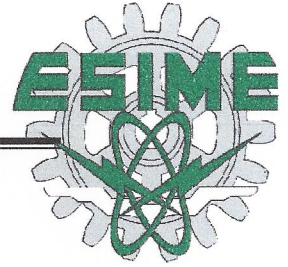


Instituto Politécnico Nacional



Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
"Unidad Profesional Adolfo López Mateos"
Sección de Estudios de Posgrado e Investigación

**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LAS PRUEBAS DE
COMPORTAMIENTO Y NPSH EN BOMBAS CENTRÍFUGAS
HORIZONTALES**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA

ING. J. SANTANA VILLARREAL REYES

DIRECTORES DE TESIS

M. en C. GUILIBALDO TOLENTINO ESLAVA
M. en C. RENE TOLENTINO ESLAVA

CIUDAD DE MÉXICO

DICIEMBRE 2018



RESUMEN

En este trabajo se llevó a cabo el estudio experimental de la prueba de comportamiento de: caudal frente carga ($Q - H$), caudal frente potencia de accionamiento ($Q - P_a$), caudal frente rendimiento ($Q - \eta$) y carga frente carga neta positiva de sección requerida ($H - NPSH_R$), de una bomba centrífuga horizontal de proceso, proporcionando la solución del cumplimiento para el punto garantizado o punto de selección según la curva de ingeniería, de acuerdo a los estándares obligatorios que marca la norma API 610 para este tipo de bombas, observando sobre todo los grados de aceptación de las pruebas hidrodinámicas y su banda de tolerancia, la bomba fue probada siguiendo la metodología que recomienda esta norma, la forma que se tiene para demostrar que una bomba cumple con lo establecido en la norma API 610 es a través de un estudio experimental en el laboratorio de pruebas.

La bomba se instaló en un banco de pruebas, con la tubería de succión de 254 mm (10 pulgadas), la tubería de descarga de 152.4 mm (6 pulgada), los accesorios necesarios para la instalación fueron: tubería flexible de 254 mm (10 pulgadas), enderezador de flujo de 254 mm (10 pulgadas), tramo de tubería recta con lectura de presiones de 254 mm (10 pulgadas), tramo de tubería recta con lectura de presiones de 152.4 mm (6 pulgadas), la bomba OH2 de prueba para dar las condiciones de operación a velocidad angular nominal de 1760 rpm requiere una potencia de 137.95 kW (185 hp), el motor instalado de la bomba es de 149.2 kW (200 hp). No se pudo probar la bomba a velocidad angular nominal de operación por rebasar las condiciones de capacidad del transformador, por lo que se llevó a cabo reduciendo la esta velocidad con un variador de frecuencia, se redujo de 1760 rpm a 1408 rpm que corresponde al 80% de la velocidad nominal, a esta velocidad de angular la potencia disminuye al 51.2%, la prueba se realizó con agua limpia a una temperatura de 20 °C, registrando los resultados en una tabla de datos, con estos datos obtenidos del experimento se generó el desarrollo de cálculo, utilizando la ecuación de balance de energía o ecuación fundamental de la hidrodinámica, la ecuación de continuidad, para calcular la pérdida de presión por rozamiento, se utilizó la ecuación de Darcy-Weisbach, con las leyes de afinidad se transportaron los resultados de la velocidad de prueba a la velocidad nominal de operación.

Como producto de este trabajo se obtuvieron las curvas de comportamiento de acuerdo con la norma API 610 del: caudal frente carga, caudal frente rendimiento, caudal frente potencia de accionamiento, $NPSH_{3\%}$ frente H, según lo esperado para un laboratorio de circuito cerrado, y del análisis matemático se graficó el $NPSH_D$ y $NPSH_R$ frente caudal, donde se interceptaron ambas curvas es el caudal máximo de prueba de la bomba, antes de que ésta entre en fase vapor o cavite, finalmente la prueba fue satisfactoria por lo que si al instalar esta bomba y poner en funcionamiento presentará fallas el problema no sería la bomba si no tal vez la ingeniería de tuberías, accesorios y equipo auxiliar, un análisis minucioso de las condiciones de operación de la planta de bombeo se debería efectuar. El requerimiento de la potencia de accionamiento por la bomba para el punto garantizado es de 137.95 kW (185 hp), mientras que la potencia de accionamiento que se determino de la prueba es de 125.5 kW (168.29 hp) existe una diferencia de 12.45 kW (16.67 hp), esto se ve reflejado en la gráfica de resultados en cuanto a la potencia de accionamiento para el punto garantizado salió por arriba del punto de prueba.



ABSTRACT

In this work the experimental study of the behavior of the curves of was carried out: flow vs head (Q-H), flow vs drive power (Q- P_a), flow vs efficiency (Q - η) and head vs required net positive suction head (H - $NPSH_R$) of a centrifugal horizontal process pump providing the of the compliance solution for the warranted operation point or selected point in compliance to the engineering curve according to the mandatory standards set by the API 610 for this kind of pumps, observing especially the acceptance grades of the hydrodynamic tests and their tolerance band, the pump was tested following the methodology recommended by this standard, the way to demonstrate that a pump complies with the requirements of the API 610 is through an experimental study of laboratory testing.

The pump was installed in a testing bench with 250 mm (10 inches) suction piping and 152.4 mm (6 Inches) discharge piping, the accessories needed for the installation were: 254 (10 Inches) flexible piping, 254 (10 Inches) flow straightener, straight pipe section with pressure reading of 254 mm (10 Inches), straight pipe section with pressure reading of 152.4 mm (6 Inches), the OH2 test pump to give the operating conditions at nominal angular speed 1760 rpm requires 137.95 kW (185 hp) of power, the capacity of installed electrical motor to the pump is 149.2 kW (200 hp), the pump could not be tested at nominal angular speed of operation due to exceeding the capacity conditions of the transformer, so the test was performed reducing the speed with a frequency inverter, it was reduced from 1760 rpm to 1408 rpm that corresponds to 80% of the rated speed, at this angular speed the power decreases to 51.2%, the test was performed with clean water at 20 °C of temperature, recording the results in a data table, with this data obtained thru the experiment the calculation development was generated, using the energy balance equation or hydrodynamics fundamental equation, the continuity equation, to calculate the pressure loss by friction the Darcy-Weisbach equation was used, with the affinity laws the results of the test speed were transported at the nominal speed of operation.

As a result of this work the performance curves were obtained according to the API 610 standard of: flow vs head, flow vs efficiency, flow vs drive power, head vs $NPSH_{3\%}$, as expected for a closed circuit laboratory, and from the mathematical analysis the $NPSH_D$ and $NPSH_R$ they were plotted against the flow, where both curves were intercepted is the maximum test flow of the pump, before it enters vapor phase or cavite, finally the test was satisfactory, so if the pump be installed, started up and presents failures the problem would not be the pump maybe the engineering of pipes, accessories and auxiliary equipment, a thorough analysis of the operation conditions of the pumping plant should be carried out, the requirement of the drive power by the pump for the guaranteed point is 137.95 kW (185 hp), while the drive power that was determined thru the test is 125.5 kW (168.29 hp) there is a difference of 12.45 kW (16.67 hp), this is reflected in the results graph in terms of the break horse power for the guaranteed point it was above the test point.



DEDICATORIAS

A “Dios” cualquiera que sea tu forma y presencia, gracias por regalarme la salud suficiente y haberme permitido llegar a este punto, que en los momentos de profunda soledad realizando este trabajo sen ti tu presencia estando con migo para animarme a no desistir.

A MI MADRE (†)

Hace 7 años que has partido hacia lo desconocido, pero aun percibo el perfume de tu ser, recuerdo la sonrisa de tu alma, añoro las conversaciones diarias, mi gran compañera de viaje hasta que te fuiste. A tu memoria dedico este trabajo gran señora María Trinidad Reyes, que me enseñaste valores como son: la honestidad, lealtad, disciplina y constancia, tal vez algún día en otro espacio nos volvamos a ver.

A MI PADRE (†)

A ti querido papá Lorenzo Villarreal que te adelantaste en el camino hace mucho tiempo, recuerdo aquellos cuentos y fabulas que me contabas, pues en nuestro pueblo no existían libros que pudieras leerme, pero abriste en mí la necesidad del conocimiento.

A MI TIA (†)

Quien ayuda a forjar el destino y cumplir la meta de una persona no es tan solo una tía sino una madre, el agradecimiento enorme por compartir su casa, alimentos y hacerme parte de su familia, dedico especialmente a usted mi esfuerzo tía María Villarreal Reyes porque con su partida me decidí a cerrar esta etapa académica de mi vida ya que usted jamás dejaba nada a medias.

A MI ESPOSA

Elena Ojeda Magadan gracias por darme la oportunidad de caminar de la mano juntos y unir nuestros destinos, gracias por compartir tu vida con migo haré todo lo posible por no defraudarte, gracias por entenderme sobre todo en aquellos momentos que me pedias salir algún lugar, ir con algunos amigos y yo te comentaba que estaba estudiando, este trabajo es la razón de aquellos no, con mucho cariño y amor te lo dedico, ah y gracias por reglarne unas gemelitas preciosas.

A MIS HIJAS

Ana Sarahí Villarreal Ojeda te amo princesa, tú y tu hermanita llagaron alegrar mi vida tu ojos hermosos hacen que cualquier dolor y cansancio rápidamente se me olvide, a menudo me acompañabas cuando estaba realizando este trabajo con tus dibujitos y tareas que te habían dejado, gracias por esa enorme sonrisa que me has regalado.

Elena Sinai Villarreal Ojeda que tal princesita hermosa, te has convertido en parte de mi vida te amo, tu actitud frente a la vida es envidiable, tú y tu hermana lucharon desde muy pequeñas por su vida, cuando realizaba este trabajo me preguntabas que es lo que hacía si mis maestros me dejaban mucha tarea y yo te contestaba que sí, a lo que me



respondías que malos maestros tienes no podemos ir al parque, te amo mi hermosa pequeña.

A MIS FAMILIARES

A mis hermanos Ma. Santos Villarreal Reyes y Florentino Villarreal Reyes que por diversas situaciones hemos estado un poco separados, sin embargo los tengo siempre presentes.

A mis primos Alfredo Artega, Patricia Artega, Martín Arteaga y Ricardo Artega ustedes han sido también mis hermanos, porque por mucho tiempo convivimos en la misma casa y me trataron siempre bien.

A MIS AMIGOS

Gracias por brindarme su apoyo y amistad, por darme buenos consejos, por escucharme cuando tenía algún problema en particular y sobre todo por darme su opinión sobre algún tema en especial, valoro todo su tiempo que me han dado.

AL INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

Jamás podré saldar mi compromiso y gratitud con el Instituto Politécnico Nacional, en esta parte de mi formación académica, especialmente con la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica por la formación integral que me ha dado, el reconocimiento a mis directores de tesis M. en C. Guilibaldo Tolentino Eslava y M en C. René Tolentino Eslava por su compromiso en las asesorías para poder terminar este trabajo experimental, así como a mi jurado al Dr. Miguel Toledo Velázquez, Dr. Florencio Sánchez Silva y al Dr. Ignacio Carbajal Mariscal un reconocimiento a todos ellos que han dedicado parte de su tiempo en formar gente de alto nivel académico, siempre estaré agradecido con todos ustedes.



ÍNDICE

| | Pág | |
|-------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|----|
| OBJETIVO | vi | |
| INTRODUCCIÓN | vii | |
| RELACIÓN DE FIGURAS | ix | |
| RELACIÓN DE TABLAS | xi | |
| NOMENCLATURA | xiii | |
| CAPÍTULO 1. BOMBAS HIDRÁULICAS | 1 | |
| 1.1 | Definición de bomba hidráulica | 2 |
| 1.2 | Campo de aplicación de las bombas | 2 |
| 1.3 | Clasificación de las bombas hidráulicas | 4 |
| 1.4 | Funcionamiento de bombas centrífugas | 5 |
| 1.5 | Responsabilidad del diseñador y fabricante de la bomba | 7 |
| 1.6 | Factores que influyen en la selección de una bomba | 8 |
| 1.7 | Fallas comunes en la operación de bombas centrífugas y posibles causas | 9 |
| 1.7.1 | Caudal volumétrico nulo | 9 |
| 1.7.2 | Caudal volumétrico insuficiente de la bomba | 9 |
| 1.7.3 | Carga total o carga dinámica total de la bomba insuficiente | 9 |
| 1.7.4 | Despurga de la bomba después del arranque | 9 |
| 1.7.5 | Potencia excesiva en la bomba | 9 |
| 1.7.6 | Fugas excesivas en el estopero | 10 |
| 1.7.7 | Vibración o ruido en la bomba | 10 |
| 1.7.8 | Calentamiento excesivo de la bomba | 10 |
| 1.8 | Pruebas de equipos de bombeo | 10 |
| CAPÍTULO 2. DINÁMICA DE FLUIDOS INCOMPRESIBLES | 12 | |
| 2.1 | Ecuación de continuidad | 13 |
| 2.2 | Ecuación de Bernoulli | 14 |
| 2.3 | Capa límite | 16 |
| 2.4 | Capa límite laminar y turbulenta | 17 |
| 2.5 | Número de Reynolds: parámetro adimensional de resistencia | 19 |
| 2.6 | Pérdidas de energía por rozamiento primarias | 19 |
| 2.7 | Fundamentos de cavitación | 20 |
| 2.7.1 | Concepto | 20 |
| 2.7.2 | Fenómeno físico | 20 |
| 2.7.3 | Presión de vapor | 21 |
| 2.7.4 | Factores que interviene en la cavitación | 21 |
| 2.7.5 | Etapas de la cavitación | 22 |
| 2.8 | Implosión de la burbuja | 22 |
| 2.9 | Cavitación en la entrada del impulsor de una bomba centrífuga horizontal | 23 |
| 2.10 | Carga Neta Positiva de Succión (NPSH) | 25 |
| 2.11 | Altura de aspiración disponible H_{ED} o $NPSH_D$ | 25 |
| 2.12 | Coeficiente de cavitación, σ | 28 |



| | | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| CAPÍTULO 3. NORMALIZACIÓN DE PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO Y NPSH A BOMBAS CENTRÍFUGAS API 610 | | 30 |
| 3.1 | Normatividad para pruebas de comportamiento de bombas centrífugas | 31 |
| 3.2 | Pruebas de aceptación a bombas centrífugas | 32 |
| 3.3 | Configuración de los laboratorios de pruebas | 32 |
| 3.4 | Pruebas de comportamiento y grados de aceptación | 39 |
| 3.5 | Prueba de NPSH | 41 |
| 3.6 | Traslado de resultados de datos de velocidad de prueba a velocidad nominal | 44 |
| 3.7 | Equipos de medición | 45 |
| CAPÍTULO 4. PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS EN LAS BOMBAS | | 48 |
| 4.1 | Cinemática de las turbomáquinas. Bombas centrífugas. | 49 |
| 4.2 | Pérdidas en las bombas | 52 |
| 4.2.1 | Pérdidas hidráulicas | 52 |
| 4.2.2 | Pérdidas volumétricas | 52 |
| 4.2.3 | Pérdidas mecánicas | 53 |
| 4.3 | Potencias | 54 |
| 4.3.1 | Potencia de accionamiento | 55 |
| 4.3.2 | Potencia interna | 55 |
| 4.3.3 | Potencia útil | 55 |
| 4.4 | Rendimiento hidráulico (η_h), volumétrico (η_v), interno (η_i), mecánico (η_m) y total (η_{total}). | 56 |
| 4.10 | Curvas características de las bombas rotodinámicas | 57 |
| CAPÍTULO 5. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO Y NPSH DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA HORIZONTAL | | 60 |
| 5.1 | Dimensionamiento del tanque de succión | 61 |
| 5.2 | Vacío en el tanque de succión para el estudio del NPSH | 63 |
| 5.3 | Bomba de vacío | 67 |
| 5.4 | Arreglo hidráulico del laboratorio, líneas de succión y descarga | 70 |
| 5.5 | Motores eléctricos y variadores de velocidad | 72 |
| 5.6 | Instrumentos de medición | 74 |
| 5.6.1 | Manómetros | 74 |
| 5.6.2 | Medidores de flujo | 75 |
| 5.6.3 | Torquímetro | 78 |
| 5.6.4 | Medidor de nivel en el tanque de succión | 79 |
| 5.7 | Bomba de recirculación de flujo en prueba de NPSH | 80 |
| 5.8 | Procedimiento de prueba de comportamiento y NPSH, experimental | 80 |
| 5.8.1 | Procedimiento de prueba de comportamiento | 81 |
| 5.8.2 | Procedimiento de prueba de NPSH _R | 82 |
| 5.9 | Prueba experimental de comportamiento y NPSH | 88 |



| | | |
|--------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 5.10 | Toma de datos del experimento | 93 |
| 5.11 | Desarrollo de cálculo | 94 |
| 5.12 | Traslado de resultados de 1408 rpm a 1760 rpm | 95 |
| 5.13 | Análisis de resultados | 97 |
| 5.14 | Gráfica de resultados de Q, H, P_a y η de acuerdo a norma API 610 | 99 |
| 5.15 | Prueba de $NPSH_{3\%}$ | 101 |
| 5.16 | Traslado de resultados del $NPSH_{3\%}$ de 1408 rpm a 1760 rpm, de prueba de la bomba | 106 |
| 5.17 | Gráfica de resultados del $NPSH_{3\%}$ | 108 |
| 5.18 | Análisis matemático del $NPSH_D$ | 109 |
| 5.19 | Gráfica del análisis de $NPSH_D$ y $NPSH_R - Q$ | 110 |
| 5.20 | Análisis del estudio experimental de comportamiento y $NPSH$ de una bomba centrífuga horizontal de proceso | 112 |
| CONCLUSIONES | | 113 |
| REFERENCIAS | | 114 |
| APÉNDICE | | 115 |



OBJETIVO

Realizar un estudio experimental de las curvas de comportamiento y del $NPSH_R$ de una bomba centrífuga horizontal modelo OH2 de proceso API 610, para demostrar que cumple con lo que se pactó para el punto garantizado o para el punto de operación, la cual fue seleccionada, el Q , H , η , P_a y $NPSH_R$, a fin de que la bomba no cavite y trazar estas curvas de comportamiento.



INTRODUCCIÓN

Al igual que una gran variedad de máquinas como las máquinas-herramienta y los motores eléctricos, las bombas han desempeñado un papel importante en la vida del hombre. Su uso y aplicación cada día cobra mayor importancia en todos los campos industriales llenando cada vez más un sin número de necesidades en los diferentes procesos de producción. El bombeo de líquidos es cada vez más complejo por un lado debido a los avances tecnológicos y por otro lado a las grandes concentraciones urbanas del país.

En la transmisión de potencia y automatización las bombas juegan un papel determinante en este campo. En el bombeo de líquidos puede presentarse, como un caso particular, el bombeo del agua potable vital para el ser humano. Gente dedicada a esta profesión frecuentemente se encuentra con este tipo de problemas, en donde hay que solucionar, seleccionar y dar mantenimiento a las bombas rotodinámicas o de desplazamiento positivo.

Las bombas centrífugas, debido a sus características, son las bombas que más se utilizan en el trasiego, sistemas de riego, sistemas contraincendios, bombas de proceso, etc., éstas deben cumplir con las condiciones de operación en la cual fue seleccionada; es decir, condiciones certificadas de operación, que se llevan a cabo a través de pruebas de laboratorio, mientras que las bombas de desplazamiento positivo se utilizan más en la transmisión de potencia, conocida esta parte de la ingeniería como hidráulica de potencia.

Las pruebas de aceptación, que comprenden la prueba de comportamiento y de NPSH, de bombas de proceso diseñadas bajo los estándares de la norma API 610 deben de cumplir a su vez con otros estándares del Instituto de Hidráulica (IH por sus siglas en inglés) e Organización Internacional de Normalización (ISO por sus siglas en inglés). En este trabajo se da la solución al cumplimiento de estos estándares obligatorios por parte del Instituto Americano del Petróleo (API 610 por sus siglas en inglés) con el estudio experimental en el laboratorio existente de una empresa fabricante de bombas para la industria petroquímica. Por lo anterior, este trabajo se integra de 5 capítulos los cuales se describen a continuación:

En el capítulo 1, se presenta la aplicación, importancia, clasificación y funcionamiento de bombas centrífugas horizontales, la responsabilidad del fabricante de estas bombas en donde empieza y donde termina, las variables que intervienen en la selección de una bomba a fin de hacerla operar en su punto de máximo rendimiento, las fallas más comunes en la operación o arranque de una bomba y sus posibles causas.

El capítulo 2, muestra las ecuaciones fenomenológicas como son la ecuación de continuidad y ecuación de la hidrodinámica a utilizar, se determina la caída de presión en la capa límite y por desprendimiento de la misma, con el apoyo de la ecuación experimental de Darcy-Weisbach, se determina la ecuación del $NPSH_D$ para posteriormente utilizarla en la memoria de cálculo de este trabajo.

En el capítulo 3, se presenta la normalización de pruebas de comportamiento y NPSH a bombas centrífugas API 610. Se muestran los requerimientos que se deben cumplir en



una prueba de comportamiento y NPSH, para una bomba centrífuga horizontal de proceso bajo la norma API 610, se indica el grado de aceptación de la prueba, así como el equipo de medición de las distintas variables que se miden en un estudio experimental como éste.

La responsabilidad importante del diseñador y fabricante de las bombas se muestra en el capítulo 4, el estudio de las pérdidas de una bomba es de interés en este trabajo ya que de ello depende que se cumpla con el punto garantizado de la prueba de la bomba centrífuga, si el diseño, fundición, maquinados y ensamble fallaran, las pruebas finales no cumplirán con lo que establece la norma API 610.

El capítulo 5, se describe el laboratorio que se utilizó para llevar a cabo el estudio experimental de comportamiento y NPSH, de una bomba horizontal tipo API 610, se muestra el arreglo hidráulico de las líneas de succión y descarga, el sistema de vacío empleado para realizar la prueba del NPSH, se toman los datos del experimento, se realiza la memoria de cálculo, con ésta se grafica la curva de caudal entre carga, caudal entre potencia de accionamiento, caudal entre rendimiento y carga entre NPSH y del análisis matemático con la ecuación del $NPSH_D$ se grafica también el $NPSH_D$ y $NPSH_R$ entre caudal con el fin de saber hasta qué punto se puede experimentar con la bomba sin que se presente la cavitación. Finalmente se presentan las conclusiones obtenidas durante el desarrollo de este trabajo.



RELACIÓN DE FIGURAS

| Número | Descripción | Página |
|--------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 1.1 | Bomba de eje horizontal de 2 pasos, para manejo de diferentes sustancias | 2 |
| 1.2 | Bomba sumergible de acero inoxidable para productos alimenticios | 3 |
| 1.3 | Bomba de proceso API, para la industria petroquímica | 3 |
| 1.4 | Clasificación de bombas hidráulicas según el HI | 6 |
| 1.5 | Corte de una bomba de flujo radial de eje horizontal | 7 |
| 1.6 | Puntos de instalación de una bomba horizontal | 8 |
| | | |
| 2.1 | Volumen de control | 13 |
| 2.2 | Línea de corriente, flujo estacionario, fuerzas externa (gravedad) e interna (presión). | 14 |
| 2.3 | Cuerpo sólido introducido en una corriente de aire | 17 |
| 2.4 | Espesor (δ) de la capa límite alrededor de una placa plana | 18 |
| 2.5 | Flujo laminar | 18 |
| 2.6 | Flujo turbulento | 19 |
| 2.7 | Recipiente cerrado, presión de saturación | 21 |
| 2.8 | Etapas de la cavitación | 22 |
| 2.9 | Burbuja en el momento de implosión | 23 |
| 2.10 | Instalación de bomba en elevación de succión | 23 |
| 2.11 | Presiones relativas en la sección de entrada de la bomba desde la brida de succión hasta la descarga del impulsor | 27 |
| | | |
| 3.1 | Curva de comportamiento de una bomba contra incendios | 34 |
| 3.2 | Configuración típica de un laboratorio de tanque abierto para la prueba de bombas centrífugas | 35 |
| 3.3 | Configuración de un laboratorio de circuito cerrado para la prueba de bombas centrífugas horizontales o verticales | 36 |
| 3.4 | Diagrama de instalación de una bomba sumergible de pozo profundo para agua potable | 37 |
| 3.5 | Curva característica de la bomba sumergible de pozo profundo para agua potable | 38 |
| 3.6 | Efecto del aire en los requisitos de NPSH | 42 |
| | | |
| 4.1 | Impulsor de una bomba centrífuga radial | 49 |
| 4.2 | Pérdidas volumétricas en una bomba | 53 |
| 4.3 | Zona donde ocurren las pérdidas mecánicas | 54 |
| 4.4 | Diagrama de Sankey, potencias y pérdidas en una bomba | 54 |
| 4.5 | Curva característica de una bomba centrífuga Q - H | 57 |
| 4.6 | Evolución del funcionamiento de una bomba centrífuga | 57 |
| 4.7 | Curva característica de una bomba de flujo radial | 58 |
| 4.8 | Curva característica de una bomba tipo turbina | 59 |
| | | |
| 5.1 | Isométrico del tanque del laboratorio | 62 |



| | | |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 5.2 | Vista de elevación del tanque de succión del laboratorio | 62 |
| 5.3 | Vista de lateral del tanque de succión del laboratorio | 63 |
| 5.4 | Sistema para determinar el vacío en el tanque de succión | 64 |
| 5.5 | Curva característica de operación de bomba de vacío | 68 |
| 5.6 | Bomba de vacío | 69 |
| 5.7 | Configuración del sistema de vacío | 69 |
| 5.8 | Arreglo hidráulico del laboratorio de pruebas | 70 |
| 5.9 | Manómetro y manovacuómetro de trabajo | 75 |
| 5.10 | Recomendación de instalación del medidor de flujo | 78 |
| 5.11 | Recomendación de instalación del torquímetro | 78 |
| 5.12 | Medidor ultrasónico de nivel | 80 |
| 5.13 | Diagrama de flujo del procedimiento de prueba de comportamiento | 84 |
| 5.14 | Diagrama de flujo del procedimiento de prueba de NPSH tipo II | 86 |
| 5.15 | Curva característica de la bomba de prueba | 89 |
| 5.16 | Instalación de bomba horizontal en el laboratorio, para prueba de Q, H, P _a y NPSH | 90 |
| 5.17 | Vista lateral del laboratorio de pruebas | 91 |
| 5.18 | Cotas necesarias para el cálculo de la carga total | 92 |
| 5.19 | Curva certificada de comportamiento de la bomba centrífuga horizontal | 100 |
| 5.20 | Cotas necesarias para el cálculo del NPSH | 103 |
| 5.21 | Gráfica de resultados de NPSH _{3%} - H nominal de la bomba | 108 |
| 5.22 | Gráfica del NPSH _D y NPSH _R - Q | 111 |



RELACIÓN DE TABLAS

| Número | Título | Página |
|--------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| 1.1 | Clasificación de las bombas centrífugas según API 610 11ª edición | 5 |
| 3.1 | Grados de aceptación basado en el destino de servicio del comprador | 40 |
| 3.2 | Grados de aceptación de pruebas hidrodinámicas de bombas y su banda de tolerancia | 40 |
| 3.3 | Tipos de configuración de laboratorios para prueba de NPSH | 43 |
| 3.4 | Periodos de calibración recomendados por ANSI/HI 14.6 | 46 |
| 3.5 | Incertidumbre máxima permisible para instrumentos en punto garantizado | 47 |
| 3.6 | Instrumentos recomendados por ANSI/HI 14.6 | 47 |
| 5.1 | Cálculo del coeficiente k de los accesorios tubería 304.8 mm (12") | 65 |
| 5.2 | Cálculo del coeficiente k de los accesorios tubería 152.4 mm (6") | 66 |
| 5.3 | Presión de vacío en la brida de succión y NPSH _R a diferentes presiones de vacío en el tanque | 67 |
| 5.4 | Características de operación de bomba de paletas modelo Trivac | 68 |
| 5.5 | Datos de las tuberías empleadas en el laboratorio | 71 |
| 5.6 | Accesorios necesarios para la instalación de prueba | 72 |
| 5.7 | Características de los motores horizontales | 73 |
| 5.8 | Modelos de VDF de la serie CFW09 | 74 |
| 5.9 | Datos técnicos del manómetro y manovacuómetro | 74 |
| 5.10 | Modelos de medidores de flujo magnéticos marca Emerson | 75 |
| 5.11 | Relación entre el tamaño de tubería y la velocidad del fluido | 76 |
| 5.12 | Relación entre el tamaño de tubería y el factor para la velocidad | 76 |
| 5.13 | Relación entre el tamaño de tubería y la velocidad/caudal | 77 |
| 5.14 | Datos técnicos del torquímetro | 79 |
| 5.15 | Datos técnicos de la bomba de prueba | 88 |
| 5.16 | Datos de operación de los puntos de prueba a velocidad nominal leídos de gráfica | 92 |
| 5.17 | Datos de la bomba de prueba | 93 |
| 5.18 | Datos del punto garantizado | 93 |
| 5.19 | Datos del líquido de prueba | 93 |
| 5.20 | Datos del motor para prueba | 93 |
| 5.21 | Datos de la prueba de comportamiento a 1760 rpm | 93 |
| 5.22 | Datos obtenidos del experimento en el laboratorio a 1408 rpm | 94 |
| 5.23 | Resultados del desarrollo de cálculo a 1408 rpm | 95 |
| 5.24 | Resultados del desarrollo de cálculo a velocidad de 1760 rpm | 97 |
| 5.25 | Tolerancia en el comportamiento de la bomba | 98 |
| 5.26 | Requerimiento del comprador y resultados de la prueba | 98 |
| 5.27 | Cálculo de los factores k para accesorios tubería de 254.2 mm (10") para punto garantizado | 102 |



| | | |
|------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| 5.28 | Resultados del $NPSH_R$ a velocidad de 1408 rpm y diferentes presiones de vacío en la brida de succión o tanque | 1105 |
| 2.29 | Datos obtenidos de la prueba y resultado del desarrollo de cálculo del $NPSH_R$ a 1408 rpm | 107 |
| 5.30 | Resultado del desarrollo de cálculo de $Q - NPSH_D$ a velocidad nominal de 1760 rpm | 110 |



NOMENCLATURA

| Símbolo | Descripción | Unidades |
|-------------------|-------------------------------------------------------------------------|-------------------------|
| A | Área | m ² |
| C ₁ | Velocidad absoluta a la entrada del álabe | m/s |
| C _{1m} | Componente meridional de la velocidad absoluta, en la entrada del álabe | m/s |
| C _{1u} | Componente tangencial de la velocidad absoluta, en la entrada del álabe | m/s |
| C ₂ | Velocidad absoluta a la salida del álabe | m/s |
| C _{2m} | Componente meridional de la velocidad absoluta, en la salida del álabe | m/s |
| C _{2u} | Componente tangencial de la velocidad absoluta, en la salida del álabe | m/s |
| D | Diámetro | m |
| FP | Factor de potencia | % |
| H | Carga total de la bomba | m.c.a. o P _a |
| H _{rp} | Pérdidas primarias | m.c.a |
| H _{rs} | Pérdidas secundarias | m.c.a |
| H _u | Altura teórica o altura de Euler | m.c.l |
| L | Longitud de tubería recta | m |
| L _e | Longitud equivalente | m |
| M | Torque | N*m |
| N | Velocidad angular | rpm |
| NPSH | Carga Neta Positiva de Succión | m.c.a |
| NPSH _D | Carga Neta Positiva de Succión Disponible | m.c.a. |
| NPSH _R | Carga Neta Positiva de Succión Requerida | m.c.a |
| P | Potencia útil o hidráulica de la bomba | W |
| P | Presión | P _a |
| P _a | Potencia de accionamiento o potencia en la flecha | W |
| Q | Caudal | m ³ /s |
| Re | Número de Reynolds | Adimensional |
| T | Tiempo | s |
| u ₁ | Velocidad tangencial en la entrada del impulsor | m/s |
| u ₂ | Velocidad tangencial en la salida del impulsor | m/s |
| V | Volumen | m ³ |
| w ₁ | Velocidad relativa del fluido en la entrada con respecto al álabe | m/s |
| w ₂ | Velocidad relativa del fluido en la salida con respecto al álabe | m/s |
| Z _T | Diferencia de altura geodésica | m |
| δ | Densidad relativa | Adimensional |
| E | Rugosidad absoluta | mm |
| H | Eficiencia | % |
| M | Viscosidad absoluta | kg/m*s |
| P | Densidad absoluta | kg/m ³ |



| | | |
|-----------|------------------------------------------|-------------------|
| γ | Peso específico | N/m ³ |
| ω | Velocidad angular | rad/s |
| g | Aceleración de la gravedad | m/s ² |
| v | Velocidad media del fluido en la tubería | m/s |
| λ | Coeficiente de rozamiento | Adimensional |
| ν | Viscosidad cinemática | m ² /s |



CAPÍTULO 1. BOMBAS HIDRÁULICAS

1.1 Definición de bomba hidráulica

Una bomba hidráulica es una máquina que absorbe energía mecánica en el eje, proporcionado por un motor eléctrico, de combustión interna, turbina de gas, hidráulica, o eólica y restituye energía hidráulica al líquido que pasa a través de esta en forma de presión y velocidad.

1.2 Campo de aplicación de las bombas

Las bombas se emplean para impulsar toda clase de líquidos (agua, aceites de lubricación, combustibles, ácidos); líquidos alimenticios como cerveza, leche, yogurt, entre otras. (estas últimas constituyen el grupo de las bombas sanitarias) También se emplean las bombas para líquidos espesos como lodos activados, aceite industrial, melaza de azúcar, con sólidos en suspensión como aguas negras, pasta de papel, fangos, desperdicios, etc. A continuación se mencionan algunas aplicaciones principales que se ilustran en las siguientes figuras.

La figura 1.1 es una bomba centrífuga de eje horizontal de dos pasos o dos impulsores utilizada para alimentar agua a un generador de vapor, se utiliza también para alimentar los tanques hidroneumáticos por la presión alta que se requiere. La figura 1.2 es una bomba centrífuga sumergible de acero inoxidable utilizada en el bombeo de leche, agua para los quirófanos de operación en un hospital, bombeo de cerveza y la figura 1.3 es una bomba centrífuga horizontal de proceso API con succión lateral fabricada para la industria petroquímica en el bombeo de combustóleo y crudo ligero.

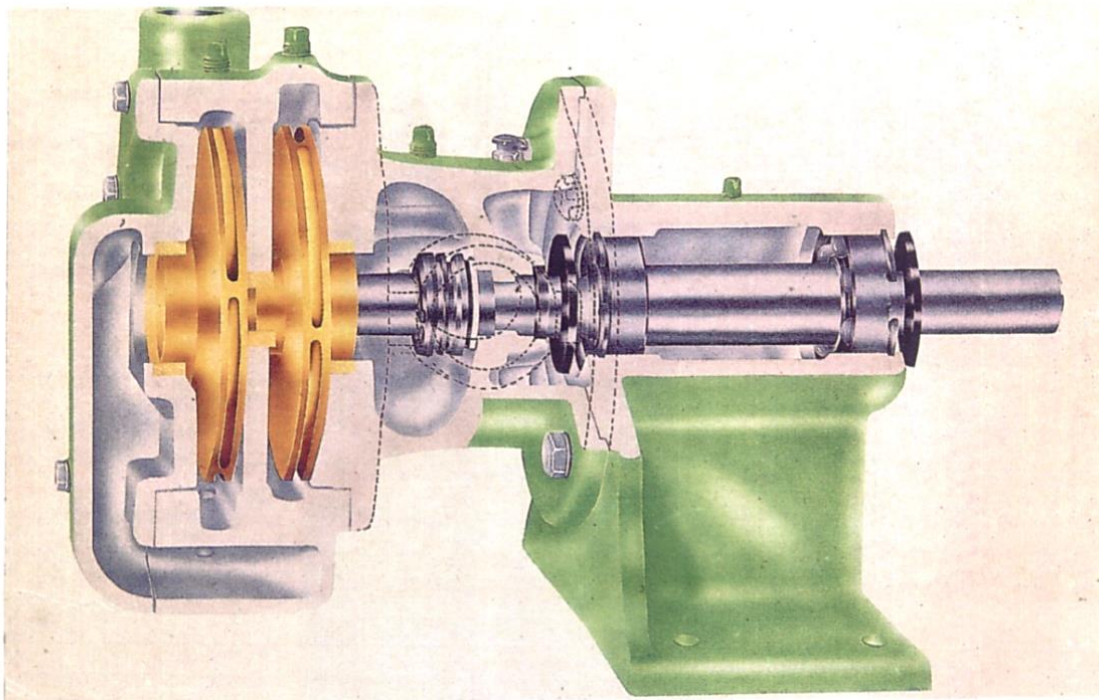


Fig. 1.1 Bomba de eje horizontal de 2 pasos, para manejo de diferentes sustancias.



Fig.1 2 Bomba sumergible de acero inoxidable para productos alimenticios.

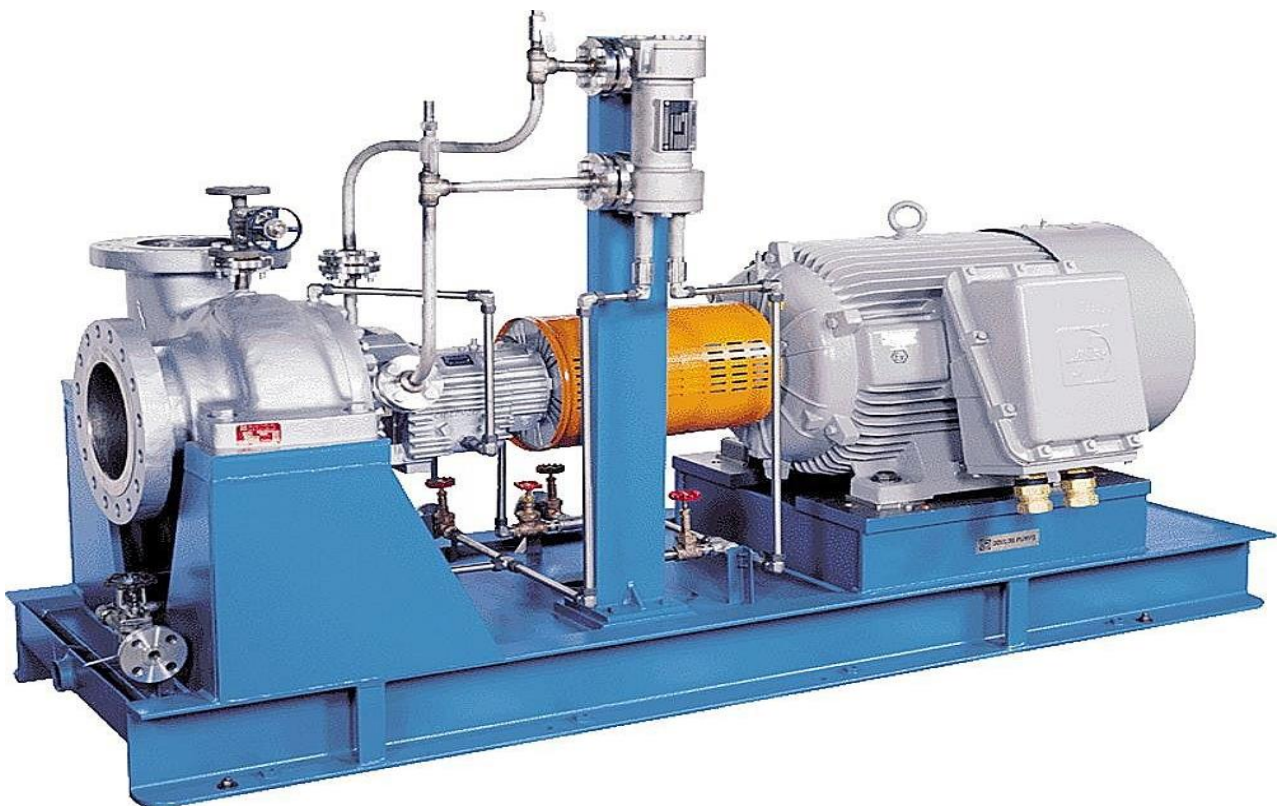


Fig.1. 3 Bomba de proceso API para la industria petroquímica.



1.3 Clasificación de las bombas hidráulicas

Las bombas se clasifican según el principio de operación en:

- Bomba roto dinámica (turbo bombas o bombas cinéticas).
- Bombas de desplazamiento positivo.

Bomba rotodinámica, conocida también como turbobombas o bombas cinéticas. Sólo las bombas que son turbomáquinas pertenecen a este grupo, estas son siempre rotativas, su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler, y su elemento principal se le conoce como impulsor. Se llaman rotodinámicas porque su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel importante en el intercambio de la energía ^[10].

Bombas de desplazamiento positivo. A este grupo pertenecen no solo las bombas alternativas sino también las rotativas llamadas rotoestáticas porque son rotativas, pero en ella la dinámica de la corriente no juega un papel importante en el intercambio de la energía. Su funcionamiento se basa en el principio del desplazamiento positivo ^[10].

