0 al cabo de $4L/a$ segundos el ciclo se repite.</p> |

En resumen, el golpe de ariete en una tubería simple, es un fenómeno cíclico de período $4L/a$ que se inicia en la fase depresiva, continuando seguidamente con sobrepresiones y depresiones. En la realidad debido al rozamiento las fluctuaciones que se presentan son curvas más suaves que se amortiguan en el tiempo.



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

La celeridad (a) es la velocidad de propagación de la onda de presión a través del medio (agua contenida en la tubería). Su valor se determina a partir de la ecuación de continuidad y depende fundamentalmente de las características geométricas y mecánicas de la conducción, así como del módulo de elasticidad del fluido.

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K D}{E e}}} \quad (28)$$

donde;

a : Celeridad, velocidad de propagación de la perturbación en el medio no confinado

D : Diámetro.

e : Espesor.

E : Módulo elástico de Young.

K : Módulo de elasticidad del fluido.

Particularizando esta ecuación para el agua, ($K=2.074 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ y $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$):

$$a = \frac{1440}{\sqrt{1 + \frac{2.704 \times 10^9 D}{E e}}}; \frac{\text{m}}{\text{seg}} \quad (29)$$

| TABLA 4.1 MÓDULOS ELÁSTICOS DE MATERIALES DE TUBERÍA | |
|--|---|
| MATERIAL | MÓDULO DE ELASTICIDAD (EN GPa = 10^9 N/m^2) |
| Amianto-cemento | 24 |
| Fundición | 80 – 170 |
| Hormigón | 14 – 30 |
| H.arm. camisa chapa | 39 |
| Cobre | 107 – 131 |
| Vidrio | 46 – 73 |
| Plomo | 4.8 – 17 |
| Acero | 200 – 212 |
| Perspex | 6.0 |
| Polietileno | 0.8 |
| Poliéster | 5.0 |
| PVC Rígido | 2.4 – 2.75 |
| Roca de Granito | 50 |



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

Los fundamentos básicos del estudio del fenómeno de transitorios hidráulicos son debidos a Joukowski y Allievi¹⁰. Desarrollando la expresión de la celeridad de la onda, toma en consideración la elasticidad de la tubería y del fluido, relaciona los cambios de velocidad con los de presión estableciendo la máxima sobrepresión, que se alcanza para acontecimientos (por ejemplos cierres) rápidos en los que (T_c), tiempo de duración del acontecimiento (el tiempo de cierre de la válvula que se opera), es menor que el tiempo que la onda de presión invierte en regresar al lugar que la provocó tras reflejarse en la conducción. El tiempo que la onda tarda en viajar aguas arriba es L/a y de ahí de regreso, invirtiendo el signo del pulso un tiempo igual ha $2L/a$, regreso a donde se generó; por lo tanto se puede decir que un cierre rápido es cuando:

$$T_c < \frac{2L}{a} \quad (30)$$

Se alcanzará en la válvula la máxima sobrepresión durante el fenómeno transitorio, antes de que las primeras ondas regresen con signo invertido.

La máxima sobrepresión que se puede alcanzar en una tubería en conducciones de presión se expresa mediante la ecuación de Talbot¹⁴, calculando el incremento debido al golpe de ariete:

$$P_s = \frac{a}{g} \frac{SG}{2.3} \Delta v \quad (31)$$

Realizando las siguientes suposiciones:

- No se consideran las pérdidas por fricción en la tubería.
- El flujo es unidimensional.
- El cierre de válvula es instantáneo $T_c = 0$.
- La tubería es horizontal, se desconsidera campo gravitatorio.



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

- La línea de altura piezométrica no contempla la pérdida de altura en la tubería a causa por el efecto cinético.

Al incremento de diámetro ΔD se determina tomando en consideración la ley de Young, que proporciona el alargamiento unitario¹:

$$\varepsilon_U = \frac{\sigma}{E} = \frac{\Delta D}{D} \quad (32)$$

La tensión de trabajo (σ) a la que están sometidas las paredes de la tubería es función del incremento de presión, (ΔP), del diámetro, (D) y del espesor, (e) de la conducción. Este efecto, la unidad de longitud de tubería representa por sección recta en la figura 4.2

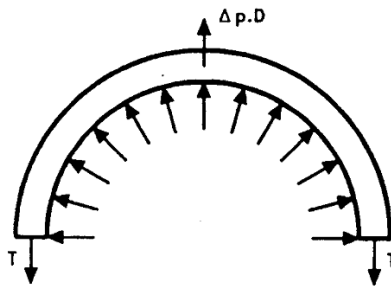


Figura 4.2 Fuerzas que soportan una tubería.

La cuál esta sometida a las fuerzas que se indican, y de su igualdad:

$$\sigma = \frac{T}{2e} = \frac{\Delta P D}{2e} \quad (33)$$

4.4 ECUACIONES BÁSICAS DEL TRANSITORIO HIDRÁULICO

Para obtener la información general del fenómeno y lo que acontece durante el transitorio hidráulico. Es necesario suponer la unidimensionalidad del flujo. Se pretende obtener el detalle de la solución a través del conocimiento de las funciones:

$$H = H(x, t) \quad v = v(x, t) \quad (34)$$



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

Las cuáles resultan ser la solución de una problema donde la diferenciación de la altura piezométrica y la velocidad a lo largo del espacio (x) y del tiempo (t), con las condiciones de iniciales, a partir del instante en que se genera la perturbación que hace al abandonar el estado estacionario y las condiciones de contorno que describen el comportamiento de los elementos que provocan o modifican las perturbaciones. Las ecuaciones diferenciales que gobiernan el fenómeno son:

- La ecuación de continuidad.
- La ecuación del movimiento.

Del volumen de control de la figura 4.3, y de la ecuación de continuidad

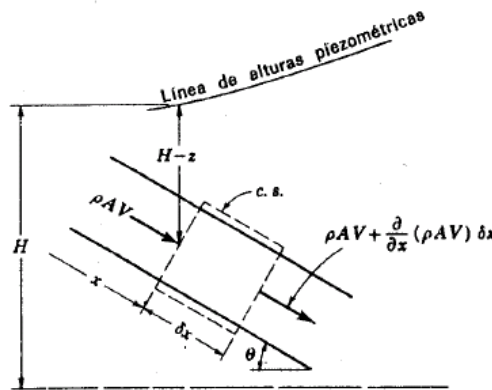


Figura 4.3 Volumen de control

$$-\frac{\partial}{\partial x} \rho A v \delta x = \frac{\partial}{\partial t} \rho A \delta x \quad (35)$$

Donde δx (la diferencia de longitud) no es función del tiempo, si se desarrolla la función y se divide por la masa $\rho A \delta x$ dentro del volumen de control se obtiene:

$$\frac{v}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{v}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (36)$$

Donde:

$$\underbrace{\frac{v}{A} \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t}}_{\text{se refiere a la elasticidad de la tubería y a la velocidad de deformación con la presión}} = \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} \quad \text{y} \quad \underbrace{\frac{v}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t}}_{\text{la compresión del líquido}} = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (37)$$



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

Combinando las ecuaciones 36 y 37 se obtiene:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (38)$$

Para la elasticidad de la pared se toma en cuenta el modulo de elasticidad de Young del material de la pared y se tiene la velocidad de la deformación:

$$\frac{dA}{dt} = \frac{D}{2eE} \frac{dp}{dt} \frac{D}{2} \pi D \quad (39)$$

Para el modulo volumétrico de elasticidad del fluido:

$$K = -\frac{dp}{dv/v} = \frac{dp}{d\rho/\rho} \quad (40)$$

Sustituyendo las ecuaciones 38, 39 y 40, se tiene:

$$\frac{1}{K} \frac{dp}{dt} \left(1 + \frac{K D}{E e} \right) + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (41)$$

Recordando la ecuación 28, la cual describe la velocidad de propagación de onda de presión, la ecuación 41 se convierte en:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} + a^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (42)$$

Introduciendo la altura de la línea de alturas piezométricas, $p = \rho g H - z$

$$\frac{dp}{dt} = v \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} = v \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right) + \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial t} - \frac{\partial z}{\partial t} \right) \quad (43)$$

La variación de la densidad (ρ) respecto a la longitud (x) o al tiempo (t), es mucho menor que la variación respecto a altura (H), no existe variación de la altura de la tubería: $\partial z / \partial t = 0$ y $\partial z / \partial x = -\text{sen}\theta$, por lo tanto:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = v g \left(\frac{\partial H}{\partial x} + \text{sen}\theta \right) + g \frac{\partial H}{\partial t} \quad (44)$$



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

La ecuación 41 se convierte, que dando la ecuación 45, la cual describe la ecuación de continuidad para un líquido compresible en una tubería elástica:

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + V \text{sen} \theta = 0 \quad (45)$$

De la ecuación de movimiento, el elemento del fluido entre dos planos paralelos como se muestra en la figura 4.4, los cuales están separados por una distancia (δx) normales al eje de la tubería.

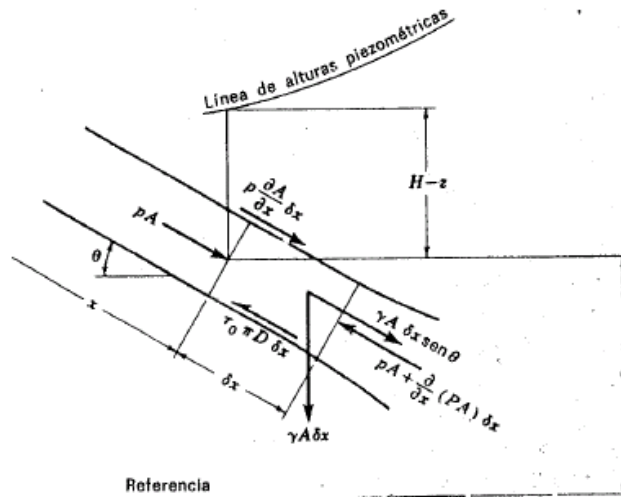


Figura 4.4 Diagrama de cuerpo libre

Se toma como cuerpo libre para la aplicación del segundo principio de Newton del movimiento resultando la siguiente ecuación:

$$pA - \left(pA + \frac{\partial}{\partial x} pA \delta x \right) + p \frac{\partial A}{\partial x} + \gamma A \delta x \text{sen} \theta - \tau_0 \pi D \delta x = pA \delta x \frac{dv}{dt} \quad (46)$$

La cual si se divide entre el elemento de masa $\rho A \delta x$ y se simplifica queda:

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \text{sen} \theta - \frac{4\tau_0}{\rho D} = \frac{dv}{dt} \quad (47)$$

Se introduce la ecuación de la línea de altura piezométricas, $p = \rho g H - z$



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

$$\frac{\partial p}{\partial x} \cong \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial z}{\partial x} \right)$$

pero

$$\frac{\partial z}{\partial x} = -\text{sen}\theta \quad (48)$$

Sustituyendo las ecuaciones 48 en 47 y simplificando se tiene:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{4\tau_0}{\rho D} + \frac{dv}{dt} = 0 \quad (49)$$

Para flujo turbulento permanente, $\tau_0 = \rho f v^2 / 8$, se hace la hipótesis que el coeficiente de rozamiento no varia es el mismo que a régimen permanente, por lo tanto la ecuación de movimiento se convierte en:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{dv}{dt} + \frac{fv^2}{2D} = 0 \quad (50)$$

Como el rozamiento se debe oponer al movimiento, v^2 se escribe $v|v|$ para tomar en cuenta el signo adecuado y desarrollando el término de aceleración queda:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (51)$$

Estas ecuaciones 45 y 51, proporcionan dos ecuaciones con derivadas parciales no lineales en con las variables de velocidad (v) y de la altura piezométrica (H), en función de las variables independientes longitud (x) y tiempo (t).

La combinación de ambas ecuaciones permite seguir la evolución del transitorio, al llevar la contabilidad de los diferentes pulsos de presión que se generan, reflejan, transmiten y modifican a lo largo de la conducción.

Estas ecuaciones se resuelven por medio del método de las características y diferenciales finitas o promedio de programas especializados para el análisis en sistemas hidráulicos como son Olga, pipephase.



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

4.5 CÁLCULO DE LA MÁXIMA SOBREPRESIÓN EN EL ACUEDUCTO

Se muestra en la tabla 4.3 la máxima sobrepresión (P_s), el cual se alcanza cuando sucede el golpe de ariete, ocupando la ecuación de la celeridad (a) y de Tlabot.

| TABLA 4.3 MÁXIMA SOBREPRESIÓN (P_s) TRAMO, DESVIACIÓN POR EL CANAL REQUENA | | | | | | | | |
|--|------|-------------|--------|---------------|---------|-----------|-------------------------|--------------------|
| Diámetro (D) | | Espesor (e) | | Celeridad (a) | | Velocidad | Sobre presión (P_s) | |
| pulg | m | pulg | m | m/seg | pie/seg | pie/seg | lb/pulg ² | kg/cm ² |
| 24 | 0.61 | 0.375 | 0.0095 | 1068 | 3544 | 13.55 | 647.14 | 45.50 |
| 30 | 0.76 | 0.375 | 0.0095 | 1013 | 3360 | 8.56 | 387.62 | 27.25 |
| 36 | 0.91 | 0.375 | 0.0095 | 965 | 3203 | 5.89 | 254.19 | 17.87 |

En la tabla 4.4 se muestra un resumen ANSI/ASME B16.5 del máximo rating en tubería y accesorios, con el cual se puede seleccionar la clase de material adecuado, para las máximas condiciones de operación (temperatura y presión)

| TABLA 4.4 ANSI/ASME B16.5 (NOVIEMBRE DE 1996) ^x | | | | | | | |
|--|--|-----------------------------|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| MAXIMO RATING PARA BRIDAS O RATING CELLING VALVES | | | | | | | |
| TEMPERATURA | PRESION DE TRABAJO, psig (kg/cm ²), POR CLASES | | | | | | |
| CLASE | 150 | 300 | 400 | 600 | 900 | 1500 | 2500 |
| °F/°C | | | | | | | |
| -20 A 100/-28.5 A 37.5 | 290 (20.4) | 750 (52.7) | 1000 (70.3) | 1500 (105.5) | 2250 (158.2) | 3750 (263.7) | 6250 (439.5) |
| 200/93 | 260 (18.3) | 750 (52.7) | 1000 (70.3) | 1500 (105.5) | 2250 (158.2) | 3750 (263.7) | 6250 (439.5) |
| 300/149 | 230 (16.2) | 730 (51.3) | 970 (68.2) | 1455 (102.3) | 2185 (153.6) | 3640 (256.0) | 6070 (426.9) |
| 400/204 | 200 (14.0) | 705 (49.6) | 940 (66.1) | 1410 (99.1) | 2115 (148.1) | 3530 (248.2) | 5800 (413.5) |
| 500/260 | 170 (12.0) | 665 (46.8) | 885 (62.2) | 1330 (93.5) | 1995 (140.3) | 3325 (233.8) | 5540 (389.6) |

Con el cual se puede asegurar de una manera rápida y confiable, que el material soporta las máximas condiciones de operación (temperatura y presión) o cuando se produce el fenómeno del golpe de ariete.



CAPÍTULO 4 FLUJO TRANSITORIO

Para el tramo nuevo y se selecciona la clase de material con un rating de 300 para la tubería nueva de 30", con el cuál se podría asegurar de una manera teórica que soportaría en el golpe de ariete .



CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Se realizó el análisis hidráulico del acueducto de 36", que corre desde la estación de bombeo Mangas hasta la industria pasando por la estación de rebombeo Teocalco, y se determinó que el diámetro más viable para el cambio del acueducto es de 30", siendo capaz este diámetro operar a condiciones adecuadas logrando satisfacer la demanda máxima de agua de la industria ($91,653 \text{ m}^3/\text{hr}$ 16,814 GPM). Se revisó información en documentos y diagramas proporcionados por la industria y se observó que existe inconsistencia con datos recopilados en campo. La industria estableció una demanda máxima futura de acuerdo a sus necesidades, por la expansión prevista y por el paro o arranque de sus diferentes plantas.

Mediante las ecuaciones básica de flujo de fluidos, se desarrolló una memoria de cálculo, para la realización del análisis hidráulico del acueducto, además se pudo determinar que el diámetro del acueducto y se determinó que las bombas existentes están sobrediseñadas, para las necesidades de la industria.

Los datos sugeridos para el mejoramiento en la operación del acueducto y del sistema de bombeo (en este proyecto) son:

- Se recomienda considerar equipo de bombeo nuevo en ambas estaciones considerando la vida útil de los equipos existentes.
- En la estación de rebombeo Teocalco no se cuenta con la suficiente capacidad de almacenamiento de agua por lo que se sugiere la instalación de un tanque de almacenamiento nuevo, con la capacidad similar a los de la estación de bombeo Mangas (50,000 bls).
- Para la selección del material se toma en cuenta la normatividad actual, se selecciono la clase A2A, por ser el material más conveniente de acuerdo con el servicio.
- Se recomienda ocupar un rating de 300 para las bridas y accesorios, de acuerdo al cálculo de la máxima sobrepresión.



BIBLIOGRAFÍA

1. Abreu José M. "Transitorios y oscilaciones en sistemas hidráulicos a presión", Ed. U.D. Mecánica de Fluidos. Universidad Politécnica de Valencia, España, 1995.
2. Branan Carl, "Rules of Thumb for Chemical Engineers", 3ª edición, Gulf Professional Publishing is an imprint of Elsevier, Huston TX, 2002.
3. Crane "Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías" McGraw-Hill, México D.F, 1987.
4. Kenneth J. "Bombas selección, uso y mantenimiento" McGraw-Hill, México D.F, 1987.
5. Himmlblau David M. "Principios básicos y cálculos en ingeniería química" 6ª edición, Prentice Hall, México D.F. 1997.
6. Howell Johon R. "Principios de termodinámica para ingenieros" McGraw-Hill, México D.F, 1990.
7. Levenspiel O. "Flujo de fluidos e intercambio de calor", Reverté editores, Barcelona España, 1993.
8. Ludwig, Ernest "Applied process design for chemical and petrochemical plants" Volumen 1, 4ª edición, Elsevier editores. United States of America, 2007.
9. Guiles Randal V. "Mecánica de los fluidos e Hidráulica" 3ª edición, Mc. Graw-Hill, Madrid España, 1994.
10. Streeter, Víctor L. "Mecánica de los fluidos" Mc. Graw-Hill, México D.F, 1970.
11. Streeter, Víctor L. "Fluid Transients in Systems", Prentice Hall, New York, 1993.



BIBLIOGRAFÍA

12. Shames Irving H. "Mecánica de fluidos", 3ª edición, Mc. Graw-Hill, Colombia, 1995.
13. Welty James "Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa", 2ª edición, Limusa editores, México.
14. NRF-012-PEMEX-2009 "Tubería de resina reforzada con Fibra de vidrio para la Recolección y transporte de Hidrocarburos líquidos y gaseosos y fluidos corrosivos" Comité De Normalización De Petróleos Mexicanos Y Organismos Subsidiarios, Subcomité Técnico De Normalización De PEMEX Exploración Y Producción, México D.F, 21 de julio de 2009.
15. NRF-032-PEMEX-2005 "Sistemas de Tubería en Plantas Industriales Diseño y Especificaciones de Materiales" Comité De Normalización De Petróleos Mexicanos Y Organismos Subsidiarios, Subcomité Técnico De Normalización De PEMEX Exploración Y Producción, México D.F, 18 de marzo de 2006.
16. NRF-050-PEMEX-2007 "Bombas centrifugas" Comité De Normalización De Petróleos Mexicanos Y Organismos Subsidiarios, Subcomité Técnico De Normalización De PEMEX Exploración Y Producción, México D.F, 05 de enero de 2008.
17. NRF-095-PEMEX-2004 "Motores Eléctricos" Comité De Normalización De Petróleos Mexicanos Y Organismos Subsidiarios, Subcomité Técnico De Normalización De PEMEX Petroquímica, México D.F, 01 de mayo de 2005.
18. ASME/ANSI B16.5 1996 "Pipe flanges and flanged fittings" An American National 1996.



GLOSARIO

GLOSARIO

- bls Unidad de capacidad, barriles
- BHP Potencia del freno de la bomba, es la potencia necesaria del motor de la bomba, para realizar el trabajo hidráulico.
- GPM Unidad de caudal, galones por minuto americanos
- HP Potencia nominal del motor de la bomba
- Htd Cabeza total de la bomba, la cabeza de descarga menos la cabeza de succión, es la medida en la cual una bomba puede elevar una columna de agua
- kg/cm² Unidad de presión manométrica, kilogramos por centímetro cuadrado.
- LPS Unidad de caudal, litros por segundo
- m (ft) Unidad de longitud, metros (pies)
- N/m² Pascal es la unidad de presión del Sistema Internacional de Unidades. Se define como la presión que ejerce una fuerza de 1 Newton sobre una superficie de 1 metro cuadrado normal a la misma.
- NPSH Presión de succión neta positiva, es la presión que hace en una bomba, un líquido fluya a través de la tubería de succión hacia el impulsor de la propia bomba.
- NPSHd Presión de succión neta positiva disponible, depende de la carga de succión o elevación, la carga de fricción, y la presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de bombeo. Si se varía cualquiera de estos puntos, la NPSH puede alterarse. Este debe de ser mayor que el requerido.

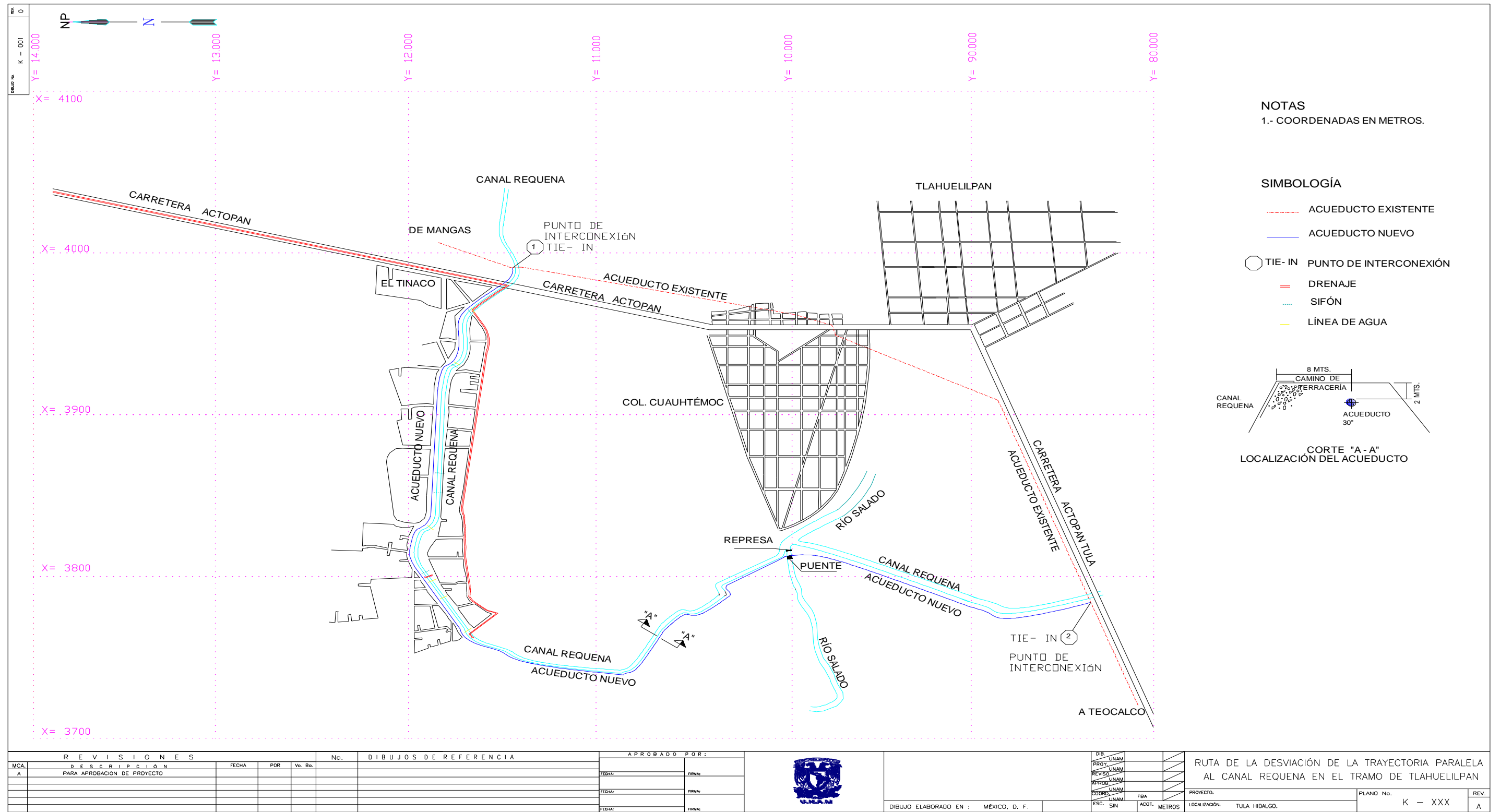


GLOSARIO

- NPSHr Presión de succión neta positiva requerido, depende sólo del diseño de la bomba y se obtiene del fabricante para cada bomba en particular, según su tipo, modelo, capacidad y velocidad.
- psi Unidad de caída de presión, libras por pulgada cuadrada
- psia Unidad de presión absoluta, libras por pulgada cuadrada manométricas más la presión atmosférica del lugar
- psig Unidad de presión absoluta, libras por pulgada cuadrada manométricas
- PVC Policloruro de Vinilo
- rpm Revolución de la bomba, revoluciones por minuto, unidad de frecuencia, usada para medir la velocidad angular. Una revolución es una vuelta de una rueda, un eje, un disco o cualquier cosa que gire sobre su propio eje
- Wf Potencia hidráulica de bombeo, es potencia cedida al líquido en el proceso de su transferencia de un punto a otro.



ANEXO I RUTA DE DESVIACIÓN DE LA TRAYECTORIA PARALELA AL CANAL REQUENA.





ANEXO II BALANCE DE AGUA DE LA INDUSTRIA

BALANCE DE AGUA DE LA INDUSTRIA

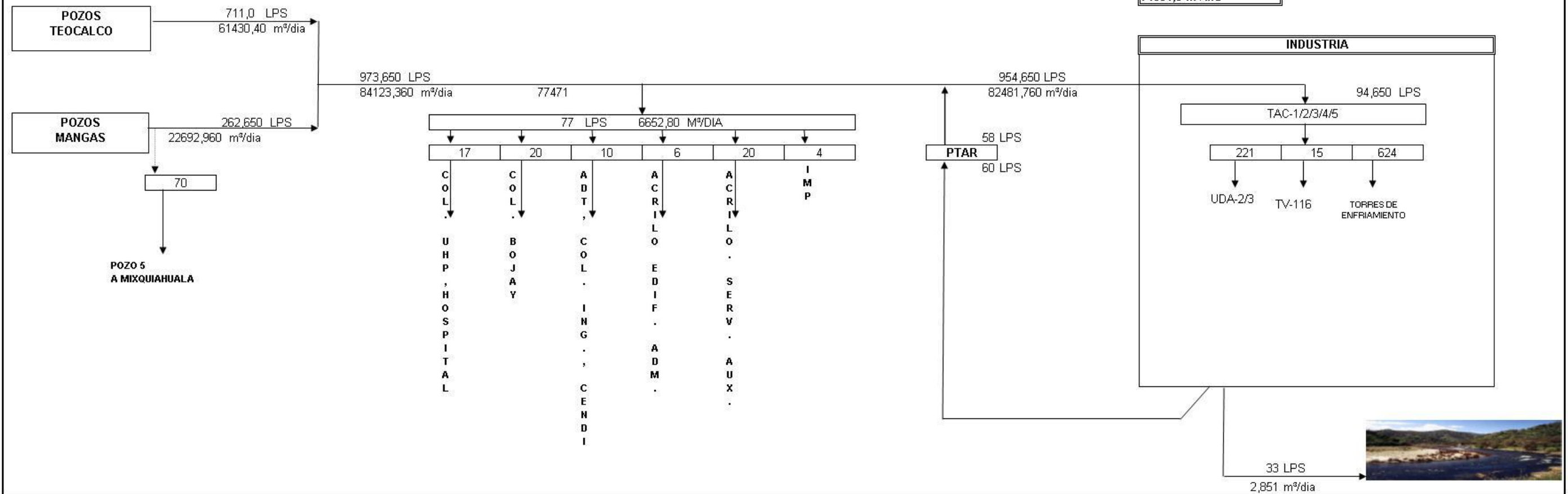
| TEOCALCO | | |
|----------|-----|--------|
| POZOS | LPS | m³/día |
| 1 | 69 | 5,936 |
| 5 | 92 | 7,988 |
| 7 | 90 | 7,779 |
| 9 | 92 | 7,991 |
| 11 | 78 | 6,719 |
| 13 | 0 | |
| 15 | 67 | 5,776 |
| 17 | 97 | 8,388 |
| 19 | 41 | 3,505 |
| 21 | 85 | 7,348 |

| MANGAS | | |
|--------|-----|--------|
| POZOS | LPS | m³/día |
| 5 | 72 | 6,209 |
| 6 | 44 | 3,793 |
| 7 | 0 | |
| 9 | 82 | 7,076 |
| 11 | 70 | 6,057 |
| 12 | 65 | 5,606 |

| TANQUE | NIVEL | VOLUMEN | |
|--------------|-------|------------|---------------|
| | mts | LPS | m³/día |
| TAC-1 | 0 | 0 | 0 |
| TAC-2 | 8 | 360 | 31,136 |
| TAC-3 | 1 | 27 | 2,364 |
| TAC-4 | 11.55 | 316 | 27,301 |
| TAC-5 | 11.04 | 209 | 18,089 |
| TOTAL | | 913 | 78,889 |