Siendo tan variado los tipos de bombas que existen es conveniente hacer una adecuada clasificación. La que se considera más completa y que será parte de este trabajo, es la del “Instituto de Hidráulica (HI por sus siglas en inglés)”, en la norma ANSI/HI 9.1-9.5 (Bombas - Lineamientos Generales) última edición. El mencionado Instituto fundado en 1917, tiene como miembros a más de cincuenta compañías de fabricantes de equipos de bombeo en el mundo y se ha preocupado por mantener al día sus “normas”, aunque son de cumplimiento opcional para los fabricantes tienen gran prestigio y aceptación entre estos, siendo lineamientos que siguen para su diseño, fabricación y pruebas.

La clasificación del HI permite apreciar la gran diversidad de tipos de bombas que existen y si a ello se agrega el material de construcción, diferentes tamaños de bombas para manejo de una amplia gama de caudal volumétrico y presión, así como los diferentes líquidos a manejar. Con el fin de saber en qué clasificación están las bombas de este estudio se da la clasificación en la figura 1.4.

El diseño mecánico de las cubiertas origina la clasificación adicional de las bombas seccionadas en axial o radial y el eje de rotación determina si la flecha es horizontal, vertical o inclinada (ocasionalmente). Generalmente, a éstas se les llama simplemente unidades horizontales o verticales. La norma Instituto Americano del Petróleo (API 610 por sus siglas en inglés), clasifica las bombas según su configuración como se muestra en la tabla 1.1, en esta clasificación se tiene tres grupos importantes, el primero las bombas verticalmente suspendidas, el segundo bombas cuyo eje esta entre rodamientos y el tercero las bombas en voladizo, este trabajo trata del estudio de las curvas de comportamiento y la Carga Neta Positiva de Succión (NPSH por sus siglas en inglés), para prevenir la cavitación de una bomba centrífuga horizontal en voladizo de proceso OH2, esta clasificación aunado a la clasificación de la máquinas hidráulicas como son: bombas de flujo radial de eje vertical, horizontal e inclinado, bombas de flujo axial de eje horizontal, vertical e inclinado y bombas de flujo mixto o radio axiales horizontales, verticales e inclinado.

Tabla 1.1 Clasificación de bombas centrífugas según API 610 11ª Edición.

| | | | | | | |
|--------------------|--------------------------|-----------------------|--------------------------------------------|------------------------------------|-----|-----|
| Bombas centrífugas | En voladizo | Acoplamiento flexible | Horizontal | Pie Soporte | OH1 | |
| | | | | Centralmente soportado | OH2 | |
| | | | Vertical "in line" con soporte rodamientos | | OH3 | |
| | | Acoplamiento rígido | Vertical "in line" | | | OH4 |
| | | | Acoplamiento Cerrado | Alta velocidad engranes integrados | | OH5 |
| | Entre rodamientos | 1 y 2 etapas | Axialmente partida | | BB1 | |
| | | | Radialmente partida | | BB2 | |
| | | Multietapa | Axialmente partida | | BB3 | |
| | | | Radialmente partida | Carcasa simple | BB4 | |
| | | | | Doble carcasa | BB5 | |
| | Verticalmente Suspendida | Carcasa simple | Descarga a través de la columna | Difusores | VS1 | |
| | | | | Voluta | VS2 | |
| | | | | Flujo Axial | VS3 | |
| | | Descarga separada | Eje en línea | VS4 | | |
| | | | Voladizo | VS5 | | |
| | | Doble carcasa | Difusores | VS6 | | |
| | | | Voluta | VS7 | | |

1.4 Funcionamiento de bombas centrífugas

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son máquinas hidráulicas que transforman una energía mecánica en energía de presión. Los elementos constructivos de que constan son:

- Una tubería de succión que concluye prácticamente en la brida de entrada.
- El impulsor o rodete, formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa. El impulsor va unido al eje y es la parte móvil de la bomba. El líquido entra por la tubería de succión hasta el ojo del impulsor, que es accionado por un motor, adquiriendo una aceleración y absorbiendo energía mecánica. Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que saliendo del impulsor hacia la voluta a gran velocidad aumentan su presión en el impulsor según la distancia del eje.

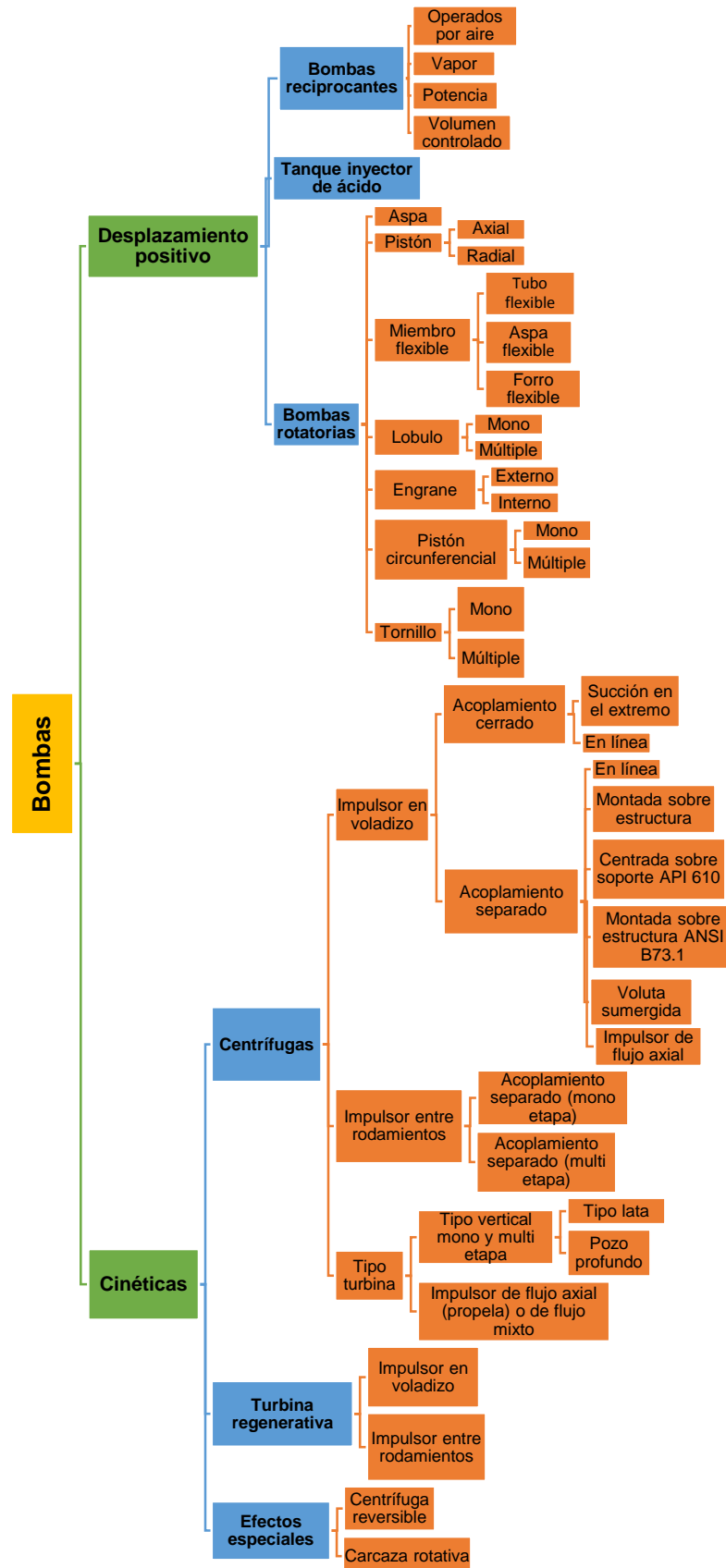


Fig. 1.4 Clasificación de bombas hidráulicas según el HI.

- c) Carcasa o voluta, está en forma de caracol, de tal manera que la separación entre ella y el impulsor es mínima, las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de descarga realizando una primera etapa difusora. En algunas bombas existe en la salida del rodete, una corana directriz o corana de álabes fijos de que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta ^[10].
- d) Tubo difusor cónico, la finalidad de este elemento es disminuir la carga de velocidad que incrementa el impulsor y convertirla en presión, figura 1.5.

Este es en general, el funcionamiento de una bomba centrífuga aunque existen distintas variantes.

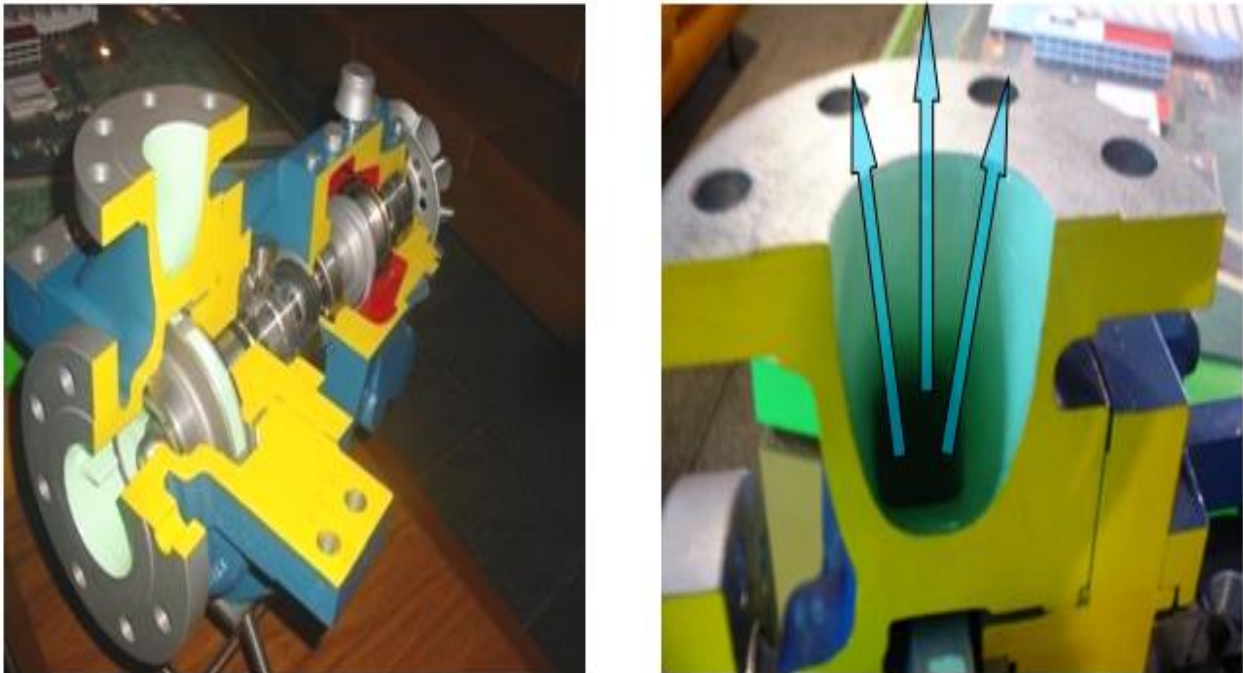


Fig.1.5 Corte de una bomba de flujo radial de eje horizontal.

1.5 Responsabilidad del diseñador y fabricante de la bomba

Bomba Centrífuga Horizontal, es una turbobomba, conocida también como bomba cinética de eje horizontal que puede ser de flujo radial, axial o mixto, de hierro fundido, aluminio o acero inoxidable, de acuerdo al líquido a manejar o líquido de trabajo, fabricada bajo alguna norma como en este trabajo, la norma API 610 para bombas de proceso en la industria petroquímica.

Sección de entrada "E" y salida "S"

La sección de entrada de una bomba se toma en la brida de conexión punto "E" de la figura 1.6 la sección de salida de toma en la brida de conexión del tubo de descarga punto "S" de la misma figura.

La bomba empieza en la sección "E" y termina en la sección "S". Todas las pérdidas de energía que tiene lugar entre la sección "E" y "S" son imputables a la bomba; pero las pérdidas que tienen lugar entre la sección "1 y E" y después de la sección "S hasta 2" son imputables a la instalación y disminuye el rendimiento de la misma, no el de la bomba. El fabricante es responsable de lo que sucede entre la sección "E" y "S" y el instalador de cuanto sucede antes y después de estas secciones ^[10].

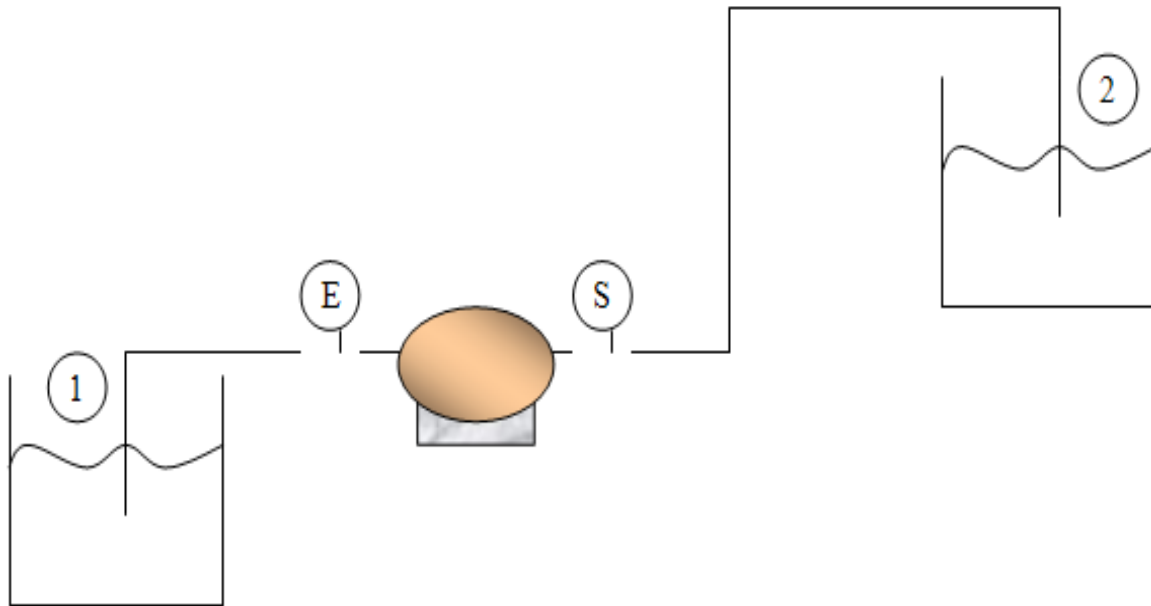


Fig.1.6 Puntos de instalación de una bomba horizontal.

1.6 Factores que influyen en la selección de una bomba

La selección de una bomba depende de la proporción de los parámetros fundamentales Q y H. Algunas bombas son diseñadas y fabricadas sobre pedido y otras se fabrican en serie y se tienen en almacén. Las primeras son bombas de gran capacidad y las segundas son bombas más pequeñas de línea comercial. La selección de una bomba va acompañada en cada caso particular por un estudio especial de la instalación en cuestión, por lo que en seguida se muestran los factores que pueden afectar esta selección.

Condiciones hidráulicas.

- Variación del gasto. Dimensiones de los tanques de descarga.
- Variación del nivel en la aspiración.
- Variación de la altura de elevación.

Condiciones topográficas.

- Condiciones de la toma de agua, (río, lago, mar, pozo profundo, etc.).
- Naturaleza del terreno. Cimentaciones posibles.



1.7 Fallas comunes en la operación de bombas centrífugas y posibles causas

Al instalar y poner en operación un equipo de bombeo nuevo o reparado frecuentemente surgen problemas que se tienen que resolver y que a continuación se enlistan.

1.7.1 Caudal volumétrico nulo

Bomba sin cebar, altura de aspiración muy elevada, presión en la brida de succión igual o menor que la presión de vapor, bolsa de aire en la tubería de aspiración, nivel de aspiración muy bajo, r.p.m. bajas, altura total manométrica superior a la prevista, montaje de bombas en paralelo que no convienen, cuerpos extraños en el impulsor.

1.7.2 Caudal volumétrico insuficiente de la bomba

La bomba o la tubería no están completamente llenas del líquido, la altura de aspiración es demasiado grande, emulsión de aire o de gas en el líquido, bolsas de aire en las tuberías de aspiración, entradas de aire en las tuberías de aspiración, entradas de aire en el estopero, válvula de pie muy chica, válvula de pie parcialmente obturada, orificio de la tubería aspiración parcialmente sumergido, r.p.m. bajas, altura total manométrica mayor a la prevista, anillos de desgaste acabados, impulsor desgastado, fugas internas entre la aspiración y la descarga.

1.7.3 Carga total o carga dinámica total de la bomba insuficiente

Emulsión de gas o de aire en el líquido, r.p.m. bajas, el impulsor gira al revés, altura total manométrica de la instalación superior a la prevista, viscosidad del líquido diferente a la prevista, anillos desgaste acabados, impulsor desgastado, fugas internas entre la aspiración y la descarga.

1.7.4 Despurga de la bomba después del arranque

La bomba y la tubería de aspiración no están completamente llenas del líquido, altura manométrica requerida muy alta, emulsión de aire o de gas en el líquido, bolsas de aire en la aspiración, entradas de aire en la tubería de aspiración, entrada de aire por el estopero, orificio de aspiración insuficientemente sumergido, estopero mal montado.

1.7.5 Potencia excesiva en la bomba

La velocidad de rotación es muy elevada, la bomba gira al revés, altura manométrica de la instalación diferente a la prevista, peso específico diferente a lo previsto, viscosidad diferente a la prevista, cuerpos extraños en el impulsor, desalineamiento en el cople, flecha mal centrada, fricción accidental de una parte móvil contra una fija, sellos en el estopero mal puestos, anillos de desgaste mal ajustados, el material de los sellos no es el apropiado, el estopero está demasiado apretado.



1.7.6 Fugas excesivas en el estopero

Mal montaje de los sellos, desalineamiento en el cople, flecha mal puesta, flecha o camisa de la flecha gastada, el material de los sellos no corresponde al previsto, impulsor mal equilibrado o rotor del motor desbalanceado.

1.7.7 Vibración o ruido en la bomba

La bomba o la tubería no están llenas de líquido completamente, la altura de aspiración muy elevada, diferencia insuficiente entre la altura de presión en la brida de entrada de la bomba y la presión del vapor, válvula de pie chica, válvula de pie parcialmente obturada, orificio de aspiración sumergido parcialmente, el gasto requerido a la bomba es bajo, cuerpos extraños en el impulsor, falta de alineamiento, falta rigidez al bastidor, flecha defectuosa, fricción accidental de una parte móvil con una fija, chumaceras usadas, impulsor averiado, equilibrado inadecuado de las masas giratorias, exceso de aceite o de grasa en las chumaceras, falta de lubricación, mal montaje de las chumaceras, polvos abrasivos en las chumaceras.

1.7.8 Calentamiento excesivo de la bomba

Funcionamiento sin purgar, diferencia insuficiente entre la altura de presión en la brida de entrada de la bomba y la presión del vapor, falta de alineación, fricciones accidentales, chumaceras desgastadas, flechas desgastadas, etc., los problemas que pueden surgir en el funcionamiento de las bombas en general, pueden deberse a:

- 1) Mal diseño de la red hidráulica donde está instalada la bomba, esta falla corresponde a quien diseño la red y no a la bomba.
- 2) Problemas con la bomba, para determinar si realmente la falla que se tiene es debido a la mala fabricación de la bomba, esta se somete a pruebas de comportamiento y $NPSH_R$.

1.8 Pruebas de equipos de bombeo

Conforme se han perfeccionado los equipos de bombeo, lo mismo ha ocurrido con la técnica de las pruebas de las bombas, tanto en el taller, laboratorio o en campo. Para las bombas de gran capacidad, se utilizan pruebas con modelos a fin de lograr el máximo perfeccionamiento con el prototipo.

En cualquier bomba sin que importen su tamaño o clasificación, se debe hacer alguna prueba antes de la aceptación final por el comprador. De lo contrario, el comprador o usuario no tiene forma de saber que se ha satisfecho este requisito. Las pruebas de las bombas y los métodos para las pruebas dependerán de la intención final de esta. Las pruebas por lo general tienen uno de dos propósitos que el fabricante le interesa para que su cliente quede satisfecho y no surjan problemas una vez que se recibió el equipo es estas son:



1. Mejoras en el proyecto o en el funcionamiento real, lo cual permite evaluar cualquier efecto sobre el comportamiento con un cambio en el proyecto.
2. Determinar si se han satisfecho los requisitos contractuales, lo cual hace posible la comparación del comportamiento especificado, predicho y real.

En la mayoría de los casos, el fabricante suministra un informe de prueba y certifica las características de la bomba suministrada.

Las pruebas de las bombas se clasifican como:

1. Pruebas en fábrica o en laboratorio, que a veces se suelen llamar pruebas para aceptación. Se efectúan en la fábrica en condiciones geoméricamente similares, ideales y controladas y se supone que son los métodos más exactos para las pruebas.
2. Las pruebas en campo o sitio, se hacen con la unidad de bombeo instalada en su lugar final y en condiciones de funcionamiento reales y de límite de comportamiento. La exactitud y confiabilidad de las pruebas en campo dependen de la instrumentación utilizada, la instalación y la planeación durante las etapas de proyecto de la instalación. Por convenio mutuo las pruebas de campo se pueden utilizar como pruebas para aceptación.
3. Las pruebas de referencia se deben efectuar con los mismos procedimientos, instrumentos y personal cuando sea posible y se debe llevar un registro detallado de los resultados a fin de tener un historial lo más completo y comparable.
4. Las pruebas con modelos sirven para proyectar y construir el prototipo y suelen ser muy exactas. Vienen a complementar las pruebas de campo del prototipo para el cual se hizo el modelo. La función de la prueba con modelo se debe establecer, de preferencia en la especificación anexa a la propuesta de cotización. Las pruebas con modelos se pueden usar cuando se trata de unidades de gran capacidad, cuando se puede requerir el comportamiento comparativo de diversos modelos para su evaluación y cuando se necesita una idea anticipada de lo que será el prototipo.

En este capítulo se muestran las generalidades para realizar este trabajo de tesis, se definió el concepto de bomba hidráulica, su clasificación de acuerdo al Instituto de Hidráulica (HI por sus siglas en inglés) y al Instituto Americano del petróleo (API 610 por sus siglas en inglés), se da un panorama de distintas aplicaciones que pueden tener las bombas centrífugas horizontales de acuerdo al líquido de bombeo y a la presión generada, las variables para la selección de una bomba son importantes para que operen en su punto nominal, se define dónde empieza y donde termina la responsabilidad del fabricante de un equipo de bombeo, se mencionan las fallas comunes en el arranque, operación y sus posibles causas, así como las pruebas que se pueden realizar para predecir el comportamiento de una bomba, las pruebas de comportamiento y Carga Neta Positiva de Succión ($NPSH_R$ por sus siglas en inglés) sirven como una prueba de calidad del producto terminado y dan datos importantes para el fabricante de las bombas a fin de mejorar su producto, ya sea desde el diseño, fundición, maquinados, ajustes, tolerancias, y ensamble de la bomba hasta llegar a la prueba final que es la prueba de las curvas de comportamiento que son: caudal entre la carga, caudal entre la potencia de accionamiento y la carga entre la Carga Nata Positiva de Succión (NPSH)



CAPÍTULO 2. DINÁMICA DE FLUIDOS INCOMPRESIBLES

2.1 Ecuación de continuidad.

Al estudiarse el movimiento de un fluido en un volumen de control como la figura 2.1, se analiza en tres puntos distintos de este; el punto 1 es la entrada, el punto s es cualquier punto en el volumen de control, y el punto 2 es la salida de éste, el comportamiento del fluido en el tubo de control está dado por:

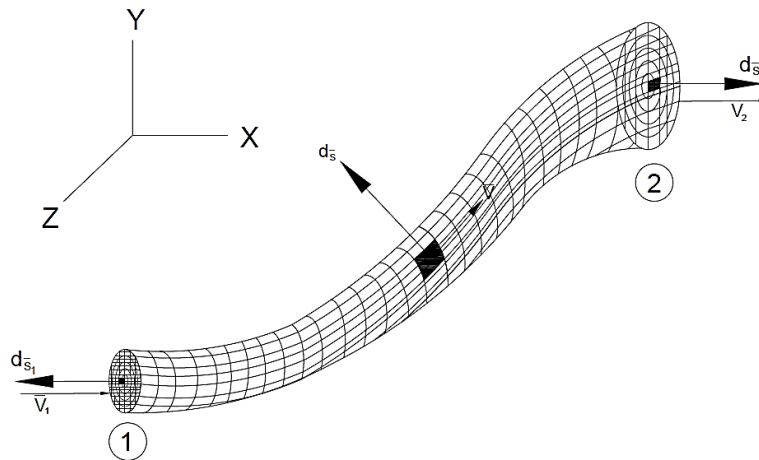


Fig. 2.1 Volumen de control

$$\oiint \rho v ds = 0 \quad (2.1)$$

$$\int \rho_1 v_1 ds_1 + \int \rho_s v_s ds_s + \int \rho_2 v_2 ds_2 = 0 \quad (2.2)$$

Para un flujo estacionario e irrotacional el producto punto de 2 vectores:

$$\vec{A} \cdot \vec{B} = |A||B| \cos \alpha$$

En el punto uno se tiene un ángulo de 180° por lo que el coseno es igual a -1 , en el punto s se tiene un ángulo de 90° y por lo que su coseno es igual a 0 y en el punto 2 se tiene un ángulo de 0° por lo que su coseno es igual a 1 integrando se obtiene:

$$-\rho_1 v_1 A_1 + 0 + \rho_2 v_2 A_2 = 0 \quad (2.3)$$

La ecuación 2.3:

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 = cte \quad (2.4)$$

La ecuación 2.3 es la ecuación del flujo másico en kg/s para el Sistema Internacional de Unidades (SI). Para este estudio, al ser un fluido incompresible se tiene la misma densidad en cualquier punto, por lo que:

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 = cte \quad (2.5)$$

La ecuación 2.5 es la ecuación del flujo volumétrico, conocida también como ecuación de continuidad en m^3/s para el SI.

2.2 Ecuación de Bernoulli

Considerando el movimiento de una partícula de fluido en un campo de flujo estacionario como lo muestra la figura 2.2 aplicando la segunda ley de Newton (que es la relación de conservación del momento lineal en la mecánica de fluidos) en la dirección de s sobre una partícula de fluido de masa m en movimiento a lo largo de la línea de corriente se tiene:

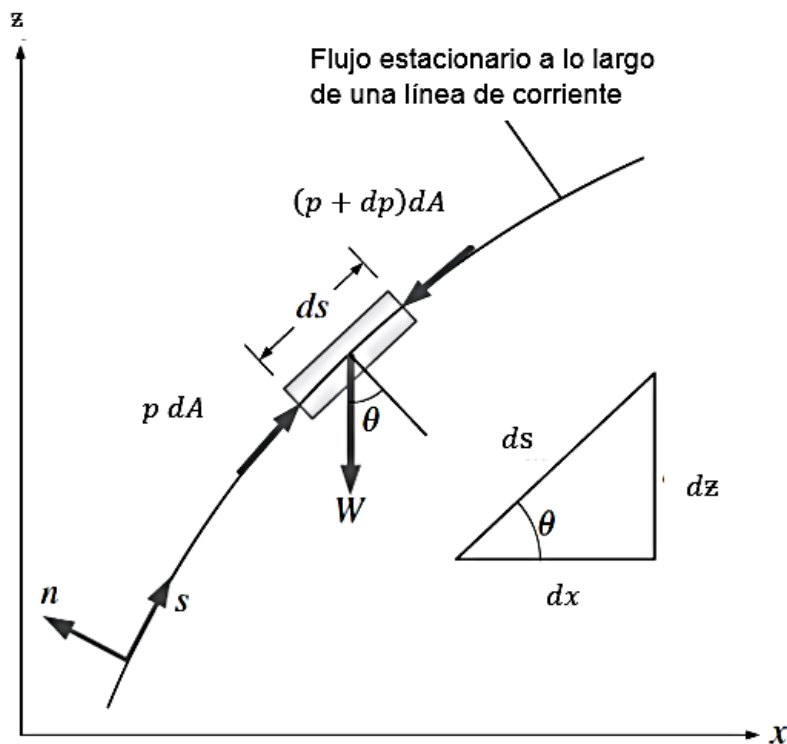


Fig. 2.2 Línea de corriente, flujo estacionario, fuerzas externa (gravedad) e interna (presión).

$$\sum F_s = m a_s \quad (2.6)$$

Para un fluido ideal, es decir, para lugares donde la caída de presión es despreciable o igual a cero, las fuerzas que actúan significativamente en la dirección s son la presión (esta actúa sobre ambos lados) y la componente del peso de la partícula en la dirección s de la fig. 2.2, la ecuación queda:

$$p dA - (p + dp) dA - W \sin \theta = m v \frac{dv}{ds} \quad (2.7)$$



Donde θ es el ángulo entre la normal a la línea de corriente y el eje vertical z en ese punto, $m = \rho V = \rho dA ds$ es la masa, $W = mg = \rho g dA ds$ es el peso de la partícula de fluido y $\text{sen}\theta = dz/ds$ sustituyendo en la ecuación 2.7, se tiene:

$$-dp dA - \left(\rho g dA ds \frac{dz}{ds} \right) = \rho dA ds v \frac{dv}{ds} \quad (2.8)$$

Eliminando dA en ambos términos de la ecuación, se obtiene:

$$-dp - (\rho g dz) = \rho v dv \quad (2.9)$$

Conociendo que:

$$v dv = \frac{1}{2} d(v^2)$$

Sustituyendo la expresión anterior en la ecuación 2.9 y expresándola en energías específicas.

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{1}{2} d(v^2) + g dz = 0 \quad (2.10)$$

Integrando la ecuación 2.10 para un flujo estacionario, permanente queda:

$$\int \left(\frac{dp}{\rho} + \frac{d(v^2)}{2} + g dz \right) = C \quad (2.11)$$

Donde C es una constante a lo largo de una línea de corriente y flujo estacionario, integrando la ecuación sobre todo un tubo de control y considerando que se trata de un fluido incompresible, las tres diferenciales son diferenciales exactas lo que integrando se tiene:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{(v^2)}{2} + gz = C \quad (2.12)$$

La constante a lo largo del tubo de corriente en la ecuación 2.12 se le conoce como la ecuación o teorema de Bernoulli o la ecuación fundamental de la hidrodinámica, el valor de la constante C puede evaluarse en cualquier punto de la línea de corriente en donde se conozcan la presión, velocidad y elevación. Escribiendo la ecuación de Bernoulli entre dos puntos se tiene:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + z_2 \quad (2.13)$$

Expresada en energías específicas J/kg o m^2/s^2 . Sin embargo, para este trabajo se utiliza en metros columna de agua (m.c.a.), dividiendo la ecuación 2.13 entre g .

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (2.14)$$

Para el S.I. en m.c.a., esta ecuación representa el comportamiento de un fluido ideal, para un fluido real la viscosidad origina un rozamiento del fluido con el contorno de la tubería y de las partículas entre sí (capa límite). Por lo que la ecuación de Bernoulli (2.14) no se cumple, pero sigue cumpliéndose el principio de la conservación de la energía o primera ley de la termodinámica. Además de las tres formas de la energía de esta ecuación aparece la energía de rozamiento, según la termodinámica no es una energía distinta de la de la ecuación 2.14, el rozamiento provoca una variación del estado termodinámico del fluido. En el fluido real se tiene:

$$du \neq 0 \quad (2.15)$$

Como el fluido es incompresible $p dV = 0$ y $dQ \neq 0$, con aumento de la temperatura del fluido y/o del medio exterior. Este rozamiento en la mecánica de fluidos incompresible no es aprovechable y solo en este sentido es la energía perdida, o bien expresada en forma de altura, altura perdida (H_r)^[10]. La ecuación general de la energía es:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + Hr_{1-2} \quad (2.16)$$

Dónde $\frac{p_1}{\rho g}$ y $\frac{p_2}{\rho g}$ -- energía de presión en el punto 1 y 2 en m.c.a;

$\frac{v_1^2}{2g}$ y $\frac{v_2^2}{2g}$ -- energía de velocidad en el punto 1 y 2 en m.c.a;

z_1 y z_2 -- energía de posición o geodésica en el punto 1 y 2 en m.c.a.;

H -- energía de presión y velocidad de la bomba en m.c.a;

Hr_{1-2} -- pérdida de energía por rozamiento desde el punto 1 al 2 en m.c.a.

2.3 Capa límite

La teoría de la capa límite ideada por Prandtl ha revolucionado la aeronáutica y a toda la Mecánica de Fluidos moderna. Esta teoría encuentra aplicación precisamente en los fluidos poco viscosos como el aire y el agua, y por tanto es una teoría fundamental en aeronáutica y en ingeniería naval^[10].

La figura 2.3 *a* representa un cuerpo sólido sumergido en una corriente de fluido, por ejemplo, un perfil de ala de avión en una corriente de aire. Si se hace el estudio de la distribución de velocidades a lo largo de la normal a la superficie en un punto A. Aproximando un tubo de Prandtl al punto A, se mide una velocidad v . «Microscópicamente» v es la velocidad del fluido en el punto A. Sin embargo, se sabe que a causa de la viscosidad, la velocidad del fluido en el punto A es 0. Una observación «microscópica», representada en la figura 2.3 *b*, revela según los casos, una distribución de velocidades en una película muy fina llamada capa límite^[10]. En este entorno infinitesimal se sienten los efectos de la capa límite.

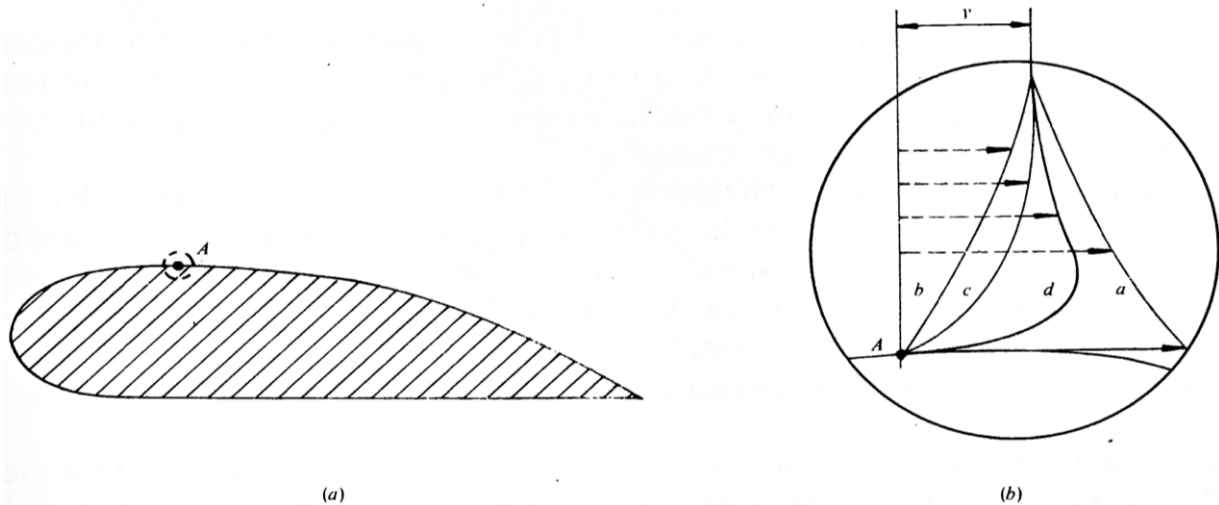


Fig. 2.3 Cuerpo sólido introducido en una corriente de aire, (a) perfil de ala de avión sumergido en una corriente de aire, (b) observación microscópica del punto A. Fuente: *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. Claudio Mataix.*

- Si el fluido fuera ideal la teoría hidrodinámica proporciona una distribución de velocidades como el de la curva *a*.
- Si los efectos de la viscosidad son apreciables (número de Reynolds pequeños), la distribución de velocidades es parabólica y se representa en la curva *b*.
- Si los efectos de la viscosidad son poco apreciables (número de Reynolds grandes), la distribución de velocidades es logarítmica y se representa en la curva *d*. La curva *c* representa un caso intermedio.
- La curva *d* sólo diverge de la curva ideal *a* en una película muy fina llamada capa límite. El aire y el agua realizan con frecuencia curvas del tipo *d*.

La capa límite tiene un espesor muy pequeño del orden de micras o mm, según sea el caso, en esta se hace sentir intensamente los efectos de la viscosidad y rozamiento, aunque la viscosidad (μ) sea pequeña, pero el gradiente de velocidades es grande (dv/dy) [10].

La resistencia a la deformación debida a la viscosidad tiene lugar en todo el seno del fluido real, pero si la viscosidad μ es pequeña solo tiene importancia en una película delgada conocida como capa límite que se le llama rozamiento de superficie, fuera de esta película prácticamente infinitesimal, un líquido poco viscoso como el aire y el agua, se comporta como un fluido ideal [10].

2.4 Capa límite laminar y turbulenta

La figura 2.4 representa una placa fija con borde de ataque afilado sumergida en una corriente uniforme, cuya velocidad de corriente libre es v_∞ constante y paralela a la placa. El fluido en contacto con la placa por adherencia queda fijo y las capas sucesivas sufren un frenado. A medida que la corriente avanza por la placa, más capas de fluido quedan afectadas por el frenado.

El espesor δ de la capa límite dibujado en la figura (curva de la frontera de la capa límite) suele definirse como la distancia desde la superficie al punto en que su velocidad difiere de la velocidad de corriente libre en 1%. La figura 2.4 indica dónde tiene lugar la transición, zona en la que el flujo laminar se empieza hacer inestable e inicia a desarrollarse la turbulencia en el interior de la capa límite. La figura 2.4 muestra también dónde la capa límite se hace completamente turbulenta aumentando más corriente abajo el espesor de la misma [10].

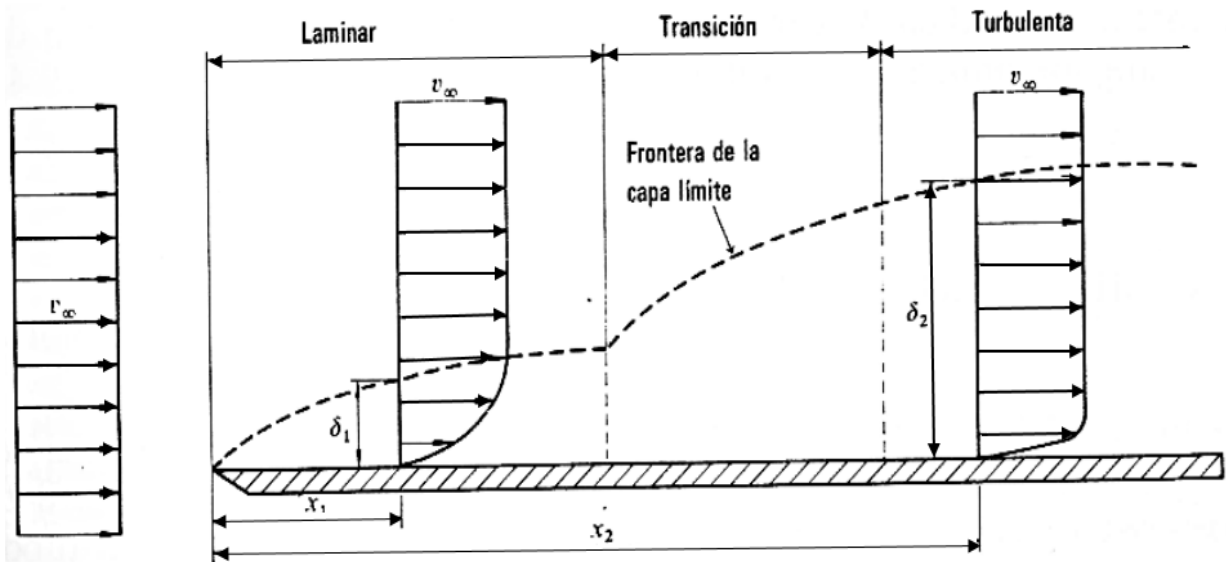


Fig. 2.4 Espesor (δ) de la capa límite alrededor de una placa plana de borde de ataque afilado sumergida en una corriente uniforme en el infinito. A la distancia x_1 , por ejemplo, la corriente es laminar y a x_2 , turbulenta. Fuente: *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Claudio Mataix.*

El flujo laminar es ordenado, se desplaza en capas anulares concéntricas que se deslizan unas sobre otras con velocidades decrecientes desde el eje hasta la pared de la tubería la distribución de velocidad es parabólica, la caída de presión por rozamiento es menor que en el flujo turbulento figura 2.5 [10]

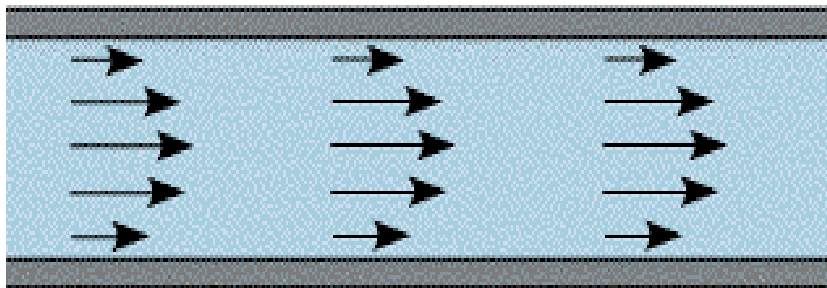


Fig. 2.5 Flujo laminar. Fuente: www.uam.es.

Flujo turbulento es caótico las partículas se mueven desordenadamente, cruzándose sus trayectorias y provocando la formación de remolinos aperiódicos, la caída de presión por rozamiento es mucho mayor que en el flujo laminar y la distribución de velocidad es logarítmica figura 2.6.

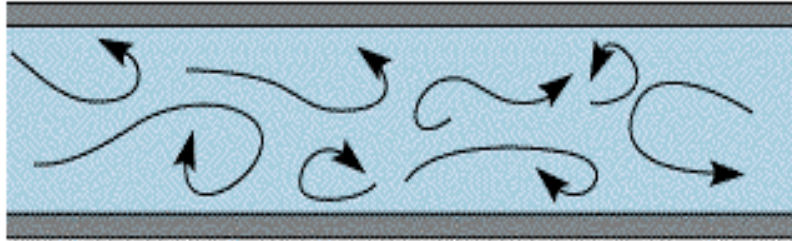


Figura 2.6. Flujo turbulento. Fuente: www.uam.es.

2.5 Número de Reynolds (Re): Parámetro adimensional de resistencia

El número de Reynolds (Re) es el cociente de la fuerza de inercia entre la fuerza viscosa, generalmente se toma $Re \leq 2000$ como flujo laminar y $Re \geq 4000$ flujo turbulento.

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu} = \frac{v \times D}{\nu} \quad (2.17)$$

Donde ν –Viscosidad cinemática (m^2/s);
 μ –Viscosidad dinámica ($kg/m.s$);
 v –Velocidad media de la tubería (m/s).

2.6 Pérdidas de energía por rozamiento primarias

Ecuación de Darcy-Weisbach. Experimentos realizados con tuberías que conducen agua demostraron que la pérdida de carga era directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media de la tubería y a la longitud de la tubería e inversamente proporcional al diámetro de la misma. La ecuación experimental que expresa lo anterior es:

$$H_{rp} = \lambda \frac{L + L_e}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (2.18)$$

Dónde H_{rp} – pérdidas de energía por rozamiento primarias (m.c.a);
 λ – coeficiente de pérdida de carga primaria (adimensional);
 L – longitud de tubería recta (m);
 L_e – longitud equivalente (m);
 D – diámetro interior de la tubería (m);
 v – velocidad media del fluido (m/s).

El factor λ en general es función de Re y de la rugosidad relativa (k/D), éste se puede determinar con la siguiente ecuación.

$$\lambda = \frac{0.25}{\left(\log_{10} \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon}\right)} + \frac{5.74}{(Re)^{0.9}} \right)\right)^2} \quad (2.19)$$

2.7 Fundamentos de cavitación

La cavitación es un fenómeno típico de bombas y turbinas hidráulicas (flujo incomprensible, de agua o de otro líquido), la presencia de este fenómeno en las máquinas hidráulicas representa una problemática importante que repercute en el rendimiento y el desempeño de los equipos y que incluso puede causar el deterioro parcial o total de los mismos. La cavitación afecta a los álabes de las bombas como de las turbinas hidráulicas y pese a que sus causas y efectos han sido estudiados ampliamente a lo largo de los años, actualmente dan lugar a serios problemas de funcionamiento.

Con los trabajos de Euler (1754) se iniciaron los estudios sobre cavitación en hélices de barcos, pero su importancia en la industria no fue marcada hasta mediados del siglo XIX, cuando Reynolds (1873) investigó sus efectos sobre las hélices. En las últimas décadas la tecnología del diseño de bombas centrífugas y turbinas ha tenido un avance importante, el cual sumado a los incrementos en los costos de fabricación, ha llevado a fabricar equipos con mayores velocidades específicas para minimizar esta influencia, lo que determina un incremento en el riesgo de problemas en la aspiración, especialmente cuando estas operan fuera de su condición de diseño.

2.7.1 Concepto

La palabra cavitación proviene del latín “*cavus*” que significa espacio hueco o cavidad. En los diccionarios técnicos, se define como: la formación rápida y colapso de burbujas de vapor en zonas de baja presión en el flujo de un líquido. Algunos autores que han estudiado este fenómeno definen la cavitación como la formación de vapor del líquido de trabajo a causa del descenso local de la presión, por debajo de la presión de saturación a la temperatura de bombeo, la subsecuente condensación brusca, produce golpes hidráulicos. Una manera simple de definir la cavitación es “*La formación y posterior colapso (implosión) de burbujas de gas (cavidades) en el seno de un líquido*”. El gas puede ser aire, vapor del propio líquido u otro gas disuelto en el líquido.

2.7.2 Fenómeno físico

La vaporización puede aparecer en líquidos en reposo o en movimiento. En líquidos en reposo, puede ser causada por un aumento de la temperatura, por transferencia de calor o por una reducción de la presión estática del líquido. Este fenómeno es conocido como ebullición. Para los líquidos en movimiento se puede lograr por medio de una disminución local de la presión por un incremento de la velocidad del fluido.

La cavitación se puede presentar en cualquier punto de un circuito hidráulico como en tubos Venturi, huecos, protuberancias, cuerpos sumergidos, vórtices, o en máquinas, hidráulicas (bombas o turbinas), propulsores marinos, transitorios en golpe de ariete y cojinetes. Las burbujas generadas son transportadas corriente abajo por el flujo hasta

zonas donde la presión es más alta, dando lugar al brusco colapso de las mismas. La condición física fundamental para la aparición de la cavitación es que la presión en el punto de formación de las burbujas (o bolsas de vapor) disminuya hasta la presión de vapor del líquido en cuestión.

2.7.3 Presión de vapor

En la superficie libre de un líquido a cualquier temperatura existe un movimiento constante de moléculas que escapan de la superficie, por lo que el líquido se *evapora*. Si el líquido se encuentra en un recipiente cerrado y sobre su superficie queda un espacio libre, este espacio se llega a saturar de vapor y ya no se evapora más líquido figura 2.7. Si aumenta la temperatura aumenta la presión de saturación y se evapora más líquido. Por consiguiente, todo fluido tiene para cada temperatura una presión p_s llamada *presión de saturación del vapor* a esa temperatura; o lo que es lo mismo, a cada presión p_s corresponde una temperatura T_s llamada *temperatura de saturación* del vapor a esa presión. Esta propiedad es fundamental en el estudio de la cavitación.

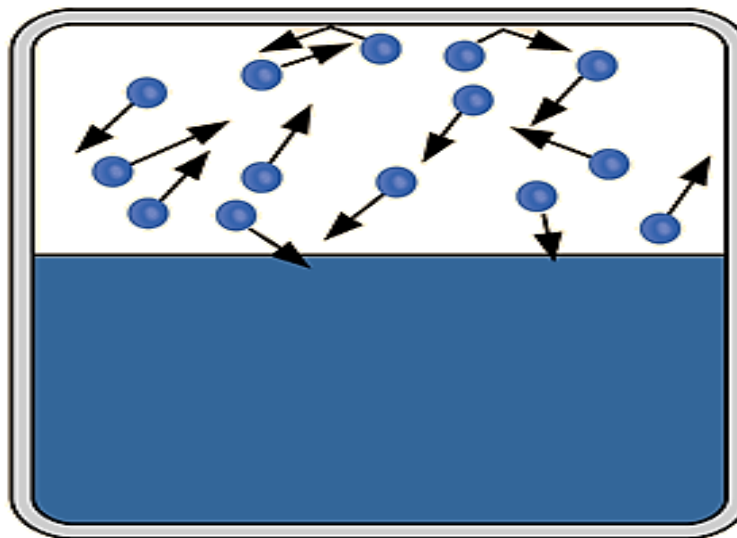


Fig. 2.7 Recipiente cerrado, presión de saturación. Fuente: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/Kinetic/vappre.html>

2.7.4 Factores que intervienen en la cavitación

Los factores más comunes por los que puede presentarse la cavitación son los siguientes:

Relacionados con el fluido

- La temperatura.
- La densidad del fluido.
- Las concentraciones de los gases.
- La composición química.
- Las concentraciones de la fase sólida.
- El pH.

Relacionados con la bomba

- El caudal.
- La velocidad de rotación.
- El coeficiente de velocidad específica.

Relacionados con las condiciones de la red (lugar de instalación)

- La altura de succión.
- Presión atmosférica local.
- Presión de vapor a temperatura de bombeo.
- Las pérdidas de energía por rozamiento en la succión

2.7.5 Etapas de la cavitación

La cavitación se divide en el proceso de formación de burbujas y en el de implosión de la misma como se muestra en la figura 2.8.

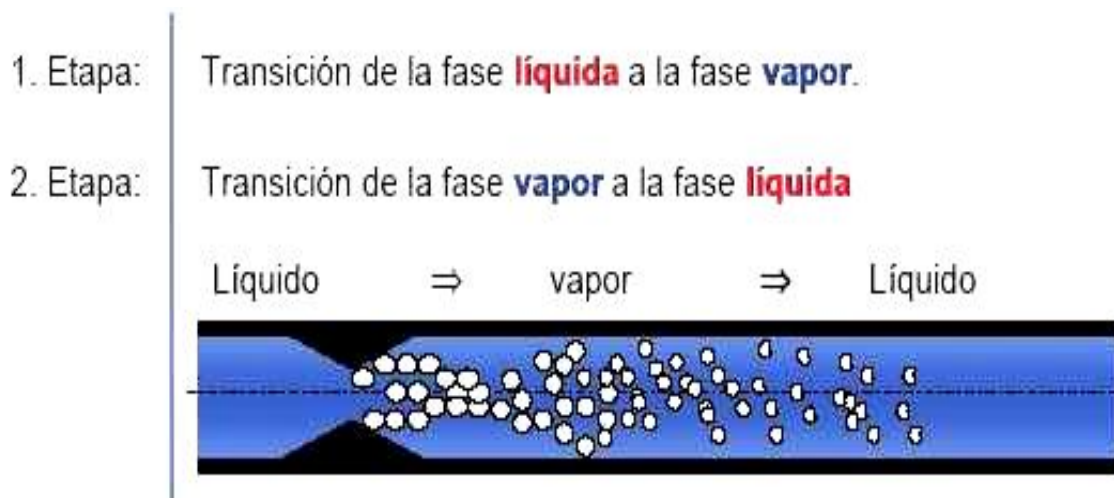


Fig.2.8 Etapas de la cavitación. Fuente: [www Imágenes](http://www.Imágenes)

2.8 Implosión de la burbuja

Como se mencionó, la burbuja ya aumentada de tamaño es arrastrada hacia una zona de mayor presión y finalmente implota figura 2.9. Esta acción periódica generalmente está asociada a un fuerte ruido crepitante. Tan pronto como la presión en la corriente supera la presión de vapor después de pasar la sección más estrecha, se produce la condensación y el colapso de la burbuja de vapor. La condensación tiene lugar instantáneamente. El agua que rodea a las burbujas que estallan, golpea las paredes u otras partes del fluido sin amortiguamiento alguno teniendo en cuenta que la condensación del vapor ocurre en un tiempo muy corto, puede ser tomado por cierto que las burbujas no colapsan concéntricamente.

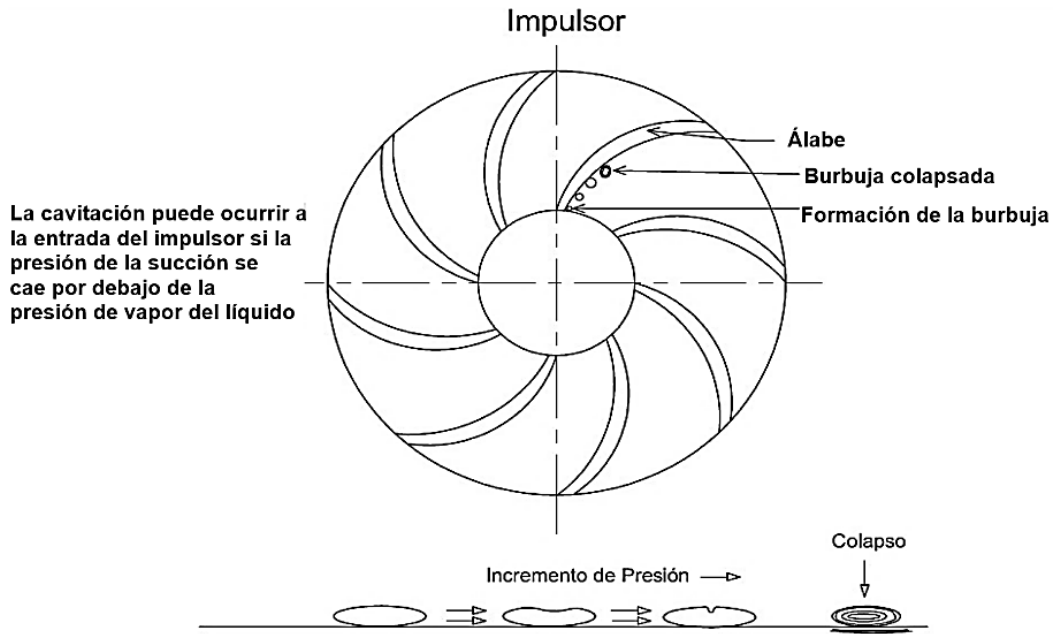


Fig. 2.9 Burbuja en el momento de implosión. Fuente: Ing. Ariel R. Marchegiani

2.9 Cavitación en la entrada del impulsor de una bomba centrífuga horizontal

La figura 2.10 es un arreglo de una bomba instalada en elevación estática de succión, en ésta se observa el nivel dinámico, punto 1, tramo de tubería en la succión, válvula de compuerta, codo de 90° y punto E. Aplicando la ecuación Bernoulli del espejo libre del líquido en la succión (Punto 1 de la figura 2.10) a la entrada de la bomba punto “E” se tiene:

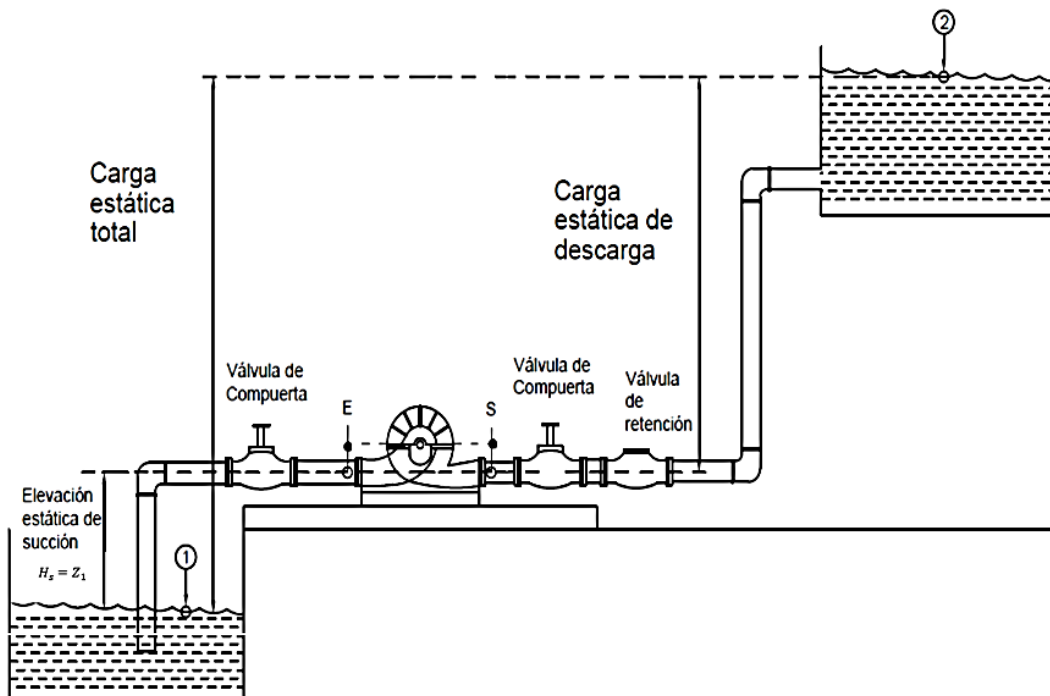


Fig. 2.10 Instalación de bomba en elevación de succión.



$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} + z_E + H_{r1-2} \quad (2.20)$$

Tomando como plano de referencia la línea central de la bomba (LCB) y que la presión en 1 es la presión atmosférica, además la velocidad en el punto 1 es cercana a cero.

$$\frac{p_E}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} + (-z_1) - \frac{v_E^2}{2g} - H_{r1-E} \quad (2.21)$$

Donde $\frac{p_E}{\rho g}$ – carga de presión absoluta en la entrada de la bomba (m.c.a.)

z_1 – altura geodésica del punto “E” al espejo libre del líquido (m)

$\frac{v_E^2}{2g}$ – carga de velocidad del líquido a la entrada de la bomba (m.c.a.)

H_{r1-E} – caída de presión por rozamiento en la tubería de succión (m.c.a.)

De acuerdo con ésta expresión la p_E es menor que la p_{atm} , ya que los últimos términos son negativos, por lo que la p_E teóricamente puede bajar sólo hasta el cero absoluto (vacío perfecto). Prácticamente existe un límite inferior de la presión, que es la siguiente: $p_E = p_s$ Siendo p_s la presión de saturación a la temperatura en que se encuentra el fluido.

Esto es, un líquido entra en ebullición a una presión determinada llamada presión de saturación p_s que depende de la temperatura, a la que se le conoce como temperatura de saturación, T_s para dicha presión, y el comienzo de la ebullición del líquido es también el inicio de la cavitación ya que comienza la evaporación del líquido justo donde se rompe la continuidad del flujo. Por tanto, el peligro de la cavitación será mayor:

1. Cuando la presión atmosférica sea menor.
2. Cuando sea mayor la carga de velocidad $v_E^2/2g$ (hv).
3. Cuando sea mayor z_1 (H_s).
4. Cuando sean mayores las pérdidas por rozamiento en la succión (H_{r1-E}).

Si el fluido entra en ebullición se producirá el fenómeno de cavitación y además, el fluido bombeado es una emulsión de líquido y vapor por lo que el caudal volumétrico se reduce y el rendimiento de la bomba disminuye. El surgimiento de la cavitación está relacionada con:

- a) El tipo de bomba, en general el peligro de la cavitación es mayor cuanto mayor es el número específico de revoluciones, n_s .
- b) La instalación de la bomba, la altura de aspiración de la bomba H_s (z_1) o cota del eje de la bomba sobre el nivel del líquido del depósito de aspiración debe ser escogida cuidadosamente para evitar la cavitación.
- c) Las condiciones de servicio de la bomba, el caudal de la bomba nunca debe exceder el máximo permisible para la que fue seleccionada, previniendo que se produzca la cavitación.



Al instalar y hacer funcionar una bomba cualquiera, en un sistema de bombeo, esta tiende a formar un vacío en el seno del líquido; a esta succión se le conoce como presión de bombeo. Si en un momento dado y a una temperatura determinada, la presión de bombeo es más baja que la presión de vapor del líquido a bombear, como la presión de vapor es mayor, éste se libera por la acción de la bomba que ya no succionará líquido sino vapor; por lo que la bomba se encuentra en “fase vapor”. Por tanto, es importante tener siempre en cuenta la temperatura del líquido que se bombea, pues ésta puede hacer que la bomba trabaje con pérdidas en su caudal. Si por cambios imprevistos el equipo seleccionado llega a tener una operación con este defecto puede remediarse, en algunos casos dotando a la bomba de una carga de succión lo suficientemente alta para que siempre se tenga en la succión una presión de bombeo mayor que la presión de vapor del líquido a determinada temperatura.

2.10 Carga Neta Positiva de Succión (NPSH)

Es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado en litros por segundo (l/s), a través de la tubería de succión al ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba. Se da en metros columna de líquido manejado (m.c.l), equivalentes a la presión en kg/cm^2 requeridos para forzar el líquido a la bomba.

Carga Neta Positiva de Succión Disponible (NPSH_D). Esta depende de la carga de succión o elevación, la pérdida por rozamiento, y la presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de bombeo. Si cualquiera de estas variables el NPSH puede alterarse.

Carga Neta Positiva de Succión Requerida (NPSH_R) Es la presión de vacío que se genera en el ojo del impulsor cuando está siendo bombeado un líquido, por medio de una bomba centrífuga, el NPSH_R está directamente relacionado con el punto de operación de la bomba, depende sólo del diseño de la misma y se obtiene del fabricante para cada bomba en particular, según su tipo, modelo, capacidad y velocidad (figura 2.11). Conviene notar que conforme disminuye el NPSH_D para una bomba dada, su capacidad se abate. Cualquier variación de los factores anteriores en un sistema de bombeo dado provocará una variación en la operación de la bomba. Todas estas condiciones de succión deben considerarse, ya que cualquiera de ellas puede ocasionar que entre en cavitación una bomba.

2.11 Altura de aspiración disponible H_{ED} o NPSH_D .

En la figura 2.10 se muestra la aspiración de una bomba rotodinámica instalada en elevación de succión, así como su altura de aspiración H_s . En esta figura se muestra el nivel del líquido en el depósito de succión (punto 1), en el cual puede tenerse la presión atmosférica, una sobrepresión o una depresión, y “E” la entrada de la bomba. Se llama altura de suspensión o altura de aspiración al valor ^[10].

$$H_s = Z_E - Z_1 \quad (\text{Ec. 2.22})$$



Si el eje de la bomba está más elevado que el nivel del líquido, $H_s < 0$ a este arreglo se le conoce como bomba en elevación de succión, por otro lado si la entrada de la bomba está más baja que dicho nivel, $H_s > 0$, a este arreglo se le llama bomba en carga de succión.

En el desarrollo de las siguientes ecuaciones todas las presiones son absolutas. La altura total a la entrada de la bomba referida a la cota Z_E es:

$$H_E = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} \quad (2.23)$$

En el interior de la bomba hasta que el líquido llegue al impulsor que le comunica un incremento de altura, H_E disminuirá a causa de las pérdidas por rozamiento; además, si la corriente se acelera localmente y/o aumenta la altura de aspiración la presión disminuirá. Ésta presión debe mantenerse igual o mayor que la presión de saturación del líquido a la temperatura de bombeo para que no se produzca la cavitación la altura total en la succión disponible debe ser.

$$H_{Ed} = \frac{p_E - p_s}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} \quad (2.24)$$

Por otro lado, aplicando la ecuación de Bernoulli con pérdidas de energía por rozamiento del punto 1 al punto E, de la figura 2.28 se tiene:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} + z_E + Hr_{1-E} \quad (2.25)$$

Tomando las consideraciones pertinentes

$$\frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_1}{\rho g} - H_s - Hr_{1-E} \quad (2.26)$$

De las ecuaciones 2.23 y 2.25 resulta otra expresión para la altura de aspiración disponible

$$H_{Ed} = \frac{p_1 - p_s}{\rho g} - H_s - Hr_{1-E} \quad (2.27)$$

La altura de aspiración disponible H_{Ed} se le conoce en los países de habla inglesa, como el NPSH disponible ($NPSH_D$ – Net Positive suction Head), expresión que se ha generalizado mucho de forma técnica; sin embargo, para el Sistema Internacional de Unidades se le conoce como altura de aspiración disponible. La figura 2.11 muestra la forma en que cae la presión en la entrada de una bomba, el punto B es la brida de entrada, de B a C es el recorrido del fluido antes de entrar al ojo del rodete, D entrada en el rodete, de D a C es el recorrido del fluido en el rodete y E la salida del fluido en su paso por el rodete, que es guiado por la carcasa o voluta hasta la salida de la bomba.

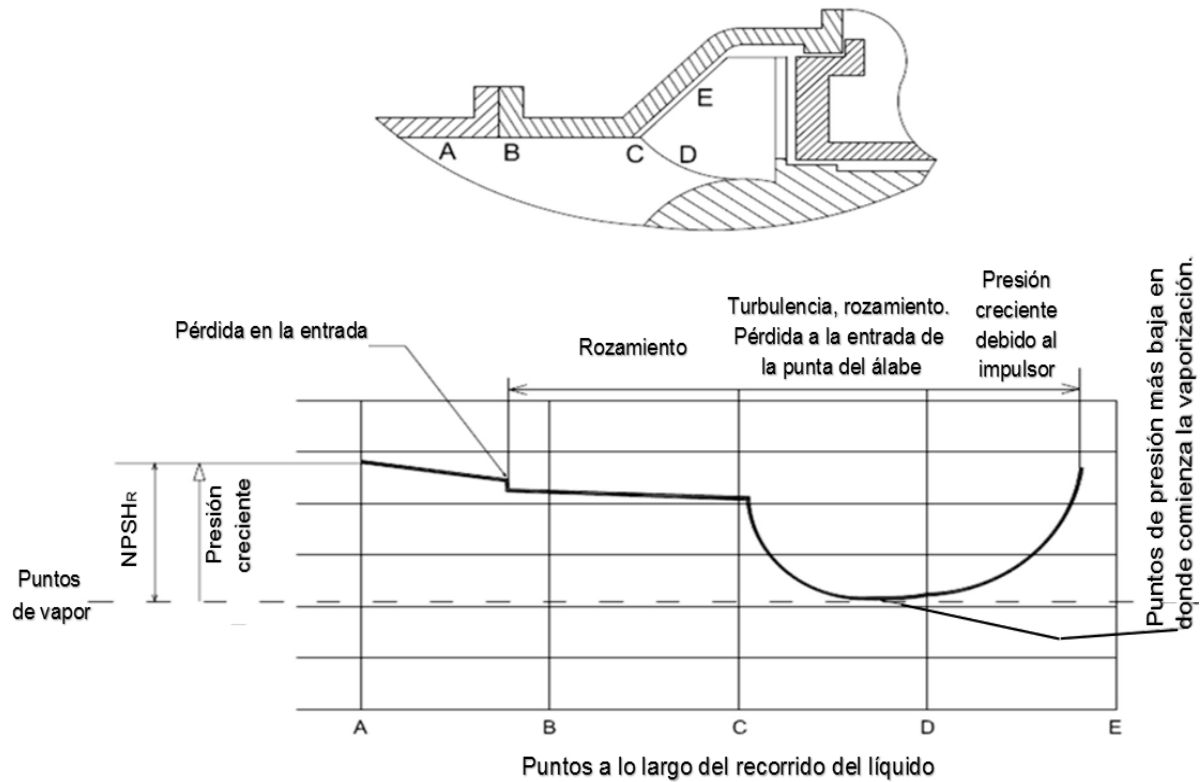


Fig. 2.11 Presiones relativas en la sección de entrada de la bomba desde la brida de succión hasta la descarga del impulsor.

En la selección de una bomba se debe verificar que $NPSH_D \geq NPSH_R$ para que la bomba no cavite. La cavitación se iniciará siempre que el $NPSH_D = NPSH_R$.

$$NPSH_R = NPSH_D = NPSH_{D \min} = \left(\frac{p_1 - p_s}{\rho g} - H_S - Hr_{1-E} \right)_{\min} \quad (2.28)$$

Por otro lado:

$$NPSH_R = NPSH_{D \min} = \left(\frac{p_E - p_s}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} \right)_{\min} \quad (2.29)$$

En la brida de succión p_E tomando esta presión como absoluta se tiene:

$$p_E = p_{atm} + p_{Eman}$$

La ecuación 2.27 expresada en función de presiones relativas es:

$$NPSH_R = \frac{p_{amb} - p_s}{\rho g} + \frac{p_{Eman}}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} \quad (2.30)$$

Despejando p_{Eman} , que es la presión de vacío necesario en la brida de succión para hacer el estudio experimental o prueba de cavitación se obtiene:

$$p_{Eman} = NPSH_R \rho g - p_{amb} + p_s - \frac{v_E^2}{2} \rho \quad (2.31)$$

El $NPSH_R$ a sustituir en esta ecuación es aquel especificado en la cotización y en la curva de ingeniería de la bomba a probar, según sea la norma que se solicite. El $NPSH_R$ varía con el punto de funcionamiento de la bomba. Generalmente, interesa el $NPSH_R$ correspondiente al caudal de mayor rendimiento de la bomba, aunque la evaluación teórica de $NPSH_R$ es actualmente imposible, el $NPSH_R$ puede calcularse experimentalmente con la ecuación 2.28 o 2.29, cuidando que el valor de H_s , será negativo cuando la bomba esté en elevación de succión y positivo cuando la bomba opere en carga.

2.12 Coeficiente de cavitación, σ

Las pruebas de cavitación para las bombas se llevan a cabo en modelos a escala reducida, la semejanza dinámica y geométrica en los ensayos queda garantizada si se realizan en el modelo y en el prototipo a igual coeficiente de cavitación σ , también conocido como coeficiente de Thoma que es:

$$\sigma = \frac{NPSH_R}{H} \quad (2.32)$$

Donde la carga neta positiva de succión disponible ($NPSH_D$) se calcula con la ecuación 2.28 o 2.29, la $NPSH_R$ en bombas geoméricamente semejantes es proporcional a la carga (H), lo cual equivale a decir que el σ es el mismo para toda la serie de bombas geoméricamente semejantes entre sí.

La carga neta positiva de succión requerida ($NPSH_R$) depende de la geometría del impulsor, sobre todo del diámetro de entrada y curvatura del álabe de la bomba, el valor del $NPSH_R$ o su equivalente el valor de σ , es proporcionado por el fabricante de la bomba y se lee en la curva de comportamiento este se obtiene en forma experimental. Por otra parte, Stefanoff sugiere la ecuación 2.33 para una evaluación aproximada de σ :

$$\sigma = 2.14 \times 10^{-4} n_s^{\frac{4}{3}} \quad (Ec. 2.33)$$

Dónde n_s – número específico de revoluciones y que es igual a:



$$n_s = 3.65 \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.34)$$

Dónde n – velocidad de angular (rpm)
 Q – caudal volumétrico (m³/s)
 H – carga de la bomba (m.c.a).

Son los datos que se toman de la curva característica de la bomba, en el punto que fue seleccionada, generalmente en el punto de máximo rendimiento.

En este capítulo se presentan las ecuaciones del comportamiento de los fluidos incompresibles en movimiento, se dedujo a través de un volumen de control en el espacio la ecuación de balance de masa, determinando primero la ecuación de flujo másico para posteriormente llegar a la ecuación de flujo volumétrico también conocida como ecuación de continuidad, en un sistema bidimensional $x - z$. Se dedujo la ecuación de balance de energía o ecuación generalizada de Bernoulli a través de una línea de corriente flujo estacionario y el estudio de una partícula de fluido de masa m . Se presentó el concepto de capa límite, que es donde se lleva a cabo la pérdida de energía por rozamiento en fluidos poco viscosos como el agua líquido de trabajo para el estudio experimental de esta tesis. El número de Reynolds parámetro adimensional de resistencia con predominio de la viscosidad, la ecuación de Darcy-Weisbach y la determinación del coeficiente de rozamiento ecuaciones experimentales, que determinan la pérdida de energía por rozamiento. Se presentan los fundamentos de la cavitación, el estudio de la Carga Neta Positiva de Succión (NPSH) disponible y requerida, se deduce el modelo matemático para valorar el NPSH_R controlando algunas variables de las que depende.



CAPÍTULO 3. NORMALIZACIÓN DE PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO Y NPSH A BOMBAS CENTRÍFUGAS API 610



3.1 Normatividad para pruebas de comportamiento de bombas centrífugas

La normalización de las pruebas a bombas centrífugas es el resultado del mutuo acuerdo entre los fabricantes, los institutos especializados en el tema, entidades reguladores y en algunos casos los usuarios finales. En México existen las siguientes normas NOM, y Normas de Referencia (NFR) de PEMEX vigentes.

NOM-001-ENER-2000: Esta Norma Oficial Mexicana fija los valores mínimos de eficiencia energética que deben cumplir las bombas verticales tipo turbina con motor externo eléctrico vertical y establece el método de prueba para verificar un laboratorio dicha eficiencia. Respecto a la prueba la norma incluye los requisitos mínimos de los equipos de medición, fluido de prueba, informes de prueba, parámetros garantizados, ejecución de la prueba y corrección de la velocidad de rotación.

NOM-010-ENER-2000: Esta Norma Oficial Mexicana aplica únicamente a los conjuntos motor-bomba sumergible tipo pozo profundo, accionados con motor trifásico sumergible, de manufactura nacional o extranjera, comercializados en los Estados Unidos Mexicanos, para el manejo de agua limpia con las propiedades que se especifican en esta Norma Oficial Mexicana. No aplica para conjuntos motor-bomba sumergibles para bombeo de aguas negras y lodos.

NMX-O-140-1972: Esta norma establece el método de prueba hidrodinámica que debe aplicarse a bombas centrífugas, para la determinación de la carga dinámica total, la potencia, la eficiencia y la carga neta positiva de succión, en función de la capacidad. La norma es más completa que las dos anteriores pero no se ha actualizado desde 1972.

Además de estas normas se tiene una norma de referencia de Petróleos Mexicanos (PEMEX) referente a las pruebas a bombas centrífugas, la NRF-050-2012 (Bombas Centrífugas). Esta norma toma como base la Norma Internacional ISO-13709:2009 (API 610 11th), modificando, definiendo y en su caso adicionando los requerimientos particulares de PEMEX. En la sección 8.3.2 (Pruebas de comportamiento) de NRF-050-2012 se definen los lineamientos y requisitos generales de la prueba sin mencionar el método de prueba y a su hace referencia ISO: 13709:2009

Respecto a la normativa internacional se tienen las normas ISO, API y ANSI/HI que se mencionan a continuación:

La norma ISO: 13709:2009 (Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries) es idéntica a la norma API 610 onceava edición. En la sección 8.3 de esta norma se definen los lineamientos y requisitos generales de la prueba, similares a los de la NRF-050-2012. Entre las secciones de importancia para este trabajo, se encuentra la sección 8.3.1.2 de API 610 que es la prueba de comportamiento y NPSH debe de efectuarse usando el método y requisitos de incertidumbre de ISO 9906, ANSI/HI 1.6 (para bombas horizontales) o ANSI/HI 2.6 (para bombas verticales). Las dos normas del ANSI/HI mencionadas se homologaron recientemente en una norma ANSI/HI 14.6 y esta a su vez es idéntica a la ISO 9906:2012. Se espera que para la próxima revisión de API 610 aparezcan solo las normas ANSI/HI 14.6 y la ISO 9906:2012 como métodos de prueba. La norma ANSI/HI 14.6 es más completa que las normas mexicanas respecto al método de



prueba. En esta norma se detallan los grados de aceptación de las bombas, las tolerancias de aceptación y la representación gráfica de estas, los tipos de configuraciones de los laboratorios pruebas y los arreglos especiales en la instalación de algunos equipos de medición. La metodología de prueba se detalla, además se indican los instrumentos recomendados para efectuar las mediciones, los intervalos de calibración recomendados, la incertidumbre y fluctuación mandataria para cumplir con esta norma. Al ser una norma extranjera su cumplimiento es opcional.

Este trabajo cumple con los requisitos normativos de las normas NRF-050-PEMEX-2012, API 610 11th y ANSI/HI 14.6. Cabe destacar que las empresas que cuenta con una acreditación ante EMA lo hicieron de conformidad con las normas NOM, por esta razón no cumplen con los requisitos de NRF-050-PEMEX-2012 respecto al método de prueba.

3.2 Pruebas de aceptación a bombas centrífugas

El propósito de una prueba de aceptación es demostrar el funcionamiento hidráulico y mecánico garantizado, acordado entre el comprador y el fabricante de la bomba. Esta prueba incluye de forma obligatoria u opcional según las condiciones de contrato la prueba de comportamiento hidráulico y NPSH. Las pruebas de aceptación se clasifican en:

- Prueba de aceptación en fábrica, se realiza en un banco de pruebas del fabricante, y las mediciones son muy precisas ya que permiten el desarrollo de cálculo y graficar los resultados y las condiciones donde se instalarán los equipos pueden ser reproducidas.
- Prueba de campo, se realiza en el lugar de la instalación de la bomba y están sujetas a la influencia de las condiciones de servicio prevalecientes. Las pruebas de campo periódicas sirven para detectar cambios o desgaste en la bomba y debe llevarse a cabo en un horario fijo y utilizar instrumentos cumpliendo las normatividades, estas no necesariamente se utilizan para graficar las curvas de comportamiento.
- Ensayos con modelos, requieren una gran precisión de medición. La prueba de modelo debe ser precisa de modo que sirva como un sustituto de la prueba de aceptación para la bomba de tamaño real. El 100% fidelidades hidráulicas entre el modelo y la bomba es un requisito previo.

Durante las pruebas típicamente se registran datos de flujo, presión en la succión y descarga de la bomba, revoluciones por minuto del eje de la bomba, potencia absorbida por el motor y adicionalmente temperatura del líquido de prueba.

3.3 Configuración de los laboratorios de pruebas

Las configuraciones que se encuentran en las normas no son de aplicación mandatorio, pero si contienen recomendaciones de los equipos e instrumentos mínimos para probar una bomba. Las recomendaciones enlistadas a continuación son extracción de las normas ANSI/HI 1.6, ANSI/HI 2.6 y ANSI/HI 14.6. Las instalaciones del laboratorio de prueba de comportamiento, deben de observar los siguientes lineamientos, aunque no es determinante.

- Montaje de la bomba de prueba en el laboratorio, este debe ser lo suficientemente rígido para asegurar la bomba contra las fuerzas de reacción desarrolladas por el



flujo y presión.

- Motor. Para la prueba, se necesita un motor para accionar la bomba, generalmente se prefiere el uso del motor eléctrico. Dependiendo del método utilizado para medir la potencia de entrada de la bomba, pueden ser necesarios los datos de eficiencia del motor.
- Variador de velocidad de angular del motor. Para establecer con precisión la potencia de entrada de la bomba se pueden requerir datos de eficiencia de los equipos.
- Para las bombas horizontales se requiere de un tubo de succión o una manguera desde la bomba de precarga, tanque cerrado o abierto, correctamente dimensionados para la bomba a probar. El flujo en la bomba debe estar libre de remolinos y debe tener una distribución de velocidad simétrica. Se debe contar con las dimensiones interiores reales de la tubería de succión y descarga, donde las lecturas de presión serán registradas para que los cálculos de la carga de velocidad se puedan realizar.
- En la succión debe estar instalado un vacuómetro, un indicador compuesto, o transductor de presión adecuado para medir el intervalo completo de presiones.
- Un tubo de descarga con una válvula u otro dispositivo de estrangulación.
- En la descarga debe estar instalado un medidor de presión o transductor adecuado para el intervalo de operación completo.
- Dispositivos de estrangulamiento pueden ser usados para los instrumentos instalados en la succión y descarga, tales como válvulas de aguja o de globo para minimizar las pulsaciones de presión en los manómetros.
- Un medio para medir la potencia de entrada a la bomba o controlador adecuado para el intervalo de potencia.
- Un medio para medir la velocidad de angular de la bomba, como un contador de revoluciones o el temporizador, tacómetro o estroboscopio.
- Un medio para medir el caudal.
- La configuración de la fosa debe asegurar que el flujo de líquido en la bomba es libre de remolinos inducidos por la instalación y que tiene una distribución simétrica de la velocidad.
- La configuración de prueba para el NPSH, deberán estar provistos de un medio de reducción de la presión de succión a la bomba, tal como un tanque cerrado con una fuente de vacío o una válvula reguladora en la succión.
- Un medio para la medición de la temperatura del líquido de prueba.

Para realizar la selección de la bomba en un sistema contraincendios, se basan en el criterio establecido en la norma NFR-016-PEMEX-2010 y diversos catálogos. Las bombas para este tipo de trabajo deben cumplir con lo siguiente: a gasto cero la presión no debe exceder de 140 por ciento de la presión de descarga nominal y para un gasto de prueba de 150 por ciento de capacidad nominal, la presión de descarga no debe ser menor de 65 por ciento de la presión de descarga nominal”.

Esto se puede aplicar un sistema de protección contraincendios donde se requiere dar las siguientes condiciones de trabajo:

- Condiciones de trabajo (líneas rojas): Caudal al 100% (1500 gpm) y carga al 100% (50 psig).
- Condiciones de prueba: Caudal al 150% (2250 GPM) y carga al 65% (32.5 psig)

Se selecciona una bomba centrífuga con un impulsor cerrado de 307.975 mm (12.125 pulg), Aurora Picsa Modelo: 6-481-15, a 1770 rpm, cuyas curvas de desempeño se muestran en la figura 3.1, tiene acoplado un motor eléctrico trifásico de 60 hp por medio de un cople flexible, opera a 60 Hz y 440 V, conexión estrella delta, a 1770 rpm con una carcasa tipo 364TS.