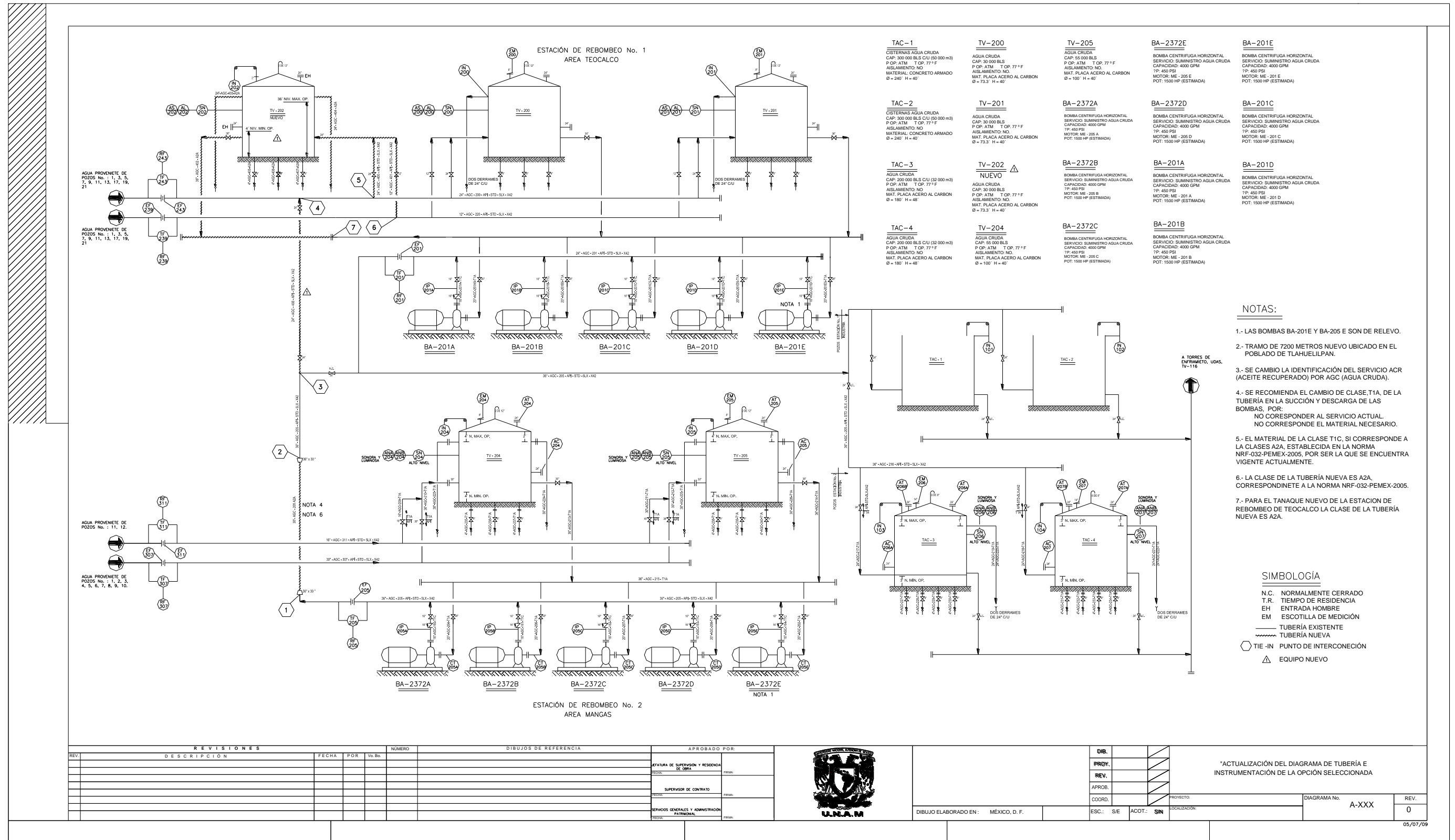
44 % DE ALMACENAJE

**CONSUMO
REQUERIDO
EN LA INDUSTRIA**
860,0 LPS
74304,0 m³/día





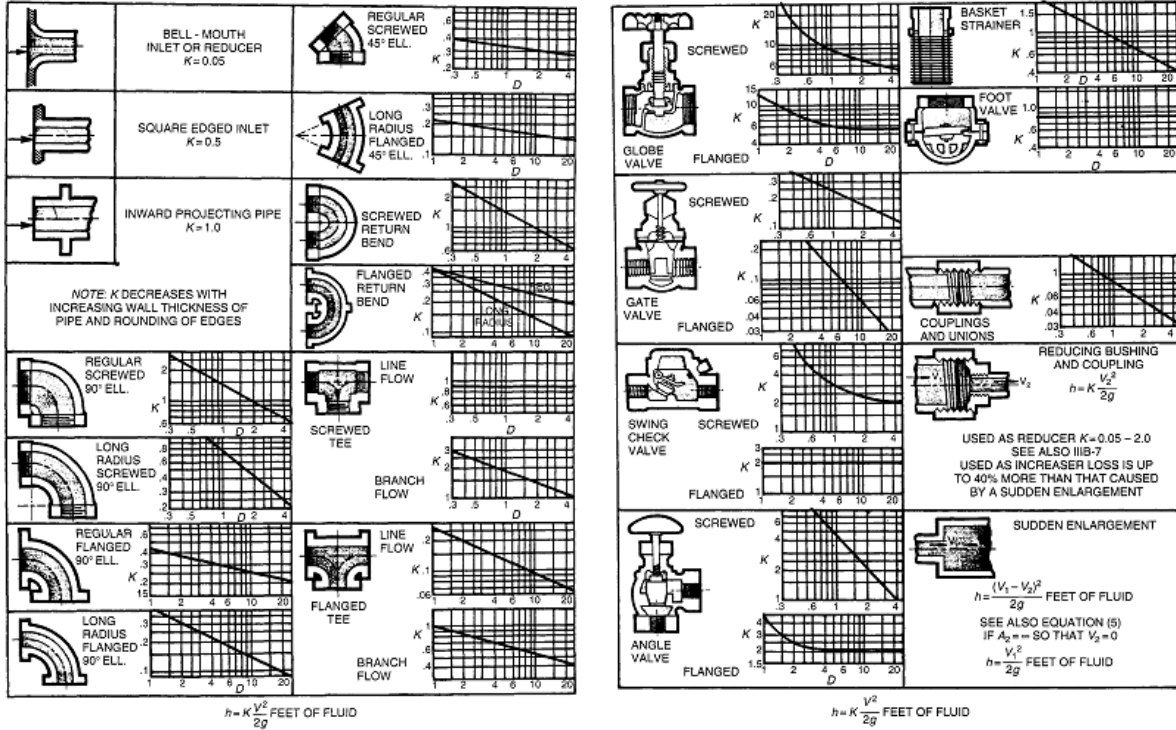
ANEXO III DIAGRAMA TUBERÍA EN INSTRUMENTACIÓN DE SUMINISTRO DE AGUA A-XXX





ANEXO

ANEXO IV COEFICIENTE DE RESISTENCIA PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS (CRANE)





ANEXO

ANEXO V GUÍA DE SELECCIÓN DE MATERIALES PARA BOMBAS DEPENDIENDO EL SERVICIO, NRF-50 -PEMEX-2007

| SERVICIO | Rango de | | Presión | Clase de material | Nota de referencia |
|---|---------------------------------------|--|---------|---|----------------------|
| | °C | (°F) | | | |
| Agua dulce, condensado, agua de torre de enfriamiento. | <100 | <212 | Todo I | I-1 0 I-2 | |
| Agua de calentamiento y agua de proceso. | <120 120 -175 > 175 | <250 250-350 <350 | Todo I | I-1 0 I-2 S-5 S-6, C-6 | A A A |
| Agua de alimentación a calderas, Carcasa dividida axialmente. Carcasa doble (barril) | >95 >95 | >200 >200 | Todo I | C-6 S-6 | |
| Rehervidor. | >95 | >200 | Todo I | C-6 | |
| Agua sucia, agua de reflujo, agua de drenes e hidrocarburos conteniendo estos tipos de agua, incluyendo corrientes de flujo. | <175 >175 | <350 >350 | Todo I | S-3 0 S-6 C-6 | B |
| Propano, butano, gas LP y amoniaco, etileno, servicios de baja temperatura (temperatura mínima del metal) | 230 >-46 >-73 >-100 >-196 | 450 >-50 >-100 >-150 >-320 | Todo I | S-1 S-1 (LCB) S-1 (LC2) S-1 (LC3) A-7 O A-8 | H H H,I H,I |
| Diesel; gasolina; nafta; kerosina, gasoleo; aceite lubricante ligero, medio y pesado; combustóleo; residuo, petróleo crudo; asfalto; residuos de crudo sintético. | <230 230-370 >370 | <450 450-700 >700 | Todo I | S-1 S-6 C-6 | B,C B |
| Agua de mar | <95 | <200 | Todo I | - | F |
| Agua amarga | <260 | <470 | Todo I | D-1 | |
| Salmueras | Todo | Todo | Todo I | C-6 | |

Los materiales de las partes de la bomba para cada clase de material están dados en la Tabla sig tabla. Obtener recomendaciones de materiales diferentes para servicios no identificados claramente en la lista de esta tabla. Las carcasas de hierro fundido, cuando se recomiendan para servicios químicos, únicamente deben localizarse en áreas no peligrosas. Las carcasas de acero se pueden usar para bombas localizadas cerca de plantas de proceso o en cualquier lugar donde el desprendimiento de vapores debido a cualquier falla pudiera crear una situación peligrosa o donde las bombas estén sujetas a golpe de ariete, por ejemplo en servicio de carga.

Notas:

a.- Considerar el contenido de oxígeno y las variaciones de pH del agua al seleccionar el material.

b.- La corrosividad de aguas sucias, hidrocarburos por arriba de 230 °C (450°F), ácidos y lodos ácidos pueden variar ampliamente. Puede obtenerse recomendaciones de materiales para cada servicio. La clase de material indicada en esta tabla satisface muchos de estos servicios, pero debe verificarse. Los materiales de la clase S-8 pueden considerarse para temperaturas de operación por abajo de 95 °C (200 °F).

c.- Si la corrosividad del fluido es baja, los materiales de la clase S-4 se pueden usar para temperaturas de 231 a 370 °C (451 a 700°F). Obtener una recomendación de materiales por separado para cada caso.

d.- Todas las soldaduras deben relevarse de esfuerzos.

e.- Puede usar UNS N08007 o aleación Ni-Cu como material de la bomba.

f.- Para servicios de agua de mar o salmueras PEMEX y el proveedor deben establecer los materiales adecuados para el servicio.

g.- El proveedor debe considerar los efectos de expansión del material entre la carcasa y el rotor y confirmar que es adecuado si las temperaturas de operación son o exceden 95 °C (200 °F).

h.- Los materiales seleccionados para servicios de baja temperatura deben cubrir los requisitos de 8.1.12.4 y 8.1.12.1.6. Las aleaciones fundidas ASTM A 352 Grados LCB, LC2 y LC3 se indican sólo como referencia. Use materiales equivalentes para aleaciones forjadas.

i.- Pueden considerarse materiales aleados con base en aluminio, bronce, bronce al aluminio y níquel para temperaturas tan bajas como -196 °C (-320 °F).



ANEXO

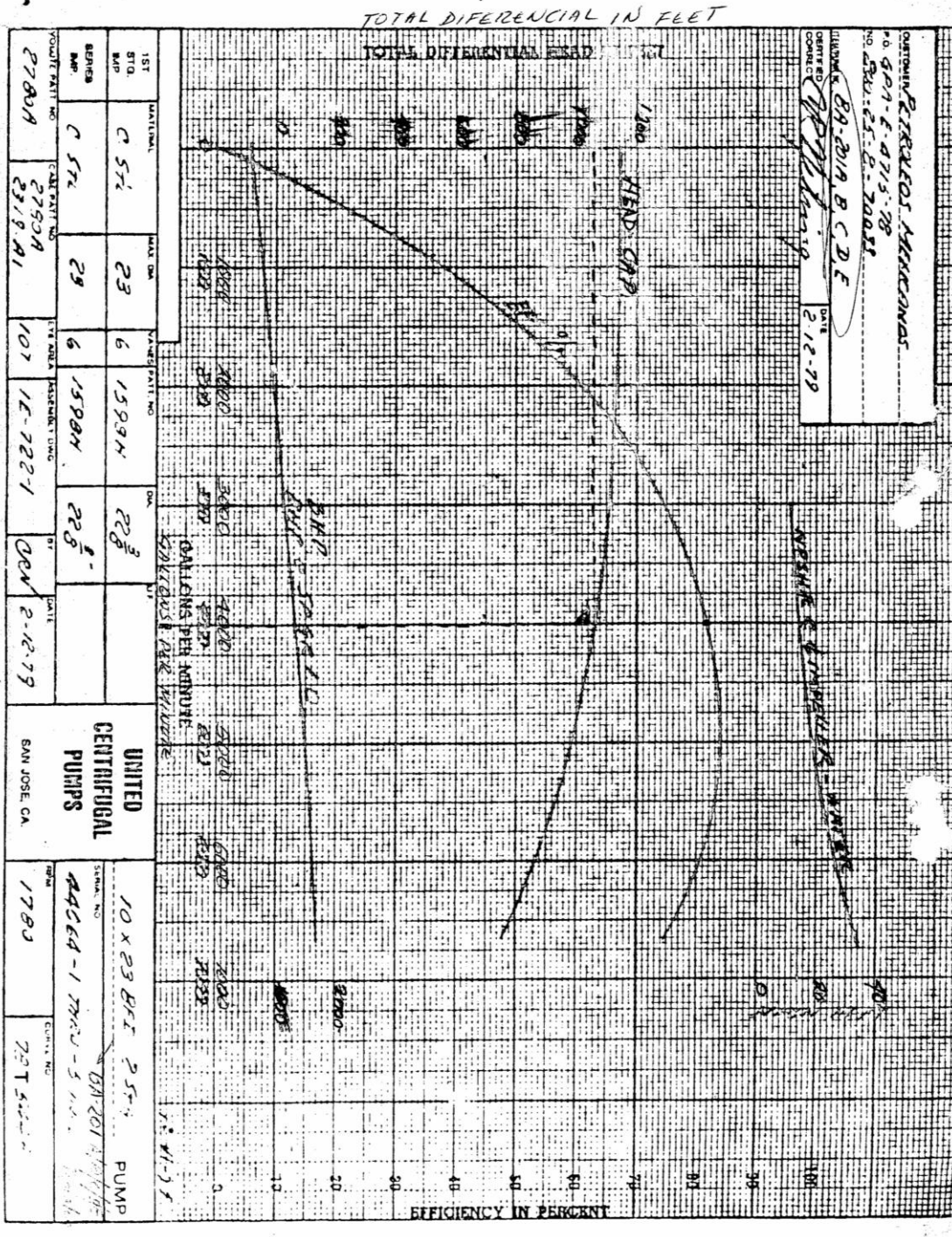
ANEXO VI ESPECIFICACIÓN DE TUBERÍA, NRF-032-PEMEX

| CLASE A2A | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|-------|--|-------|-----|---------|------------------|---------|-----|-----------|-----|-----|------------------------|------|------|-----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| Clase: 150 R.F. Acero al Carbón | | Pres. permisible Máx / Mín: kPa (psig) | | | | 1965 (285) | | | 552 (80) | | | | | | | | | | | | | |
| | | Temp. permisible Mín / Máx: °C (°F) | | | | -29 (-20) | | | 427 (800) | | | | | | | | | | | | | |
| | | Tol. Corrosión: mm (pulg) 1,3 (0.05) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Servicio: Tractogas, Desfogue de alta, Propileno refrigerante, Etano, Hidrocarburos, Propano, Gas de proceso, Reactivos químicos, Agua, Agua contra incendio, Agua ácida, Agua aceitosa, Agua de enfriamiento, Agua de lavado, Agua lodosa, Agua Cruda, Ácido sulfúrico, PEMEX 100, Aire de planta, Antiespumante, Tolueno, Aceite de calentamiento, Acetonitrilo, Desfogue de baja. | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Diám. Nom. | DN | 15 | 20 | 25 | 40 | 50 | 65 | 80 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 600 | 650 | 750 | 850 | 900 |
| | (NPS) | (1/2) | (3/4) | (1) | (1 1/2) | (2) | (2 1/2) | (3) | (4) | (6) | (8) | (10) | (12) | (14) | (16) | (18) | (20) | (24) | (26) | (30) | (34) | (36) |
| Tubo. | | ASTM A 106 Gr. B. | | | | ASTM A 53 Gr. B. | | | | | | ASTM A53 Gr. B tipo E. | | | ASTM A672 Gr. A55 clase 11. | | | | | | | |
| Espesor o E/P | | S/C XS | | | | S/C estándar. | | | | | | C/C ERW E/P 10 (3/8) | | | C/C ERW E/P 10 (3/8) | | | | | | | |
| Extremos | | Planos | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |