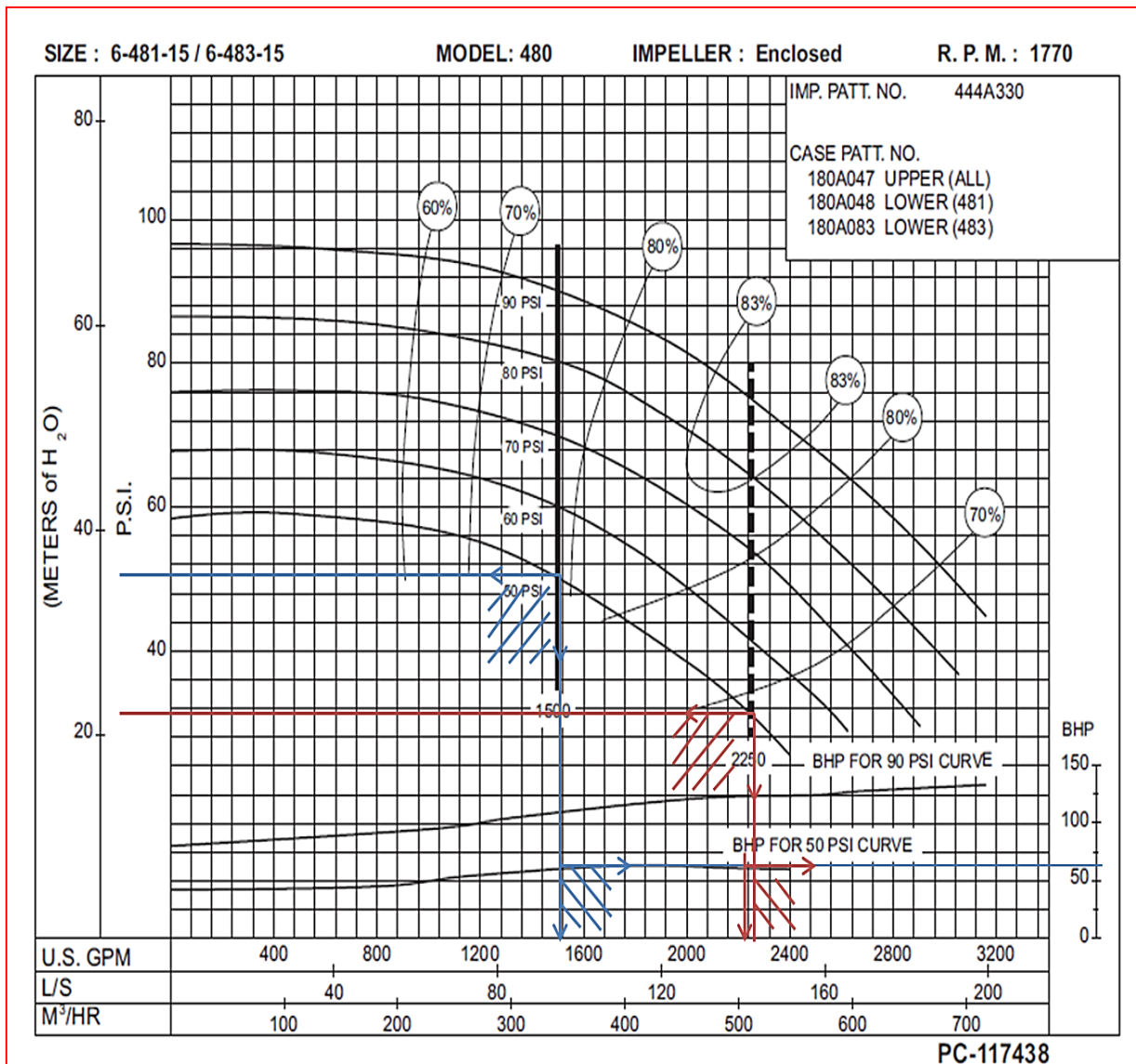


Fig. 3.1 Curva de comportamiento de una bomba contraincendios. Fuente: Catálogo del fabricante.

A este tipo de bombas se le debe hacer un estudio experimental de comportamiento para lo que establece la norma NFPA NFR-016-PEMEX-2010 de Q - H, Q - P_a, y Q - η, para los puntos de caudal y carga de diseño o 100% de carga y caudal punto azul en la curva de

comportamiento y el 150% de caudal con el 65% de carga punto rojo en la curva, en un arreglo de laboratorio de circuito abierto como el de la figura 3.2 donde la fosa de succión esta a la presión atmosférica y la descarga de igual forma, se hacen las pruebas de comportamiento de este tipo de bombas empezando con la válvula en la descarga cerrada y posteriormente se va abriendo buscando los puntos que marca la norma con su tolerancia. En los sistemas contraincendios no importa tanto el $NPSH_R$ ya que operan entre 0 min y 30 min, tiempo en que se debe sofocar el fuego.

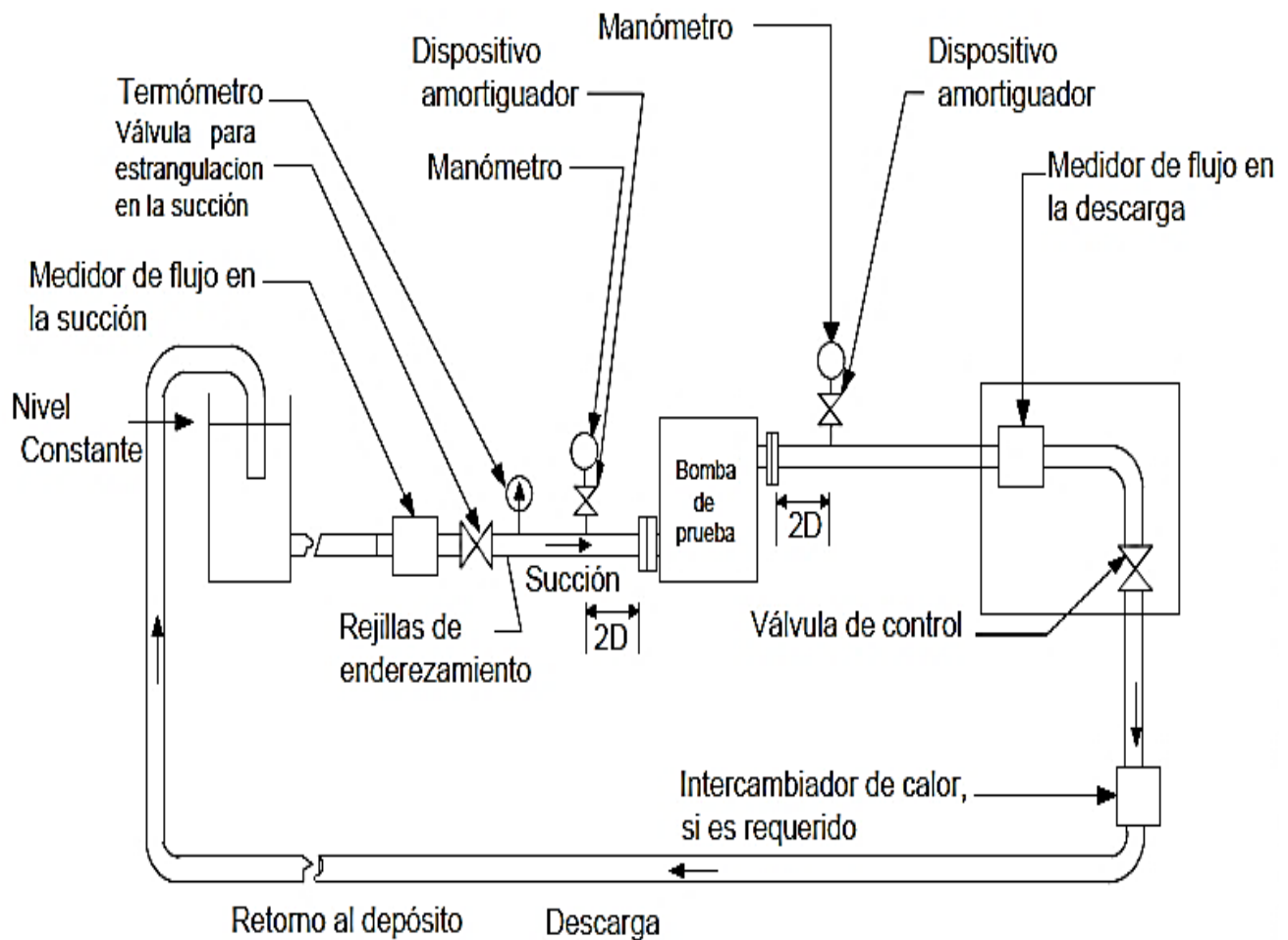


Fig. 3.2 Configuración típica de un laboratorio de tanque abierto para la prueba de bombas centrífugas. Fuente: ANSI/HI 1.6.

Cuando además de las pruebas de comportamiento se necesita realizar pruebas de NPSH, se requiere de un laboratorio de circuito cerrado para la bomba horizontal o para el cuerpo de tazones si se trata de una bomba de eje vertical figura 3.3. El arreglo del laboratorio de circuito cerrado está dispuesto de modo que la presión de vacío o la presión en la succión puedan ser controlada a través de una válvula estranguladora de flujo o bomba de vacío. La bomba de vacío puede ser operada en forma manual como es el caso del laboratorio hidráulico que se empleó para realizar la prueba experimental y tomar datos de los manómetros de entrada y salida, caudal volumétrico y par, para posteriormente realizar el de cálculo correspondiente.

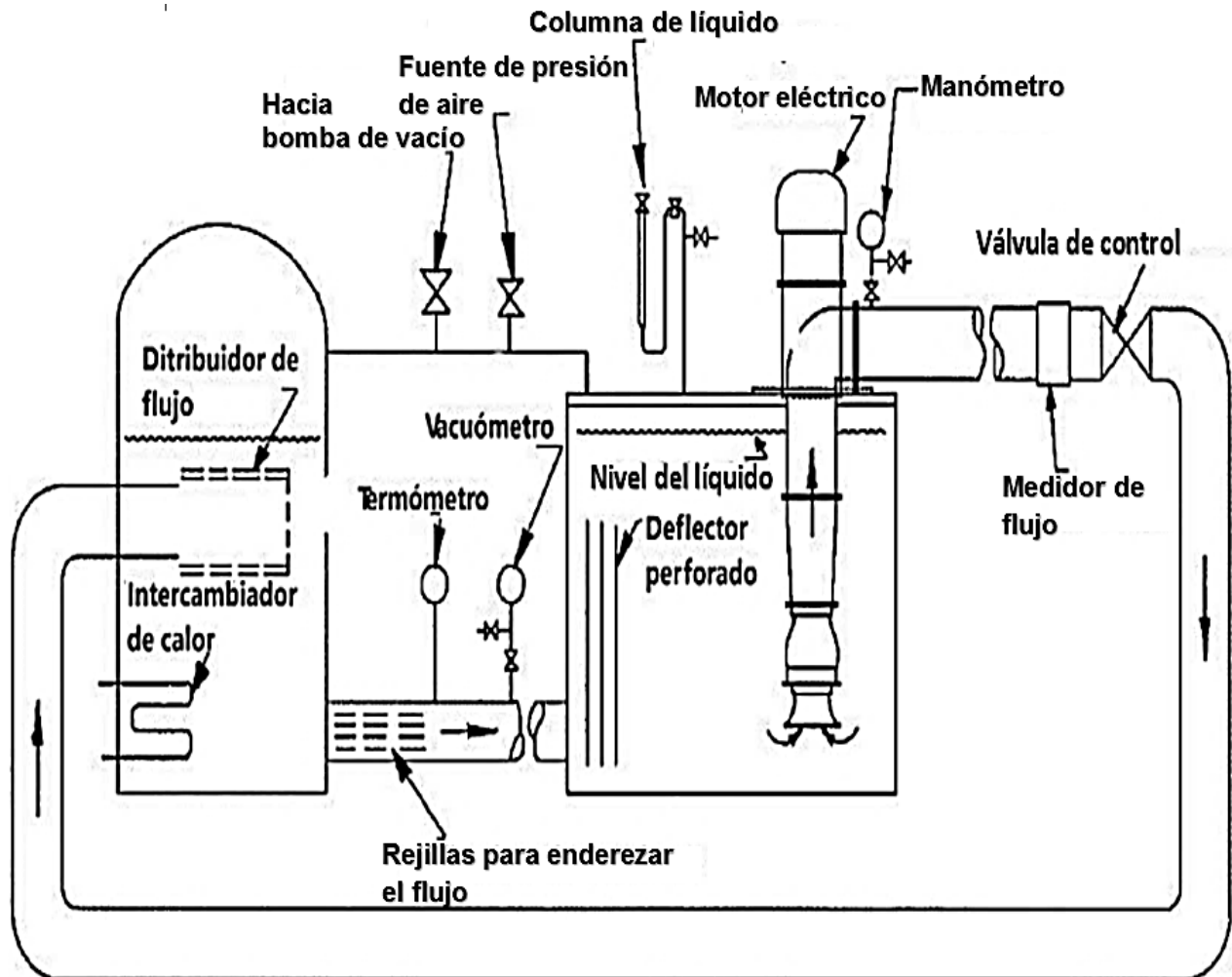


Fig. 3.3 Configuración de un laboratorio de circuito cerrado para la prueba de bombas centrífugas horizontales o verticales. Fuente: ANSI/HI 2.6

Para llevar a cabo una prueba de campo o laboratorio a las bombas verticales sumergible o tipo turbina la norma NOM-001-ENER-2000, fija los valores mínimos de eficiencia energética que deben cumplir las bombas verticales tipo turbina con motor externo eléctrico vertical, y la NOM-010-ENER-2000, aplica únicamente a los conjuntos motor-bomba sumergible tipo pozo profundo, accionados con motor trifásico sumergible, de manufactura nacional o extranjera, comercializados en los Estados Unidos Mexicanos, para el manejo de agua limpia con las propiedades que se especifican en esta Norma Oficial Mexicana. No aplica para conjuntos motor-bomba sumergibles para bombeo de aguas negras y lodos.

Al realizar las pruebas de campo en las condiciones de diseño, es decir, en el punto que fue seleccionada la bomba se puede determinar en qué condiciones opera realmente el equipo de bombeo, se evalúa el $Q - H$, $Q - P_a$, $Q - \eta$ además se determina la cantidad de energía eléctrica que consume. La figura 3.4 es una planta de bombeo sumergible de pozo profundo que descarga a la red municipal de agua potable y la figura 3.5 es la curva de comportamiento de esta bomba que está operando en su punto nominal, para la prueba de comportamiento se utilizan las normas anteriores.

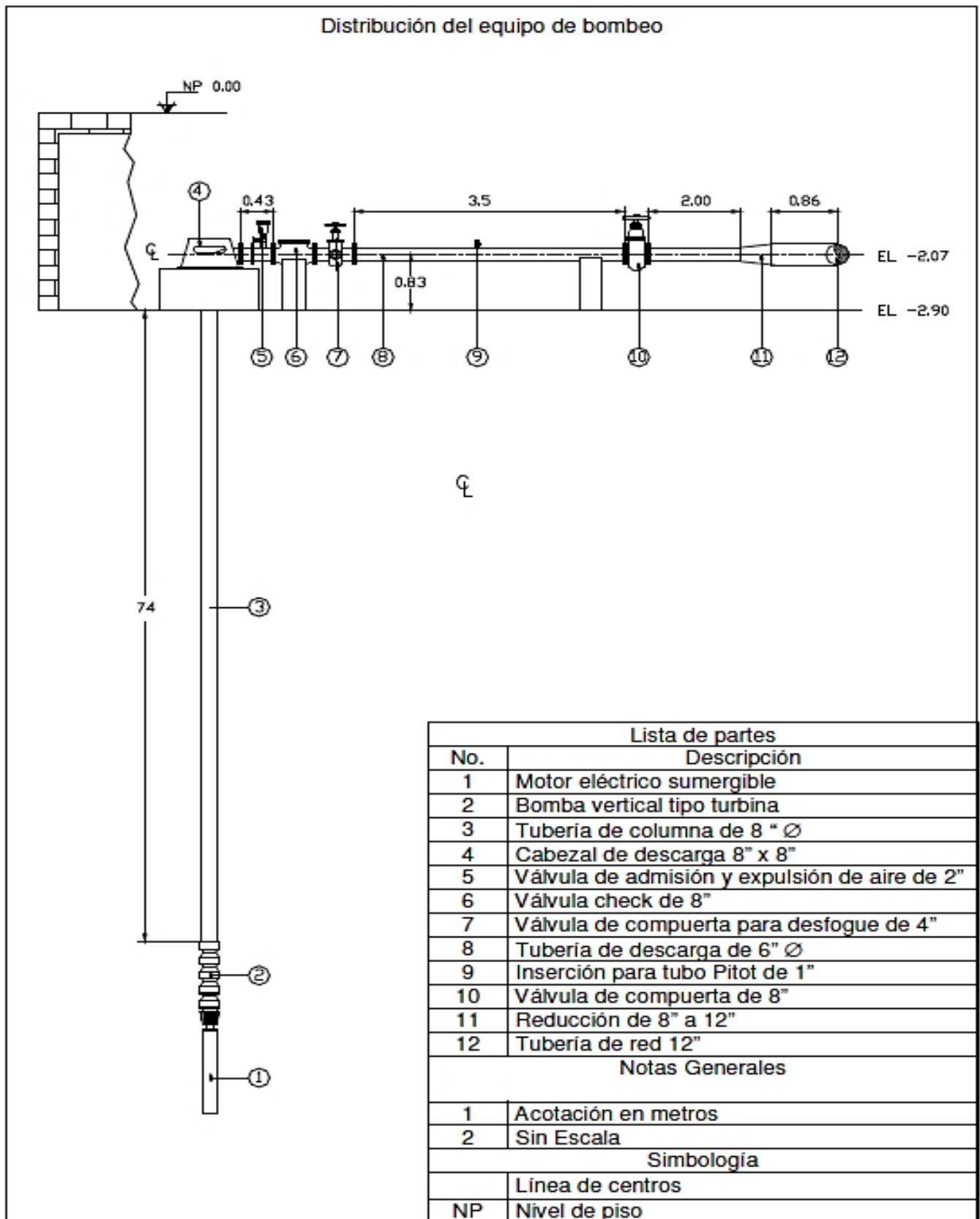


Fig. 3.4 Diagrama de instalación de una bomba sumergible de pozo profundo para agua potable.
Fuente: Manual de operación del departamento de dirección y operación hidráulica (DGCOH).

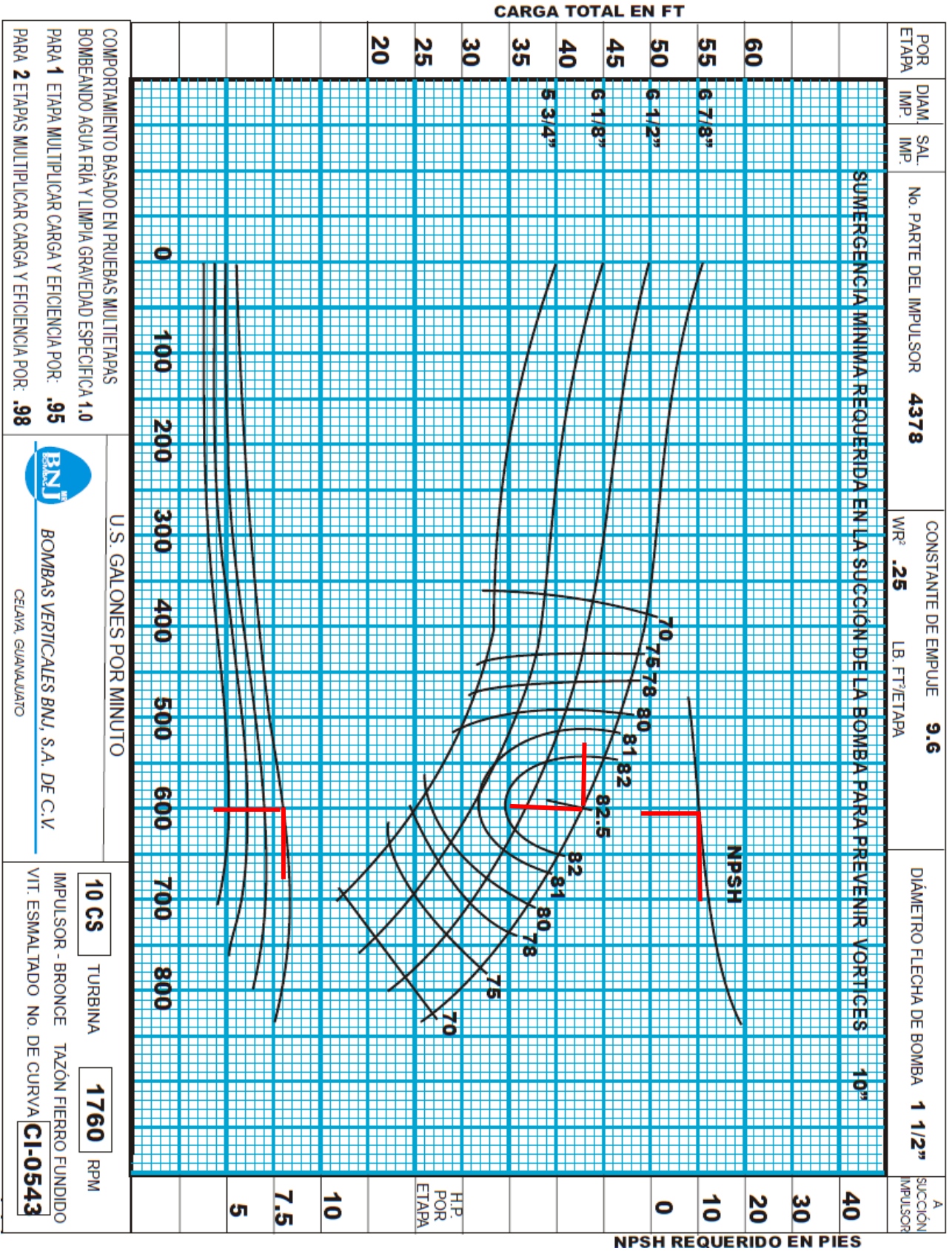


Fig. 3.5 Curva característica de la bomba sumergible de pozo profundo para agua potable. Fuente: Catálogo del fabricante BNJ.



3.4 Prueba de comportamiento y grados de aceptación

Las pruebas de comportamiento son la parte fundamental de las pruebas de aceptación ya que esta es la única prueba obligatoria que se debe hacer a todas las bombas como lo indica la norma ANSI/HI 14.6 y la norma API 610 11th. Esta prueba tiene por objetivo conocer las condiciones reales de operación de la bomba, por lo cual es necesaria la determinación de las curvas características, siendo las principales la variación del gasto en función de la carga, el rendimiento, potencia de accionamiento y NPSH.

En términos generales la prueba de una bomba opera a una velocidad de rotación constante entre el 50% y el 120% de la velocidad de rotación especificada para establecer un gasto en diferentes puntos mediante una válvula de control instalada en la tubería de descarga, para obtener la carga total de la bomba y potencia de entrada. Un mínimo de cinco puntos de prueba deben ser tomados, con respecto al grado de aceptación, con uno de los puntos dentro del -5% y 0% y otro dentro del 0% y $+5\%$ del caudal nominal del punto garantizado. Los otros tres puntos deberán ser espaciados sobre el intervalo de operación permisible de la curva característica de la bomba, con puntos tomados cerca de las regiones de carga máxima y caudal máximo.

La norma ANSI/HI 14.6 tiene diferentes grados de aceptación según el acuerdo entre el fabricante y el comprador, o el tipo de servicio al que se destina la bomba. El punto nominal o punto de operación especificado y acordado contractualmente con el cliente se le denomina punto garantizado y es evaluado contra un grado de tolerancia de aceptación y su correspondiente tolerancia. Para una prueba de comportamiento se tiene que especificar siempre el caudal garantizado (Q_G), la carga garantizada (H_G) y puede, opcionalmente, también especificarse eficiencia garantizada, potencia en el eje garantizada o $NPSH_R$ garantizado. Cuando aplique, estos parámetros opcionales garantizados deben ser especificados para estas pruebas. Estos parámetros son solo el resultado del ensayo y el cliente toma las acciones necesarias para el correcto funcionamiento de la bomba.

La tolerancia de los grados de aceptación aplican solo al punto garantizado, para el caso donde el punto de garantía está dado pero no es especificado el grado de aceptación, se toma los valores por omisión de la tabla 3.1. En la tabla 3.2 se definen los seis grados de aceptación de prueba de comportamiento de bomba: 1B, 1E, 1U, 2B, 2U, y 3B.

El grado 1 es el más riguroso, con el grado de aceptación 1U con una banda de tolerancia unilateral y grado de aceptación 1B que presenta una banda de tolerancia bilateral. El grado de aceptación 1E es también bilateral y es importante en lo concerniente con eficiencia. Los grados 2 y 3 presentan bandas de tolerancia más amplias, con grados 2B y 3B bilaterales y 2U unilateral. Es de hacer notar que todas las tolerancias de grado 1 presentan el mismo ancho de banda para flujo y carga lo mismo sucede con el ancho de banda entre grados 2 y 3. Esta parte de la norma muestra que no importa la aplicación que se tenga sobre los equipos de bombeo, tampoco importa el tamaño ya sean grandes o pequeños a todas las bombas antes de instalarse se les debe hacer una prueba de laboratorio, como prueba de calidad y saber su rendimiento máximo de operación.



Tabla 3.1 Grados de aceptación basados en el destino de servicio del comprador.

| Aplicación | | Potencia de la bomba | |
|--------------------------------------|------------------|-------------------------------|---------------------|
| | | >10 a 100 kW (13 a 134 HP) | >100 kW (134 HP) |
| Agua potable y sucia | | 2B | 1B |
| Obras de construcción | | 2B | 1B |
| Industria generadora de electricidad | | 1B | 1B |
| Industria petrolera y gas | Bombas API | 1B | 1B |
| | Ducto | 1B | 1B |
| | Inyección de gua | No aplicable | 1B |
| Industria química | | 2B | 2B |
| Torres de enfriamiento | | 2B | 2B |
| Pulpa y papel | | 2B | 2B |
| Lodo | | 3B | 3B |
| Industria general | | 3B | 3B |
| Desagüe, drenaje e irrigación | | 3B | 3B |
| Bombas no listadas arriba | | 3B | 3B |

El cliente puede acordar con el fabricante el uso de cualquier grado para juzgar si un tipo específico de bomba cumple con el punto garantizado. Si el punto garantizado es dado pero no se especifica ningún grado de aceptación, se deberá utilizar la tabla 3.2 como valores por omisión.

Tabla 3.2 Grados de aceptación de pruebas hidrodinámicas de bombas y su banda de tolerancia.

| | | Grado | Grado 1 | | | Grado 2 | | Grado 3 |
|---------------------|---------------------------|--------------|---------------------|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | | Δt_Q | 10% | | | 16% | | 18% |
| | | Δt_H | 6% | | | 10% | | 14% |
| | | Símbolo | Grado de Aceptación | | | | | |
| Parámetro de Prueba | Requerimiento de Garantía | | 1B | 1E | 1U | 2B | 2U | 3B |
| Caudal | Mandatorio | t_Q (%) | $\pm 5\%$ | | 0% a +10% | $\pm 8\%$ | 0% a +16% | $\pm 9\%$ |
| Carga Total | | t_H (%) | $\pm 3\%$ | | 0% a +6% | $\pm 5\%$ | 0% a +10% | $\pm 7\%$ |
| Potencia | Mandatorio | T_P (%) | + 4% | + 4% | + 10% | + 8% | + 16% | + 9% |
| Eficiencia | | T (%) | - 3% | $\geq 0\%$ | | | - 5% | - 7% |



3.5 Prueba de NPSH

El objetivo de la prueba de NPSH, es verificar el $NPSH_R$ de la bomba para el punto garantizado. Esta prueba solo comprende las mediciones relativas al funcionamiento hidráulico de la bomba (variaciones de carga, flujo y potencia) y no los otros efectos que pueden ser causados por la cavitación (ruido, vibración y erosión). Los efectos de la cavitación pueden ser detectados por una caída de carga o potencia a un flujo dado. A menos que otra cosa sea especificada una caída de 3% en la carga de la bomba será usada para determinar $NPSH_R$, definido como $NPSH_{3\%}$. En el caso de bombas multipaso, la caída de carga será referida a la carga del primer paso, que deberá ser medida siempre que sea posible. Para bombas con muy baja carga una caída mayor que el 3% puede ser acordado.

En la mayoría de los casos la prueba de NPSH se lleva a cabo con agua clara sin contenido de aire. Las pruebas de NPSH con agua no pueden predecir con precisión el comportamiento de la bomba con líquidos diferentes al agua clara. El contenido de aire tiene un efecto significativo en los valores de $NPSH_R$ medidos y debe ser considerado. La prueba de NPSH se debe realizar con el 80% y el 120% de la velocidad de angular especificada. En la norma ANSI/HI 14.6 se definen 4 tipos de pruebas de NPSH. Estas pruebas son:

- Prueba Tipo I: Determinación del $NPSH_3$ para múltiples flujos. En esta prueba el $NPSH_D$ es reducido progresivamente hasta que la caída de la carga total a flujo variable alcanza el 3%. Este valor de $NPSH_D$ es el $NPSH_{3\%}$ (tabla 3.3). Un mínimo de cuatro flujos adecuadamente espaciados deberán de ser evaluados dentro del intervalo de operación permisible.
- Prueba Tipo II: Determinación del $NPSH_3$ para un solo flujo. En esta prueba el $NPSH_D$ es reducido progresivamente hasta que la caída de la carga total a flujo constante especificado se determina. Este valor de $NPSH_D$ es el $NPSH_{3\%}$ (Tabla 3.3).
- Prueba Tipo III: Verificación de la influencia limitada de la cavitación en el comportamiento a un $NPSH_D$ especificado. La verificación se hace al $NPSH_D$ especificado para mostrar que la carga total a flujo nominal de la bomba no es afectada por la cavitación en el 3% de la caída de la carga.
- Prueba Tipo IV: Verificación de las características garantizadas al $NPSH_D$ especificado. La bomba cumple los requerimientos si la carga total de la bomba garantizada y la potencia se obtienen al flujo especificado y al $NPSH_D$ especificado.

En la práctica, se utilizan ampliamente todos los tipos de configuraciones de laboratorios; sin embargo, existen casos en los que sólo un circuito cerrado puede ser utilizado para probar una bomba y cumplir sus requisitos de NPSH, sobre todo cuando la bomba probada está diseñada para una carga baja, además que el requisito mínimo de $NPSH_R$ es inferior a la presión atmosférica.

Sobre el método de prueba el estrangulamiento es más simple, pero la válvula causa perturbaciones en el flujo que se propagan hacia el interior de la bomba. Estas perturbaciones hacen que la carga de la bomba disminuya más rápido que en el caso de manejarse un flujo más uniforme (sin obstrucción de la válvula) arrojando un valor del

NPSH_R determinado mediante ensayo, además para el método por estrangulación la norma NRF-050-PEMEX-2012 exige una distancia mínima de 10 veces el diámetro de la tubería desde la válvula de estrangulación y el medidor de flujo.

El método del vacío es más “puro” y produce mejores resultados, no perturbados por la presencia de la válvula. Sin embargo, existen argumentos en el sentido de que el método de la válvula es mejor dado que éste, representa en realidad la instalación de campo la cual siempre tiene algunas obstrucciones a la entrada que deben ser tomadas en cuenta, se debe recordar que la bomba se prueba en condiciones de diseño y no simulando la instalación de la bomba.

Otra limitación de los circuitos de fosa abierta es el contenido de aire disuelto en el líquido de prueba. El aire disuelto en un líquido puede afectar negativamente al rendimiento de una bomba que opera bajo condiciones reducidas de NPSH. La presencia de aire libre en el líquido suele cambiar una curva H-NPSH con un punto de ruptura brusca figura 3.6 curva a, comparada con respecto a una curva en la que la carga disminuye gradualmente figura 3.6 curva b.

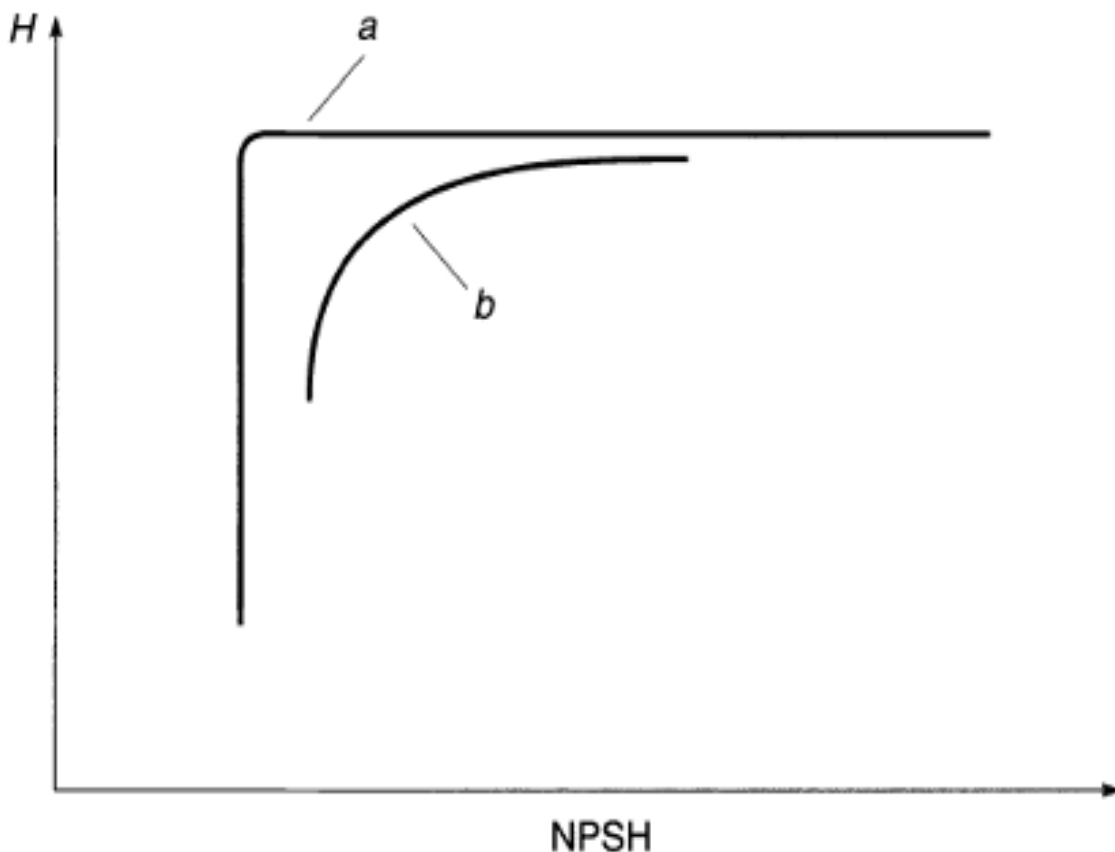


Fig. 3.6 Efecto del aire en los requisitos de NPSH. Fuente: Centrifugal Pump User's Guidebook, Yedidiah.

La tabla 3.3 muestra algunos tipos de arreglo de los laboratorios para determinar el NPSH_{3%} y que resultados se pueden obtener.

Tabla 3.3 Tipos de configuraciones de laboratorios para prueba de NPSH.

| | | | | | | | | | |
|-----------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|--------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------|
| Tipo de instalación | Fosa abierta | Fosa abierta | Fosa abierta | Fosa abierta | Fosa abierta | Fosa abierta | Circuito cerrado | Circuito cerrado | Circuito cerrado |
| Variable independiente | Válvula de mariposa en la entrada | Válvula de mariposa en la salida | Nivel del agua | Válvula de mariposa en la entrada | Nivel del agua | Presión en tanque | Temperatura (presión de vapor) | Presión en tanque | Temperatura (presión de vapor) |
| Constante | Válvula de mariposa en la salida | Válvula de mariposa en la entrada | Válvula de mariposa en la entrada y salida | Válvula de mariposa en la entrada | Flujo | Flujo | Flujo | Válvula de estrangulación en entrada y salida | |
| Cantidades, las variaciones de las cuales dependen del control | Carga total, caudal, NPSH _b , nivel de agua | Carga total, caudal, NPSH _b , nivel de agua | Carga total, caudal, NPSH _b | NPSH _b , Carga total, Válvula de mariposa en la salida (para un caudal constante) | NPSH _b , Carga total, Válvula de mariposa en la salida | Carga total, NPSH _b , válvula de estrangulación (para un flujo constante, cuando la carga total comienza a caer) | NPSH _b , carga, válvula de estrangulación (para un flujo constante, cuando la carga total comienza a caer) | NPSH _b , carga, válvula de estrangulación (para un flujo constante, cuando la carga total comienza a caer) | NPSH _b , carga total y flujo cuando un cierto nivel de cavitación es detectado |
| Curva característica Carga - Caudal y NPSH | | | | | | | | | |
| Curva característica Carga - Caudal y NPSH | | | | | | | | | |



3.6 Traslado de resultados de datos de velocidad de prueba a velocidad nominal

Todos los datos de prueba obtenidos a la velocidad de rotación de prueba n , como el caudal nominal Q , la carga total H , potencia de accionamiento P_a , y rendimiento de la bomba η , se llevan a velocidad angular específica n_{sp} , por medio de las ecuaciones de afinidad. Para el caudal

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_{sp}}{n} \quad (3.1)$$

Dónde Q_2 – caudal a velocidad nominal (m^3/s);
 n_{sp} – velocidad angular nominal (rpm);
 Q_1 – caudal a velocidad de prueba (m^3/s);
 n – velocidad angular de prueba (rpm).

Para la carga.

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^2 \quad (3.2)$$

Dónde H_2 – carga a velocidad nominal (m.c.a);
 n_{sp} – velocidad de angular de prueba (rpm);
 H_1 – carga a velocidad de prueba (m.c.a);
 n – velocidad de angular nominal (rpm).

Para la potencia.

$$P_{a2} = P_{a1} \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^3 \quad (3.3)$$

Dónde P_{a2} – potencia de accionamiento a velocidad nominal (kW);
 n_{sp} – velocidad angular de prueba (rpm);
 P_{a1} – potencia de accionamiento a velocidad de prueba (kW);
 n – velocidad angular nominal (rpm).

El rendimiento de la bomba a velocidad de prueba η_1 es igual que a velocidad nominal η_2 .

$$\eta_1 = \eta_2 \quad (3.4)$$

Por otro lado el rendimiento de la bomba a velocidad nominal se calcula con los valores de Q_2 , H_2 y P_{a2} con la ecuación.



$$\eta_2 = \frac{Q_2 \times H_2 \times \rho \times g}{P_{a2}} \quad (3.5)$$

Los resultados obtenidos para $NPSH_R$ a velocidad de prueba se trasladan a velocidad nominal por medio de la ecuación:

$$NPSH_{R2} = NPSH_{R1} \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^x \quad (3.6)$$

Dónde $NPSH_{R2}$ –a velocidad nominal (m.c.l);

$NPSH_{R1}$ – a velocidad de prueba (m.c.l) ;

n_{sp} –velocidad de angular nominal (rpm);

n –velocidad de angular de prueba (rpm).

El valor de x de la ecuación 3.6 generalmente se toma de 2, si las condiciones de prueba del $NPSH_R$ especificadas para velocidad de angular y flujo nominal indicadas en el inciso 3.5 como lo establece la norma API 610, se han cumplido y si el estado físico del líquido a la entrada del impulsor está libre de gas, para que no afecte la operación de la bomba.

Por otro lado si la bomba opera cerca o próxima de los límites de cavitación el fenómeno puede estar influenciado por, efectos termodinámicos, la variación de la tensión superficial, contenido de aire en la succión, entre otros. El valor del exponente x esta entre 1.3 y 2 estos valores son contemplados de acuerdo a la norma API, al tipo de laboratorio que se tenga y límites de prueba, por lo que un acuerdo entre las partes involucradas es mandatorio para establecer la ecuación de conversión a ser utilizada; por otro lado el coeficiente de Thoma ecuación 2.33, puede ser utilizada para determinar el $NPSH_R$ a velocidad nominal de rotación si se mantiene la semejanza geométrica y cinemática de la bomba.

3.7 Equipos de medición

Después de haber seleccionado el instrumento adecuado y su arreglo, la mejor comprobación de que se tendrá una medición adecuada es asegurarse de que el instrumento se pone a cero y que se calibra en intervalos apropiados. Los periodos de calibración recomendados por el ANSI/ HI 14.6 tabla 3.4. Estas recomendaciones son apropiadas si no existe un soporte histórico (bitácora de calibración) para la evaluación de la calibración según ILAC-G24- OIML D10 (guía para la determinación de intervalos de calibración en instrumentos de medición).

En primer lugar, todas las mediciones deben realizarse con instrumentos calibrados. Los



equipos de medición son parte fundamental del laboratorio de prueba. La norma ANSI/HI 14.6 tiene algunos requisitos normativos en cuanto a la incertidumbre máxima permisible de cada instrumento usado en las mediciones de flujo, carga, potencia de entrada, velocidad de rotación y torque. La tabla 3.5 muestra la incertidumbre máxima permisible de los instrumentos para los diferentes grados de aceptación. Es importante hacer notar que estos valores máximos de incertidumbre son para las mediciones en el punto garantizado.

Tabla 3.4 Periodos de calibración recomendados por ANSI/HI 14.6

| Instrumento | Periodo (año) | Instrumento | Periodo (año) |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------|------------------------------|----------------------|
| Flujo | | Potencia de entrada | |
| Tanque de pesaje | 1 | Dinamómetro | 0.5 |
| Tanque volumétrico | 10 | Torquímetros | 1 |
| Venturi, tobera, | a | Motor calibrado | Ma ^c |
| | | | |
| Turbina | 1 | Wáttmetro | 1 |
| Electromagnético | 1 ^b | Engranaje | 10 |
| Ultrasónico | 0.5 | Presión | |
| | | Manómetro | 0.33 |
| Velocidad de rotación | | | |
| | | Peso muerto | NR |
| Tacómetro | 3 | Manómetro de columna líquida | NR |
| Electrónico (gear teeth) | NR ^c | Transductores | 0.33 |
| Magnética | 10 | Temperatura | |
| Óptico | 10 | Eléctrico | 2 |
| Estroboscopio | 5 | Mercurio | 5 |
| | | | |
| <p>a No requiere, al menos que sus dimensiones cambien críticamente. b Secundario (procesador electrónico). La sección principal debe ser Calibrada cada 5 años. c Por una falla eléctrica o mecánica.</p> | | | |

Tabla3.5 Incertidumbre máxima permisible para instrumentos en punto garantizado

| Cantidad medida | Incertidumbre máxima permisible de instrumentos de medición en el punto garantizado | |
|--------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| | Grado 1 | Grado 2 y 3 |
| Flujo | ± 1.5% | ± 2.5% |
| Carga diferencial | ± 1.0% | ± 2.5% |
| Carga de descarga | ± 1.0% | ± 2.5% |
| Carga de succión | ± 1.0% | ± 2.5% |
| Carga de succión para prueba de NPSH | ± 0.5% | ± 1.0% |
| Potencia de entrada | ± 1.0% | ± 2.0% |
| Velocidad de rotación | ± 0.35% | ± 1.4% |
| Torque | ± 0.9% | ± 2.0% |

La norma ANSI/HI 14.6 recomienda los instrumentos de medición de la tabla 3.6.

Tabla3.6 Instrumentos recomendados por ANSI/HI 14.6.

| Magnitud | Instrumento |
|-----------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|
| Presión | Manómetro de bourdón Transductor de presión |
| Flujo | Medidor másico Medidor volumétrico Placa de orificio Electromagnético Ultrasonido |
| Velocidad de rotación | Tacómetro directo Tacómetro óptico Estroboscopio Torquímetro, dinamómetro |
| Potencia | Torque: torquímetro o dinamómetro Eléctrico: Wáttmetro |

En este capítulo se presentó parte de la norma API 610 para la prueba de las curvas de comportamiento de caudal - carga (Q - H), caudal - potencia de accionamiento (Q - P_a), caudal - rendimiento (Q - η) y carga - carga neta positiva de succión (H - NPSH), las recomendaciones para los instrumentos de medición, los arreglos de tipos de laboratorios para realizar las pruebas correspondientes.



CAPÍTULO 4. PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS EN LAS BOMBAS

4.1 Cinemática de las turbomáquinas. Bombas centrífugas

La expresión para la altura útil que es aplicable en bombas rotodinámicas se obtiene aplicando el momento angular a la masa del líquido que circula a través del impulsor. Este principio establece que el cambio del momento angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación, es igual al par de fuerzas resultantes sobre el cuerpo con respecto al mismo eje. El momento hidráulico de un filamento de corriente es el que se origina por el impulso del agua de este filamento con respecto al eje de rotación. Suponiendo que la bomba funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión en el rodete penetrando fluido en el interior de la bomba. Siendo, c_1 la velocidad absoluta de una partícula de fluido de masa m a la entrada de un álabe punto 1 en la figura 4.1. El rodete accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad angular n (rpm) [10].

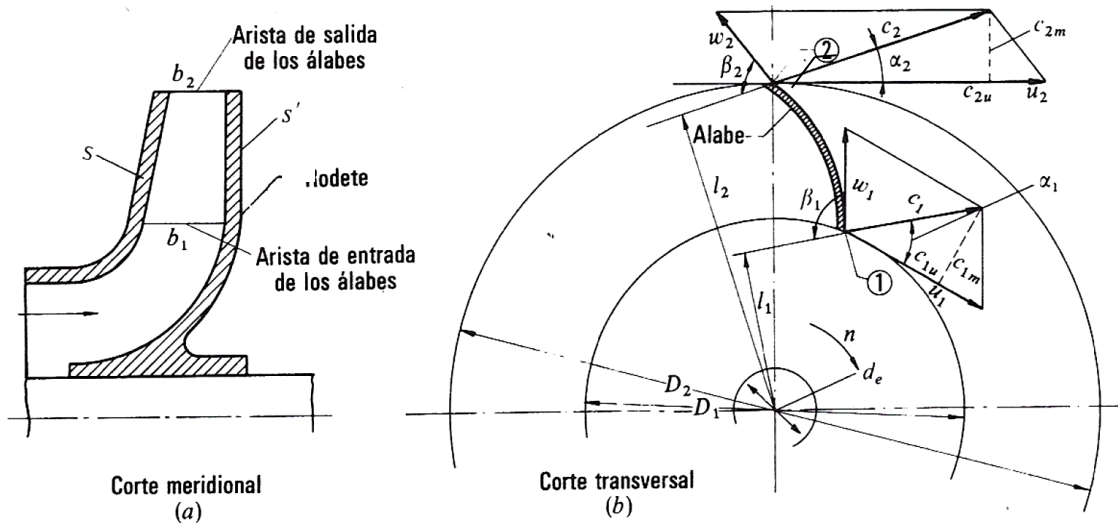


Fig.4.1 Impulsor de una bomba centrífuga radial: (a) corte meridional, (b) corte transversal. Fuente: Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas, Claudio Mataix.

En la deducción de la ecuación Euler se supone que todas las partículas de fluido entran en los álbes y sufren una misma desviación. En el punto 1 el impulsor tiene una velocidad tangencial:

$$u_1 = \frac{\pi n D_1}{60} \quad (4.1)$$

Con relación al álabe, el fluido se mueve con una velocidad w_1 llamada velocidad relativa a la entrada. Las tres velocidades c_1 , u_1 y w_1 están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo, por la ecuación vectorial [10].

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1 \quad (4.2)$$

Suponiendo que el álabe (o su tangente) tiene la dirección del vector \vec{w}_1 , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del impulsor con una velocidad relativa \vec{w}_2 , que será tangente al álabe en el punto 2. En el punto 2 el álabe tiene la velocidad tangencial \vec{u}_2 . La misma composición de velocidades de la Ec. 4.2 proporciona la velocidad absoluta en la salida \vec{c}_2 [10].



$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2 \quad (4.3)$$

La partícula de fluido ha sufrido en su paso por el impulsor un cambio de velocidad de \vec{c}_1 a \vec{c}_2 . Del teorema de la cantidad de movimiento se deduce el teorema del momento cinético o del momento de la cantidad de movimiento. El teorema de la cantidad de movimiento aplicada a la línea de corriente a la que pertenece la partícula de fluido considerada, por lo que será ^[10].

$$d\vec{F} = \rho dQ(\vec{c}_2 - \vec{c}_1) \quad (4.3)$$

Tomando momentos en la ecuación 4.3 con relación al eje de la bomba se tiene:

$$dM = \rho dQ(c_2 l_2 - c_1 l_1) \quad (4.5)$$

donde dM – momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el impulsor ha ejercido sobre las partículas que integran el filamento de corriente considerado para hacer variar su momento cinético en N·m;

dQ – caudal del filamento de corriente en m³/s;

l_2, l_1 – brazo de palanca de momento de los vectores c_2 y c_1 en m.

De la suposición que todas las partículas de fluido entran en el impulsor a un diámetro D_1 con la misma velocidad c_1 , y salen a un diámetro D_2 con la misma velocidad c_2 , esto equivale a decir que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de álabes es infinito para que el rodete guie al fluido perfectamente. Aplicando esta hipótesis llamada teoría del número infinito de álabes, al hacer la integral de la ecuación 4.5 del momento cinético, el paréntesis del segundo miembro será constante, obteniéndose finalmente ^[10].

$$M = \rho Q(c_2 l_2 - c_1 l_1) \quad (4.6)$$

Dónde M – Momento total comunicado al fluido o momento hidráulico en N·m;

Q – Caudal volumétrico total de la bomba (m³/s).

De la figura 3.1 b se deduce que:

$$l_1 = r_1 \cos \alpha_1 \quad y \quad l_2 = r_2 \cos \alpha_2$$

luego

$$M = \rho Q(r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (4.7)$$

Este momento multiplicado por la velocidad angular ω será igual a la potencia que el impulsor comunica al fluido, por lo que:

$$P_u = M\omega = Q\rho\omega(r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (4.8)$$

P_u dada para el sistema internacional de unidades en Watt (w)



Por otro lado se conoce que:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Llamando Y_u a la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido, y G al caudal másico que atraviesa el rodete, se tendrá para el sistema internacional de unidades (SI) [10]:

$$P_u = GY_u = Q \rho H_u \quad (4.9)$$

Dónde – H_u es la altura teórica de Euler, altura equivalente a la energía intercambiada con el fluido (m.c.l.) [10].

$$Y_u = H_u g$$

Igualando las dos expresiones de la potencia de las ecuaciones 4.8 y 4.9 se tiene

$$Q\rho Y_u = Q\rho\omega(r_2c_2\cos\alpha_2 - r_1c_1\cos\alpha_1) \quad (4.10)$$

$$\omega r_1 = u_1$$

$$\omega r_2 = u_2$$

$$c_1\cos\alpha_1 = c_{1u}$$

$$c_2\cos\alpha_2 = c_{2u}$$

Dónde c_{1u} , c_{2u} son; componentes de la velocidad absoluta c_1 y c_2 sobre u_1 y u_2 o componente de la velocidad absoluta sobre el eje tangencial a la entrada y salida de los álabes [10].

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.10, y simplificando se obtiene la ecuación de Euler en forma de energías específicas:

$$Y_u = u_2c_{2u} - u_1c_{1u} \quad (4.11)$$

En las turbomáquinas hidráulicas se prefiere utilizar la ecuación de Euler en forma de altura, así como la ecuación de balance de energía que se utiliza en m.c.l., en bombas es frecuente seleccionar estas con los datos de caudal volumétrico en m^3/s y la carga en metros columna de algún líquido. De la variable Y se pasa a la variable H por la ecuación:

$$Y = H g \quad (4.12)$$

Por tanto, dividiendo ambos miembros de la ecuación 4.11 entre g se tiene:

$$H_u = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (4.13)$$

La ecuación 4.13 es la ecuación de Euler para las turbobombas, o bombas cinética, también conocidas como bombas centrífugas.

4.2 Pérdidas en las bombas

Todas las pérdidas en la bomba (entre la sección "E" y "S" de la figura 16) se pueden clasificar en tres grupos.

- Pérdidas hidráulicas
- Pérdidas volumétricas
- Pérdidas mecánicas

4.2.1 Pérdidas hidráulicas

Estas disminuyen la energía específica útil que la bomba comunica al fluido y por consiguiente a la altura útil, estas son de dos tipos, las pérdidas de superficie y pérdidas de forma; las pérdidas de superficie se producen por el rozamiento del fluido con las paredes de la bomba o de las partículas del fluido entre sí en la capa límite, las pérdidas de forma se producen por el desprendimiento de la capa límite en los cambios de dirección y en toda forma difícil al paso del fluido. Las pérdidas hidráulicas se originan entre el punto "E" y entrada del rodete o impulsor en la corona directriz, en la caja espiral y hasta la salida de la bomba o punto "S"^[10]. Algunos fabricantes porcelanizan las carcassas de las bombas horizontales o los tazones de las bombas verticales con el propósito de disminuir estas pérdidas.

4.2.2 Pérdidas volumétricas

Se denominan también pérdidas intersticiales; son pérdidas de caudal y se dividen en dos clases: pérdidas exteriores q_e y pérdidas interiores q_i , como lo muestra la figura 4.2, que representa una bomba radial de succión simple, en esta figura se muestran las pérdidas q_e y q_i . Las pérdidas volumétricas exteriores q_e constituyen una salpicadura de fluido al exterior que se escapa por el juego entre la carcasa y el eje de la bomba que la atraviesa ^[10].

Para reducirlas, se utiliza la caja de empaquetadura que se llena con material llamado empaque grafitado (estopa), si la máquina ha de bombear líquido caliente o las presiones son demasiado grandes o los líquidos son altamente corrosivos etc., existen multitud de soluciones a base de anillos de cierre, resortes, que reducen las pérdidas q_e a un mínimo y hasta cero si es necesario, el costo de la bomba será mayor ^[10].

Las pérdidas volumétricas interiores q_i son un gran problema para el diseñador y fabricante de equipos de bombeo debido a que no se ha podido solucionar del todo, que este caudal regrese por el juego que existe entre la carcasa y el impulsor de la bomba, caudal que absorbe potencia hidráulica pero que no sale por el cono difusor disminuyendo el rendimiento de la bomba.

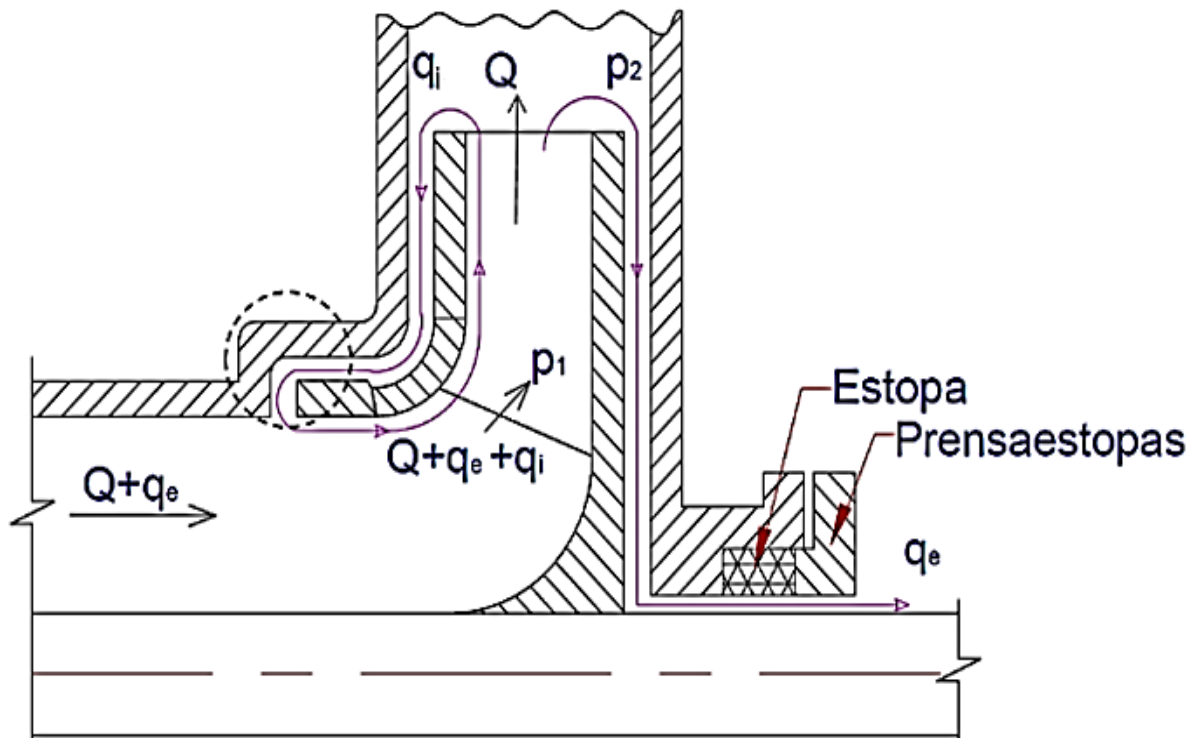


Fig.4.2 Pérdidas volumétricas en una bomba: el caudal útil es Q ; pero el rodete bombea: $Q+q_i+q_e$.
Fuente: Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas, Claudio Mataix.

Las pérdidas volumétricas interiores son las más importantes y reducen bastante el rendimiento volumétrico de algunas bombas, aunque $q_e = 0$ con un prensaestopas de alta calidad, el caudal " q_i " no se ha reducido en estas magnitudes, " q_i " se le conoce también como caudal de cortocircuito ^[10].

4.2.3 Pérdidas mecánicas

El rodete técnicamente es un disco que se esquematiza en la figura 4.3, este gira en una caja en la que no hay vacío, el fluido que llena esta caja absorbe la potencia perdida por rozamiento del impulsor. Las pérdidas mecánicas incluyen las pérdidas en ^[10]:

- Rozamiento del prensaestopas con el eje de la máquina
- Rozamiento con el eje de rodamientos
- Accionamiento de auxiliares (bombas de engranajes para lubricación, etc.)
- Cople de transmisión
- Rozamiento del impulsor, el rozamiento de la parte exterior del rodete con el fluido a bombear que lo rodea, el impulsor al girar no lo hace en una cámara de vacío, por el contrario lo hace en una atmósfera viscosa donde se produce rozamiento y estas se incluyen en pérdidas mecánicas, conocidas también como pérdidas por rozamiento de impulsor.

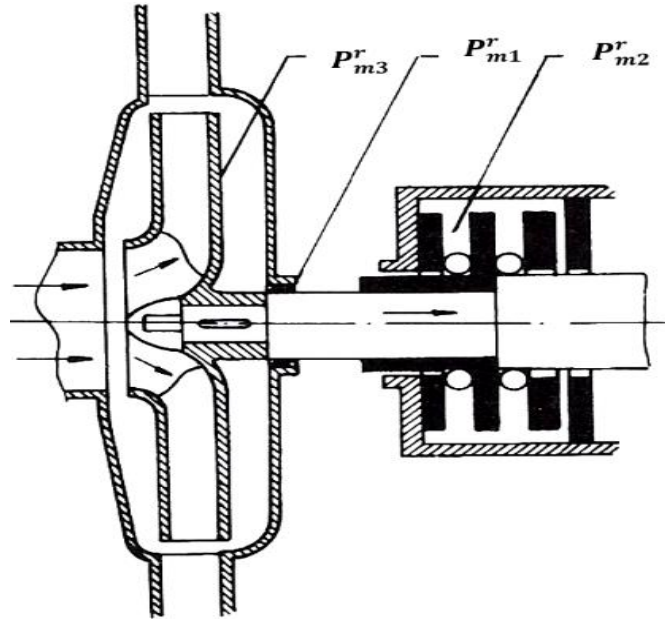


Fig.4.3 Zona donde ocurren las pérdidas mecánicas. Fuente: *Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas, Claudio Mataix.*

4.3 Potencias

En la figura 4.4, es un diagrama donde se representan las potencias de: accionamiento (P_a), interna (P_i) y útil (P) que la bomba comunica al fluido, así como las pérdidas mecánicas, volumétricas e hidráulicas en forma de presión.

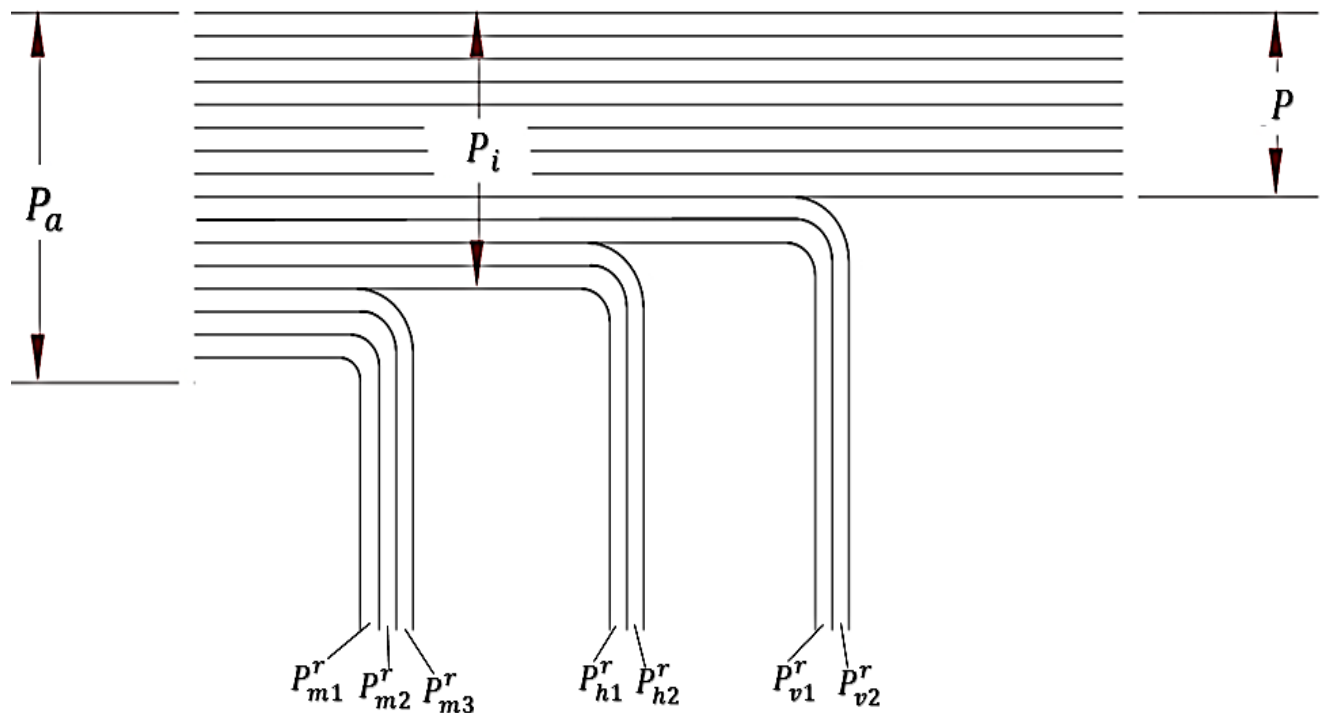


Fig. 4.4 Diagrama de Sankey potencias y pérdidas en una bomba. Fuente: *Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas.*



4.3.1 Potencia de accionamiento (P_a)

La potencia de accionamiento (P_a) es la misma que la potencia absorbida, potencia al freno y potencia en el eje. Estos nombres se utilizan en la práctica, así como en un grupo motor-bomba. P_a no es la potencia absorbida en la red, sino la potencia libre en el eje. La potencia interna (P_i) es la potencia suministrada al impulsor que es igual a la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas. La potencia de accionamiento P_a , es la potencia en el eje de la bomba o potencia mecánica que la bomba absorbe. Esta potencia según la mecánica tiene la siguiente expresión ^[10].

$$P_a = M\omega = \frac{2\pi nM}{60} = 0.1047nM \quad (4.14)$$

Expresión utilizada en los ensayos de bombas realizados en los bancos de pruebas, donde se mide "n" con un tacómetro y "M" con un torquímetro.

4.3.2 Potencia interna (P_i)

La potencia interna (P_i) es la potencia total transmitida al fluido, es decir, la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas.

$$P_i = P_a - P_m^r \quad (4.15)$$

Para encontrar una expresión hidráulica de P_i , en función de las pérdidas llamadas "internas" que son las pérdidas hidráulicas y volumétricas se realiza el siguiente análisis ^[10]. El impulsor entrega una energía específica equivalente a una altura:

$$H_u = H + H_{rint} \quad (4.16)$$

Con esta altura de presión se bombea el caudal de entrada en el ojo del impulsor que es:

$$Q + q_e + q_i \quad (4.17)$$

Luego:

$$P_i = (Q + q_e + q_i)(H + H_{rint})\rho g = (Q + q_e + q_i)\rho g H_u \quad (4.18)$$

4.3.3 Potencia útil (P)

La potencia útil (P) es la potencia de accionamiento descontando todas las pérdidas de la bomba.

$$P = P_a - P_m^r - P_h^r - P_v^r \quad (4.19)$$

$$P = QH\rho g \quad (4.20)$$



4.4 Rendimiento hidráulico (η_h), volumétrico (η_v), interno (η_i), mecánico (η_m), y total (η_{total})

El rendimiento de una máquina es el grado de transformación de una energía en otro forma de energía, en este caso de energía mecánica a energía hidráulica. El rendimiento hidráulico es igual a la relación que existe entre la altura teórica de Euler y la carga total de la bomba.

$$\eta_h = H/H_u \quad (4.21)$$

Por otro lado el rendimiento volumétrico es igual al cociente del caudal de salida de la bomba entre el caudal de entrada de la misma.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \quad (4.22)$$

El rendimiento interno de una bomba es igual a la potencia interna de la bomba entre la potencia de accionamiento.

$$\eta_i = P/P_i \quad (4.23)$$

$$P_i = (Q + q_e + q_i)\rho g H_u = \frac{QH\rho g}{\eta_v\eta_h} \quad (4.24)$$

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} = \frac{QH\rho g}{\frac{QH\rho g}{\eta_h\eta_v}} \quad (4.25)$$

$$\eta_i = \eta_h\eta_v \quad (4.26)$$

El rendimiento mecánico es igual a la potencia interna entre la potencia de accionamiento:

$$\eta_m = P_i/P_a \quad (4.27)$$

El rendimiento total es igual a la potencia útil entre la potencia de accionamiento o también es igual al producto de los rendimientos hidráulico, mecánico y volumétrico.

$$\eta_{total} = P/P_a \quad (4.28)$$

$$\eta_{tot} = \eta_m\eta_h\eta_v$$

4.10 Curvas características de bombas rotodinámicas

Debido al principio de funcionamiento de las bombas centrífugas existe una gran dependencia entre la capacidad y la presión que debe desarrollar la bomba. Esto hace que su funcionamiento sea complejo. La curva típica de funcionamiento muestra la carga total (H) contra la capacidad o caudal volumétrico (Q) como se muestra en la figura 4.5. La altura real o efectiva también conocida como la carga dinámica total (CDT) representa la energía que se adiciona a una unidad de paso del fluido conforme esta pasa a través de la bomba.

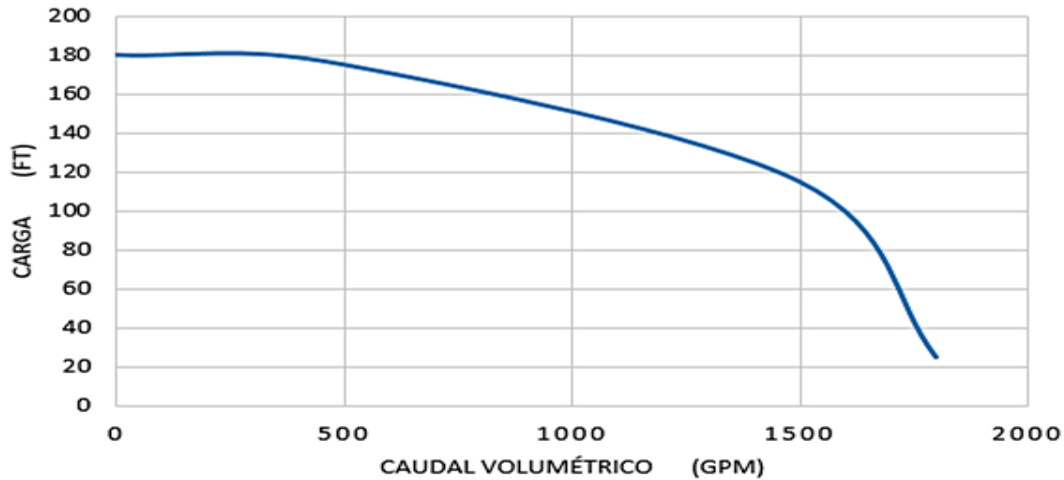


Fig.4.5 Curva característica de una bomba centrífuga Q - H

El rendimiento y potencia de accionamiento que se requieren son factores importantes en el buen funcionamiento de una bomba. La figura 4.6 muestra una evolución del funcionamiento de una bomba más completa, donde aparece, la carga total, rendimiento y potencia de accionamiento contra el caudal volumétrico

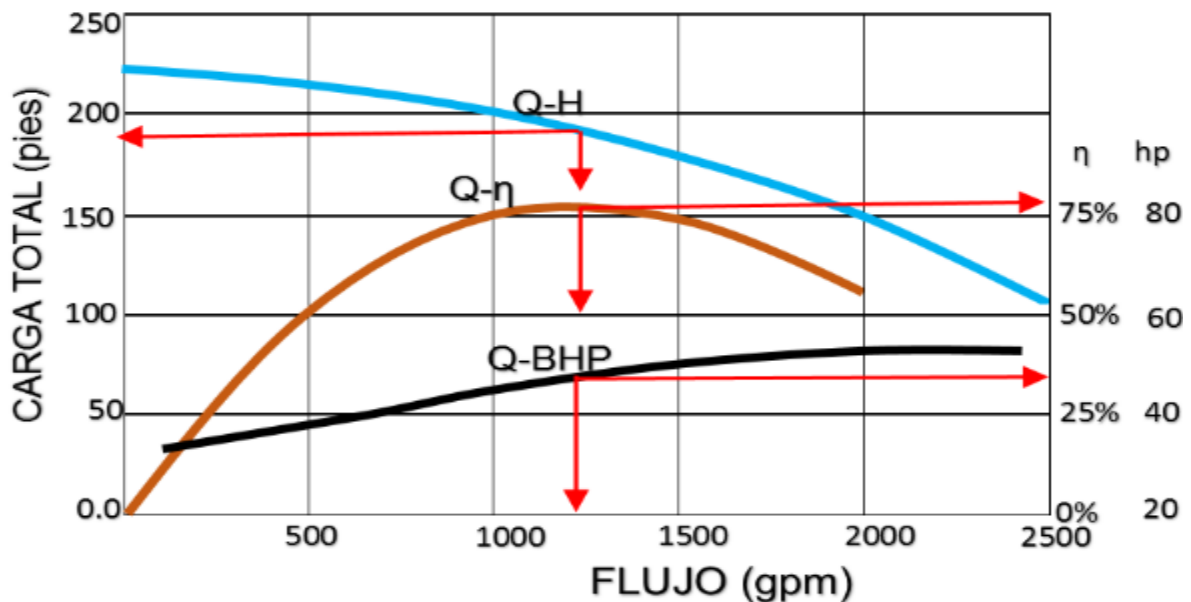


Fig. 4.6 Evolución del funcionamiento de una bomba centrífuga.

La figura 4.7 reúne los datos en una gráfica, para que el usuario pueda ver todos los parámetros al mismo tiempo, en ella se muestra el Q - H, Q - Pa, Q - η , y el diámetro que se puede instalar en la carcasa o tazón es de 134.9 mm (5.31 pulg) y 120 mm (4.75 pulg).

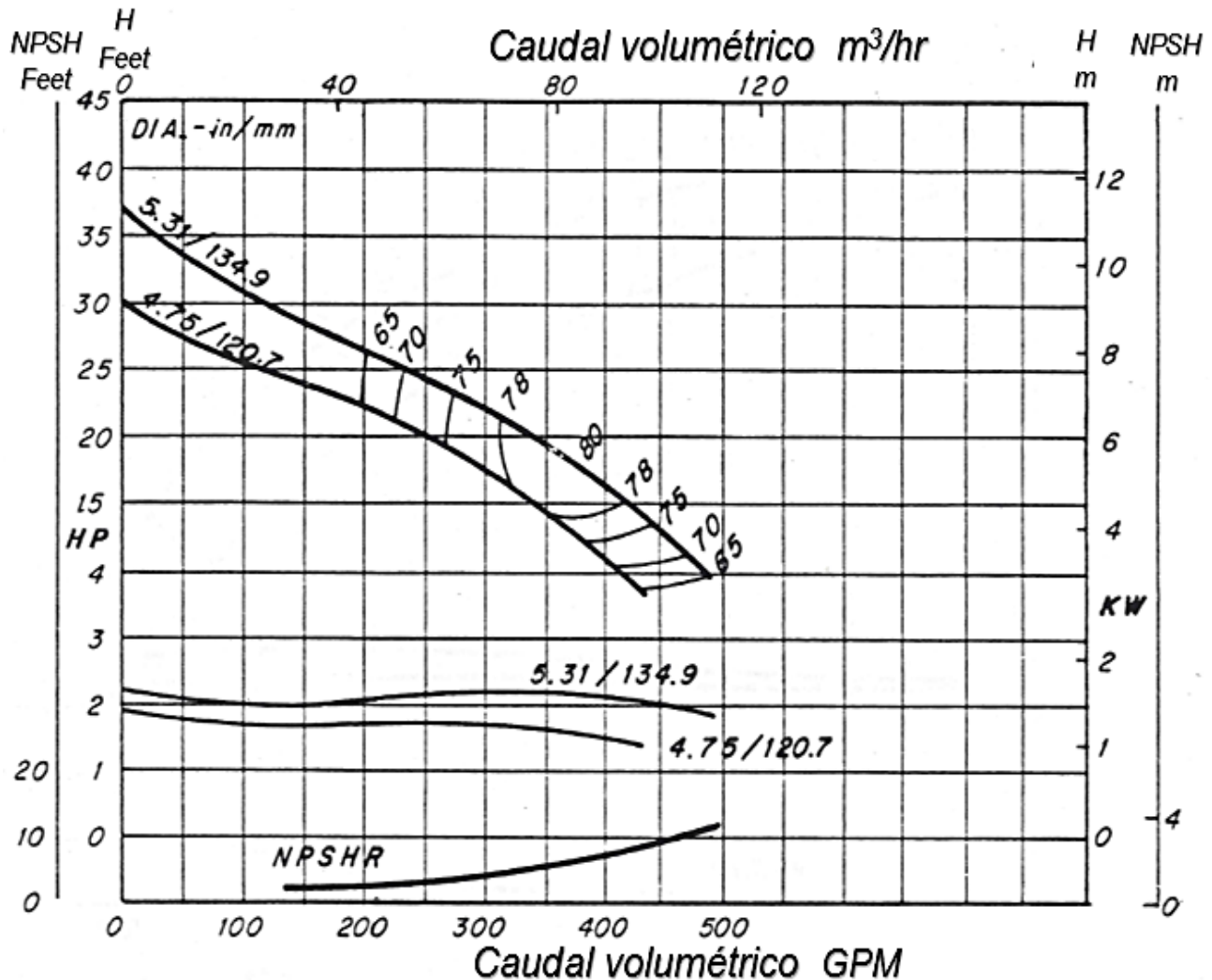


Fig. 4.7 Curva característica de una bomba de flujo radial. Fuente: Catálogo de bombas Worth-line

La figura.4.8, muestra la curva de ingeniería de una bomba de eje vertical marca BNJ, modelo 18EC girando a 1160 rpm, en ella se observa el tamaño del recorte del impulsor de 330.3 mm (13 pulg), 308.4 mm (12 pulg), 279.4 mm (11 pulg), 254 mm (10 pulg) y 228.6 mm (9 pulg), que se pueden alojar en los tazones de la bomba, es decir, la curva Q - H, el rendimiento, la curva de potencia de accionamiento, el NPSH_R y la sumergencia mínima requerida. Este tipo de bombas verticales también llamadas bombas turbina pueden instalarse en serie, si la carga a vencer es demasiado grande podrán ensamblarse cierto número de pasos o escalonamientos. La figura 4.8 es la gráfica de la curva de comportamiento y muestra sólo las condiciones de operación de un paso dependiendo de la carga total de un sistema de bombeo se determina cuantos tazones se requiere, en el eje vertical se lee la carga por escalonamiento dada en ft o m columna de agua, en el eje horizontal se encuentra el caudal volumétrico gpm y lpm, el NPSH_R está en ft columna de

agua, la potencia de accionamiento dada en HP, esta curva característica fue trazada con agua limpia cuya densidad relativa es 1, como es el caso de todas las bombas.

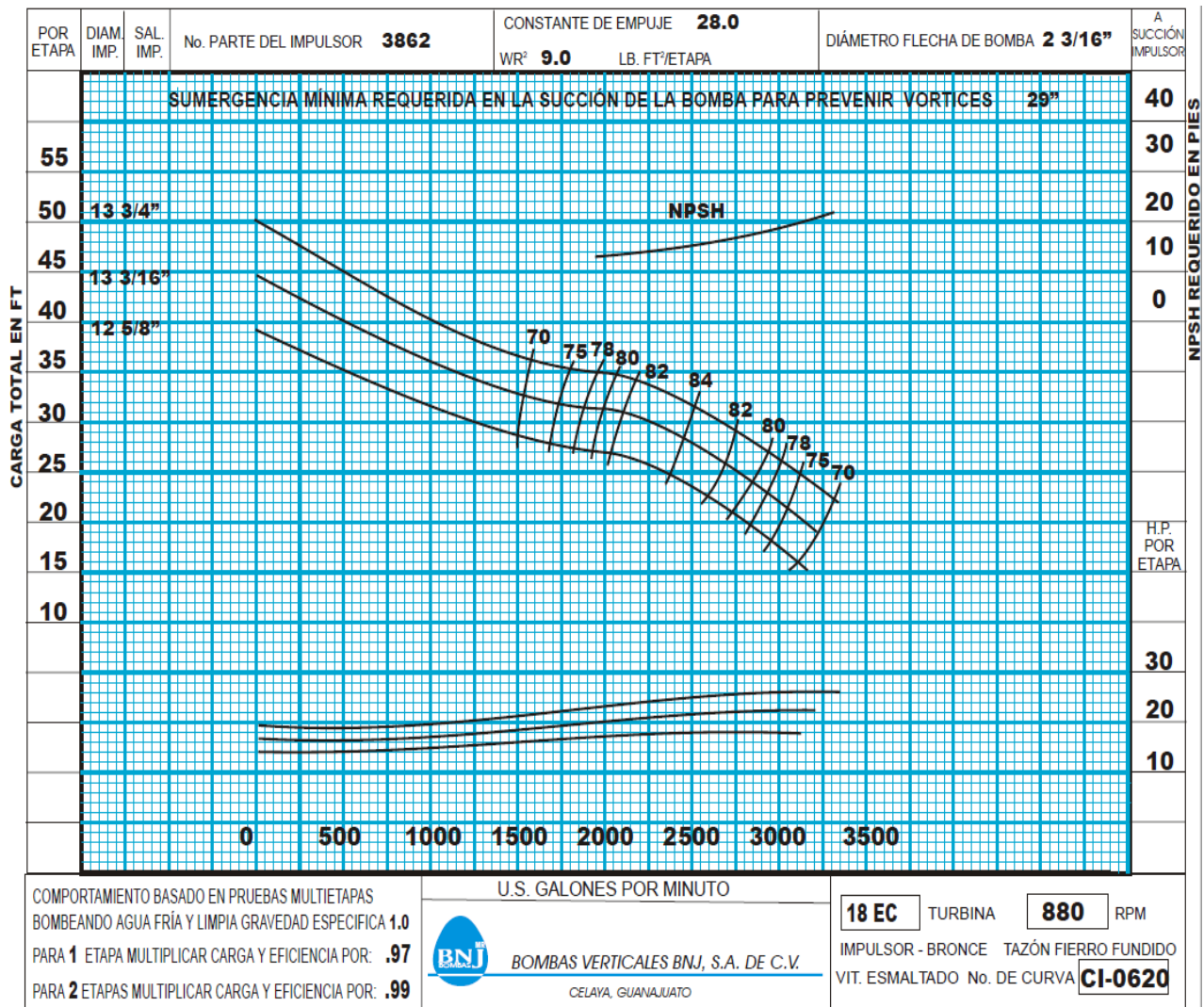


Fig. 4.8 Curva característica de una bomba tipo turbina. Fuente: Catálogo Johnston Pump Company.

En este capítulo se mostró la teoría de la cinemática de las turbomáquinas hidráulicas, el principio de funcionamiento para transformar la energía mecánica recibida en el eje, en energía hidráulica al fluido que pasa por ella. Se mencionó las pérdidas que se tienen dentro de una bomba centrífuga, se valoraron las potencias de accionamiento, hidráulica, interna y útil, los rendimientos: mecánico, hidráulico, volumétrico, interno, y total, son considerados como una parte importante en la valoración del comportamiento de una bomba. Las ecuaciones de potencias y rendimientos, aunado a las ecuaciones de la dinámica de los fluidos sirven para llevar a cabo el desarrollo del cálculo de este trabajo de tesis. Finalmente en este capítulo se vio las curvas características de las bombas rotodinámicas, la forma de cómo se deben leer para una buena selección y operación de estas máquinas.



CAPÍTULO 5. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO Y NPSH DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA HORIZONTAL



5.1 Dimensionamiento de tanque de succión

El laboratorio utilizado en este estudio es de una configuración de circuito cerrado donde la mayoría de las pruebas deben de cumplir con el grado 1B de aceptación y no menor a está salvo que se un acuerdo con el cliente. Este laboratorio forma parte de una empresa dedicada a la fabricación de equipos de bombeo horizontales, verticales, de pozo profundo, tipo lata y sobre todo bombas de proceso, por cuestiones de confidencialidad no se menciona el nombre de la empresa, ni se muestran fotos, este laboratorio se encuentra acreditado por la EMA e ISO para realizar las pruebas de comportamiento y NPSH a los equipos de bombeo que oferta esta empresa mexicana compite en el mercado con empresas internacionales.