ANEXO

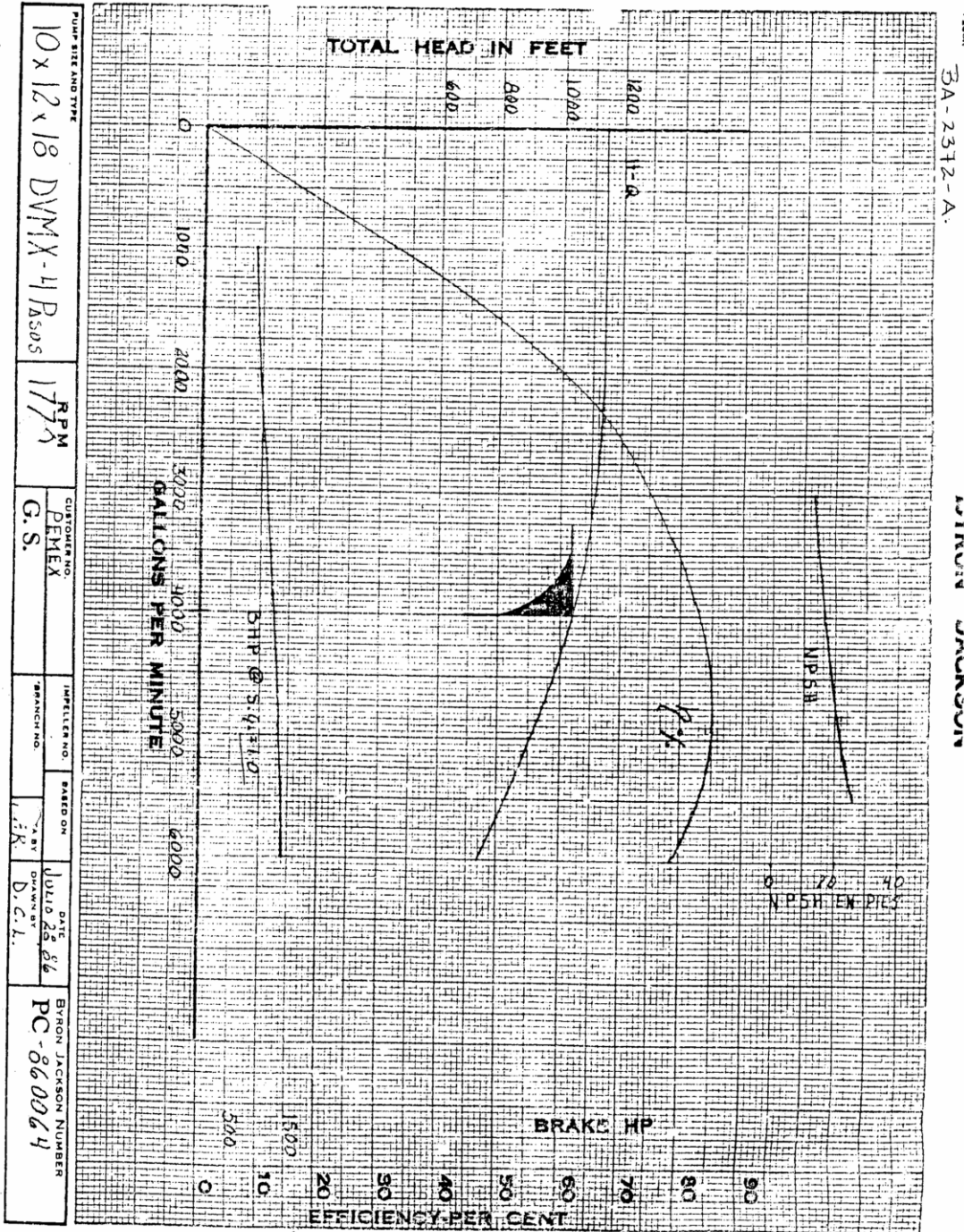
ANEXO VII CURVA CARACTERÍSTICA DE LAS BOMBAS BA-201 A/B/C/D/E, DE LA ESTACIÓN DE REBOMBEO TEOCALCO





ANEXO

ANEXO VIII CURVA CARACTERÍSTICA DE LAS BOMBAS
BA-2732A/B/C/D /E, DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO MANGAS





ANEXO

ANEXO IX MEMORIAS DE CÁLCULO DE ANÁLISIS HIDRÁULICO



ANEXO

MEMORIA DE CALCULO DEL ANALISIS HIDRAULICO DEL SISTEMA DE BOMBEO DE: TEOCALCO A LA INDUSTRIA, TUBERIA EXISTENTE DE 36"

I.- OBJETIVO:

Determinar la cabeza total requerida del sistema de bombeo para el suministro de agua desde la Estación de bombeo Teocalco hasta la Industria

II.- CONSIDERACIONES

Se realiza el cálculo para revisar las condiciones de operación del sistema de bombeo existente en la estación Teocalco para cubrir la demanda máxima total a futura, el consumo de la Industria + otros consumidores, con la tubería existente de 36".

III. DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO

| | | | | | |
|-----------------------------|------------|--|----------------|------------------------------------|----------------|
| Fluido a manejar | Agua | Presión de vapor, (Pv) @ T y P operación | 0.46 psia | V. CONDICIONES DEL LUGAR | |
| Flujo total a manejar, (QT) | 16,814 gpm | Densidad (ρ) @ T y P operación | 62.12 lb/pies3 | Presión atmosférica, (Pa) | 11.53 lb/plg2 |
| Número de bombas a manejar | 4 | Viscosidad, (μ) @ T y P operación | 0.91 cp | Temperatura del lugar, (T) | 77.0. °F |
| Flujo de agua por bomba | 4,204 gpm | Peso específico, (S) @ T y P operación | 0.996 | Densidad del agua @ 15°C, (ρ15 °C) | 62.37 lb/pies3 |

VI. CONDICIONES EN LA SUCCION

| | | | | | |
|---|--------------|---|--------------|-----------------------------------|---------------|
| Altura de origen (+/-Z1) | 2.62 pies | X DATOS DEL EQUIPO DE BOMBEO | | | |
| Longitud del tamo recto en la succión | 173.90 pies | Altura de destino (Z2) | 113.62 pie | Eficiencia de la bomba (estimada) | 70. % |
| Presión de operación en el recipiente, (Po) | 0.00 lb/plg2 | Longitud del tamo recto en la descarga | 25300.13 pie | Potencia nominal | 400 Hp |
| Presión en la succión, (Ps) | 0.00 lb/plg2 | Presión de operación en el recipiente, (Po) | 15 lb/plg2 | Presión de descarga | 99.60 lb/plg2 |
| | | Presión en la descarga, (Pd) | 15 lb/plg2 | Presión de Succión | -0.15 lb/plg2 |

IX. CÁLCULO DE BOMBAS

Formulas

De la ecuación de Bernoulli se determina:

$$H_{td} = \frac{144 P_d - P_s}{\rho} + \frac{g Z_d - Z_s}{g_c} + \frac{U_d - U_s}{2g_c} + \sum H_{fd} + \sum H_{fs}$$

Determinación de la cabeza de succión, (H_{sd})

$$H_{sd} = \pm \frac{144 P_s}{\rho} \pm \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{fs}$$

Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSH_d)

$$NPSH_d = \frac{144 P_s - P_v}{\rho} \pm Z_s - \sum H_{fs}$$

Determinación de la cabeza de descarga, (H_{dd})

$$H_{dd} = \frac{144 P_d}{\rho} + \frac{g Z_d}{g_c} + \sum H_{fd}$$

Determinación de la cabeza total, (H_{td})

$$H_{td} = H_{dd} - H_{sd}$$

Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (Wf)

$$Wf = \frac{QSH_{td}}{3960}$$

Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp)

$$BHp = \frac{Wf}{\eta}$$

| | |
|--------------------------------|-------|
| Curva característica | -/-/- |
| Tipo de bomba | - |
| Marca | - |
| Modelo | - |
| Volts/fases/ciclos | - |
| Tamaño | - |
| Velocidad | - |
| Velocidad específica de bombeo | - |
| Diámetro del impulsor | - |

Notas:
1.- El signo +/- en la succión demuestran que la fuente de abastecimiento se encuentra situada por arriba (+) o por debajo (-) del equipo de bombeo



ANEXO

| CÁLCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCIÓN, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, SUCCION | | | | | | | |
|---|---------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------|----------------------------|----------|----------------------------|
| Sección de tubería | Tramo de tanque a cabezal | Tramo de cabezal de succión | Tramo de succión de bomba | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 8,377,618 lb/hr | 8,377,618 lb/hr | 2,094,404 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_N) | 36 pulg | 36 pulg | 20 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | A2A | API STD 5L 42X | T1A | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 19.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | | 0 | | 0 | 2 | 60 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | | 0 | | 0 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 7 | 140 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 1 | 60 | | 0 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | 1 | 7 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Suma L/D | | | 108 | | 200 | | 75 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 317.3 pie | | 587.5 pie | | 120.3 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.2 pie | | 124.7 pie | | 23.0 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 343.5 pie | | 712.2 pie | | 143.3 pie |
| Rugosidad relativa, $\frac{\epsilon}{D} = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 9.35065E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 291.04 pulg ² |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 5.53 pie/seg | | 5.53 pie/seg | | 4.63 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,645,620 | | 1,645,620 | | 753,352 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01204 | | 0.01204 | | 0.01371 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_s = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 0.288 lb/pulg ² | | 0.598 lb/pulg ² | | 0.176 lb/pulg ² |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | 20 % | | |
| Suma de pérdidas de presión en la succión, + factor de diseño | | | | | | | 1.275 lb/pulg ² |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_s = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | | | | | 2.958 pie |
| Notas | | | | | | | |
| ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa $f_D = \frac{64}{Re}$ si $Re > 2,000$. $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2.1 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, DESCARGA | | | | | | | |
|--|-----------------------|-------------------------------|--|----------------------------|-------------|-----------------------------------|-------------|
| Sección de tubería | Descarga de una bomba | Cabezal a punto interconexión | Tramo a inetrior de la Industria, Tub. Existente | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 2,094,404 lb/hr | 8,377,618 lb/hr | 8,377,618 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_N) | 16 pulg | 24 pulg | 36 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | T1C | API STD 5L 42X | API STD 5L 42X | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 15 pulg | 23.25 pulg | 35.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | 1 | 400 | | 0 | | 0 |
| Codo 45° usual | 16 | | 0 | 7 | 112 | 7 | 112 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | 3 | 90 | 5 | 150 | 5 | 150 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 2 | 120 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 3 | 60 | 3 | 60 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | | 0 | | 0 | 1 | 8 |
| Suma L/D | | | 626 | | 322 | | 338 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 782.5 pie | | 623.9 pie | | 992.9 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.6 pie | | 328.1 pie | | 22480.3 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 809.1 pie | | 952.0 pie | | 23473.2 pie |
| Rugosidad relativa, $\frac{\epsilon}{D} = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | 0.00012 | | 7.74194E-05 | | 5.10638E-05 | |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | 176.71 pulg ² | | 424.56 pulg ² | | 975.91 pulg² | |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | 7.63 pie/seg | | 12.71 pie/seg | | 5.53 pie/seg | |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | 966,802 | | 2,494,973 | | 1,645,620 | |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | 0.01376 | | 0.01222 | | 0.01204 | |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_d = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | 3.478 lb/pulg ² | | 6.502 lb/pulg ² | | 19.709 lb/pulg² | |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | | 20 % | |
| Suma de pérdidas de presión en la descarga, + factor de diseño | | | $\Delta P_{Total} = \sum_{i=1}^n \Delta P_i + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n$ | | | 35.626 lb/pulg ² | |
| Perdida de altura de presión por fricción, | | | $Hf_d = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | 82.636 pie | |
| Notas | | | | | | | |
| ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa | | | | | | | |
| $f_D = \frac{64}{Re}$ $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2.1 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| MEMORIA DE CALCULO DEL ANALISIS HIDRAULICO DEL SISTEMA DE BOMBEO DE: TEOCALCO A LA INDUSTRIA, TUBERIA DE 30" | | |
|---|--|------------------|
| I.- OBJETIVO: | | |
| Determinar la cabeza total requerida del sistema de bombeo para el suministro de agua desde la Estación de bombeo Teocalco hasta la Industria | | |
| II.- CONSIDERACIONES | | |
| Se realiza el cálculo para revisar las condiciones de operación del sistema de bombeo existente en la estación Teocalco para cubrir la demanda máxima total a futura, el consumo de la Industria + otros consumidores, con un diámetro de 30" para la instalación de tubería nueva. | | |
| III. DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO | | |
| Fluido a manejar | Agua | |
| Flujo total a manejar, (Q _T) | 16,814 gpm | |
| Número de bombas a manejar | 4 | |
| Flujo de agua por bomba | 4,204 gpm | |
| VI. CONDICIONES EN LA SUCCION | | |
| Altura de origen (+/-Z ₁) | 2.62 pies | |
| Longitud del tamo recto en la succión | 173.90 pies | |
| Presión de operación en el recipiente, (P _a) | 0.00 lb/plg2 | |
| Presión en la succión, (P _s) | 0.00 lb/plg2 | |
| IV. PROPIEDADES DEL FLUIDO | | |
| Presión de vapor, (P _v) @ T y P operación | 0.46 psia | |
| Densidad (ρ) @ T y P operación | 62.12 lb/pies3 | |
| Viscosidad, (μ) @ T y P operación | 0.91 cp | |
| Peso específico, (S) @ T y P operación | 0.996 | |
| V. CONDICIONES DEL LUGAR | | |
| Presión atmosférica, (P _a) | 11.53 lb/plg2 | |
| Temperatura del lugar, (T) | 77.0. °F | |
| Densidad del agua @ 15°C, (ρ _{15°C}) | 62.37 lb/pies3 | |
| X DATOS DEL EQUIPO DE BOMBEO | | |
| Eficiencia de la bomba (estimada) | 70. % | |
| Potencia nominal | 500 Hp | |
| Presión de descarga | 135.82 lb/plg2 | |
| Presión de Succión | -0.15 lb/plg2 | |
| NPSH _R | - | |
| Curva característica | -/-/- | |
| Tipo de bomba | - | |
| Marca | - | |
| Modelo | - | |
| Volts/fases/ciclos | - | |
| Tamaño | - | |
| Velocidad | - | |
| Velocidad específica de bombeo | - | |
| Diámetro del impulsor | - | |
| IX. CÁLCULO DE BOMBAS | | |
| Formulas | | |
| De la ecuación de Bernoulli se determina: | | |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{sd}) | $H_{sd} = \frac{144 P_d - P_s}{\rho} + \frac{g Z_d - Z_s}{g_c} + \frac{U_d - U_s}{2g_c} + \sum H_{f_d} + \sum H_{f_s}$ | |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHD) | $H_{sd} = \pm \frac{144 P_d - P_s}{\rho} + \frac{g Z_d - Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ | -0.34 pies |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{dd}) | $NPSHD = \frac{144 P_a - P_v}{\rho} + Z_s - \sum H_{f_s}$ | 25.33 pies |
| Determinación de la cabeza total, (H _{td}) | $H_{dd} = \frac{144 P_d + g Z_d}{\rho} + \sum H_{f_d}$ | 315.03 pies |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (Wf) | $H_{td} = H_{dd} - H_{sd}$ | 315.37 pies |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp) | $Wf = \frac{QSH_{td}}{3960}$ | 333.39 Hp |
| | $BHp = \frac{Wf}{\eta}$ | 476.28 Hp |

Notas:

1.- El signo +/- en la succión demuestran que la fuente de abastecimiento se encuentra situada por arriba (+) o por debajo (-) del equipo de bombeo