Se presenta el dimensionamiento y selección de cada uno de los elementos que conforman el circuito cerrado. La prueba de comportamiento de la bomba se realiza con estrangulamiento a la salida por medio de una válvula de compuerta. La prueba de NPSH_R, se puede realizar de dos formas las cuales son: 1) estrangulando el flujo en la válvula de compuerta en la succión de la bomba, 2) controlando el vacío en el tanque de succión.

El primer método puede ocasionar cavitación en las válvulas y perturbaciones en la succión de la bomba, aunque algunos inspectores prefieren este método por tener semejanza a las condiciones reales de servicio; por otro lado, el segundo método proporciona lecturas más confiables. Con lo anteriormente descrito para el desarrollo de las pruebas mencionadas, el laboratorio debe de contar con lo siguiente:

- Tanque de succión y tuberías de succión.
- Válvulas en la succión.
- Foso para bombas verticales.
- Medidor de flujo.
- Manómetros y vacuómetros.
- Sistema de vacío.
- Instrumentos para la medición de potencia (torquímetro).
- Bomba de recirculación en prueba de NPSH_R para bombas horizontales.
- Bomba de vacío
- Variador de frecuencia

El tanque del laboratorio tiene la capacidad suficiente que asegurar un suministro constante de agua para la succión de la bomba. La condición más crítica se presenta con la bomba que demanda más caudal en la prueba, en la que el tanque debe de satisfacer esta demanda. La prueba a velocidad reducida ayuda a reducir el caudal requerido por la bomba y esto a su vez hace que el tanque de almacenamiento sea de menores dimensiones. El foso para prueba de bombas verticales tiene una capacidad de 30 m³, lo cual satisface todas las pruebas realizadas a los equipos. El material del tanque es acero ASTM SA-516-70. Las dimensiones del tanque se muestran en la figura 5.1, 5.2 y 5.3, las cotas se presentan en milímetros y el volumen total del tanque es 23.615 m³.

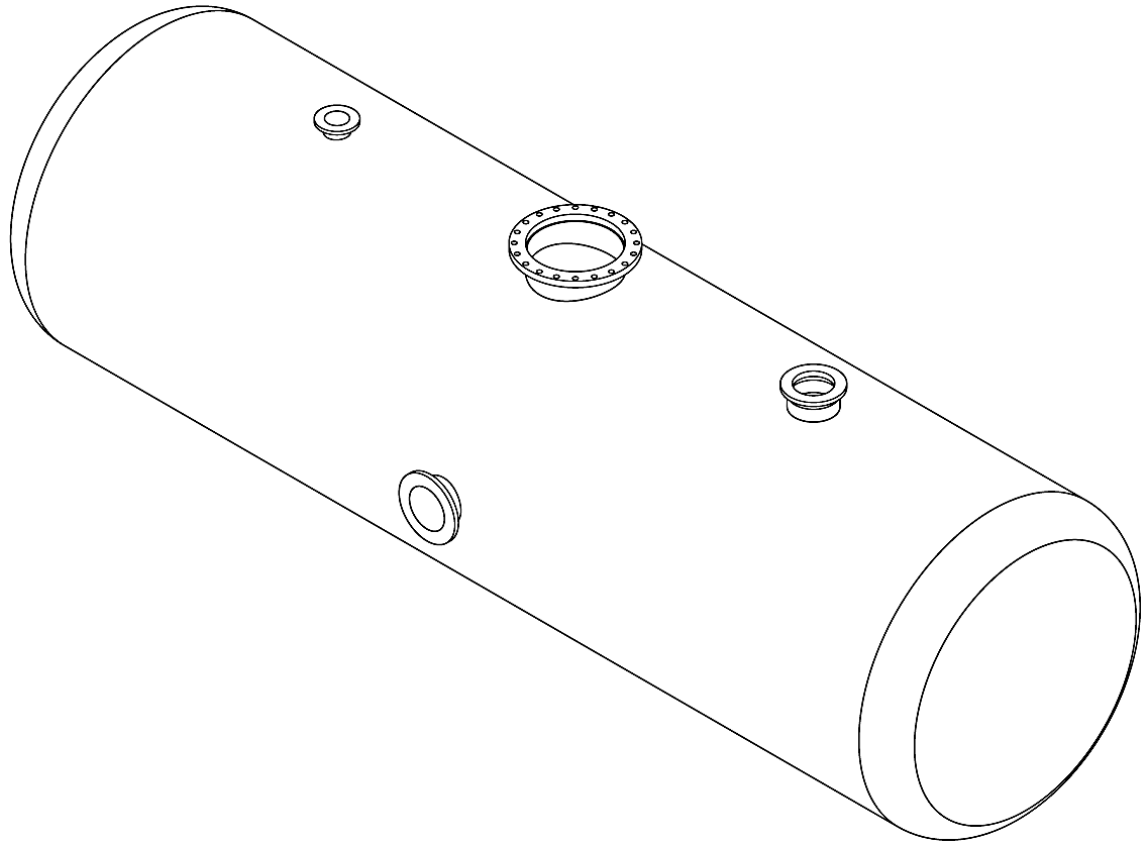


Fig. 5.1 Isométrico del tanque del laboratorio.

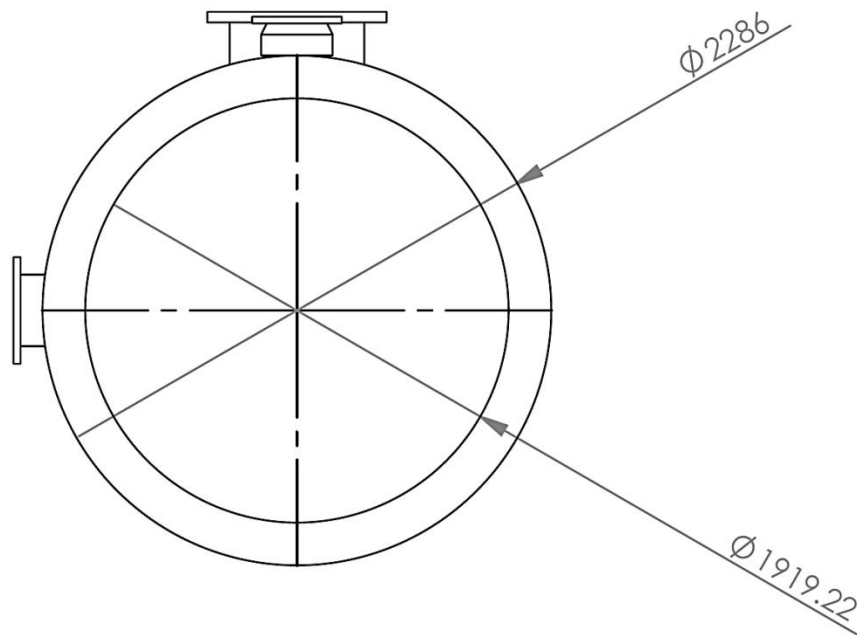


Fig. 5.2 Vista de elevación del tanque de succión del laboratorio.

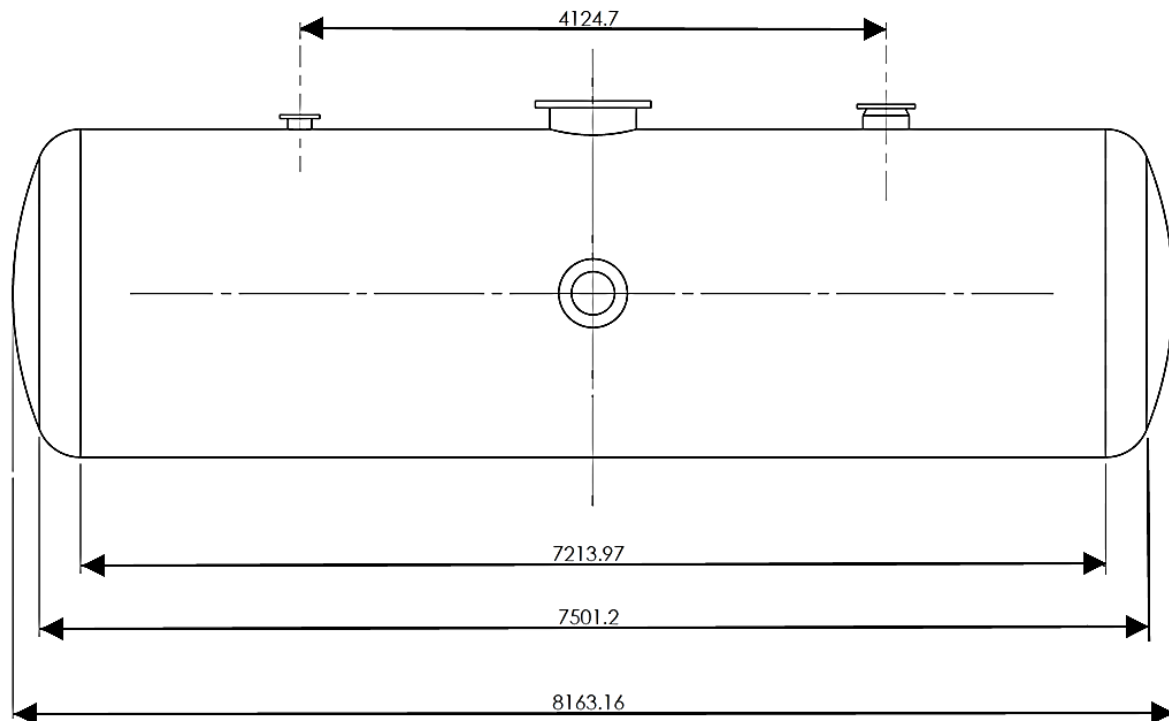


Fig. 5.3 Vista lateral del tanque de succión del laboratorio.

5.2 Vacío en el tanque de succión para estudio del NPSH

En el tanque de succión el vacío cumple con funciones principales dependiendo de la prueba a efectuar. Para la prueba de comportamiento de las bombas, el vacío ayuda a quitar el aire del agua del circuito cerrado. La función más importante del vacío es en la prueba de NPSH, donde la bomba de vacío es la variable independiente del $NPSH_D$ del sistema del laboratorio para obtener los resultados en diferentes puntos de prueba del $NPSH_R$.

Para el dimensionamiento de la bomba de vacío, son dos los datos principales, el volumen de aire a evacuar del tanque cuando éste se encuentre 90% de su capacidad (2.36 m^3) y la presión de vacío requerida para la prueba en el tanque. Esta presión de vacío máximo se conoce a partir del vacío requerido en la brida de succión en la bomba para un determinado $NPSH_R$.

Conociendo esta presión es fácil determinar el vacío que se debe de generar en el tanque de succión. Para una bomba con caudal de $90 \text{ m}^3/\text{h}$ y $NPSH_R$ de 1 m.c.a. a una velocidad de angular de 1170 rpm, se prueba con agua a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ y una presión atmosférica de 78 kPa (585 mm Hg). La bomba se prueba a velocidad nominal, manteniendo constante las condiciones de operación como Q , H , η , P_a y $NPSH_R$, así como las condiciones del líquido como ρ , temperatura, p_s y viscosidad, variando las condiciones del laboratorio de pruebas como es la presión de vacío a la entrada de la bomba punto E y la presión de vacío en el tanque de succión. Con el $NPSH_R$ se calcula el vacío en el sistema necesario en la brida de succión de la bomba (punto E), con la ecuación 2.30.

$$p_{Eman} = 1m \left(998.2 \frac{kg}{m^3} \right) \left(9.79 \frac{m}{s^2} \right) - 78000 Pa + 2,340 Pa - \frac{\left(1.34 \frac{m}{s} \right)^2}{2} \left(998.2 \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$p_{Eman} = -66,686 Pa = -6.8238 m. c. a$$

La presión de vacío necesaria en el tanque de succión se determina con la ecuación 2.16 aplicándola desde el punto T que es el nivel del líquido en el tanque hasta el punto E que es la brida de entrada de la bomba figura 5.4.

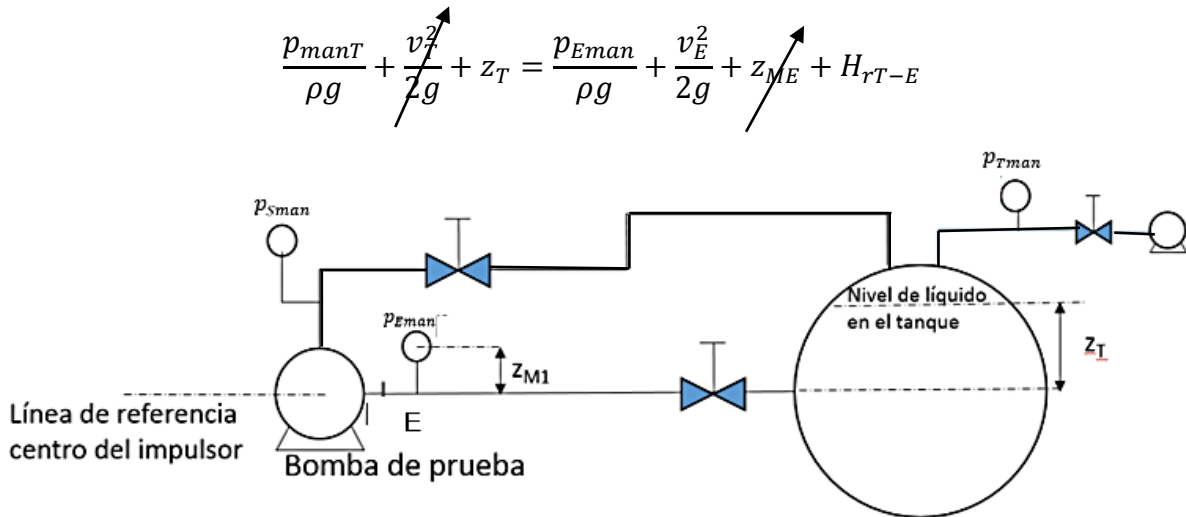


Fig. 5.4 Sistema para determinar el vacío en el tanque de succión.

Aplicando la ecuación de balance de energía del nivel de líquido en el tanque hasta el punto E que es la brida de entrada de la bomba y despejando la presión manométrica del tanque se tiene:

$$p_{manT} = p_{Eman} + \left(\frac{v_E^2}{2g} - z_T + H_{rT-E} \right) g\rho$$

Para conocer la presión de vacío en el tanque es necesario obtener las pérdidas desde T hasta E. La instalación permanente del laboratorio se observa en la figura 5.4.

- Cálculos de pérdidas de rozamiento para el tramo de tubería de 12"

De la ecuación 2.5 que es la ecuación de continuidad se obtiene la velocidad del fluido dentro de la tubería es:

$$v_{\phi 12"} = \frac{Q}{A} = 0.34 \frac{m}{s}$$

Con la velocidad anterior, el diámetro de la tubería y las propiedades del fluido, se calcula el número de Reynolds con la ecuación 2.17



$$Re = 1.05 \times 10^5$$

λ Se calcula con la ecuación 2.19.

$$\lambda = 0.0187$$

La tabla 5.1 muestra el cálculo del coeficiente k de los accesorios en el cabezal de succión y la tabla 5.2 el coeficiente k de la tubería en la succión, que determina la longitud equivalente, para el cálculo de las pérdidas por rozamiento secundarias.

Tabla 5.1 Cálculo de los coeficientes k de los accesorios en la tubería de 308.4 mm (12") de diámetro.

| Accesorio | Del apéndice 2 |
|------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Salida de tubería desde el tanque (Canto vivo) | $k = 0.5$ |
| Conexión T desvió a 90° | $k = 60 \times 0.13 = 0.78$ |
| Reducción concéntrica | $k_2 = \frac{0.8 \left(\sin \frac{24}{2} \right) \left(1 - \left(\frac{0.15408}{0.30318} \right)^2 \right)}{\left(\frac{0.15408}{0.30318} \right)^4} = 0.18494$ |

La longitud equivalente está dada por:

$$L_e = 23.73 \text{ m}$$

La pérdida de energía por rozamiento se calcula con la ecuación 2.17

$$H_{r12"} = 0.0187 \times \frac{23.73 \text{ m} + 3\text{m}}{0.30318 \text{ m}} \times \left(\frac{0.3465 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2 \times 9.79} \right)^2 = 0.0101 \text{ m.c.a.}$$

Para los cálculos de pérdidas por rozamiento para el tramo de tubería de 6", de la ecuación continuidad:

$$v_{\phi 6"} = \frac{Q}{A} = 1.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Calculando el número de Reynolds:

$$Re = \frac{1.34 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.15408 \text{ m}}{1.002 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 2.06 \times 10^5$$

Determinando λ :



$$\lambda = 0.0177$$

Tabla 5.2 Cálculo del coeficiente k de los accesorios en la tubería de 152.4 mm (6") de diámetro

| Accesorio | Del apéndice 2 |
|----------------------|-----------------------------|
| Válvula de compuerta | $k = 8 \times 0.015 = 0.12$ |

La longitud equivalente de los accesorios en la línea de la descarga de la bomba, está dada por:

$$L_e = \frac{0.15408 \text{ m} \times (0.12 \text{ adimensional})}{0.017 \text{ adimensional}} = 1.71 \text{ m}$$

La pérdida de energía por rozamiento es

$$H_{r6"} = 0.017 \times \frac{1.71 \text{ m} + 5.6 \text{ m}}{0.15408 \text{ m}} \times \left(\frac{1.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2 \times 9.79} \right)^2 = 0.07685 \text{ m. c. a.}$$

$$H_{rTotal} = H_{r12"} + H_{r6"} = 0.010 + 0.07685 = 0.08685 \text{ m. c. a}$$

Sustituyendo los valores encontrados en la siguiente ecuación:

$$p_{manT} = p_{Eman} + \left(\frac{v_E^2}{2g} - z_T + H_{rT-E} \right) g\rho$$

$$p_{manT} = -66,686 \text{ Pa} + \left(\left(\frac{1.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2 \times 9.79} \right)^2 - 0.9 + 0.08685 \right) \left(998.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.79 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = -73,850.29 \text{ Pa}$$

La presión absoluta es:

$$p_{absT} = 78,000 \text{ Pa} - 73,736.28 \text{ Pa} = 4,263.7 \text{ Pa}$$

La tabla 5.3, se construye siguiendo los mismos cálculos para determinar el vacío en la tanque, dando presiones de vacío en la entrada de la bomba (punto E) En la tabla 5.3 se observa (línea color amarillo) el mínimo $NPSH_D$ al que puede ser probada la bomba, esto da una aproximación del límite de prueba de $NPSH_R$ del laboratorio.

Tabla 5.3 Presión de vacío en la brida de succión y NPSH_R a diferentes presiones de vacío en el tanque.

| Presión de vacío en la brida de succión | Altura desde el nivel de líquido en el tanque hasta el punto E | Carga de velocidad | Pérdidas por rozamiento | Presión de vacío en el tanque de succión | Presión absoluta en el punto E succión | NPSH _D | NPSH _R | Presión absoluta en el tanque de succión |
|-----------------------------------------|----------------------------------------------------------------|--------------------|-------------------------|------------------------------------------|----------------------------------------|-------------------|-------------------|------------------------------------------|
| p_{Eman} | Z_T | $\frac{v_E^2}{2g}$ | H_{rT-E} | p_{Tvac} | p_{absE} | | | |
| P_a | M | m.c.a | m.c.a | Pascal | m.c.a | m.c.a. | m.c.a. | P_a |
| -61,686. | 0.9 | 0.068437 | 0.08685 | -68,736.28 | 1.67 | 1.52 | 1 | 9,263.7 |
| -62,686. | 0.9 | 0.068437 | 0.08685 | -69,736.28 | 1.57 | 1.42 | 1 | 8,263.7 |
| -63,686. | 0.9 | 0.068437 | 0.08685 | -70,736.28 | 1.46 | 1.32 | 1 | 7,263.7 |
| -64,686. | 0.9 | 0.068437 | 0.08685 | -71,736.28 | 1.36 | 1.21 | 1 | 6,263.7 |
| -65,686. | 0.9 | 0.068437 | 0.08685 | -72,736.28 | 1.26 | 1.112 | 1 | 5,263.7 |
| -66,686. | 0.9 | 0.068437 | 0.08685 | -73,736.28 | 1.157 | 1 | 1 | 4,263.7 |
| -67,686. | 0.9 | 0.068437 | 0.08685 | -74,736.28 | 1.055 | 0.9076 | 1 | 3,263.7 |
| -68,686. | 0.9 | 0.068437 | 0.08685 | -75,736.28 | 0.9531 | 0.8154 | 1 | 2,263.7 |
| -69,686. | 0.9 | 0.068437 | 0.08685 | -76,736.28 | 0.8507 | 0.7030 | 1 | 1,263.7 |

Teniendo en cuenta las características comerciales de los intervalos de operación de las bombas de vacío, una bomba de vacío que desarrolla 0.133 kPa (1 Torr) de presión absoluta en el tanque. El volumen evacuado por la bomba se debe corregir por la diferencia de presiones del sistema, el NPSH mínimo que se puede probar para este ejemplo es:

$$V_r = 2.4 \times \ln \frac{p_i}{p_f}$$

$$V_r = 2.36 \times \ln \frac{78}{0.30255} = 12.992 m^3$$

5.3 Bomba de vacío

La bomba que tiene el banco de pruebas es de paletas rotatorias modelo Leybold D25B Trivac. La figura 5.5 representa la curva característica de operación y la tabla 5.4 muestran las especificaciones de operación, la figura 5.6 muestra la bomba de vacío instalada en el banco de pruebas.

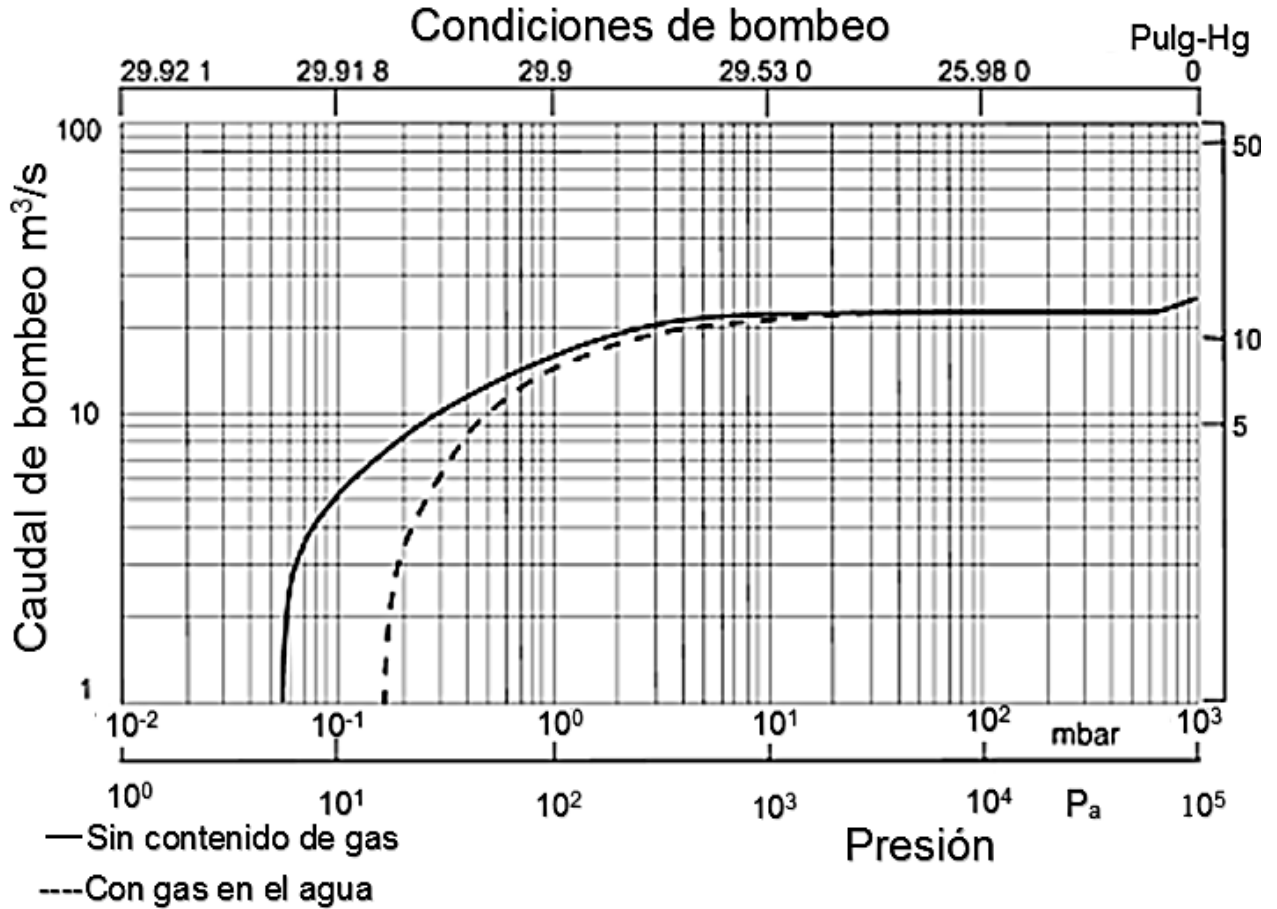


Fig. 5.5 Curva característica de operación de bomba de vacío.

Fuente: https://leyboldproducts.oerlikon.com/products/produktkatalog_04.aspx?cid=939

Datos técnicos de la bomba de vacío para la prueba experimental del NPSH_R.

Tabla 5.4 Característica de operación de bomba de paletas modelo Trivac.

| | |
|-------------------------|---------------------------|
| Caudal de bombeo | 30 m ³ /h |
| Presión máxima absoluta | 5 x 10 ⁻² mbar |
| Potencia del motor | 1.5 HP |
| Velocidad de rotación | 1450 RPM |
| Diámetro de entrada | DN 25 KF ISO |
| Diámetro de salida | DN 25 KF ISO |
| Peso | 34 kg |
| Tensión eléctrica | 220 V / 110 V |



Fig. 5.6 Bomba de vacío.

Fuente: https://leyboldproducts.oerlikon.com/products/produktkatalog_04.aspx?cid=939

Para el control de vacío se seleccionó una válvula reguladora de vacío (figura 5.7), de la marca EQUILIBAR. Los datos para la selección es la presión de vacío del sistema y el diámetro de la tubería. Se va abriendo o cerrando esta válvula dependiendo del experimento que se esté realizando, si se inicia la prueba del $NPSH_R$ con el punto más lejano al del 3 % de carga, esto quiere decir, el vacío en el tanque es cero, la válvula debe estar completamente cerrada.

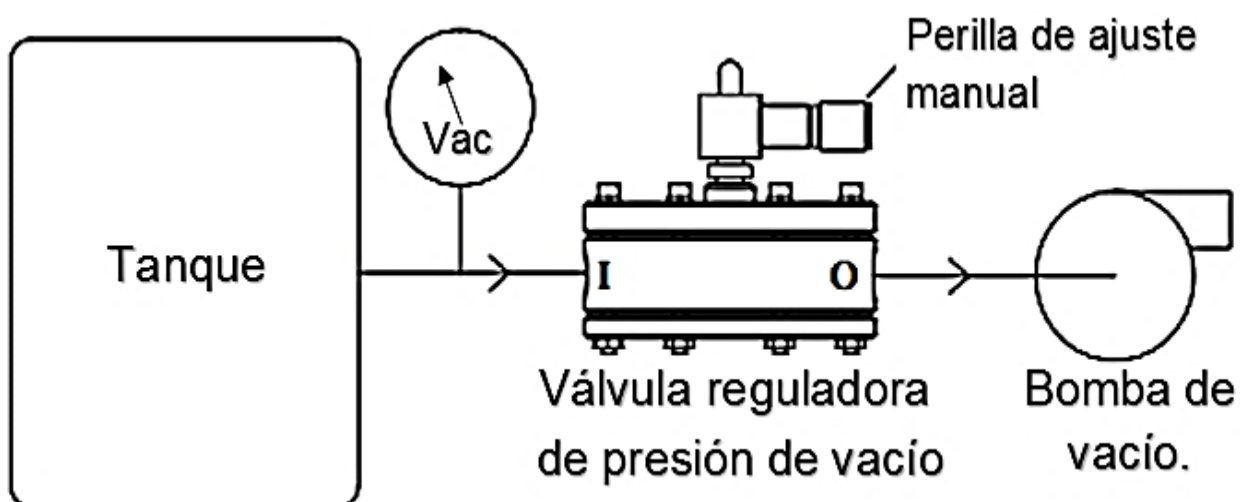


Fig. 5.7 Configuración del sistema de vacío.

5.4 Arreglo hidráulico del laboratorio, líneas de succión y descarga

La figura 5.8 muestra el isométrico de las líneas de succión y descarga para la prueba de bombas centrífugas horizontales, los diámetros de las tuberías y su naturaleza se muestran en la tabla 5.5, el tanque de succión así como la fosa para probar bombas verticales tipo turbina, de flujo axial o flujo mixto, este laboratorio tiene una capacidad para probar bombas hasta de 100 hp.

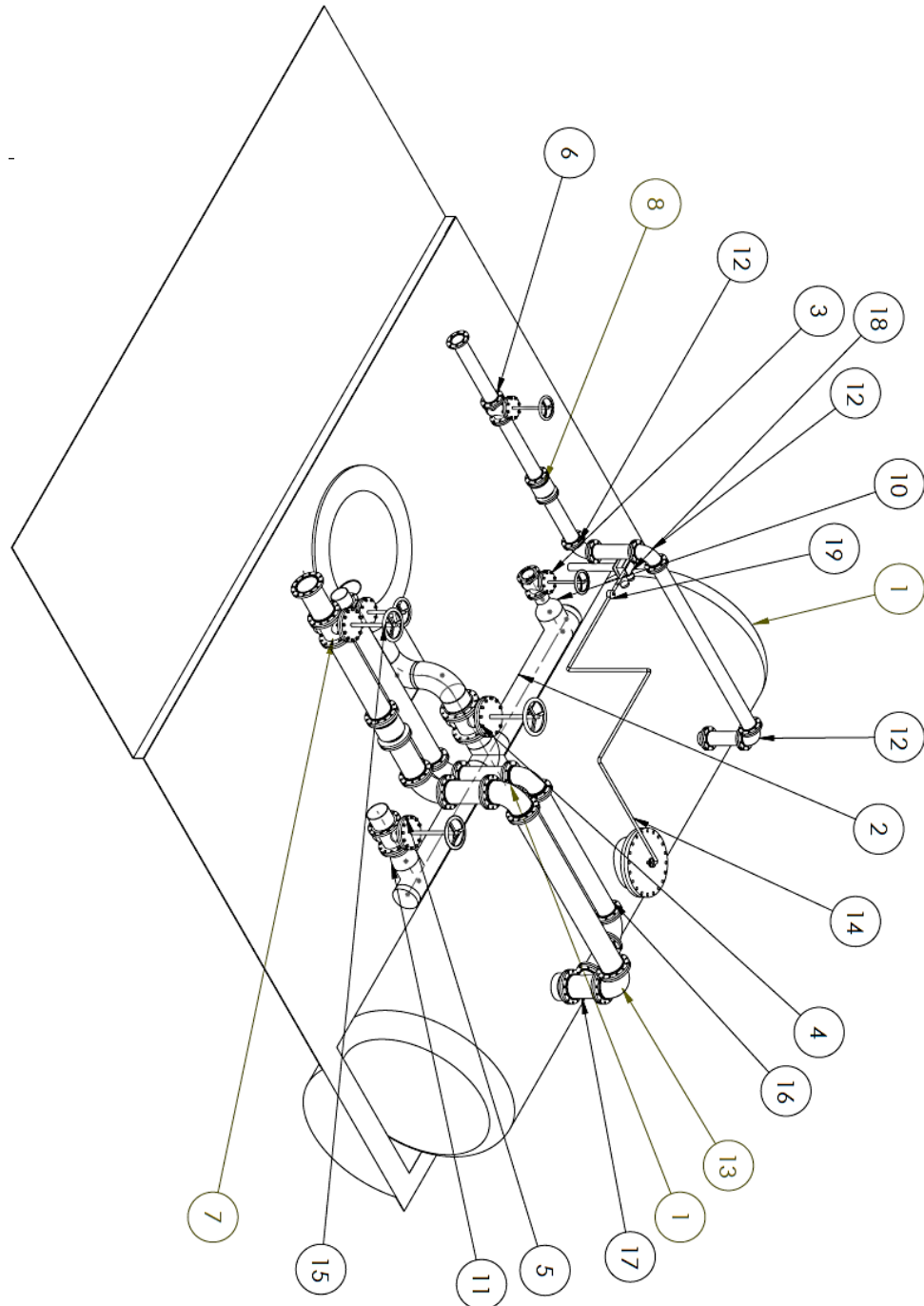


Fig. 5.8 Arreglo hidráulico del laboratorio de pruebas



Tabla 5.5 Datos de las tuberías empleadas en el laboratorio.

| N° de elemento | Pieza | Descripción |
|----------------|-----------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|
| 1 | Tanque de succión | |
| 2 | Tren de succión | ASME16.34, Clase 150, RF |
| 3 | Válvula de compuerta en la succión 6" | ASME16.34, Clase 150, RF |
| 4 | Válvula de compuerta en la succión 12" | ASME16.34, Clase 150, RF |
| 5 | Válvula de compuerta en la succión 10" | ASME16.34, Clase 150, RF |
| 6 | Válvula de compuerta en la descarga 6" | ASME16.34, Clase 150, RF |
| 7 | Válvula de compuerta en la descarga 10" | ASME16.34, Clase 150, RF (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos) |
| 8 | Medidor de flujo magnético 6" | |
| 9 | Medidor de flujo magnético 10" | |
| 10 | Reductor concéntrico de 12"x 6" | Dimensiones bajo la norma ASME B 16.9 y ASME B 16.28 |
| 11 | Reductor concéntrico de 12"x 10" | Dimensiones bajo la norma ASME B 16.9 y ASME B 16.28 |
| 12 | Codo de 90° 6" radio largo | Dimensiones bajo la norma ASME B 16.9 y ASME B 16.28 |
| 13 | Codo de 90° 10" radio largo | Dimensiones bajo la norma ASME B 16.9 y ASME B 16.28 |
| 14 | Línea de bomba de vacío | |
| 15 | Lata de succión | |
| 16 | Línea de bomba de recirculación | |
| 17 | Tee | |
| 18 | Bomba de vacío de paletas | |
| 19 | Válvula de control de vacío | |

El laboratorio cuenta con 3 líneas de succión que salen del tanque figura (5.8), el material seleccionado para las tuberías teniendo en cuenta que el líquido de prueba es agua limpia es ASTM-A53 Grado A cédula 40, con una presión de prueba de 8,414,625.6 p_a (1,220 psi_g) equivalente a 857.76 m.c.a.

El diámetro seleccionado no tiene una solución única, ya que el tamaño de las bridas de succión varía con los tamaños de las bombas a probar, por lo que el laboratorio cuenta con 152.4, 254 y 304.8 mm (6", 10" y 12") de diámetro en la succión y la tubería de descarga son de 6" y 10". Para los demás diámetros de las bombas a probar se usaran reducciones. El trazado final de la tubería se puede observar en la figura 5.16 y 5.17, para este fin el laboratorio tiene dentro del inventario accesorios que ayudan y auxilian a la instalación de las bombas.

En la tabla 5.6 se enlistan los accesorios principales con los que se cuentan, los tramos de tubería recta se instalan en la brida de succión y descarga al tamaño correspondiente de la bomba de prueba, instrumentos de medición y los accesorios se instalan de acuerdo al diámetro y longitud de la tubería recta, respetando la distancia mínima y recomendada en la norma ANSI/HI 14.6, para evitar formación de remolinos y turbulencias, en la succión se cuentan con enderezadores de flujo.

Tabla 5.6 Accesorios necesarios para la instalación de prueba.

| Accesorio | Cantidad |
|-----------------------------------|----------|
| Reductor excéntrico 6" x 2 1/2" | 1 |
| Reductor excéntrico 6" x 3" | 1 |
| Reductor excéntrico 6" x 3 1/2 " | 1 |
| Reductor excéntrico 6" x 4 " | 1 |
| Reductor excéntrico 6" x 5 " | 1 |
| Reductor excéntrico 10" x 8 " | 1 |
| Reductor concéntrico 6" x 2 1/2" | 1 |
| Reductor concéntrico 6" x 3" | 1 |
| Reductor concéntrico 6" x 3 1/2 " | 1 |
| Reductor concéntrico 6" x 4 " | 1 |
| Reductor concéntrico 6" x 5 " | 1 |
| Reductor concéntrico 10" x 8 " | 1 |
| Manguera flexible de 6" | 1 |
| Manguera flexible de 10" | 1 |
| Tramo de tubería recta 10" | 2 |
| Tramo de tubería recta 8" | 2 |
| Tramo de tubería recta 6" | 2 |
| Tramo de tubería recta 5" | 2 |
| Tramo de tubería recta 4 1/2" | 2 |
| Tramo de tubería recta 5" | 2 |

5.5 Motores eléctricos y variadores de velocidad

La norma ANSI/HL 14.6 da como opción que las bombas se prueben con motores con los que cuenta el laboratorio a menos que otra cosa se acuerde con el cliente. El laboratorio tiene dos motores horizontales jaula de ardilla de 37.28 y 74.57 kW (50 y 100 hp) en existencia, y para bombas verticales un motor jaula de ardilla de 37.28 kW (50 hp). La potencia máxima de los motores seleccionados está en función de la potencia máxima que el transformador puede proporcionar, los motores tienen las características que se muestran la tabla 5.7.

La variación de la velocidad de rotación se puede generar de diversas formas, siendo las más sencilla variando la frecuencia del motor mediante un variador de frecuencia (VDF). Además de las ventajas de utilizar un VDF para accionar un motor jaula de ardilla, son conocidas sus características en cuanto a los recursos de control de este equipo. Esto es, su posibilidad de conectarse con sistemas de control superiores o ser el mismo VDF el que lleve a cabo la automatización de un proceso y ejecutar acciones basado en órdenes externas o internas, o en realimentación del proceso. Los datos necesarios para determinar el tamaño correcto del VFD son:

- Potencia nominal del motor: 100 hp
- Tensión eléctrica nominal: 460 V
- Corriente nominal: 110 A

Tabla 5.7 Características de los motores horizontales.

| | |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>Marca: WEG</p> <p>Carcasa: 324/6T Potencia: 37.28 kW (50 hp) Frecuencia: 60 Hz Polos: 2 Velocidad angular: 3550 rpm Tensión eléctrica nominal: 460 V Corriente nominal: 56.7 A Corriente de arranque: 386 A Corriente en vacío: 15.0 A Par nominal: 99.6 N*m Par de arranque: 170 % Par máximo: 230 % Clase: B Clase de aislamiento: F Tiempo de rotor bloqueado: 17 s (caliente) Factor de Servicio: 1.25 Régimen de servicio: S1 Temperatura Ambiente: -20 °C – +80 °C Altitud: 1000 m Protección: IP55 Masa aproximada: 255 kg Nivel de ruido: 76 Decibeles</p> | <p>Marca: WEG</p> <p>Carcasa: 404/5TS Potencia: 74.57 kW (100 hp) Frecuencia: 60 Hz Polos: 2 Velocidad angular: 3550 rpm Tensión eléctrica : 460 V Corriente nominal: 110 A Corriente de arranque: 682 A Corriente en vacío: 25.0 A Par nominal: 202 N m Par de arranque: 170 % Par máxima: 230 % Clase: B Clase de aislación: F Tiempo de rotor bloqueado: 22 s (caliente) Factor de Servicio: 1.25 Régimen de servicio: S1 Temperatura Ambiente: -20 °C – +80 °C Altitud: 1000 m Protección: IP55 Masa aproximada: 489 kg Nivel de ruido: 80 Decibeles</p> |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|

El par variable, es proporcional al cuadrado de la velocidad angular del motor, por lo que al inicio es bajo y va creciendo de forma cuadrática al aumentar la velocidad de giro

Otra ventaja del variador es que puede hacer girar el motor en ambos sentidos; inicialmente si se conecta la secuencia L1-L2-L3 en fase al motor, girará a la derecha; algunos variadores disponen de entradas por contacto (todo-nada) para seleccionar el sentido. También puede hacerse mediante programación o control externo, sea por pulsadores, PLC, entre otros. El cambio de sentido nunca será brusco, sino mediante rampas de desaceleración, parada y aceleración controladas.

La tabla 5.8 muestra diversos modelos del VDF serie CFW09 marca WEG. El modelo con que cuenta la instalación es el CFW90142T3848.