ANEXO

| CÁLCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCIÓN, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, SUCCION | | | | | | | |
|--|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------|----------------|----------|----------------|
| Sección de tubería | Tramo de tanque a cabezal | Tramo de cabezal de succión | Tramo de succión de bomba | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 8,377,618 lb/hr | 8,377,618 lb/hr | 2,094,404 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_n) | 36 pulg | 36 pulg | 20 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | A2A | API STD 5L 42X | T1A | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 19.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | | 0 | | 0 | 2 | 60 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | | 0 | | 0 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 7 | 140 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 1 | 60 | | 0 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | 1 | 7 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Suma L/D | | | 108 | | 200 | | 75 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 317.3 pie | | 587.5 pie | | 120.3 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.2 pie | | 124.7 pie | | 23.0 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 343.5 pie | | 712.2 pie | | 143.3 pie |
| Rugosidad relativa, $\epsilon/D = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 9.35065E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 975.91 pulg2 | | 975.91 pulg2 | | 291.04 pulg2 |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 5.53 pie/seg | | 5.53 pie/seg | | 4.63 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,645,620 | | 1,645,620 | | 753,352 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01204 | | 0.01204 | | 0.01371 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_s = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 0.288 lb/pulg2 | | 0.598 lb/pulg2 | | 0.176 lb/pulg2 |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | 20 % | | |
| Suma de pérdidas de presión en la succión, + factor de diseño $\Delta P_{Total} = \sum_{i=1}^n \Delta P_i + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n$ | | | | | | | 1.275 lb/pulg2 |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_s = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | | | | | 2.958 pie |
| Notas ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa $f_D = \frac{64}{Re}$ si $Re > 2,000$. $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2.1 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, DESCARGA | | | | | | | |
|--|-----------------------|--|-------------------------------|----------|--|----------|-----------------------------------|
| Sección de tubería | Descarga de una bomba | | Cabezal a punto interconexión | | Tramo a inetrior de la Industria, Tub. Nueva | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 2,094,404 lb/hr | | 8,377,618 lb/hr | | 8,377,618 lb/hr | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | | 62.12 lb/pie3 | | 62.12 lb/pie3 | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | | 0.91 cp | | 0.91 cp | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_N) | 16 pulg | | 24 pulg | | 30 pulg | | |
| Especificación de Tubería | T1C | | API STD 5L 42X | | A2A | | |
| Material del tubo | A.C. | | A.C. | | A.C. | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | | 0.00015 pie | | 0.00015 pie | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | | 0.375 pulg | | 0.375 pulg | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 15 pulg | | 23.25 pulg | | 29.25 pulg | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | 1 | 400 | | 0 | | 0 |
| Codo 45° usual | 16 | | 0 | 7 | 112 | 7 | 112 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | 3 | 90 | 5 | 150 | 5 | 150 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 2 | 120 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 3 | 60 | 3 | 60 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | | 0 | | 0 | 1 | 8 |
| Suma L/D | | | 626 | | 322 | | 338 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 782.5 pie | | 623.9 pie | | 823.9 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.6 pie | | 328.1 pie | | 22480.3 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 809.1 pie | | 952.0 pie | | 23304.2 pie |
| Rugosidad relativa, $\frac{\epsilon}{D} = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 0.00012 | | 7.74194E-05 | | 6.15385E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 176.71 pulg ² | | 424.56 pulg ² | | 671.96 pulg² |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 7.63 pie/seg | | 12.71 pie/seg | | 8.03 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 966,802 | | 2,494,973 | | 1,983,183 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01376 | | 0.01222 | | 0.01207 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_d = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 3.478 lb/pulg ² | | 6.502 lb/pulg ² | | 49.889 lb/pulg² |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | 20 % | | |
| Suma de pérdidas de presión en la descarga, + factor de diseño | | $\Delta P_{Total} = \sum_{i=1}^n \Delta P_i + \Delta P_2 + \dots \Delta P_n$ | | | 71.843 lb/pulg ² | | |
| Pérdida de altura de presión por fricción, | | $Hf_d = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | 166.640 pie | | |
| Notas | | | | | | | |
| ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa | | | | | | | |
| $f_D = \frac{64}{Re}$ $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2.1 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| MEMORIA DE CALCULO DEL ANALISIS HIDRAULICO DEL SISTEMA DE BOMBEO DE: TEOCALCO A LA INDUSTRIA, TUBERIA DE 24" | |
|--|--|
| I.- OBJETIVO: | |
| Determinar la cabeza total requerida del sistema de bombeo para el suministro de agua desde la Estación de bombeo Teocalco hasta la Industria | |
| II.- CONSIDERACIONES | |
| Se realiza el cálculo para revisar las condiciones de operación del sistema de bombeo existente en la estación Teocalco, para cubrir la demanda máxima total a futura, el consumo de la Industria + otros consumidores, con un diámetro de 24" para la instalación de tubería nueva. | |
| III. DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO | |
| Fluido a manejar | Agua |
| Flujo total a manejar, (Q _T) | 16,814 gpm |
| Número de bombas a manejar | 4 |
| Flujo de agua por bomba | 4,204 gpm |
| IV. PROPIEDADES DEL FLUIDO | |
| Presión de vapor, (P _v) @ T y P operación | 0.46 psia |
| Densidad (ρ) @ T y P operación | 62.12 lb/pies ³ |
| Viscosidad, (μ) @ T y P operación | 0.91 cp |
| Peso específico, (S) @ T y P operación | 0.996 |
| V. CONDICIONES DEL LUGAR | |
| Presión atmosférica, (P _a) | 11.53 lb/plg ² |
| Temperatura del lugar, (T) | 77.0. °F |
| Densidad del agua @ 15°C, (ρ _{1.5°C}) | 62.37 lb/pies ³ |
| VI. CONDICIONES EN LA SUCCION | |
| Altura de origen (+/-Z ₁) | 2.62 pies |
| Longitud del tamo recto en la succión | 173.90 pies |
| Presión de operación en el recipiente, (P _o) | 0.00 lb/plg ² |
| Presión en la succión, (P _s) | 0.00 lb/plg ² |
| VII. CONDICIONES EN LA DESCARGA | |
| Altura de destino (Z ₂) | 113.62 pie |
| Longitud del tamo recto en la descarga | 25300.13 pie |
| Presión de operación en el recipiente, (P _o) | 15 lb/plg ² |
| Presión en la descarga, (P _d) | 15 lb/plg ² |
| VIII. CONDICIONES DEL EQUIPO DE BOMBEO | |
| Eficiencia de la bomba (estimada) | 70. % |
| Potencia nominal | 1000 Hp |
| Presión de descarga | 265.58 lb/plg ² |
| Presión de Succión | -0.15 lb/plg ² |
| NPSH _R | - |
| IX. CÁLCULO DE BOMBAS | |
| Formulas | |
| De la ecuación de Bernoulli se determina: | |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{sd}) | $H_{sd} = \frac{144 P_a - P_s}{\rho} + g Z_d - Z_s + \frac{U_d - U_s}{2g_c} + \sum H_{f_d} + \sum H_{f_s}$ |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHd) | $H_{sd} = \frac{144 P_a}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{td}) | $NPSHd = \frac{144 P_a - P_d}{\rho} + Z_s - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación de la cabeza total, (H _{td}) | $H_{td} = \frac{144 P_a}{\rho} + g Z_d + \sum H_{f_d}$ |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (Wf) | $H_{td} = H_{sd} - H_{sd}$ |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp) | $Wf = \frac{QSH_{td}}{3960}$ |
| | $BHp = \frac{Wf}{\eta}$ |
| | 930.81 Hp |

Notas:

1.- El signo +/- en la succión demuestran que la fuente de abastecimiento se encuentra situada por arriba (+) o por debajo (-) del equipo de bombeo



ANEXO

| CÁLCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCIÓN, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, SUCCION | | | | | | | |
|--|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------|----------------|----------|----------------|
| Sección de tubería | Tramo de tanque a cabezal | Tramo de cabezal de succión | Tramo de succión de bomba | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 8,377,618 lb/hr | 8,377,618 lb/hr | 2,094,404 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_n) | 36 pulg | 36 pulg | 20 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | A2A | API STD 5L 42X | T1A | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 19.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | | 0 | | 0 | 2 | 60 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | | 0 | | 0 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 7 | 140 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 1 | 60 | | 0 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | 1 | 7 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Suma L/D | | | 108 | | 200 | | 75 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 317.3 pie | | 587.5 pie | | 120.3 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.2 pie | | 124.7 pie | | 23.0 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 343.5 pie | | 712.2 pie | | 143.3 pie |
| Rugosidad relativa, $\epsilon/D = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 9.35065E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 975.91 pulg2 | | 975.91 pulg2 | | 291.04 pulg2 |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 5.53 pie/seg | | 5.53 pie/seg | | 4.63 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,645,620 | | 1,645,620 | | 753,352 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01204 | | 0.01204 | | 0.01371 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_s = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 0.288 lb/pulg2 | | 0.598 lb/pulg2 | | 0.176 lb/pulg2 |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | 20 % | | |
| Suma de pérdidas de presión en la succión, + factor de diseño $\Delta P_{Total} = \sum_{i=1}^n \Delta P_i + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n$ | | | | | | | 1.275 lb/pulg2 |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_s = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | | | | | 2.958 pie |
| Notas | | | | | | | |
| ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa si $Re > 2,000$. | | | | | | | |
| $f_D = \frac{64}{Re}$ $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2.1 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, DESCARGA | | | | | | | |
|--|-----------------------|-------------------------------|--|----------|----------------------------|------------------------------|------------------------------------|
| Sección de tubería | Descarga de una bomba | Cabezal a punto interconexión | Tramo a inetrior de la Industria, Tub. Nueva | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 2,094,404 lb/hr | 8,377,618 lb/hr | 8,377,618 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_N) | 16 pulg | 24 pulg | 24 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | T1C | API STD 5L 42X | A2A | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 15 pulg | 23.25 pulg | 23.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | 1 | 400 | | 0 | | 0 |
| Codo 45° usual | 16 | | 0 | 7 | 112 | 7 | 112 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | 3 | 90 | 5 | 150 | 5 | 150 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 2 | 120 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 3 | 60 | 3 | 60 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | | 0 | | 0 | 1 | 8 |
| Suma L/D | | | 626 | | 322 | | 338 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 782.5 pie | | 623.9 pie | | 654.9 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.6 pie | | 328.1 pie | | 22480.3 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 809.1 pie | | 952.0 pie | | 23135.2 pie |
| Rugosidad relativa, $\frac{\epsilon}{D} = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 0.00012 | | 7.74194E-05 | | 7.74194E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 176.71 pulg ² | | 424.56 pulg ² | | 424.56 pulg² |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 7.63 pie/seg | | 12.71 pie/seg | | 12.71 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 966,802 | | 2,494,973 | | 2,494,973 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01376 | | 0.01222 | | 0.01222 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_d = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 3.478 lb/pulg ² | | 6.502 lb/pulg ² | | 158.021 lb/pulg² |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | | 20 % | |
| Suma de pérdidas de presión en la descarga, + factor de diseño | | | $\Delta P_{Total} = \sum_{i=1}^n \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n$ | | | 201.601 lb/pulg ² | |
| Pérdida de altura de presión por fricción, | | | $Hf_d = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | 467.615 pie | |
| Notas | | | | | | | |
| ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa | | | | | | | |
| $f_D = \frac{64}{Re}$ $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2.1 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| MEMORIA DE CALCULO DEL ANALISIS HIDRAULICO DEL SISTEMA DE BOMBEO DE: MANGAS A INDUSTRIA, TUBERIA EXISTENTE DE 36" | | |
|---|--|----------------|
| I.- OBJETIVO: | | |
| Determinar la cabeza total requerida del sistema de bombeo para el suministro de agua desde la Estación de bombeo Mangas hasta los tanques de almacenamiento de la Industria considerando el 100% de la demanda máxima futura de la Industria, para analizar el sistema de bombeo existente.. | | |
| II.- CONSIDERACIONES | | |
| Se realiza el cálculo para revisar las condiciones de operación del sistema de bombeo existente en la estación Mangas para cubrir la demanda máxima total a futuro, en caso de falla del suministro de la estación Teocalco, considerando el acueducto existente de 36" de diámetro. | | |
| III. DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO | | |
| Fluido a manejar | Agua | |
| Flujo total a manejar, (Q _T) | 17,925.33 gpm | |
| Número de bombas a manejar | 4 | |
| Flujo de agua por bomba | 4,481.33 gpm | |
| IV. PROPIEDADES DEL FLUIDO | | |
| Presión de vapor, (P _v) @ T y P operación | 0.46 psia | 11.53 lb/plg2 |
| Densidad (ρ) @ T y P operación | 62.12 lb/pies3 | 77.0. °F |
| Viscosidad, (μ) @ T y P operación | 0.91 cp | 62.25 lb/pies3 |
| Peso específico, (S) @ T y P operación | 0.998 | |
| V. CONDICIONES DEL LUGAR | | |
| Presión atmosférica, (P _a) | | |
| Temperatura del lugar, (T) | | |
| Densidad del agua @ 15°C, (ρ _{15 °C}) | | |
| VI. CONDICIONES EN LA SUCCION | | |
| Altura de origen (+/-Z ₁) | 2.62 pies | |
| Longitud del tamo recto en la succión | 173.90 pies | |
| Presión de operación en el recipiente, (P _o) | 0.00 lb/plg2 | |
| Presión en la succión, (P _s) | 0.00 lb/plg2 | |
| VII. CONDICIONES EN LA DESCARGA | | |
| Altura de destino ² (Z ₂) | 134.94 pie | 70. % |
| Longitud del tamo recto en la descarga | 72178.48 pie | 750 Hp |
| Presión de operación en el recipiente, (P _o) | 15 lb/plg2 | 162.53 lb/plg2 |
| Presión en la descarga, (P _d) | 15 lb/plg2 | -0.07 lb/plg2 |
| IX. CÁLCULO DE BOMBAS | | |
| Formulas | | |
| De la ecuación de Bernoulli se determina: | | |
| $H_{d,d} = \frac{144 P_d - P_s}{\rho} + g Z_d - Z_s + \frac{U_d - U_s}{2g_c} + \sum H_{f,d} + \sum H_{f,s}$ | | |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{sd}) | $H_{sd} = \pm \frac{144 P_s \pm g Z_s}{\rho} - \sum H_{f,s}$ | |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHd) | $NPSHd = \frac{144 P_a - P_v}{\rho} \pm Z_s - \sum H_{f,s}$ | |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{dd}) | $H_{dd} = \frac{144 P_d + g Z_d}{\rho} + \sum H_{f,d}$ | |
| Determinación de la cabeza total, (H _{td}) | $H_{td} = H_{dd} - H_{sd}$ | |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (WF) | $Wf = \frac{QSH_{td}}{3960}$ | |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp) | $BHp = \frac{Wf}{n}$ | |
| X DATOS DEL EQUIPO DE BOMBEO | | |
| Eficiencia de la bomba (estimada) | | 70. % |
| Potencia nominal | | 750 Hp |
| Presión de descarga | | 162.53 lb/plg2 |
| Presión de Succión | | -0.07 lb/plg2 |
| NPSH _r | | - |
| Curva característica | | -/-/- |
| Tipo de bomba | | - |
| Marca | | - |
| Modelo | | - |
| Volts/fases/ciclos | | - |
| Tamaño | | - |
| Velocidad | | - |
| Velocidad específica de bombeo | | - |
| Diámetro del impulsor | | - |

Notas:

- 1.- El signo +/- en la succión demuestran que la fuente de abastecimiento se encuentra situada por arriba (+) o por debajo (-) del equipo de bombeo valor estimado entre el nivel mínimo en el tanque y el centro del impulsor de las bombas
- 2.- En la altura de descarga se está considerando la diferencia de altura entre la estación Mangas y la Industria + altura de los tanques TAC-3/4.



ANEXO

| CÁLCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, SUCCION | | | | | | | |
|--|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------|----------------|----------|----------------|
| Sección de tubería | Tramo de tanque a cabezal | Tramo de cabezal de succión | Tramo de succión de bomba | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 2,232,835 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_n) | 36 pulg | 36 pulg | 20 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | T1A | T1A | T1A | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | 0.5 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 35 pulg | 35 pulg | 19.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | | 0 | | 0 | 1 | 30 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | | 0 | 2 | 32 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 3 | 60 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 1 | 60 | | 0 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | 1 | 7 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Suma L/D | | | 108 | | 120 | | 77 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 315.0 pie | | 350.0 pie | | 123.5 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.2 pie | | 124.7 pie | | 19.7 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 341.2 pie | | 474.7 pie | | 143.2 pie |
| Rugosidad relativa, $\frac{\epsilon}{D} = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 5.14286E-05 | | 5.14286E-05 | | 9.35065E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 962.11 pulg2 | | 962.11 pulg2 | | 291.04 pulg2 |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 5.98 pie/seg | | 5.98 pie/seg | | 4.94 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,766,920 | | 1,766,920 | | 803,145 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01362 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_s = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 0.335 lb/pulg2 | | 0.467 lb/pulg2 | | 0.199 lb/pulg2 |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | | 20 % | |
| Suma de pérdidas de presión en la succión, + factor de diseño $\Delta P_{Total} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta P_i + \Delta P_2 + \dots \Delta P_n$ | | | | | | | 1.202 lb/pulg2 |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_s = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | | | | | 2.782 pie |
| Notas | | | | | | | |
| ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa $f_D = \frac{64}{Re}$ | | | | | | | |
| si $Re > 2,000$. $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, DESCARGA | | | | | | | | | | | |
|--|----------------|--------------------------|----------------------------|--|----------------------------|--------------------------|-----------------------------|--------------------------------|-----------------------------|---|-----------------------------|
| Sección de tubería | | Descarga de una bomba | | Cabezal descarga bombas a punto Inter.-Tramo Nuevo | | Teocalco Ruta Existente | | Tramo Cabezal a Inter-Teocalco | | Interconexión Teocalco a interior de la Industria | |
| | | | | | | | | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q_p$ | | 2,232,835 lb/hr | | 8,931,341 lb/hr | | 8,931,341 lb/hr | | 8,931,341 lb/hr | | 8,931,341 lb/hr | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | | 62.12 lb/ft ³ | | 62.12 lb/ft ³ | | 62.12 lb/ft ³ | | 62.12 lb/ft ³ | | 62.12 lb/ft ³ | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | | 0.91 cp | | 0.91 cp | | 0.91 cp | | 0.91 cp | | 0.91 cp | |
| Diámetro nominal de la tubería, (dn) | | 16 pulg | | 36 pulg | | 36 pulg | | 36 pulg | | 36 pulg | |
| Especificación de Tubería | | T1C | | API STD 5L 42X | | A2A | | API STD 5L 42X | | API STD 5L 42X | |
| Materia del tubo | | A.C. | | A.C. | | A.C. | | A.C. | | A.C. | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | | 0.00015 pie | | 0.00015 pie | | 0.00015 pie | | 0.00015 pie | | 0.00015 pie | |
| Espesor de pared tubería, (e) | | 0.5 pulg | | 0.375 pulg | | 0.375 pulg | | 0.375 pulg | | 0.375 pulg | |
| Diámetro interno, (d) | | 15.00 pulg | | 35.25 pulg | | 35.25 pulg | | 35.25 pulg | | 35.25 pulg | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | 1 | 400 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Codo 45° usual | 16 | 0 | 0 | 2 | 32 | 4 | 64 | 2 | 32 | 7 | 112 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | 2 | 60 | 1 | 30 | 3 | 90 | 0 | 0 | 5 | 150 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 20 | 0 | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 0 | 0 | 2 | 120 | 0 | 0 | 3 | 180 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Salida de tubería | 10 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 10 |
| Suma L/D | | | 528 | | 62 | | 274 | | 52 | | 460 |
| Longitud equivalente, (L_e) | | | 660.0 pie | | 182.1 pie | | 804.9 pie | | 152.8 pie | | 1351.3 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.6 pie | | 0.984.2 pie | | 22.309.6 pie | | 26.574.7 pie | | 22480.3 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 686.6 pie | | 1166.4 pie | | 23114.5 pie | | 26727.5 pie | | 23831.5 pie |
| Rugosidad relativa, $\epsilon'/D = 12 \frac{\epsilon}{d}$ | | | 0.00012 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_1) | | | | | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 176.71 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² |
| Velocidad real, $U_1 = 0 \frac{W}{\rho A d_i^2}$ | | | 8.14 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg |
| Número de Reynolds, $R = \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,030,703 | | 1,754,388 | | 1,754,388 | | 1,754,388 | | 1,754,388 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01369 | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01197 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_f = \frac{3.36 \cdot 10^{-5} L_T f_b W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 3.338 lb/pulg ² | | 1.107 lb/pulg ² | | 21.931 lb/pulg ² | | 25.359 lb/pulg ² | | 22.612 lb/pulg ² |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios, se considera un factor de $\Delta P_{total} = \sum_{i=1}^n \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n$ | | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² |
| Suma de pérdidas de presión en la descarga, + factor de diseño | | | | | | | | | | | 20 % |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_f = \frac{2 \Delta P}{S}$ | | | | | | | | | | | 89.216 lb/pulg ² |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_d = \frac{2 \Delta P}{S}$ | | | | | | | | | | | 206.534 pie |
| Notas | | | | | | | | | | | |
| ¹ Para el factor de fricción si el Re < 2,000. se ocupa $f_b = \frac{64}{Re}$ | | | | | | | | | | | |



ANEXO

| MEMORIA DE CALCULO DEL ANALISIS HIDRAULICO DEL SISTEMA DE BOMBEO DE: MANGAS A INDUSTRIA, TUBERIA 36" RUTA CANAL REQUENA | |
|---|--|
| I.- OBJETIVO: | |
| Determinar la cabeza total requerida del sistema de bombeo para el suministro de agua desde la Estación de bombeo Mangas hasta los tanques de almacenamiento de la Industria considerando el 100% de la demanda máxima futura de la Industria, para analizar el sistema de bombeo existente.. | |
| II.- CONSIDERACIONES | |
| Se realiza el cálculo para revisar las condiciones de operación del sistema de bombeo existente en la estación Mangas para cubrir la demanda máxima total a futuro, en caso de falla del suministro de la estación Teocalco, considerando la desviación del acueducto por la ruta del canal Requena de 36" de diámetro. | |
| III. DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO | |
| Fluido a manejar | Agua |
| Flujo total a manejar, (Q _T) | 17,925.33 gpm |
| Número de bombas a manejar | 4 |
| Flujo de agua por bomba | 4,481.33 gpm |
| IV. PROPIEDADES DEL FLUIDO | |
| Presión de vapor, (P _v) @ T y P operación | 0.46 psia |
| Densidad (ρ) @ T y P operación | 62.12 lb/pies ³ |
| Viscosidad, (μ) @ T y P operación | 0.91 cp |
| Peso específico, (S) @ T y P operación | 0.998 |
| V. CONDICIONES DEL LUGAR | |
| Presión atmosférica, (P _a) | 11.53 lb/plg ² |
| Temperatura del lugar, (T) | 77.0. °F |
| Densidad del agua @ 15°C, (ρ _{15 °C}) | 62.25 lb/pies ³ |
| VI. CONDICIONES EN LA SUCCION | |
| Altura de origen (+/-Z ₁) | 2.62 pies |
| Longitud del tamo recto en la succión | 173.90 pies |
| Presión de operación en el recipiente, (P _o) | 0.00 lb/plg ² |
| Presión en la succión, (P _s) | 0.00 lb/plg ² |
| VII. CONDICIONES EN LA DESCARGA | |
| Altura de destino ² (Z ₂) | 134.94 pie |
| Longitud del tamo recto en la descarga | 74,672.1 pie |
| Presión de operación en el recipiente, (P _o) | 15 lb/plg ² |
| Presión en la descarga, (P _d) | 15 lb/plg ² |
| IX. CALCULO DE BOMBAS | |
| Formulas | |
| De la ecuación de Bernoulli se determina: | |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{scd}) | $H_{scd} = \frac{144 P_s - P_a}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHd) | $NPSHd = \frac{144 P_s - P_v}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{cd}) | $H_{cd} = \frac{144 P_d}{\rho} + \frac{g Z_d}{g_c} + \sum H_{f_d}$ |
| Determinación de la cabeza total, (H _{td}) | $H_{td} = H_{scd} - H_{sd}$ |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (Wf) | $Wf = \frac{QSH_{td}}{3960}$ |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp) | $BHp = \frac{Wf}{n}$ |
| X DATOS DEL EQUIPO DE BOMBEO | |
| Eficiencia de la bomba (estimada) | 70. % |
| Potencia nominal | 400 Hp |
| Presión de descarga | 165.53 lb/plg ² |
| Presión de Succión | -0.07 lb/plg ² |
| NPSH _R | - |
| Curva característica | -/-/- |
| Tipo de bomba | - |
| Marca | - |
| Modelo | - |
| Volts/fases/ciclos | - |
| Tamaño | - |
| Velocidad | - |
| Velocidad específica de bombeo | - |
| Diámetro del impulsor | - |
| IX. CALCULO DE BOMBAS | |
| De la ecuación de Bernoulli se determina: | $H_{td} = \frac{144 P_d - P_s}{\rho} + \frac{g Z_d - Z_s}{g_c} + \frac{U_d - U_s}{2g_c} + \sum H_{f_d} + \sum H_{f_s}$ |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{scd}) | $H_{scd} = \frac{144 P_s}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHd) | $NPSHd = \frac{144 P_s - P_v}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{cd}) | $H_{cd} = \frac{144 P_d}{\rho} + \frac{g Z_d}{g_c} + \sum H_{f_d}$ |
| Determinación de la cabeza total, (H _{td}) | $H_{td} = H_{scd} - H_{sd}$ |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (Wf) | $Wf = \frac{QSH_{td}}{3960}$ |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp) | $BHp = \frac{Wf}{n}$ |
| Formulas | |
| De la ecuación de Bernoulli se determina: | |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{scd}) | $H_{scd} = \frac{144 P_s - P_a}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHd) | $NPSHd = \frac{144 P_s - P_v}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{cd}) | $H_{cd} = \frac{144 P_d}{\rho} + \frac{g Z_d}{g_c} + \sum H_{f_d}$ |
| Determinación de la cabeza total, (H _{td}) | $H_{td} = H_{scd} - H_{sd}$ |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (Wf) | $Wf = \frac{QSH_{td}}{3960}$ |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp) | $BHp = \frac{Wf}{n}$ |
| X DATOS DEL EQUIPO DE BOMBEO | |
| Eficiencia de la bomba (estimada) | 70. % |
| Potencia nominal | 400 Hp |
| Presión de descarga | 165.53 lb/plg ² |
| Presión de Succión | -0.07 lb/plg ² |
| NPSH _R | - |
| Curva característica | -/-/- |
| Tipo de bomba | - |
| Marca | - |
| Modelo | - |
| Volts/fases/ciclos | - |
| Tamaño | - |
| Velocidad | - |
| Velocidad específica de bombeo | - |
| Diámetro del impulsor | - |
| Formulas | |
| De la ecuación de Bernoulli se determina: | |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{scd}) | $H_{scd} = \frac{144 P_s - P_a}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHd) | $NPSHd = \frac{144 P_s - P_v}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{cd}) | $H_{cd} = \frac{144 P_d}{\rho} + \frac{g Z_d}{g_c} + \sum H_{f_d}$ |
| Determinación de la cabeza total, (H _{td}) | $H_{td} = H_{scd} - H_{sd}$ |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (Wf) | $Wf = \frac{QSH_{td}}{3960}$ |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp) | $BHp = \frac{Wf}{n}$ |
| X DATOS DEL EQUIPO DE BOMBEO | |
| Eficiencia de la bomba (estimada) | 70. % |
| Potencia nominal | 400 Hp |
| Presión de descarga | 165.53 lb/plg ² |
| Presión de Succión | -0.07 lb/plg ² |
| NPSH _R | - |
| Curva característica | -/-/- |
| Tipo de bomba | - |
| Marca | - |
| Modelo | - |
| Volts/fases/ciclos | - |
| Tamaño | - |
| Velocidad | - |
| Velocidad específica de bombeo | - |
| Diámetro del impulsor | - |
| Formulas | |
| De la ecuación de Bernoulli se determina: | |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{scd}) | $H_{scd} = \frac{144 P_s - P_a}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHd) | $NPSHd = \frac{144 P_s - P_v}{\rho} + \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{cd}) | $H_{cd} = \frac{144 P_d}{\rho} + \frac{g Z_d}{g_c} + \sum H_{f_d}$ |
| Determinación de la cabeza total, (H _{td}) | $H_{td} = H_{scd} - H_{sd}$ |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (Wf) | $Wf = \frac{QSH_{td}}{3960}$ |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp) | $BHp = \frac{Wf}{n}$ |

Notas:

- 1.- El signo +/- en la succión demuestran que la fuente de abastecimiento se encuentra situada por arriba (+) o por debajo (-) del equipo de bombeo valor estimado entre el nivel mínimo en el tanque y el centro del impulsor de las bombas
- 2.- En la altura de descarga se está considerando la diferencia de altura entre la estación Mangas y la Industria + altura de los tanques TAC-3/4.