Tabla 5.8 Modelos de VDF de la serie CFW090. Fuente: Catálogo del proveedor

| Alimentación | Modelo | Par Constante (CT) | IEC | | NEMA | Par Variable (VT) | IEC | | NEMA | |
|----------------|--------|--------------------|-----------------------|----------------------|---------------|-------------------|----------------------|----------------------|---------------|-----|
| | | | 50Hz 380 V 415V | 60Hz 380V 460V | 60Hz 460 V | | 50Hz 380V 415V | 60Hz 440V 460V | 60Hz 460 V | |
| | | A | KW | HP | HP | A | KW | HP | HP | |
| 380-480 V | 3Ø | CFW090003T3848 | 3.6 | 1.5 | 2 | 2 | 3.6 | 1.5 | 2 | 2 |
| | | CFW090004T3848 | 4 | 1.5 | 2 | 2 | 4 | 1.5 | 2 | 2 |
| | | CFW090005T3848 | 5.5 | 2.4 | 3 | 3 | 5.5 | 2.2 | 3 | 3 |
| | | CFW090009T3848 | 9 | 4 | 6 | 5 | 9 | 4 | 6 | 5 |
| | | CFW090013T3848 | 13 | 5.1 | 10 | 7.5 | 13 | 5.5 | 10 | 7.5 |
| | | CFW090016T3848 | 16 | 7.5 | 10 | 10 | 16 | 7.5 | 10 | 10 |
| | | CFW090024T3848 | 24 | 11 | 15 | 15 | 24 | 11 | 15 | 15 |
| | | CFW090030T3848 | 30 | 15 | 20 | 20 | 36 | 18.5 | 25 | 25 |
| | | CFW090038T3848 | 38 | 18.5 | 30 | 25 | 45 | 22 | 30 | 30 |
| | | CFW090045T3848 | 45 | 22 | 30 | 30 | 54 | 22 | 40 | 40 |
| | | CFW090060T3848 | 60 | 30 | 40 | 40 | 70 | 37 | 50 | 50 |
| | | CFW090070T3848 | 70 | 37 | 50 | 50 | 86 | 45 | 60 | 60 |
| | | CFW090086T3848 | 86 | 45 | 60 | 60 | 105 | 55 | 75 | 75 |
| | | CFW090105T3848 | 105 | 55 | 75 | 75 | 130 | 55 | 100 | 100 |
| | | CFW090142T3848 | 142 | 75 | 100 | 100 | 140 | 90 | 125 | 125 |
| | | CFW090180T3848 | 180 | 90 | 150 | 150 | 180 | 90 | 150 | 150 |
| CFW090211T3848 | 211 | 110 | 175 | 150 | 211 | 110 | 175 | 150 | | |
| CFW090240T3848 | 240 | 132 | 20 | 200 | 240 | 132 | 200 | 200 | | |
| CFW090312T3848 | 312 | 160 | 250 | 250 | 312 | 160 | 250 | 250 | | |

5.6 Instrumentos de medición

Los instrumentos de medición son parte medular para realización de las pruebas, se recomienda que estos sean compatibles con algún sistema de control mediante PLC.

5.6.1 Manómetros

El laboratorio cuenta con un manómetro digital y un vacuómetros digital. El modelo de manómetro que se tiene es el ASHCROFT 452074SD02L3000BL y el manóvacuómetro # F22BBL en la tabla 5.9 se muestran los datos técnicos.

Tabla 5.9 Datos técnicos de manómetro y manóvacuómetro.

| modelo | 452074SD02L3000BL | # F22BBL |
|-----------|---------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Alcance | 0 psi _g a 3,000 psi _g | 30 in Hg a 0 in Hg – 0 psi _g a 200 psi _g |
| Precisión | 0.25% | 0.25% |
| Carátula | 4 ½ termoplástico | 4 ½ termoplástico |
| Conexión | ¼ NPT(rosca nacional de tubos) | ¼ NPT |
| Unidades | psi, bar, kPa | In Hg/+psi _g , +/-psi _g , +/-kp _a , +/-Mp _a , +/-bar, +/-atm, +/-kg/cm ² , +/-g/cm ² , +/-oz/in ² , +/-ft H ₂ O, +/-in H ₂ O, +/-in Hg |

Los vacuómetros comerciales por lo general tienen un intervalo de 0 in Hg a 30 in Hg, aunque en la práctica es imposible alcanzar un vacío de 30 in Hg. Dado que el sistema está en carga positiva, se selecciona un manóvacuómetro digital de la marca CECOMP modelo # F22BBL figura 5.9.




Fig. 5.9 Manómetro y manóvacuómetro de trabajo.

5.6.2 Medidores de flujo

El instrumento de medición del flujo está en función del caudal volumétrico a medir, entre las diferentes bombas a probar, el caudal dentro de la tubería varía y en ocasiones puede ser que la tubería esté parcialmente llena de líquido, para esta situación se recomienda el uso de medidores de flujo de velocidad o área.

El tipo de medidor que se tiene es magnético de la marca Emerson. Como primer parámetro para la selección está el diámetro de la tubería en donde se va a instalar el medidor de flujo, en este caso es en las tuberías de descarga de 152.4 y 254 mm (6" y 10") de diámetro. El modelo seleccionado es el 8705, cumpliendo con los requisitos de la tabla 5.10.

Tabla 5.10 Modelos de medidores de flujo magnéticos marca Emerson. Fuente: catálogo del proveedor.

| | Modelo | Estilo | Exactitud de referencia ⁽¹⁾ | Tamaños de tuberías | Alimentación de la bobina de excitación | Características de diseño |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------|---------|-----------------------------------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------------|----------------------------|
|  | 8705 | Bridada | Opciones de exactitud: 0,25%, estándar; 0,15%, alta | 15 a 900 mm (0.5 a 36 in.) | CC pulsante | Diseño de proceso estándar |

El tamaño del medidor modifica la velocidad del caudal, puede ser necesario seleccionar un medidor mayor o menor que la tubería para asegurar que la velocidad del fluido queda dentro del intervalo especificado para el sensor. En la tabla 5.11, 5.12 y 5.13, se proporcionan recomendaciones y ejemplos para las dimensiones de velocidades normales en diversas aplicaciones. Es posible también obtener un funcionamiento aceptable al trabajar fuera de estas recomendaciones.



Para hacer la conversión de la medida del caudal a la velocidad del mismo, se aplica la ecuación de velocidad igual al cociente del caudal de bombeo y el factor adecuado de acuerdo al diámetro de la tubería dado en m/s, datos que se muestran en la tabla 5.11.

Tabla 5.11 Relación entre el tamaño de la tubería y la velocidad media del fluido.

| Aplicaciones | intervalo de velocidad (ft/sec) | intervalo de velocidad (m/s) |
|-----------------------------------|---------------------------------|------------------------------|
| Servicio normal | 0 – 39 | 0 – 12 |
| Servicio especial | 2 – 20 | 0.6 – 6.1 |
| Suspensiones acuosas abrasivas | 3 – 10 | 0.9 – 3.1 |
| Suspensiones acuosas no abrasivas | 5 – 15 | 1.5 – 4.6 |

Tabla 5.12 Relación entre el tamaño de la tubería y factor para la velocidad. Fuente: Proveedor del medidor de flujo

| Tamaño nominal de tubería mm (pulg) | Factor para galones/minuto | Factor para litros/minuto |
|-------------------------------------|----------------------------|---------------------------|
| 4 (0.15) | 0.055 | 0.683 |
| 8 (0.30) | 0.220 | 2.732 |
| 15 (1/2) | 0.947 | 11.745 |
| 25 (1) | 2.693 | 33.407 |
| 40 (1 ½) | 6.345 | 78.69 |
| 50 (2) | 10.459 | 129.7 |
| 65 (2 ½) | 14.922 | 185.0 |
| 80 (3) | 23.042 | 285.7 |
| 100 (4) | 39.679 | 492.0 |
| 150 (6) | 90.048 | 1,116 |
| 200 (8) | 155.94 | 1,933 |
| 250 (10) | 245.78 | 3,048 |
| 300 (12) | 352.51 | 4,371 |
| 350 (14) | 421.70 | 5,229 |
| 400 (16) | 550.80 | 6,830 |
| 450 (18) | 697.19 | 8,645 |
| 500 (20) | 866.51 | 10,745 |
| 600 (24) | 1,253.2 | 15,541 |
| 750 (30) | 2,006.0 | 24,877 |
| 900 (36) | 2,935.0 | 36,398 |



La bomba más grande que fabrica esta empresa es una tipo OH2, girando a 3600 rpm proporciona un caudal de 1590 m³/h, esta bomba debe de ser probada a una velocidad reducida del 50%, siendo el caudal a esta velocidad de 795 m³/h. Con este último caudal se selecciona el medidor, con ayuda de la tabla 5.12 y 5.13

$$Velocidad = \frac{Caudal}{Factor} = \frac{13250}{3048} = 4.34 \frac{m}{s}$$

La velocidad está dentro de las recomendaciones del fabricante en la tabla 5.11. Para la tubería de 152.4 mm (6") el caudal suficiente es de 1200 gpm el laboratorio cuenta con este tipo medidor de ultrasonido.

Tabla 5.13 Relación entre el tamaño de la tubería y la velocidad / caudal.

| Tamaño nominal de la tubería en mm (in.) | Velocidad mínima / máxima de caudal | | | | | | | |
|------------------------------------------|----------------------------------------|-------------------------------------|----------|--------------------------------------|----------------------------------------|--------------------------------------|---------|-------------------------------------|
| | Galones por minuto | | | | Litros por minuto | | | |
| | a 0.04 ft/s (Cutoff de caudal bajo) | a 1 ft/s (Ajuste mín. del rango) | a 3 ft/s | a 39 ft/s (Ajuste máx. del rango) | a 0,012 m/s (Cutoff de caudal bajo) | a 0,3 m/s (Ajuste mín. del rango) | a 1 m/s | a 12 m/s (Ajuste máx. del rango) |
| 4 (0.15) | 0.002 | 0.055 | 0.16 | 2.14 | 0,01 | 0,21 | 0,68 | 8,16 |
| 8 (0.30) | 0.009 | 0.220 | 0.66 | 8.58 | 0,03 | 0,83 | 2,73 | 32,76 |
| 15 (1/2) | 0.038 | 0.947 | 2.84 | 36.93 | 0,14 | 3,58 | 11,74 | 140,88 |
| 25 (1) | 0.108 | 2.694 | 8.08 | 105.07 | 0,41 | 10,18 | 33,40 | 424,80 |
| 40 (1 1/2) | 0.254 | 6.345 | 19.03 | 247.46 | 0,96 | 23,98 | 78,69 | 944,28 |
| 50 (2) | 0.418 | 10.459 | 31.37 | 407.90 | 1,58 | 39,54 | 129,7 | 1,556 |
| 65 (2 1/2) | 0.597 | 14.922 | 44.77 | 582.0 | 2,22 | 55,51 | 185,0 | 2,220 |
| 80 (3) | 0.922 | 23.042 | 69.12 | 898.64 | 3,49 | 87,10 | 285,7 | 3,428 |
| 100 (4) | 1.588 | 39.667 | 119.0 | 1547.0 | 6,00 | 138,6 | 492,0 | 5,904 |
| 150 (6) | 3.600 | 90.048 | 270.1 | 3511.8 | 13,61 | 340,3 | 1,116 | 13,400 |
| 200 (8) | 6.240 | 155.94 | 467.7 | 6081.7 | 23,59 | 589,4 | 1,933 | 23,204 |
| 250 (10) | 9.840 | 245.78 | 737.3 | 9585.4 | 37,20 | 929,0 | 3,048 | 36,576 |
| 300 (12) | 14.200 | 352.51 | 1,059 | 13,747 | 53,68 | 1,332 | 4,371 | 52,548 |
| 350 (14) | 16.800 | 421.70 | 1,265 | 16,446 | 63,50 | 1,594 | 5,230 | 62,755 |
| 400 (16) | 22.000 | 550.80 | 1,652 | 21,481 | 83,16 | 2,082 | 6,830 | 81,964 |
| 450 (18) | 27.800 | 697.19 | 2,091 | 27,190 | 105,0 | 2,635 | 8,646 | 103,750 |
| 500 (20) | 34.600 | 866.51 | 2,599 | 33,793 | 130,7 | 3,275 | 10,740 | 128,948 |
| 600 (24) | 50.200 | 1,253.2 | 3,759 | 48,874 | 189,7 | 4,737 | 15,540 | 186,496 |
| 750 (30) | 80.200 | 2,006.0 | 6,018 | 78,234 | 303,1 | 7,582 | 24,880 | 298,527 |
| 900 (36) | 117.40 | 2,935.0 | 8,805 | 114,465 | 443,7 | 11,094 | 36,390 | 436,779 |

En la prueba se tiene recomendaciones para la instalación del medidor de flujo las cuales son: longitud de la tubería corriente arriba y corriente abajo. Para garantizar la precisión de las especificaciones en la amplia variación de las condiciones de un proceso, instalar el medidor de flujo a una distancia mínima de cinco veces el diámetro de tubería recta después de cualquier accesorio y a dos veces el diámetro de tubería se debe instalar el manómetro desde el plano del electrodo. La figura 5.10 muestra estas dimensiones y aplica para perturbaciones provocadas por codos, válvulas y reducciones.

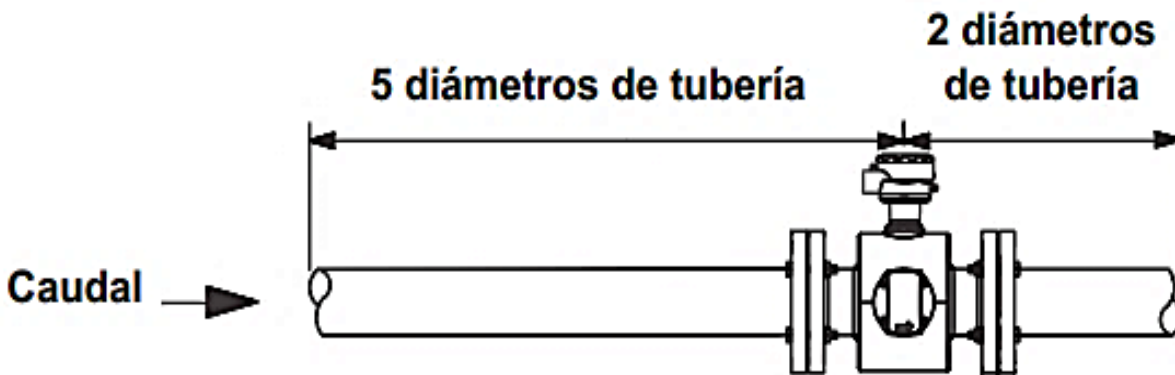


Figura 5.10 Recomendación de instalación del medidor de flujo.

5.6.3 Torquímetro

La medición de potencia se hace por dos métodos, mediante un torquímetro y un wáttmetro. Los torquímetros se instalan en las bombas centrífugas horizontales figura 5.11.

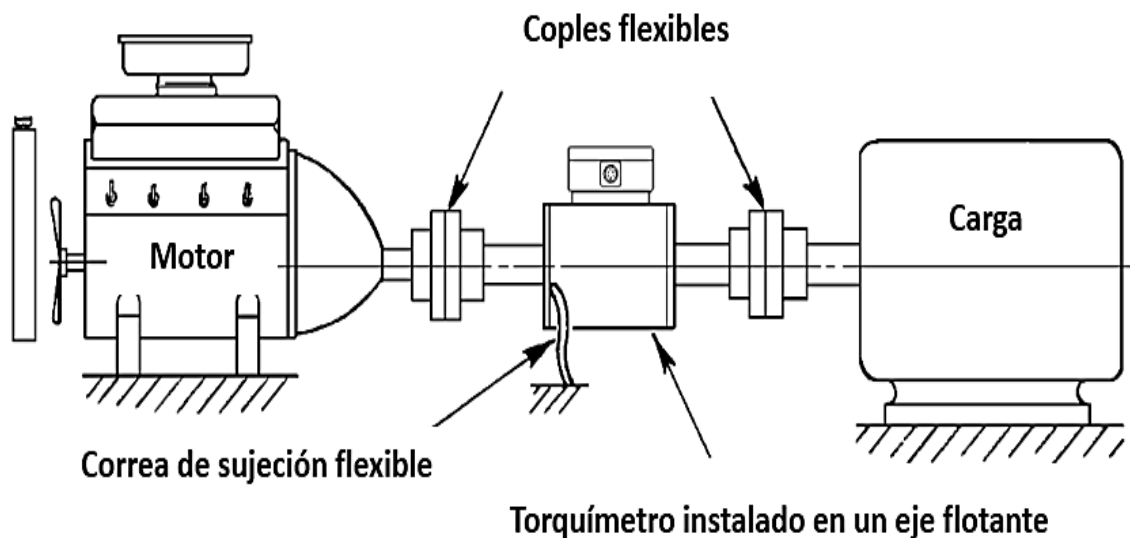


Fig.5.11 Recomendación de instalación del torquímetro.
Fuente: S. Himmelstein and Company V4900X Manual

El torquímetro es de la marca S. Himmelstein and Company, modelo V4900X con una precisión de 0.1%. Este modelo tiene entre sus características una medición bidireccional, es decir en sentido a las manecillas del reloj y en contra de las manecillas del reloj. Para la selección de medición los datos son de los motores de 37.285 kW (50 hp) con un torque de 96.6 N.m y 74.57 kW (100 hp) con un torque nominal de 202 N.m. La tabla 5.14 muestra los datos técnicos del torquímetro instalado en el laboratorio.

Tabla 5.14 Datos técnicos del torquímetro. Fuente: Manual del proveedor.

| Modelo Mcrt* | Intervalo de par | | Par máximo | | Intervalo de velocidad [rpm] | Resistencia* del eje [lbf-pulg/rad] | Inercia de rotación [ozf-pulg s ²] | masa [lbs] |
|-----------------|-----------------------|-------|-------------------|--------|------------------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------------------|---------------|
| | [lbf-pulg] | [N-m] | [lbf-pulg] | [N-m] | | | | |
| 49000V(1-1)** | 0.625= 10 ozf-pulg | 0.071 | 2.50=40 ozf-pulg | 0.283 | 0 a ±25,000 | 608 ozf-pulg/rad | 3.01x10 ⁴ | 1.5 |
| 49000V(2-1)** | 1.25= 20 ozf-pulg | 0.141 | 5.00=80 ozf-pulg | 0.565 | 0 a ±25,000 | 1,616 ozf-pulg/rad | 3.07x10 ⁴ | 1.5 |
| 49000V(5-1)** | 3.125= 50 ozf-pulg | 0.353 | 12.5=200 ozf-pulg | 1.412 | 0 a ±25,000 | 5,072 ozf-pulg/rad | 3.20x10 ⁴ | 1.5 |
| 49000V(1-2)** | 6.25= 100 ozf-pulg | 0.706 | 25.0=400 ozf-pulg | 2.825 | 0 a ±25,000 | 8,864 ozf-pulg/rad | 3.32x10 ⁴ | 1.5 |
| 49000V(2-2)** | 12.5= 200 ozf-pulg | 1.412 | 50.0=800 ozf-pulg | 5.649 | 0 a ±25,000 | 12,048 ozf-pulg/rad | 3.53x10 ⁴ | 1.5 |
| 49001V(25-0)*** | 25 | 2.82 | 100 | 11.3 | 0 a ±15,000 | 5,590 | 0.035 | 11 |
| 49001V(5-1) | 50 | 5.65 | 200 | 22.6 | 0 a ±15,000 | 11,700 | 0.035 | 11 |
| 49001V(1-2) | 100 | 11.0 | 400 | 45.2 | 0 a ±15,000 | 21,400 | 0.035 | 11 |
| 49002V(25-1) | 250 | 28.2 | 1,000 | 113 | 0 a ±15,000 | 50,200 | 0.036 | 12 |
| 49002V(5-2) | 500 | 56.5 | 2,000 | 226 | 0 a ±15,000 | 56,000 | 0.036 | 12 |
| 49003V(1-3) | 1,000 | 113 | 4,000 | 452 | 0 a ±10,00 | 214,000 | 0.11 | 23 |
| 49004V(25-2) | 2,500 | 282 | 10,000 | 1,130 | 0 a ±10,000 | 580,000 | 0.16 | 26 |
| 49004V(5-3) | 5,000 | 565 | 20,000 | 2,260 | 0 a ±10,000 | 593,000 | 0.16 | 26 |
| 49006V(1-4) | 10,000 | 1,130 | 40,000 | 4,524 | 0 a ±8,000 | 1,800,000 | 2.3 | 105 |
| 49006V(2-4) | 20,000 | 2,260 | 80,000 | 9,040 | 0 a ±8,000 | 2,700,000 | 2.4 | 105 |
| 49007V(25-3) | 25,000 | 2,820 | 100,000 | 11,300 | 0 a ±6,000 | 5,700,000 | 2.8 | 115 |

5.6.4 Medidor de nivel en el tanque de succión

La medición del nivel en el tanque es importante para saber el comportamiento de este, sobre todo en la prueba y estudio de NPSH. El que se tiene es del tipo ultrasónico, que cuenta con la ventaja de no poseer elementos mecánicos, ofrece una precisión aceptable, el líquido de prueba es agua limpia como lo marcan las normas sobre pruebas de funcionamiento figura 5.12. Las características del medidor son:

- Marca: Florlise
- Modelo: EchoPod DL24
- Tipo: Transmisor de nivel ultrasónico
- Alcance: 9.8' (3 m)
- Precisión: ± 0.2%
- Resolución: 0.039" (0.9906 mm)
- Banda muerta: 4" (10 cm)
- Características extras: 4 puntos independientes de interruptores de alarmas, paros programables para bombas o válvulas.



Fig. 5.12 Medidor ultrasónico denivel. Fuente: Catálogo del proveedor.

5.7 Bomba de recirculación de flujo en prueba de NPSH

En la ecuación 2.28 o 2.29 se observa que las variables que influyen en la determinación del $NPSH_R$ dependen del tipo de instalación, una de estas será variable y las otras constantes. Teniendo esto en cuenta y conociendo el tipo de instalación, se tiene que la variable independiente es la presión de vacío en el tanque de succión, el nivel de succión dentro del tanque debe de ser constante durante la prueba, para mantener el nivel constante dentro del tanque de succión en la prueba de bombas horizontales, estas descargarán a presión atmosférica y una bomba igualará el caudal de la bomba de prueba. La capacidad máxima del laboratorio es para un gasto de $795 \text{ m}^3/\text{h}$, este caudal lo debe proporcionar la bomba de recirculación.

5.8 Procedimiento de prueba de comportamiento y NPSH, experimental

El método de prueba establecido en la norma ANSI/HI 14.6 da los lineamientos generales para realizar la prueba de comportamiento o NPSH para la aceptación de bombas centrífugas, este método es flexible para las diferentes configuraciones e instrumentación de control y medición con la que puede disponer cualquier laboratorio. Se requiere establecer un procedimiento de prueba, en donde se describan las actividades a realizar para obtener los resultados adecuados, que sea adicional al método de prueba usado por el laboratorio. Antes de realizar la prueba de comportamiento o de NPSH se debe de verificar los siguientes puntos:



- Los instrumentos de medición estén en un periodo de intervalo de calibración adecuado y debidamente justificado. Los certificados de calibración deben de contener información para identificar el instrumento al que corresponde, como mínimo el código interno de control del instrumento en el laboratorio, modelo, marca y número de serie.
- La bomba debe de estar correctamente instalada, es decir, la alineación del cople del motor-bomba o motor-torquímetro-bomba, según sea la forma de medición de la potencia.
- El circuito de la bomba debe de estar cerrado, verificar que todas las posibles entradas de aire estén selladas.
- Se debe de contar con la curva de comportamiento de la bomba a probar, el punto garantizado y los puntos de prueba deben de coincidir con lo ofertado.
- Se debe acordar la velocidad de angular de la bomba para realizar la prueba con el cliente.
- Se debe de contar con un plano, croquis con las principales medidas para ayuda y respaldo de los cálculos, además de tener un respaldo para la reproducción del ensayo en las condiciones más cercanas a las de la prueba original.
- Para la prueba de NPSH se debe de contar con los puntos de control de la presión de vacío del sistema.

Todos los puntos anteriores están enlistados en los documentos de prueba, la prueba debe ser realizada por algún supervisor o gerente de calidad de la empresa fabricante de la bomba en presencia del representante del cliente.

5.8.1 Procedimiento de prueba de comportamiento

Este aplica a las pruebas de comportamiento realizadas en el laboratorio. En la figura 5.13 se observa el diagrama de flujo de la prueba, y subsecuentemente se explica a detalle el procedimiento de la misma.

Teniendo en cuenta los cinco puntos de prueba requeridos que solicita la norma API 610 para probar una bomba de proceso, se analiza las condiciones del laboratorio en cuanto a su capacidad de caudal volumétrico, carga a medir, potencia de motores eléctricos, alimentación de corriente eléctrica y tamaño de volumen requerido en el tanque de succión, entre otros; para decidir si la prueba se realiza a velocidad nominal o a velocidad reducida, cualquiera de las dos condiciones son permitidas por la norma API. Antes de preceder a realizar la prueba se debe firmar un documento entre el fabricante de la bomba y el comprador de conformidad, indicando a qué velocidad será probada, una vez determinada la velocidad de prueba se arranca la bomba ajustando la velocidad angular del motor con el variador de frecuencia (VDF) que ayuda además de disminuir la velocidad angular a tener un arranque suave de la velocidad que puede ir aumentando gradualmente, además disminuye la corriente de arranque del motor.

La bomba se debe arrancar manteniendo cerrada la válvula de descarga, abriendo ésta poco a poco hasta entrar la bomba en régimen, realizar la purga de los equipos de medición de presión. Una vez en operación la bomba, un operario o signatario debe



comprobar que el caudal aumente conforme a la curva de comportamiento de ingeniería dada por el proveedor, el manómetro en la descarga debe ir disminuyendo su valor de lectura, el vacuómetro aumentará la lectura de vacío, el par aumentará con la apertura de la válvula y las rpm en teoría deben mantenerse constantes, aunque la norma NEMA (Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos por sus siglas en inglés) establece que para motores tipo jaula de ardilla trifásicos clase B tiene un desfase de las rpm en un 3% de su velocidad nominal y los motores acoplados a las máquinas centrífugas son del tipo NEMA clase B, si al ir realizando la prueba no se cumplen estas condiciones la prueba deba suspenderse para verificar las posibles causas de falla.

Si no hay inconvenientes que impidan la realización de la prueba, abrir la válvula de descarga de forma manual y gradual para cada punto de prueba se deben registrar las lecturas de manómetro, vacuómetro, torquímetro, flujo volumétrico, tacómetro para corroborar que las rpm no varíen y si esto sucediera ajustar la velocidad con el (VDF), hasta alcanzar el último punto de prueba. Una vez estabilizado el flujo en el punto de prueba se toman las lecturas de presión a la entrada y la salida (en los manómetros E y S), flujo volumétrico, potencia, revoluciones por minuto, si el cliente lo solicita se mide la temperatura del agua.

Las fluctuaciones no deben sobrepasar las indicadas en la tabla 3.2.

Para los consiguientes puntos, se cierra la válvula de descarga ligeramente hasta que la fluctuación de la medición del flujo se estabilice en el siguiente punto de prueba, de forma que se avance hacia la derecha de la curva y documente los valores de las magnitudes en una tabla de datos. Esto se repite las veces necesarias obteniendo las mediciones para los puntos restantes.

Al llegar al primer punto de prueba, es decir, a válvula cerrada, las lecturas de medición deben de realizarse en no más de 5 minutos para no causar un sobrecalentamiento en la bomba. Realizadas las lecturas de medición se detiene la bomba.

Los resultados de la prueba se calculan con las ecuaciones 2.4, 2.5, 2.16, 2.17, 2.18, 2.24, 2.27, 2.28, 2.30, 4.14, 4.20, y 4.27. Si la prueba fue a velocidad reducida se trasladan los resultados con las ecuaciones de afinidad, y se registran en el certificado de prueba, en caso contrario solo se registran en el certificado de prueba.

5.8.2 Procedimiento de prueba de $NPSH_R$

Como se ha mencionado el laboratorio es de configuración de circuito cerrado lo cual hace que la única variable independiente sea la presión en el tanque de succión. Esta presión se hace variar con una bomba de vacío. Para el tipo de prueba II de $NPSH$, el procedimiento es el que se observa en la figura 5.14 y se describe a continuación. Durante la prueba es importante verificar que no exista variación del nivel de líquido en el tanque de succión.

Se analizan los requisitos de la prueba y se determina si es posible realizar la prueba a velocidad nominal. Una vez determinada la velocidad de prueba, se seleccionan los puntos de ésta:



- Como primer punto de la prueba, la presión del tanque es la atmosférica
- El resto de los puntos de vacío están en función del vacío que se necesita generar en el tanque de succión, para igualar el $NPSH_D$ con el $NPSH_R$ de la bomba, por consiguiente los puntos se varían de forma gradual en menor a mayor magnitud de vacío en el tanque de succión. Con la ecuación del $NPSH_D$ y de Bernoulli se analiza el posible comportamiento de $NPSH_R$, teniendo en cuenta que antes de la caída del 3% de la carga, el $NPSH_R$ debe de comportarse constante de la misma magnitud a diferentes cargas, antes de esta caída se genera una línea recta. el caudal volumétrico constante, después del 3% de la caída de la presión no se puede predecir con precisión el comportamiento del $NPSH_R$

Si es necesario variar la velocidad de la bomba se programa en el variador de frecuencia (VDF), en caso contrario se arranca la bomba a velocidad nominal con la válvula en la descarga cerrada y gradualmente se va abriendo ésta.

La bomba de vacío se acciona para alcanzar el vacío deseado en el tanque de succión, esta presión se establece con la válvula reguladora de vacío. Una vez alcanzada la presión de vacío máxima requerida para la prueba del $NPSH_R$ se apaga la bomba. La presión máxima de vacío pudiera ser el valor del $NPSH_R = NPAH_D$ que es el punto crítico antes de que la bomba entre en cavitación, que ya no bombea agua sino una emulsión de agua con vapor, esto se observa rápidamente por que el manómetro de descarga baja la lectura drásticamente, el vacuómetro le sucede lo mismo y la bomba dependiendo del grado de la cavitación en la carcasa o voluta se escucha ruidos extraños y vibra demasiado debido a que este tipo de máquinas su diseño está basado en la teoría de fluido incompresible, es decir, la densidad con que entra a la máquina es la misma con que sale

La válvula en la descarga de la bomba de prueba se abre lentamente hasta que el medidor de caudal alcanza el flujo volumétrico garantizado por el proveedor de la bomba que es el punto que se debe de cumplir y demostrar al comprador que la bomba cumple y que está de acuerdo a la curva de ingeniería pactado

La prueba del $NPSH_{3\%}$ que es el que se requiere demostrar en un equipo de bombeo de proceso se debe realizar con cuidado para que las lecturas no se tomen en formas erróneas, la primera lectura que se toma es cuando el tanque de succión está a presión atmosférica, realizando el desarrollo de cálculo se determina el $NPSH_R$, posteriormente se va genera presión de vacío en el tanque y se vuelve a calcular el $NPSH$. La norma argumenta que calculando el vacío requerido ya sea en le brida de succión o en el tanque justo para el $NPSH_R$ proporcionado por el proveedor de la bomba y que se lee en la gráfica de ingeniería, la presión de vacío después de este punto puede ir creciendo en 1 kPa , o descendiendo de la mismo forma hasta que la bomba entre en cavitación.

Las pruebas de fábrica tienen como fin demostrar al cliente que la bomba que adquirió cumple con lo pactado en cuanto a las condiciones de operación como son: el caudal volumétrico, la carga, el rendimiento, la potencia de accionamiento, el rendimiento y sobre todo el $NPSH_R$.

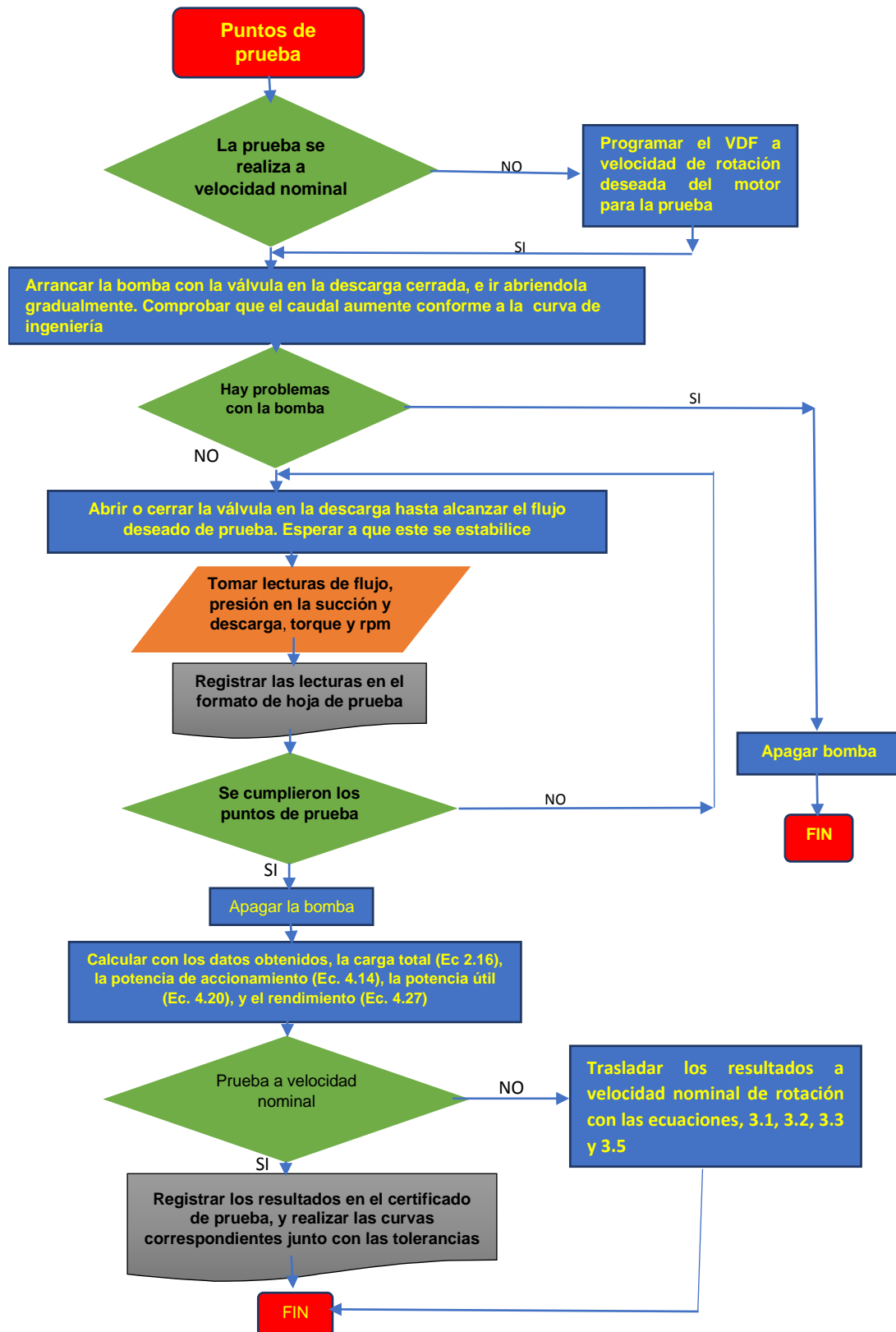


Fig.5.13 Diagrama de flujo del procedimiento de prueba de comportamiento.



Estas mismas pruebas sirven para el fabricante de las bombas como prueba de calidad del producto final y ayuda a implementar un programa de mejora continua. La prueba solo se hace para el flujo garantizado si otra condición no es acordada con el cliente, si se requiere generar la curva $NPSH_R - Q$ se realiza por lo menos en 5 flujos.

De forma similar a la prueba de comportamiento, la prueba de NPSH se inicia en el punto más alejado en la curva. Este punto corresponde cuando el tanque está a presión atmosférica, el resto de los puntos se selecciona a partir del vacío necesario en el tanque de succión cuando se tiene que presentar el $NPSH_R$.

La válvula de regulación de presión se cierra de forma gradual para obtener los diferentes puntos de prueba. Durante la prueba se encuentra una notable caída en la presión en el manómetro instalado en la descarga.

El responsable encargado de la toma de lectura del manómetro instalado en la descarga debe estar en constante comunicación con el operario de la bomba de vacío para evitar una caída brusca de presión y hacer inválida la prueba al no encontrar el $NPSH_{3\%}$. Además se debe tener en vigilancia la lectura del medidor de flujo, para saber si el flujo se mantiene constante con los cambios de la presión de vacío en el tanque.

Para el tipo de prueba I de NPSH, se repiten los pasos anteriormente descritos para los diferentes flujos de prueba.

Una vez realizado la prueba a diferentes flujos, se gráfica una curva de $NPSH_{3\%} - Q$, teniendo en cuenta que el $NPSH_{3\%}$ es el $NPSH_R$ por la bomba. Esta curva debe de ser idéntica o muy similar a la que se ofertó para la bomba y únicamente el $NPSH_R$ en el punto de operación es el que se puede llegar a garantizar.

Los resultados de la prueba se calculan con las ecuaciones 2.16 y 2.28 o 2.29. Si la prueba fue a velocidad reducida se trasladan los resultados con las ecuaciones 3.1, 3.2, 3.3 y 3.5, se registran en el certificado de prueba.

Es necesario realizar las pruebas de comportamiento a todos los equipos de bombeo no importando el campo de aplicación, para garantizar que cumple con lo que se ha ofertado en la curva de ingeniería, sino cualquier problema que se presente en el arranque, puesta en marcha y/o operación se tendrá la duda de quién falló, el fabricante del equipo de bombeo o quien diseñó y calculó las variables para la selección de la bomba, es necesario realizar un estudio minucioso de la curva carga del sistema a fin de tener perfectamente definida la carga requerida para el caudal de diseño, esto garantizará que la bomba trabaje en el punto de máximo rendimiento, disminuyendo el consumo de energía eléctrica, el costo de operación y mantenimiento será menor, ya que el motor eléctrico trabajará con la carga (potencia de mandada) para el cual fue seleccionado, de otra forma este motor trabajaría con sobre carga haciendo que la temperatura de trabajo esté por arriba de la temperatura que recomienda el proveedor del motor, el tiempo de vida útil del motor disminuirá por daños al aislamiento del embobinado, todo esto hará que el motor requiera de mantenimiento antes de cumplir con el tiempo de vida útil.

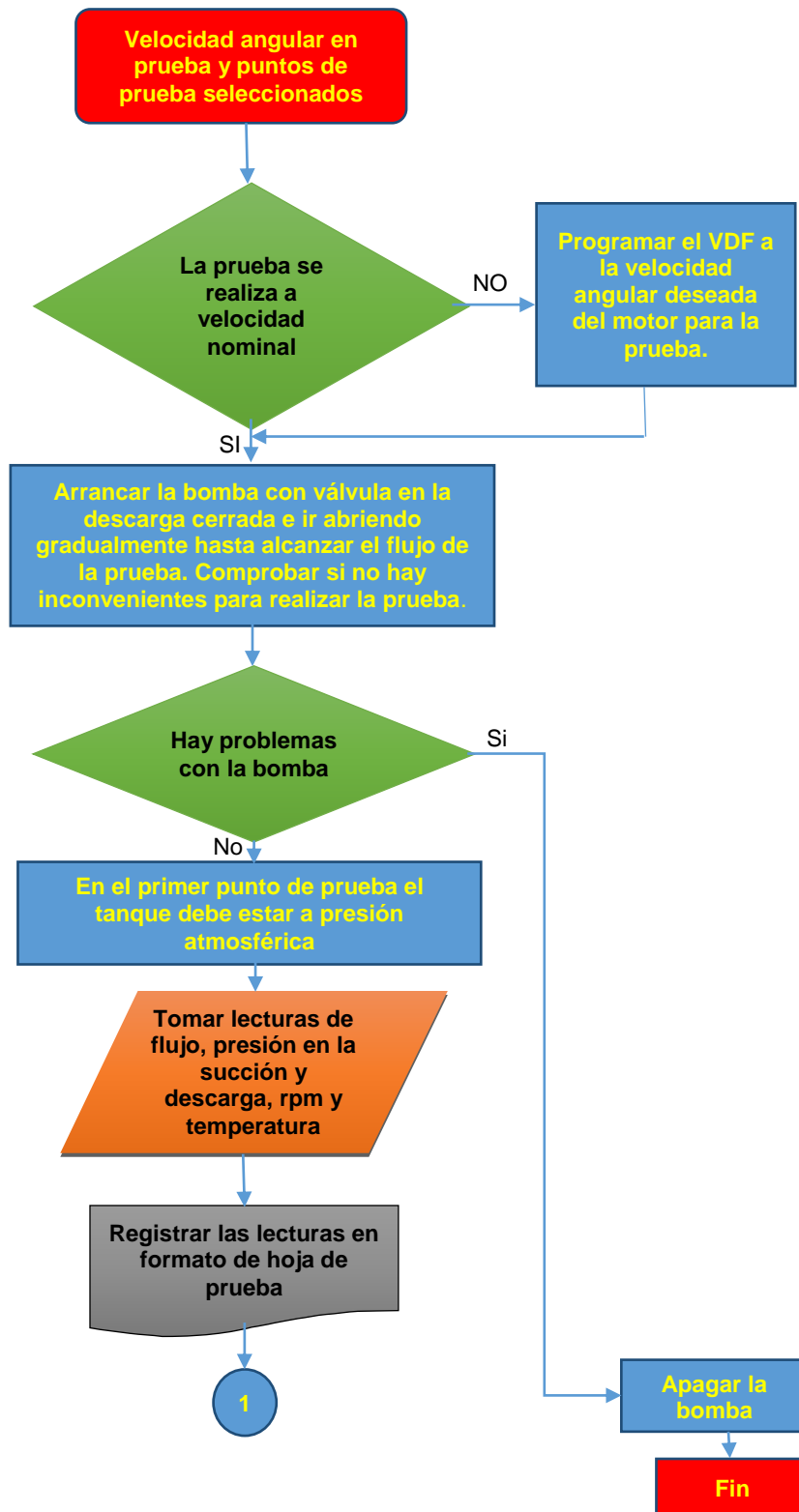


Fig. 5.14 Diagrama de flujo del procedimiento de prueba de NPSH tipo II.