ANEXO

| CÁLCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCIÓN, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, SUCCION | | | | | | | |
|--|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------|----------------|----------|----------------|
| Sección de tubería | Tramo de tanque a cabezal | Tramo de cabezal de succión | Tramo de succión de bomba | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 2,232,835 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_n) | 36 pulg | 36 pulg | 20 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | T1A | T1A | T1A | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | 0.5 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 35 pulg | 35 pulg | 19.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | | 0 | | 0 | 1 | 30 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | | 0 | 2 | 32 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 3 | 60 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 1 | 60 | | 0 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | 1 | 7 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Suma L/D | | | 108 | | 120 | | 77 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 315.0 pie | | 350.0 pie | | 123.5 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.2 pie | | 124.7 pie | | 19.7 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 341.2 pie | | 474.7 pie | | 143.2 pie |
| Rugosidad relativa, $\frac{\epsilon}{D} = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 5.14286E-05 | | 5.14286E-05 | | 9.35065E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 962.11 pulg2 | | 962.11 pulg2 | | 291.04 pulg2 |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 5.98 pie/seg | | 5.98 pie/seg | | 4.94 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,766,920 | | 1,766,920 | | 803,145 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01362 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_s = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 0.335 lb/pulg2 | | 0.467 lb/pulg2 | | 0.199 lb/pulg2 |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | 20 % | | |
| Suma de pérdidas de presión en la succión, + factor de diseño | | | | | | | 1.202 lb/pulg2 |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_s = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | | | | | 2.782 pie |
| Notas ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa $f_D = \frac{64}{Re}$ si $Re > 2,000$. $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, DESCARGA | | | | | | | | | |
|---|-----------------------|----------|--|-------------|--------------------------------|-------------|--------------------------------|----------------|---|
| Sección de tubería | Descarga de una bomba | | Cabezal descarga bombas a punto Inter.-Tramo Nuevo Teocalco Ruta Canal | | Tramo Cabezal a Inter-Teocalco | | Tramo Cabezal a Inter-Teocalco | | Interconexión Teocalco a interior de la Industria |
| | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{1.48} Q\rho$ | 8 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 8 |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 400 | 1 | 400 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 30 | 1 | 30 | 2 | 60 | 5 | 150 | 2 | 60 |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_n) | 16 | 2 | 32 | 1 | 16 | 7 | 112 | 0 | 0 |
| Especificación de Tubería | T1C | | API STD 5L 42X | AZA | | A.C. | | API STD 5L 42X | A.C. |
| Material del tubo | A.C. | | A.C. | A.C. | | A.C. | | A.C. | A.C. |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | 0.00015 pie | | 0.00015 pie | 0.00015 pie |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | | 0.375 pulg | 0.375 pulg | | 0.375 pulg | | 0.375 pulg | 0.375 pulg |
| Diámetro interno, (d_i) | 15.00 pulg | | 35.25 pulg | 35.25 pulg | | 35.25 pulg | | 35.25 pulg | 35.25 pulg |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check (disco vertical y flujo recto) | 400 | 1 | 400 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | 1 | 30 | 2 | 60 | 5 | 150 | 2 | 60 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | 1 | 16 | 7 | 112 | 0 | 0 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 2 | 120 | 2 | 120 | 0 | 0 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Salida de tubería | 10 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Suma L/D | | | 500 | | 76 | | 382 | | 80 |
| Longitud equivalente, (L_e) | | | 625.0 pie | | 223.3 pie | | 1122.1 pie | | 235.0 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.6 pie | | 0.984.2 pie | | 24,606.2 pie | | 26,574.7 pie |
| Longitud equivalente total, ($L_{eq} = L_e + L_r$) | | | 651.6 pie | | 1207.5 pie | | 25728.4 pie | | 26809.7 pie |
| Rugosidad relativa, $\epsilon/D = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 0.00012 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$ | | | 176.71 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² |
| Velocidad real, $U_r = 0 \frac{W}{\rho A d_i}$ | | | 8.14 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg |
| Número de Reynolds, $R = \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,030,703 | | 1,754,388 | | 1,754,388 | | 1,754,388 |
| Factor de fricción, (f) | | | 0.01369 | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01197 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_f = 3.36 \cdot 10^{-5} \cdot L_r \cdot f \cdot W^2 / d_i^5$ | | | 3.167 lb/pulg ² | | 1.146 lb/pulg ² | | 24.411 lb/pulg ² | | 22.690 lb/pulg ² |
| Caída de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | | | | | |
| Suma de pérdidas de presión en la descarga, + factor de diseño | | | $\Delta P_{total} = \sum \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n$ | | | | | | |
| Perdida de altura de presión por fricción, $H_{f_d} = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot g}$ | | | | | | | | | |
| Notas | | | | | | | | | |
| * Para el factor de fricción si el Re < 2,000, se ocupa $f_D = \frac{64}{Re}$ | | | | | | | | | |



ANEXO

| CÁLCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, SUCCION | | | | | | | |
|--|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------|----------------|----------|----------------|
| Sección de tubería | Tramo de tanque a cabezal | Tramo de cabezal de succión | Tramo de succión de bomba | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 2,232,835 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_n) | 36 pulg | 36 pulg | 20 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | T1A | T1A | T1A | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | 0.5 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 35 pulg | 35 pulg | 19.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | | 0 | | 0 | 1 | 30 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | | 0 | 2 | 32 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 3 | 60 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 1 | 60 | | 0 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | 1 | 7 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Suma L/D | | | 108 | | 120 | | 77 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 315.0 pie | | 350.0 pie | | 123.5 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.2 pie | | 124.7 pie | | 19.7 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 341.2 pie | | 474.7 pie | | 143.2 pie |
| Rugosidad relativa, $\epsilon/D = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 5.14286E-05 | | 5.14286E-05 | | 9.35065E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 962.11 pulg2 | | 962.11 pulg2 | | 291.04 pulg2 |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 5.98 pie/seg | | 5.98 pie/seg | | 4.94 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,766,920 | | 1,766,920 | | 803,145 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01362 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_s = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 0.335 lb/pulg2 | | 0.467 lb/pulg2 | | 0.199 lb/pulg2 |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | | 20 % | |
| Suma de pérdidas de presión en la succión, + factor de diseño $\Delta P_{Total} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n$ | | | | | | | 1.202 lb/pulg2 |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_s = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | | | | | 2.782 pie |
| Notas ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa $f_D = \frac{64}{Re}$ si $Re > 2,000$. $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, DESCARGA | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|---------------------------|---------------------------|----------------------------|--|----------------------------|---------------------------|--|---------------------------|-----------------------------|--------------------------------|-----------------------------|---------------------------|---|---------------------------|-----------------------------|
| Sección de tubería | Descarga de una bomba | | | Cabezal descarga bombas a punto Inter.-Tramo Nuevo | | | Tramo Nuevo Mangas-Teocalco Ruta Canal | | | Tramo Cabezal a Inter-Teocalco | | | Interconexión Teocalco a interior de la Industria | | |
| | $W = \frac{60}{7.48} Q_p$ | $2,232.935 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ | $8,931,341 \text{ lb/hr}$ |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 | 62.12 lb/ft^3 |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_N) | 16 pulg | 36 pulg | 30 pulg | 36 pulg | 30 pulg | 36 pulg | 36 pulg | 36 pulg | 36 pulg | 36 pulg | 36 pulg | 36 pulg | 36 pulg | 36 pulg | 36 pulg |
| Especificación de Tubería | T1C | API STD 5L 42X | A2A | API STD 5L 42X | A2A | API STD 5L 42X | A2A | API STD 5L 42X | A2A | API STD 5L 42X | API STD 5L 42X | API STD 5L 42X | API STD 5L 42X | API STD 5L 42X | API STD 5L 42X |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg |
| Diámetro interno, (d_i) | 15.00 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg | 35.25 pulg |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | | | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | 1 | 400 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | 0 | 0 | 2 | 60 | 5 | 150 | 2 | 60 | 7 | 210 | 2 | 60 | 7 | 210 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | 1 | 16 | 7 | 112 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 5 | 80 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 0 | 0 | 2 | 120 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 3 | 180 |
| Reducción brusca o/D 3/4 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Expansión brusca o/D 3/4 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Salida de tubería | 10 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 10 |
| Suma L/D | | | 500 | | 76 | | 397 | | 80 | | 488 | | 80 | | 488 |
| Longitud equivalente, (L_e) | | | 625.0 pie | | 223.3 pie | | 967.7 pie | | 235.0 pie | | 1433.5 pie | | 235.0 pie | | 1433.5 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.6 pie | | 0.984.2 pie | | 24,606.2 pie | | 26,574.7 pie | | 22480.3 pie | | 26,574.7 pie | | 22480.3 pie |
| Longitud equivalente total, ($L_{eq} = L_r + L_e$) | | | 651.6 pie | | 1207.5 pie | | 25573.9 pie | | 26809.7 pie | | 23913.8 pie | | 26809.7 pie | | 23913.8 pie |
| Rugosidad relativa, $\epsilon/D = 12 \frac{\epsilon}{d}$ | | | 0.00012 | | 5.10638E-05 | | 6.15385E-05 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | | | | | | | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$ | | | 176.71 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 671.96 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² |
| Velocidad real, $U_s = 0 \frac{W}{\rho A U_s}$ | | | 8.14 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 8.56 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg |
| Número de Reynolds, $R = \frac{W \cdot e}{\mu d_i}$ | | | 1,030,703 | | 1,754,388 | | 2,114,263 | | 1,754,388 | | 1,754,388 | | 1,754,388 | | 1,754,388 |
| Factor de fricción, (f) | | | 0.01369 | | 0.01197 | | 0.01202 | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01197 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_f = \frac{3.36 \cdot 10^{-5} \cdot L_e \cdot f \cdot W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 3.167 lb/pulg ² | | 1.146 lb/pulg ² | | 61.931 lb/pulg ² | | 25.437 lb/pulg ² | | 22.690 lb/pulg ² | | 25.437 lb/pulg ² | | 22.690 lb/pulg ² |
| Caida de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de diseño | | | | | | | | | | | | | | | |
| Suma de pérdidas de presión en la descarga, + factor de diseño | | | | | | | | | | | | | | | |
| Perdida de altura de presión por fricción, $H_{f,d} = \frac{2 \cdot \Delta P}{S}$ | | | | | | | | | | | | | | | |

Notas

* Para el factor de fricción si el Re < 2,000, se ocupa $f_b = \frac{64}{Re}$



ANEXO

MEMORIA DE CALCULO DEL ANALISIS HIDRAULICO DEL SISTEMA DE BOMBEO DE: MANGAS A INDUSTRIA, TUBERIA DE 24" RUTA CANAL REQUENA

I.- OBJETIVO:
Determinar la cabeza total requerida del sistema de bombeo para el suministro de agua desde la Estación de bombeo Mangas hasta los tanques de almacenamiento de la Industria considerando el 100% de la demanda máxima futura de la Industria, para analizar el sistema de bombeo existente..

II.- CONSIDERACIONES

Se realiza el cálculo para revisar las condiciones de operación del sistema de bombeo existente en la estación Mangas para cubrir la demanda máxima total a futuro, en caso de falla del suministro de la estación Teocalco, considerando la desviación el acueducto por la ruta del canal Requena de 24" de diámetro.

| III. DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO | | IV. PROPIEDADES DEL FLUIDO | | V. CONDICIONES DEL LUGAR | |
|---|--|---|----------------|-----------------------------------|----------------|
| Fluido a manejar | Agua | Presión de vapor, (Pv) @ T y P operación | 0.46 psia | Presión atmosférica, (Pa) | 11.53 lb/plg2 |
| Flujo total a manejar, (Qt) | 17,925.33 gpm | Densidad (ρ) @ T y P operación | 62.12 lb/pies3 | Temperatura del lugar, (T) | 77.0. °F |
| Número de bombas a manejar | 4 | Viscosidad, (μ) @ T y P operación | 0.91 cp | Densidad del agua @ 15°C, (ρ15-c) | 62.25 lb/pies3 |
| Flujo de agua por bomba | 4,481.33 gpm | Peso específico, (S) @ T y P operación | 0.998 | | |
| VI. CONDICIONES EN LA SUCCION | | VII. CONDICIONES EN LA DESCARGA | | X DATOS DEL EQUIPO DE BOMBEO | |
| Altura de origen (+/-Z1) | 2.62 pies | Altura de destino² (Z2) | 134.94 pie | Eficiencia de la bomba (estimada) | 70. % |
| Longitud del tamo recto en la succión | 173.90 pies | Longitud del tamo recto en la descarga | 74,672.1 pie | Potencia nominal | 1500 Hp |
| Presión de operación en el recipiente, (Pa) | 0.00 lb/plg2 | Presión de operación en el recipiente, (Pa) | 15 lb/plg2 | Presión de descarga | 371.79 lb/plg2 |
| Presión en la succión, (Ps) | 0.00 lb/plg2 | Presión en la descarga, (Pa) | 15 lb/plg2 | Presión de Succión | -0.07 lb/plg2 |
| IX. CALCULO DE BOMBAS | | | | | |
| Formulas | | | | | |
| De la ecuación de Bernoulli se determina: | | | | | |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{sd}) | $H_{sd} = \frac{144 P_a - P_s}{\rho} + \frac{g Z_d - Z_s}{g_c} + \frac{U_b - U_s}{2g_c} + \sum H_{fd} + \sum H_{fs}$ | | | | |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHd) | $H_{sd} = \pm \frac{144 P_a - P_s}{\rho} \pm \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{fs}$ | | | | |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{dd}) | $NPSHd = \frac{144 P_a - P_s}{\rho} \pm Z_s - \sum H_{fs}$ | | | | |
| Determinación de la cabeza total, (H _{td}) | $H_{td} = \frac{144 P_d + g Z_d}{\rho} + \sum H_{fd}$ | | | | |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (WF) | $H_{td} = H_{dd} - H_{sd}$ | | | | |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHp) | $WF = \frac{QSH_{td}}{3960}$ | | | | |
| | $BHp = \frac{WF}{n}$ | | | | |
| | 1388.70 Hp | | | | |

Notas:

- 1.- El signo +/- en la succión demuestran que la fuente de abastecimiento se encuentra situada por arriba (+) o por debajo (-) del equipo de bombeo valor estimado entre el nivel mínimo en el tanque y el centro del impulsor de las bombas
- 2.- En la altura de descarga se está considerando la diferencia de altura entre la estación Mangas y la Industria + altura de los tanques TAC-3/4.



ANEXO

| CÁLCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCIÓN, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, SUCCION | | | | | | | |
|--|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------|----------------|----------|----------------|
| Sección de tubería | Tramo de tanque a cabezal | Tramo de cabezal de succión | Tramo de succión de bomba | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 2,232,835 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_N) | 36 pulg | 36 pulg | 20 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | T1A | T1A | T1A | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | 0.5 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 35 pulg | 35 pulg | 19.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | | 0 | | 0 | 1 | 30 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | | 0 | 2 | 32 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 3 | 60 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 1 | 60 | | 0 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | 1 | 7 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Suma L/D | | | 108 | | 120 | | 77 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 315.0 pie | | 350.0 pie | | 123.5 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.2 pie | | 124.7 pie | | 19.7 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 341.2 pie | | 474.7 pie | | 143.2 pie |
| Rugosidad relativa, $\epsilon/D = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 5.14286E-05 | | 5.14286E-05 | | 9.35065E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 962.11 pulg2 | | 962.11 pulg2 | | 291.04 pulg2 |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 5.98 pie/seg | | 5.98 pie/seg | | 4.94 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,766,920 | | 1,766,920 | | 803,145 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01362 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_s = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 0.335 lb/pulg2 | | 0.467 lb/pulg2 | | 0.199 lb/pulg2 |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | 20 % | | |
| Suma de pérdidas de presión en la succión, + factor de diseño | | | | | | | 1.202 lb/pulg2 |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_s = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | | | | | 2.782 pie |
| Notas | | | | | | | |
| ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa $f_D = \frac{64}{Re}$ | | | | | | | |
| si $Re > 2,000$. $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2.1 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, DESCARGA | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|-----------------------|----------|--|----------|----------------------------|----------|--------------------------------------|----------|---|----------|-----------------------------|----------|-----------------------------|----------|-----------------------------|
| Sección de tubería | Descarga de una bomba | | Cabezal descarga bombas a punto Inter.-Tramo Nuevo | | Teocalco Ruta Canal | | Tramo Nuevo-Cabezal a Inter-Teocalco | | Interconexión Teocalco a interior de la Industria | | | | | | |
| | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{Q\rho}{7.48}$ | 8 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 8 |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 400 | 1 | 400 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 30 | 2 | 60 | 2 | 60 | 5 | 150 | 2 | 60 | 7 | 210 | 2 | 60 | 7 | 210 |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_n) | 16 | 2 | 32 | 1 | 16 | 7 | 112 | 1 | 16 | 0 | 80 | 1 | 16 | 0 | 80 |
| Especificación de Tubería | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Material del tubo | 60 | 1 | 60 | 0 | 0 | 2 | 120 | 1 | 20 | 1 | 20 | 0 | 0 | 3 | 180 |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Espesor de pared tubería, (e) | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Diámetro interno, (d_i) | 10 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | | | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | 1 | 400 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | 2 | 60 | 2 | 60 | 5 | 150 | 2 | 60 | 7 | 210 | 2 | 60 | 7 | 210 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | 1 | 16 | 7 | 112 | 1 | 16 | 0 | 80 | 1 | 16 | 0 | 80 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Tee (flujo recto) | 60 | 1 | 60 | 0 | 0 | 2 | 120 | 1 | 20 | 1 | 20 | 0 | 0 | 3 | 180 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Salidas de tubería | 10 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Suma L/D | | | 500 | | 76 | | 397 | | 80 | | 488 | | 80 | | 488 |
| Longitud equivalente, (L_e) | | | 625.0 pie | | 223.3 pie | | 769.2 pie | | 235.0 pie | | 1433.5 pie | | 26.574.7 pie | | 22480.3 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.6 pie | | 0.984.2 pie | | 24.606.2 pie | | 26.574.7 pie | | 22480.3 pie | | 26.574.7 pie | | 22480.3 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 651.6 pie | | 1207.5 pie | | 25375.4 pie | | 26809.7 pie | | 23913.8 pie | | 26809.7 pie | | 23913.8 pie |
| Rugosidad relativa, $\epsilon/D = 12 \frac{\epsilon}{d}$ | | | 0.00012 | | 5.10638E-05 | | 7.74194E-05 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 | | 5.10638E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_1) | | | | | | | | | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$ | | | 176.71 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 424.56 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 975.91 pulg ² |
| Velocidad real, $U_1 = 0 \frac{W}{\rho A d^2}$ | | | 8.14 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 13.55 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 5.89 pie/seg |
| Número de Reynolds, $R = \frac{W}{\mu d}$ | | | 1,030,703 | | 1,754,388 | | 2,659,879 | | 1,754,388 | | 1,754,388 | | 1,754,388 | | 1,754,388 |
| Factor de fricción, (f) | | | 0.01369 | | 0.01197 | | 0.01218 | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01197 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_f = \frac{3.36 \cdot 10^{-5} \cdot L_r \cdot f \cdot W^2}{\rho \cdot d^5}$ | | | 3.167 lb/pulg ² | | 1.146 lb/pulg ² | | 196.295 lb/pulg ² | | 25.437 lb/pulg ² | | 22.690 lb/pulg ² | | 25.437 lb/pulg ² | | 22.690 lb/pulg ² |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de diseño | | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² |
| Suma de pérdidas de presión en la descarga, + factor de diseño | | | | | | | | | | | | | | | 20 % |
| Perdida de altura de presión por fricción, $H_{f_p} = \frac{2 \cdot \Delta P}{S}$ | | | | | | | | | | | | | | | |
| Notas | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 Para el factor de fricción si el Re < 2,000, se ocupa $f_p = \frac{64}{Re}$ | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 Para el factor de fricción si el Re > 2,000, se ocupa $\frac{1}{\sqrt{f_p}} = -2 \log \left[\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_p}} \right]$ | | | | | | | | | | | | | | | |



ANEXO

| MEMORIA DE CALCULO DEL ANALISIS HIDRAULICO DEL SISTEMA DE BOMBEO DE: MANGAS A INDUSTRIA, TODA LA TUBERIA DE 30" | |
|---|----------------|
| I.- OBJETIVO: Determinar la cabeza total requerida del sistema de bombeo para el suministro de agua desde la Estación de bombeo Mangas hasta los tanques de almacenamiento de la Industria considerando el 100% de la demanda máxima futura de la Industria, para analizar el sistema de bombeo existente.. | |
| III.- CONSIDERACIONES Se realiza el cálculo para revisar las condiciones de operación del sistema de bombeo existente en la estación Mangas para cubrir la demanda máxima total a futuro, en caso de falla del suministro de la estación Teocalco, considerando la desviación el acueducto por la ruta del canal Requena de 30" de diámetro y del punto de interconexión en Teocalco a la Industria del acueducto. | |
| III. DATOS DEL SISTEMA DE BOMBEO | |
| Fluido a manejar | Agua |
| Flujo total a manejar, (Q _T) | 17,925.33 gpm |
| Número de bombas a manejar | 4 |
| Flujo de agua por bomba | 4,481.33 gpm |
| VI. CONDICIONES EN LA SUCCION | |
| Altura de origen (+/-Z ₁) | 2.62 pies |
| Longitud del tamo recto en la succión | 173.90 pies |
| Presión de operación en el recipiente, (P _o) | 0.00 lb/plg2 |
| Presión en la succión, (P _s) | 0.00 lb/plg2 |
| IX. CALCULO DE BOMBAS | |
| Formulas De la ecuación de Bernoulli se determina: $H_{d_0} = \frac{144 P_d - P_s}{\rho} + \frac{g}{g_c} Z_d - Z_s + \frac{U_d - U_s}{2g_c} + \sum H_{f_d} + \sum H_{f_s}$ $H_{sd} = \pm \frac{144 P_d}{\rho} \pm \frac{g Z_s}{g_c} - \sum H_{f_s}$ $NPSHd = \frac{144 P_d - P_s}{\rho} + Z_s - \sum H_{f_s}$ $H_{ad} = \frac{144 P_d}{\rho} + \frac{g Z_d}{g_c} + \sum H_{f_d}$ $H_{at} = H_{ad} - H_{sd}$ $Wf = \frac{QSH_{ad}}{3960}$ $BHP = \frac{Wf}{\eta}$ | |
| Determinación de la cabeza de succión, (H _{sd}) | -0.16 pies |
| Determinación del Cabeza Positiva de Succión disponible (NPSHd) | 25.50 pies |
| Determinación de la cabeza de descarga, (H _{ad}) | 693.07 pies |
| Determinación de la cabeza total, (H _{at}) | 693.23 pies |
| Determinación de la potencia hidráulica de la bomba, (Wf) | 782.80 Hp |
| Determinación de la potencia al freno de la bomba, (BHP) | 1118.28 Hp |
| V. CONDICIONES DEL LUGAR | |
| Presión atmosférica, (P _a) | 0.46 psia |
| Temperatura del lugar, (T) | 62.12 lb/pies3 |
| Densidad del agua @ 15°C, (ρ _{15°C}) | 0.91 cp |
| | 0.998 |
| X DATOS DEL EQUIPO DE BOMBEO | |
| Eficiencia de la bomba (estimada) | 134.94 pie |
| Potencia nominal | 74,672.1 pie |
| Presión de descarga | 15 lb/plg2 |
| Presión de Succión | 15 lb/plg2 |
| NPSH _r | - |
| Curva característica | -/- |
| Tipo de bomba | - |
| Marca | - |
| Modelo | - |
| Volts/fases/ciclos | - |
| Tamaño | - |
| Velocidad | - |
| Velocidad específica de bombeo | 299.38 lb/plg2 |
| Diámetro del impulsor | - |

Notas:

- 1.- El signo +/- en la succión demuestran que la fuente de abastecimiento se encuentra situada por arriba (+) o por debajo (-) del equipo de bombeo valor estimado entre el nivel mínimo en el tanque y el centro del impulsor de las bombas
- 2.- En la altura de descarga se está considerando la diferencia de altura entre la estación Mangas y la Industria + altura de los tanques TAC-3/4.



ANEXO

| CÁLCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCIÓN, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, SUCCION | | | | | | | |
|--|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------|----------------|----------|----------------|
| Sección de tubería | Tramo de tanque a cabezal | Tramo de cabezal de succión | Tramo de succión de bomba | | | | |
| Flujo masico a manejar, $W = \frac{60}{7.48} Q\rho$ | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 2,232,835 lb/hr | | | | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | 62.12 lb/pie3 | | | | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | | | | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_n) | 36 pulg | 36 pulg | 20 pulg | | | | |
| Especificación de Tubería | T1A | T1A | T1A | | | | |
| Material del tubo | A.C. | A.C. | A.C. | | | | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | | | | |
| Espesor de pared tubería, (e) | 0.5 pulg | 0.5 pulg | 0.375 pulg | | | | |
| Diámetro interno, (d_i) | 35 pulg | 35 pulg | 19.25 pulg | | | | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | | 0 | 1 | 8 |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | | 0 | | 0 | 1 | 30 |
| Codo 45° usual | 16 | 2 | 32 | | 0 | 2 | 32 |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Tee (flujo recto) | 20 | | 0 | 3 | 60 | | 0 |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 1 | 60 | | 0 |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | | 0 | | 0 | 1 | 7 |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | | 0 | | 0 | | 0 |
| Entrada a tubería | 8 | 1 | 8 | | 0 | | 0 |
| Suma L/D | | | 108 | | 120 | | 77 |
| Longitud equivalente, (L_q) | | | 315.0 pie | | 350.0 pie | | 123.5 pie |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.2 pie | | 124.7 pie | | 19.7 pie |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 341.2 pie | | 474.7 pie | | 143.2 pie |
| Rugosidad relativa, $\frac{\epsilon}{D} = 12 \frac{\epsilon}{d_i}$ | | | 5.14286E-05 | | 5.14286E-05 | | 9.35065E-05 |
| Velocidad recomendada, (U_r) | | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg | | 4.00 pie/seg |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi}{4} d_i^2$ | | | 962.11 pulg2 | | 962.11 pulg2 | | 291.04 pulg2 |
| Velocidad real, $U_s = 0.04 \frac{W}{\rho d_i^2}$ | | | 5.98 pie/seg | | 5.98 pie/seg | | 4.94 pie/seg |
| Número de Reynolds, $Re = 6.31 \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,766,920 | | 1,766,920 | | 803,145 |
| ¹ Factor de fricción, (f) | | | 0.01197 | | 0.01197 | | 0.01362 |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_s = \frac{3.36 * 10^{-6} L_T f_D W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 0.335 lb/pulg2 | | 0.467 lb/pulg2 | | 0.199 lb/pulg2 |
| Caída de presión por equipos especiales, (ΔP_E) | | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 | | 0.000 lb/pulg2 |
| Perdidas de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | | | 20 % | | |
| Suma de pérdidas de presión en la succión, + factor de diseño $\Delta P_{Total} = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta P_1 + \Delta P_2 + \dots + \Delta P_n$ | | | | | | | 1.202 lb/pulg2 |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_s = \frac{2.31 \Delta P}{S}$ | | | | | | | 2.782 pie |
| Notas ¹ Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$. se ocupa $f_D = \frac{64}{Re}$ si $Re > 2,000$. $\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_D}} \right)$ | | | | | | | |



ANEXO

| CALCULO DE LAS CAIDAS DE PRESION POR FRICCION, EN EQUIPOS Y ACCESORIOS, DESCARGA | | | | | | | | | | | | |
|--|-----------------------|--------------------------|--|--------------------------|--|--------------------------|--------------------------------------|--------------------------|---|--------------------------|-----------------------------|------------------------------|
| Sección de tubería | Descarga de una bomba | | Cabezal descarga bombas a punto Inter.-Tramo Nuevo | | Tramo Nuevo Mangas-Teocalco Ruta Canal | | Tramo Nuevo-Cabezal a Inter-Teocalco | | Interconexión Teocalco a interior de la Industria | | | |
| | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | |
| Flujo masico a manejar, $W = 60 \sqrt{7.48} Q/p$ | | 2,232,835 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | 8,931,341 lb/hr | |
| Densidad @ condiciones de operación, (ρ) | | 62.12 lb/ft ³ | 62.12 lb/ft ³ | 62.12 lb/ft ³ | 62.12 lb/ft ³ | 62.12 lb/ft ³ | 62.12 lb/ft ³ | 62.12 lb/ft ³ | 62.12 lb/ft ³ | 62.12 lb/ft ³ | 62.12 lb/ft ³ | |
| Viscosidad @ condiciones de operación, (μ) | | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | 0.91 cp | |
| Diámetro nominal de la tubería, (d_N) | | 16 pulg | 36 pulg | 30 pulg | 30 pulg | 30 pulg | 30 pulg | 30 pulg | 30 pulg | 30 pulg | 30 pulg | |
| Especificación de Tubería | | T1C | API STD 5L 42X | A2A | A2A | A2A | A2A | A2A | A2A | A2A | A2A | |
| Material del tubo | | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | A.C. | |
| Rugosidad absoluta (ϵ) | | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | 0.00015 pie | |
| Espesor de pared tubería, (e) | | 0.5 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | 0.375 pulg | |
| Diámetro interno, (d_i) | | 15.00 pulg | 35.25 pulg | 29.25 pulg | 29.25 pulg | 29.25 pulg | 29.25 pulg | 29.25 pulg | 29.25 pulg | 29.25 pulg | 29.25 pulg | |
| Determinación de Longitud equivalente de la tubería | | | | | | | | | | | | |
| Accesorio | L/D (Unitario) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | Cantidad | L/D (Total) | |
| Válvula de compuerta (totalmente abierta) | 8 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 8 | |
| Válvula check(disco vertical y flujo recto) | 400 | 1 | 400 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | |
| Codo 90° usual ($r/d = 0.5$) | 30 | 2 | 60 | 2 | 60 | 5 | 150 | 2 | 60 | 7 | 210 | |
| Codo 45° usual | 16 | 32 | 512 | 1 | 16 | 7 | 112 | 0 | 0 | 5 | 80 | |
| Curva 90° ($r/d = 1$) | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | |
| Tee (flujo recto) | 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 20 | 0 | 0 | |
| Tee (flujo dividido) | 60 | 1 | 60 | 0 | 0 | 2 | 120 | 0 | 0 | 3 | 180 | |
| Reducción brusco d/D 3/4 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | |
| Expansión brusco d/D 3/4 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | |
| Salida de tubería | 10 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 10 | 0 | 0 | 1 | 10 | |
| Suma L/D | | | 500 | | 76 | | 397 | | 80 | | 488 | |
| Longitud equivalente, (L_e) | | | 625.0 pie | | 223.3 pie | | 967.7 pie | | 195.0 pie | | 1189.5 pie | |
| Longitud de tramo recto, (L_r) | | | 26.6 pie | | 0.984.2 pie | | 24,606.2 pie | | 26,574.7 pie | | 22480.3 pie | |
| Longitud equivalente total, (L_T) | | | 651.6 pie | | 1207.5 pie | | 25573.9 pie | | 26769.7 pie | | 23669.8 pie | |
| Rugosidad relativa, $\epsilon/d = 12 \frac{\epsilon}{d}$ | | | 0.00012 | | 5.10638E-05 | | 6.15385E-05 | | 6.15385E-05 | | 6.15385E-05 | |
| Velocidad recomendada, (U) | | | | | | | | | | | | |
| Área de sección transversal, $A = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$ | | | 176.71 pulg ² | | 975.91 pulg ² | | 671.96 pulg ² | | 671.96 pulg ² | | 671.96 pulg ² | |
| Velocidad real, $U_s = 0 \frac{W}{A \cdot d_i^2}$ | | | 8.14 pie/seg | | 5.89 pie/seg | | 8.56 pie/seg | | 8.56 pie/seg | | 8.56 pie/seg | |
| Número de Reynolds, $R = \frac{W}{\mu d_i}$ | | | 1,030,703 | | 1,754,388 | | 2,114,263 | | 2,114,263 | | 2,114,263 | |
| Factor de fricción, (f) | | | 0.01369 | | 0.01197 | | 0.01202 | | 0.01202 | | 0.01202 | |
| Perdidas de presión por fricción, $\Delta P_f = \frac{3.36 \cdot 10^{-6} \cdot L_e \cdot W^2}{\rho d_i^5}$ | | | 3.167 lb/pulg ² | | 1.146 lb/pulg ² | | 61.931 lb/pulg ² | | 64.827 lb/pulg ² | | 57.320 lb/pulg ² | |
| Caida de presión en tuberías y accesorios se considera un factor de | | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | | 0.000 lb/pulg ² | |
| Suma de pérdidas de presión en la descarga, + factor de diseño | | | | | | | | | | | | 20 % |
| Perdida de altura de presión por fricción, $Hf_d = \frac{2 \cdot \Delta P}{S}$ | | | | | | | | | | | | 226.071 lb/pulg ² |
| | | | | | | | | | | | | 523.354 pie |

Notas

Para el factor de fricción si el $Re < 2,000$, se ocupa $f_f = \frac{64}{Re}$

Para el factor de fricción si el $Re > 2,000$, se ocupa $f_f = \frac{0.079}{Re^{0.25}}$