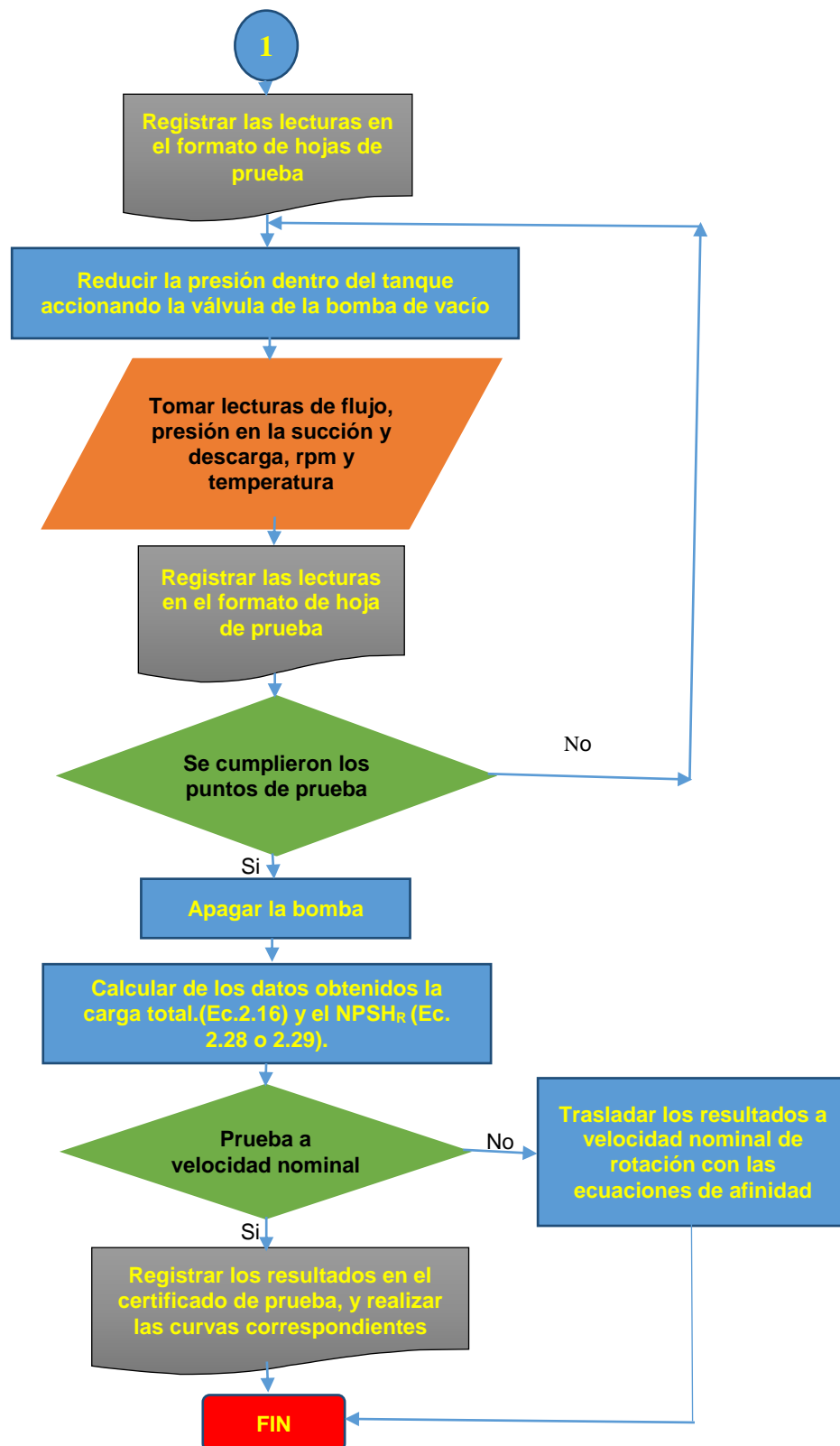


Fig. 5.14 Diagrama de flujo de procedimiento de prueba de NPSH tipo II (continuación).



5.9 Prueba experimental de comportamiento y NPSH

En este trabajo se realizaron las pruebas experimentales de comportamiento y NPSH de una bomba centrífuga horizontal de proceso para la industria petroquímica modelo HO2, los datos técnicos de esta bomba se describen en la tabla 5.15. Cuando cualquiera de los parámetros que definen la capacidad máxima del laboratorio (carga, caudal o potencia), son rebasados por la bomba de prueba, se puede llegar a un acuerdo mutuo entre la empresa responsable del ensayo y el cliente para probar a velocidad reducida y posteriormente trasladar los resultados a velocidad nominal de operación con las leyes de afinidad o semejanza.

La selección de los puntos de prueba es como mínimo 5, recordando que el único que se garantiza es el punto de operación seleccionado. Los puntos se seleccionan a partir de la curva de la bomba especificada en el contrato de compra para la bomba de prueba la curva es la de la figura 5.15.

Tabla 5.15 Datos técnicos de la bomba de prueba. Fuente: Información del proveedor.

| | |
|-----------------------|------------------------|
| Modelo | OH2 |
| Tamaño | 6" x 10" x 17" |
| Caudal de operación | 390 m ³ /h |
| Carga de operación | 86.6 m.c.a. |
| NPSH _R | 4 m.c.a. |
| Potencia al freno | 180 hp |
| Motor | TEFC de 200 HP 4 Polos |
| Velocidad angular (n) | 1760 rpm |
| No de Curva | 6 X 19 AD |

La curva de ingeniería de la figura 5.15 corresponde a una bomba de proceso OH2 por lo que es preciso determinar sus curvas de comportamiento como son: caudal – carga (Q.- H), caudal – potencia de accionamiento (Q – P_a), caudal – rendimiento (Q – η) y carga – carga neta positiva de succión requerida (H-NPSH_R) a fin de cumplir con la norma API 610, de esta manera cuando se instale en el lugar de trabajo no vaya a presentar fallas en el arranque y la operación, y si así fuera la responsabilidad de este problema no será de la casa fabricante de la bomba sino de la empresa que la instaló, debe corregirse cualquier falla que presente el equipo de bombeo por un lado para que este dentro de las condiciones de garantía y por otro para disminuir el mantenimiento correctivo de la bomba, esta última parte no corresponde a este trabajo de tesis, sin embargo presento esta recomendación sacada de la experiencia laboral debido a que frecuentemente me he encontrado bombas que operan fuera de su máximo punto de operación consumiendo mayor energía eléctrica de la necesaria.

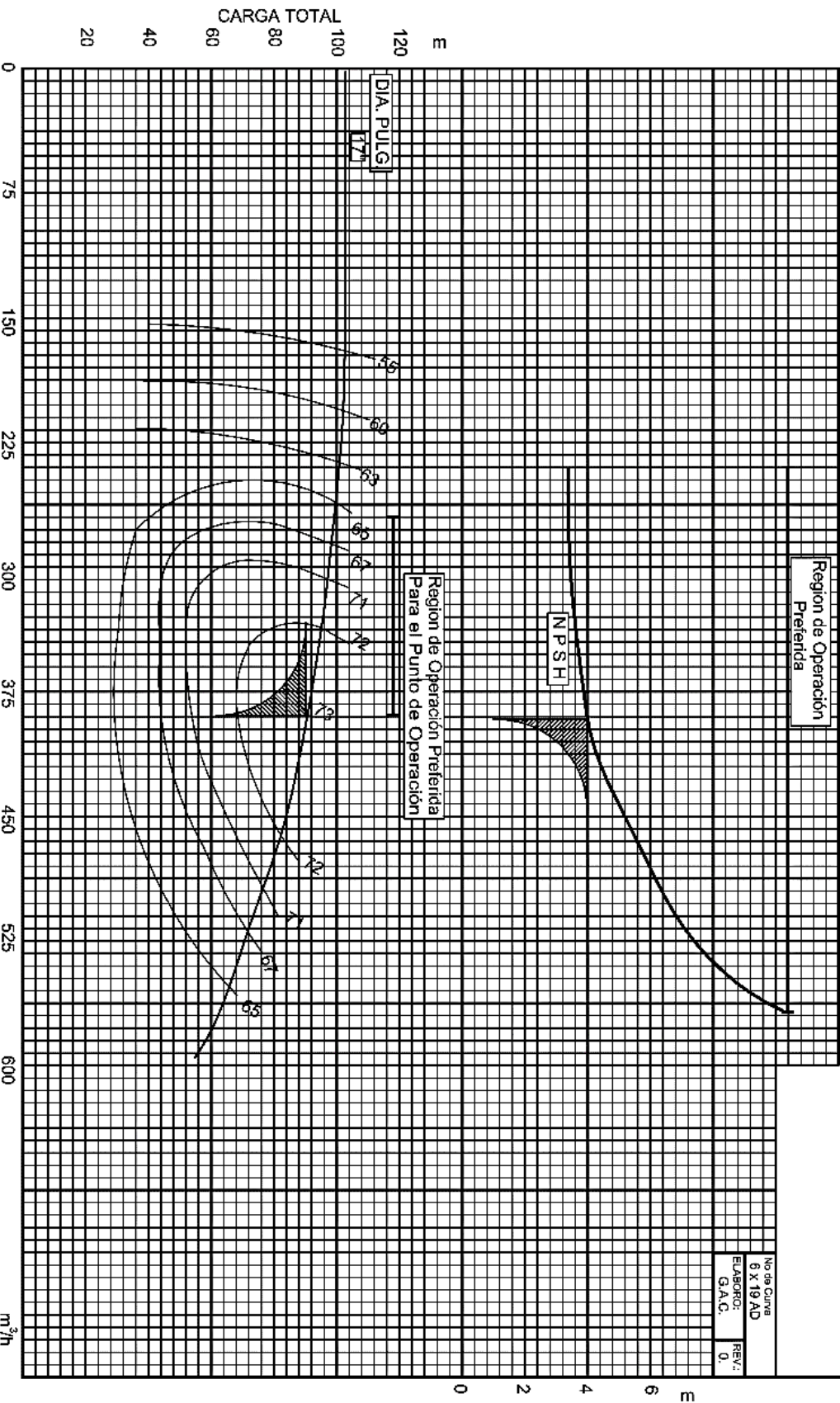


RPM **1760** MODELO **OH2** I AMANU DE BOMBA: **6 X 10 X 17**

CONDICIONES DE SERVICIO

CARGA: 86.4 m
 GASTO: 390 m³/h
 LIQUIDO: ACEITE-DESHIDRATADO
 GRAVEDAD ESPECIFICA: 0.875
 VISCOSIDAD: 15 cP
 PRESION SUCCION: 0.350 kg/cm², man
 PRESION DESCARGA: 3.48 Kg/cm, man

EFICIENCIA: 73%
 POTENCIA AL FRENO (BHP): 180 HP / MAX. 189 HP
 MOTOR: EH-TCCV DE 200 HP 4 POLOS
 NPSHR: 4 m
 NPSHD: 8.20 m
 TEMPERATURA: 71°C
 CLIENTE: S. E.



No de Curva
 6 X 19 AD
 ELABOR: G.A.C.
 REV: 0

Fig. 5.15 Curva característica de la bomba de prueba.

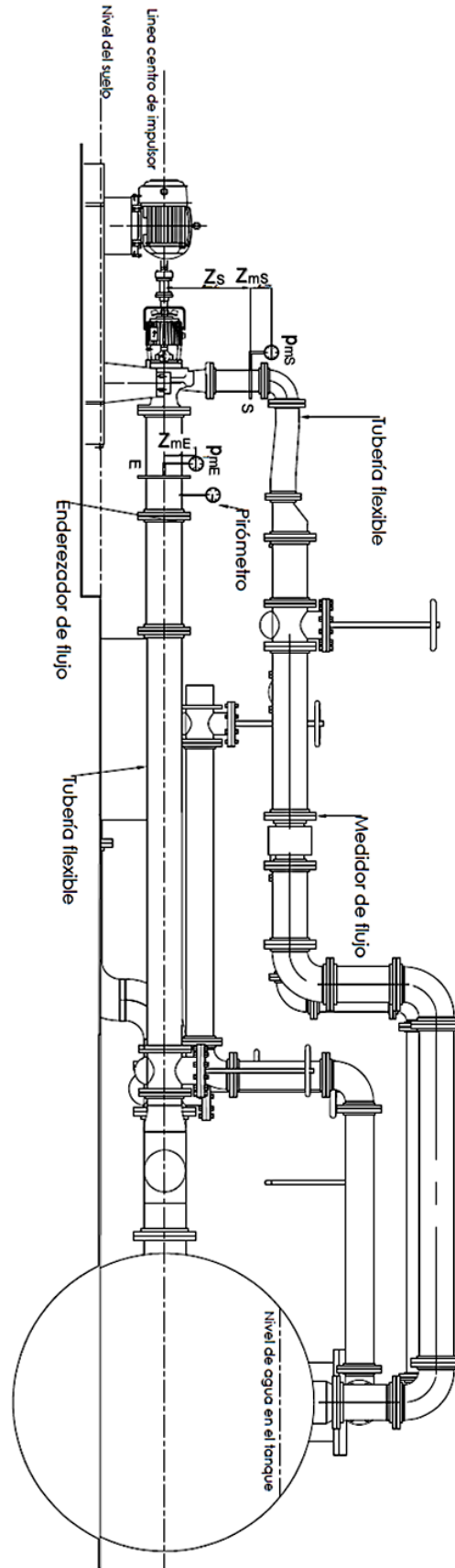


Fig. 5.16 Instalación de bomba horizontal en el laboratorio, para prueba de Q , H , P_a y $NPSH$.

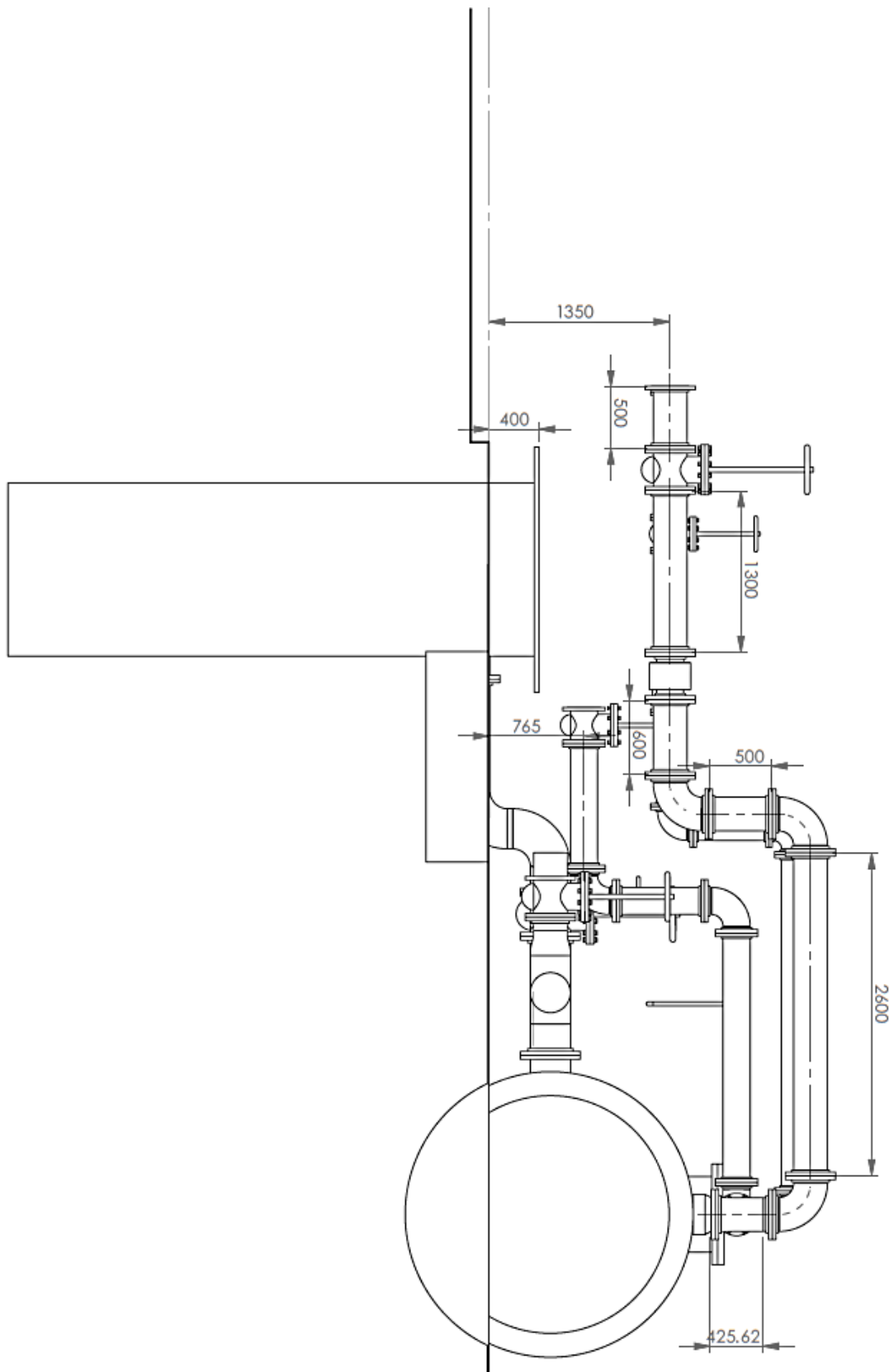


Fig.5.17 Vista lateral del laboratorio de pruebas.

La bomba se instaló en la tubería de succión de 254 mm (10”), dado que la brida de succión es de 254 mm (10”) y la brida de descarga es de 152.4 mm (6”). Los accesorios necesarios para la instalación son, tubería flexible de 254 mm (10”), enderezador de flujo de 254 mm (10”), tramo de tubería recta de 254 mm (10”) con toma de presiones, tramo de tubería recta para toma de presiones de 152.4 mm (6”). En el trazo de la configuración final del laboratorio donde se prueba la bomba, se acotan las dimensiones necesarias para realizar la prueba de comportamiento y NPSH tipo II. Los puntos de prueba seleccionados se muestran en la tabla 5.16 de acuerdo a la norma, esta información es necesaria para el control de la prueba mediante la estrangulación del flujo para pruebas de comportamiento.

Tabla 5.16 Datos de operación de los puntos de prueba a velocidad de nominal, leídos de gráfica.

| No de puntos | Descripción | n_1 (rpm) | Caudal nominal (m^3/h) | Carga nominal (m.c.a.) | BHP a velocidad nominal (HP) | Rendimiento η (%) | NPSH _R (m.c.a.) |
|--------------|----------------------------|-------------|----------------------------|------------------------|------------------------------|------------------------|----------------------------|
| 1 | A válvula cerrada | 1760 | 0 | 102.77 | No leído. | No leído | No leído. |
| 2 | Mínimo caudal estable | 1760 | 225 | 101.0 | 134.27 | 61.8 | 3.25 |
| 3 | Punto garantizado | 1760 | 390 | 86.5 | 168.6 | 73.0 | 4.0 |
| 4 | 105% del punto garantizado | 1760 | 409.5 | 84.6 | 174.0 | 72.6 | 4.5 |
| 5 | Fin de región de operación | 1760 | 594.47 | 54.87 | No calculado | No leído | 9.5 |

En este caso la bomba OH2 para dar las condiciones de operación a velocidad nominal de 1760 rpm requiere una potencia de 180 hp, esto hace que la potencia del motor instalado sea de 200 hp. Se realizó la prueba a velocidad reducida del 80% por limitación de la potencia del transformador, a esta velocidad de rotación la potencia disminuye al 51.2%, en la tabla 5.16 se encuentra los valores en los diferentes puntos de prueba bombeando agua a 20 °C.

La prueba se realizó con agua a una temperatura de 20 °C, los datos obtenidos del resultado de la prueba se encuentran en la tabla 5.22. Una vez obtenidos los datos de la prueba de comportamiento se realizan el desarrollo del cálculo. Las pérdidas por rozamiento no se incluyen en el cálculo de la carga total, dado que no existe ninguna perturbación de importancia entre los manómetros y las bridas de succión y descarga de la bomba. La carga total se determina con la figura 5.18.

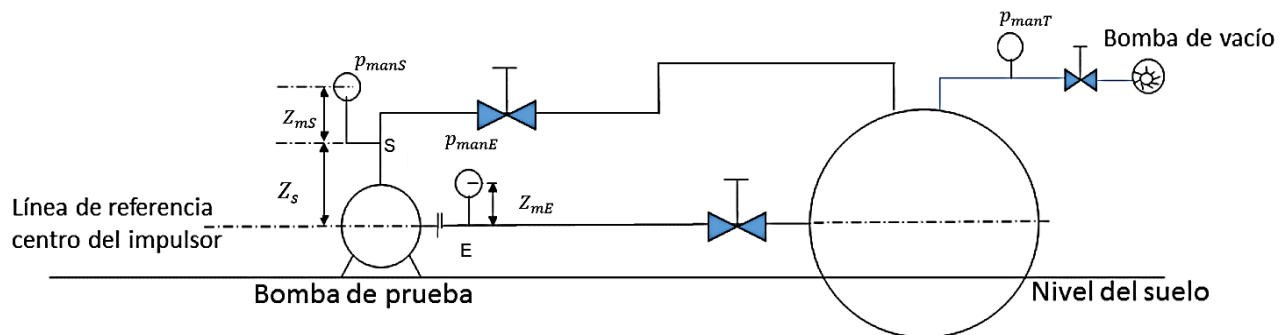


Fig. 5.18 Cotas necesarias para el cálculo de la carga total.

5.10 Toma de datos del experimento

Instalada la bomba OH2 para realizar su prueba se verificaron todos los instrumentos de medición. La tabla 5.17 muestra los datos técnicos de esta bomba y la tabla 5.18 presenta los datos del punto garantizado de la prueba de cuerdo a la norma API 610. En la tabla 5.19 se encuentran los datos del líquido utilizado en la prueba y la temperatura de trabajo. Los datos técnicos del motor eléctrico se indican en la tabla 5.20; los puntos de prueba se encuentran en la tabla 5.21 así como los cercanos a ellos.

Tabla 5.17 Datos de la bomba de prueba.

| N° de curva | Tipo | N° de serie | N° de orden. | Diámetro de entrada (m) | Diámetro de salida (m) | Diámetro del impulsor (m) |
|-------------|------|-------------|--------------|-------------------------|------------------------|---------------------------|
| 6x19AD | OH2 | 151309256 | LABO-15010 | 0.25446 | 0.15408 | 0.01455 |

Tabla 5.18 Datos del punto garantizado

| Caudal (m ³ /h) | Carga (m.c.a) | Velocidad de rotación (rpm) | Rendimiento (%) | Potencia de accionamiento (HP) | NPSH _R (m.c.a) |
|----------------------------|---------------|-----------------------------|-----------------|--------------------------------|---------------------------|
| 390 | 86.5 | 1760 | 73 | 185 | 4 |

Tabla 5.19 Datos del líquido de prueba.

| Líquido de bombeo | Temperatura (°C) | Densidad ρ (kg/m ³) | Presión de vapor (kPa) | Viscosidad cinemática (m ² /s) | Viscosidad dinámica (kg/m.s) |
|-------------------|------------------|--------------------------------------|------------------------|-------------------------------------------|------------------------------|
| Agua | 20 | 998.2 | 2.34 | 1.003x10 ⁻⁶ | 1.102x10 ⁻³ |

Tabla 5.20 Datos del Motor para prueba

| Fabricante | Tipo | Potencia (HP) | VDF | N° de polos | Velocidad de rotación (rpm) |
|------------|------|---------------|-----|-------------|-----------------------------|
| WEG | TEFC | 100 | Si | 4 | 1408 |

Tabla 5.21 Datos de la prueba de comportamiento a 1760 rpm.

| Puntos de prueba | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---------------------------------------|---------|----------|----------|-----------|----------|
| Caudal (m ³ /s) | 0 | 0.0625 | 0.1083 | 0.11375 | 0.1651 |
| Carga (m.c.a) | 102.770 | 101.5 | 86.5 | 84.6 | 54.83 |
| Tolerancia caudal (m ³ /s) | 0 | 0.003125 | 0.005415 | 0.0056875 | 0.008255 |
| Tolerancia carga (m.c.a) | 3.0831 | 3.045 | 2.595 | 2.538 | 1.6461 |



Las condiciones del laboratorio en que se hicieron las pruebas fueron: temperatura ambiente 25 °C, temperatura del agua 20 °C, $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$, $p_s = 2\,340 \text{ Pa}$, presión atmosférica 78 kPa, aceleración de la gravedad local 9.79 m/s². Al realizar esta prueba experimental se efectuó el procedimiento antes descrito, registrando los valores de la prueba en la tabla 5.22.

Tabla 5.22 Datos obtenidos del experimento en el laboratorio a 1408 rpm.

| Puntos de prueba | Velocidad de rotación (rpm) | Caudal (m ³ /s) | vacuómetro a la entrada (kPa) | Manómetro a la salida (kPa) | (Z ₂ +Z _{2M})-(Z ₁ +Z _{1M}) (m) | Rendimiento del motor % | Torque (N.m) |
|------------------|-----------------------------|----------------------------|-------------------------------|-----------------------------|---------------------------------------------------------------------------|-------------------------|--------------|
| 1 | 1408 | 0 | -50.84 | 586.12 | 0.6 | 94 | 382.36 |
| 2 | 1408 | 0.05 | -54.24 | 571.21 | 0.6 | 94 | 391.78 |
| 3 | 1408 | 0.0866 | -58.32 | 467.32 | 0.6 | 94 | 435.95 |
| 4 | 1408 | 0.091 | -60.26 | 453.55 | 0.6 | 94 | 453.39 |
| 5 | 1408 | 0.1321 | -65.35 | 250.23 | 0.6 | 94 | 509.45 |

5.11 Desarrollo de cálculo

Con los datos obtenidos y registrados en la tabla 5.22, se calcularon la carga total de la bomba, la potencia hidráulica, potencia de accionamiento, la eficiencia y se midió el caudal volumétrico en los puntos de prueba. Cálculo de la carga total, aplicando la ecuación 2.16 del punto E al S.

$$\frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} + z_E + H = \frac{p_S}{\rho g} + \frac{v_S^2}{2g} + z_S + H_{rint}$$

Calculando la carga (H), la potencia hidráulica (P), potencia de accionamiento (P_a) y el rendimiento de la bomba (η) para el punto garantizado (punto 3 de la prueba experimental).

Cálculo de la carga, de continuidad velocidad en la entrada(punto E):

$$v_E = \frac{Q}{A_E} = 1.691 \frac{m}{s}$$

Para la salida (punto S):

$$v_S = \frac{Q}{A_S} = 4.6122 \frac{m}{s}$$

Calculando la carga, despejando H de la ecuación 2.16



$$H = \frac{467.32kPa - (-58.32kPa)}{998.2 \frac{kg}{m^3} \times 9.79 \frac{m}{s^2}} + 0.6m + \frac{\left(4.6112 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(1.691 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9.79 \frac{m}{s^2}}$$

$$= 55.328261 \text{ m. c. a}$$

Cálculo de la potencia hidráulica o potencia útil:

$$P = 0.086 \times 55.3261 \times 998.2 \times 9.79 = 46,497.41 \text{ W} = 46.4974 \text{ kW} = 62.35 \text{ hp}$$

Determinando la potencia de accionamiento:

$$P_a = 0.1047 \times 435.95 \text{ N. mx} 1408 \text{ rpm} = 64,266.7 \text{ W} = 64.266 \text{ kW} = 86.18338 \text{ hp}$$

Cálculo del rendimiento de la bomba:

$$\eta = \frac{P}{P_a} = \frac{46.4974 \text{ kW}}{64.266 \text{ kW}} = 72.35147\%$$

Siguiendo el mismo procedimiento de cálculo se obtuvo la tabla 5.23

Tabla 5.23 Resultados del desarrollo de cálculo a 1408 rpm.

| No de puntos | n (rpm) | Caudal | | | | Carga H | | BHP | | Rendimiento η (%) |
|--------------|---------|-------------------|-------------------|-----|---------|---------|--------|--------|-------|------------------------|
| | | m ³ /s | m ³ /h | l/s | gpm | m.c.a | ft.c.a | kW | HP | |
| 1 | 1408 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 65.774 | 215.74 | 56.36 | 75.58 | 0 |
| 2 | 1408 | 0.05 | 180 | 50 | 792.5 | 64.8387 | 212.67 | 57.755 | 77.45 | 54.88 |
| 3 | 1408 | 0.086 | 309.6 | 86 | 1,363.1 | 55.210 | 181.08 | 64.266 | 74.04 | 72.35 |
| 4 | 1408 | 0.091 | 327.6 | 91 | 1,442.3 | 54.1213 | 177.52 | 66.837 | 89.63 | 72.16 |
| 5 | 1408 | 0.132 | 475.2 | 132 | 2,092.2 | 35.0413 | 144.94 | 87.043 | 116.7 | 52 |

5.12 Traslado de resultados de 1408 rpm a 1760 rpm

Utilizando las leyes de afinidad ecuación 3.1, 3.2, 3.3, 3.5, y 3.6, para trasladar los resultados a la velocidad nominal de la bomba de 1760 rpm. Para el caudal Q a velocidad angular nominal de 1760 rpm.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$Q_2 = \frac{Q_1}{n_1} n_2$$



Dónde n_1 – velocidad angular de prueba a 1408 rpm;
 n_2 – velocidad angular nominal a 1760 rpm;
 Q_1 – caudal volumétrico a velocidad de prueba, 1408 rpm;
 Q_2 – caudal volumétrico a velocidad angular nominal, 1760 rpm.

Para el punto 3 de prueba, punto garantizado de Q , H , P_a , y η . Determinando el caudal Q_2 a velocidad angular de operación de 1760 rpm.

$$Q_2 = \frac{0.08666}{1408} 1760 = 0.1083 \frac{m^3}{s} = 389.9 \frac{m^3}{h}$$

Los demás caudales para los puntos 1, 2, 4 y 5 se calculan de la misma manera.

Para la carga H_2 , a velocidad angular nominal de 1760 rpm.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$H_2 = \frac{H_1}{\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2}$$

Dónde H_1 - carga a velocidad angular de prueba de 1408 rpm;
 H_2 - carga a velocidad angular nominal de 1760 rpm.

$$H_2 = \frac{55.328261}{\left(\frac{1408}{1760}\right)^2} = 86.45 \text{ m. c. a}$$

Las cargas para los puntos 1, 2, 4 y 5 se calculan de la misma manera.

Para la potencia de accionamiento P_{a2} , a velocidad angular nominal de 1760 rpm.

$$\frac{P_{a1}}{P_{a2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

Dónde P_{a1} - potencia de accionamiento a la velocidad angular de prueba de 1408 rpm;
 P_{a2} - potencia de accionamiento a la velocidad angular nominal de 1760 rpm.

$$P_{a2} = \frac{64.266}{\left(\frac{1408}{1760}\right)^3} = 125.520 \text{ kW} = 168.327 \text{ hp}$$

Las potencias para los puntos 1, 2, 4 y 5 se calculan de la misma manera.

El rendimiento teóricamente se mantiene constante; sin embargo, se calcula con la ecuación:



$$\eta_2 = \frac{QH\rho g}{P_{a2}} \text{ en \%}$$

Calculando el η_2 de la bomba a la velocidad de 1760 rpm.

$$\eta_2 = \frac{0.108325 \times 86.45 \times 998.2 \times 9.79}{125,520} = 72.9\%$$

Los rendimientos para los puntos 1, 2, 4 y 5 se calculan de la misma manera.

5.13 Análisis de resultados

La tabla 5.24 es el concentrado del resultado del desarrollo de cálculo para la velocidad nominal de operación de la bomba de 1760 rpm, se tomaron los cinco puntos que recomienda la norma para trazar las curvas de comportamiento como son: el caudal volumétrico - carga (Q - H), caudal - potencia de accionamiento (Q - P_a) y el caudal - rendimiento (Q - η) que son parte del documento que se entrega al comprador de la bomba por el fabricante.

Para el punto 3 que es el punto garantizado, se aplica la tolerancia en el comportamiento de la bomba, tabla 5.25, cumpliendo satisfactoriamente con la norma API 610, tanto en carga, caudal, rendimiento y potencia de accionamiento (línea roja en la tabla 5.24). Este documento sirve como certificado de calidad y muestra que las condiciones de operación de la bomba que se compró de acuerdo a la curva de ingeniería la bomba, físicamente cumple con lo pactado, en caso contrario si al aplicar las tolerancias de la tabla 5.25 los resultados de carga, gasto, potencia de accionamiento y rendimiento estuvieran fuera de tolerancia la bomba tendrá que rechazarse por no cumplir con la norma API 610, por lo que el fabricante deberá valorar su sistema de producción mejorando la calidad de su producto; por otro lado, si al instalar la bomba ésta fallará el problema no sería la bomba quizá la ingeniería de tuberías o alguna válvula mal instalada.

En tabla de resultados 5.24 el caudal, la carga y potencia de accionamiento se registra en las distintas unidades de medida, debido a que no todas las empresas tienen implementado en sus equipos el Sistema Internacional de unidades, por lo que se solicita específicamente al fabricante alguna de las unidades de esta tabla.

Tabla 5.24 Resultados del desarrollo de cálculo a velocidad de 1760 rpm.

| No de puntos | n (rpm) | Caudal volumétrico | | | | Carga H | | Potencia de accionamiento | | Rendimiento η |
|--------------|---------|--------------------|-------------------|-------|--------|---------|--------|---------------------------|-------|--------------------|
| | | m ³ /s | m ³ /h | l/s | gpm | m.c.a | ft.c.a | kW | hp | (%) |
| 1 | 1760 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 102.7 | 337.1 | 110.1 | 147.6 | 0.0 |
| 2 | 1760 | 0.0625 | 225 | 62.5 | 990 | 101.4 | 332.7 | 112.8 | 151.3 | 59.9 |
| 3 | 1760 | 0.1083 | 390 | 108.3 | 1716 | 86.45 | 286.6 | 125.5 | 168.3 | 72.9 |
| 4 | 1760 | 0.1138 | 409.6 | 113.3 | 1803.7 | 84.7 | 278 | 130.5 | 175.1 | 72.1 |
| 5 | 1760 | 0.1651 | 592.3 | 165.1 | 2616.8 | 54.9 | 180 | 170.0 | 220.0 | 52.1 |



De acuerdo al grado de aceptación para la prueba y en base a la tabla 3.2 las tolerancias en los resultados para el punto garantizado se muestran en la tabla 5.25, en esta tabla se indican las tolerancias del punto garantizado ofertado.

Tabla 5.25 Tolerancias en el comportamiento de la bomba.

| Magnitud | Tolerancia según grado 1B | Punto garantizado | Tolerancia en relación al punto garantizado | Resultados de la prueba | Resultado conforme a tolerancia |
|---------------------------|---------------------------|-------------------|---------------------------------------------|-------------------------|---------------------------------|
| Flujo (m ³ /s) | ± 5% | 0.1082 | ±0.00541 | 0.1083 | Satisfactorio |
| Carga (m.c.a) | ± 3% | 86.5 | ±2.595 | 86.47 | Satisfactorio |
| Potencia (kW) | +4% | 137.95 | +5.518 | 125.5 | Satisfactorio |
| Rendimiento % | -3 % | 73 | -2.19% | 72.9 | Satisfactorio |

La tabla 5.26 muestra las especificaciones del cliente que requiere, la línea en rojo es el resultado de la prueba experimental de la bomba girando a la velocidad angular de 1760 rpm, los demás datos son relacionados con la licitación y compra del equipo.

Tabla 5.26 Requerimiento del comprador y resultados de la prueba.

| | | | | | | | |
|------------------------------|-------------------------------------------------|--------------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------------|-----------------------------------------|---------------------------------------------|
| Fabricante. S.E | | N° de serie de la bomba 151309256 | | No de certificado LABH-15001C | | Información del cliente. SE | |
| Vel. n (rpm) 1760 | Potencia. (kW) $P_a = 149.2$ | Impulsor Identificación. XS-05 | Diámetro D (m) 0.014545 | No de modelo de bomba OH2 6x10x17 | | | |
| Fecha de recepción. d-m-a | | Fecha de prueba d-m-a | | Grado de aceptación 1B | | Velocidad de prueba 1408 (rpm) | |
| Puntos de prueba | Caudal nominal Q (m ³ /s) | Carga | | | | Vel. Nom. Potencia. P_a (kW) | Rendimiento De la bomba η (%) |
| | | p_{man} a vel. de prueba (kPa) | h_v a vel. de prueba. (m.c.a) | Elevación Z (m) | Vel. Nom Carga total. H (m.c.a) | | |
| 1 | 0.0 | 636.98 | 0.0000 | 0.6 | 102.77 | 110.1 | 0.0 |
| 2 | 0.0625 | 625.45 | 0.27156 | 0.6 | 101.44 | 112.8 | 54.9 |
| 3 | 0.1083 | 526.64 | 0.8292 | 0.6 | 86.45 | 125.5 | 72.9 |
| 4 | 0.1138 | 513.81 | 1.0507 | 0.6 | 84.74 | 130.5 | 72.1 |
| 5 | 0.1651 | 315.58 | 2.2140 | 0.6 | 54.86 | 170.0 | 52.07 |

5.14 Gráfica de resultados de Q, H, P_a y η, de acuerdo a norma API 610

Con los los datos experimentales obtenidos en el laboratorio de pruebas, de la bomba OH2 de proceso girando a 1408 rpm (tabla 5.22), se realizó el desarrollo de cálculo del caudal volumétrico, carga de la bomba, potencia de accionamiento y rendimiento, el concentrado de estos cálculos se tiene en la tabla 5.23.

Para trazar la curva Q - H, Q - P_a, y Q - η; a velocidad angular nominal de diseño de 1760 rpm, con las leyes de afinidad o leyes de semejanza se trasladan los resultados de 1408 rpm a 1760 rpm, estos resultados se muestran en la tabla 5.24.

Realizando una gráfica con los datos de la tabla 5.24, caudal - carga (Q - H), caudal - potencia de accionamiento (Q - P_a), y caudal - rendimiento (Q - η), la velocidad nominal de 1760 rpm, se tiene la figura 5.19 los puntos rojos de las curvas indican las condiciones de diseño del cudal (Q), carga (H) y potencia de accionamiento (P_a), que por un lado el fabricante de la bomba debe cumplir y por el otro el comprador necesita corroborar qque la bomba seleccionada y la que esta recibiendo realmente cumple satisfactoriamente con lo pactado.

Realizada la prueba experimental de la bomba de proceso OH2 con número de serie 151309256, y tomadas las lecturas del experimento en los manóvacuometro, manómetro, medidor de flujo, par con el torquímetro, valor de la temperatura del agua y densidad de la midida con un densímetro, posteriormente se realizó el desarrollo de cálculo sólo para el punto 3 de la prueba experimental teneindo los valores de Q=0.1083 m³/s, P_a= 125.5 kW (168.298 hp), y η=72.9, comparando estos resultados con el punto garantizado, se concluye que la bomba con respecto al caudal y rendimiento están de acuerdo a la tolerancia del grado 1B, se observa que la potencia de accionamiento para el punto garantizado es de 137.95 kW (185 hp), existe una discrepancia considerable entre la potencia para el punto garantizado y lo obtenido en la prueba experimental, es probable que al seleccionar esta bomba no se determino bien la potencia. Calculando la potencia de accionamiento requerida en el eje de la bomba para el caudal, la carga y el rendimiento para el punto garantizado se tiene:

$$P_a = \frac{Q * H * \rho * g}{\eta_{tot}}$$
$$P_a = \frac{0.10833 \times 86.5 \times 998.2 \times 9.79}{0.73} = 125.5 \text{ kW (167 hp} \approx 170 \text{ hp)}$$

Para el punto de diseño la potencia requerida es de 125.5 kW (168.29 hp) y no de 137.95 kW (185 hp), esto hace suponer que al determinar la potencia de accionamiento requerida de 185 hp y al no existir un motor de esa capacidad en el mercado se instaló el motor de capacidad mayor que es el de 149.14 kW (200 hp), esto se verá reflejado en el trazo de las curvas de comportamiento de la prueba experimental certificada y testificada, la potencia determinada en forma experimental es menor que la potencia de accionamiento requerida en el punto garantizado.

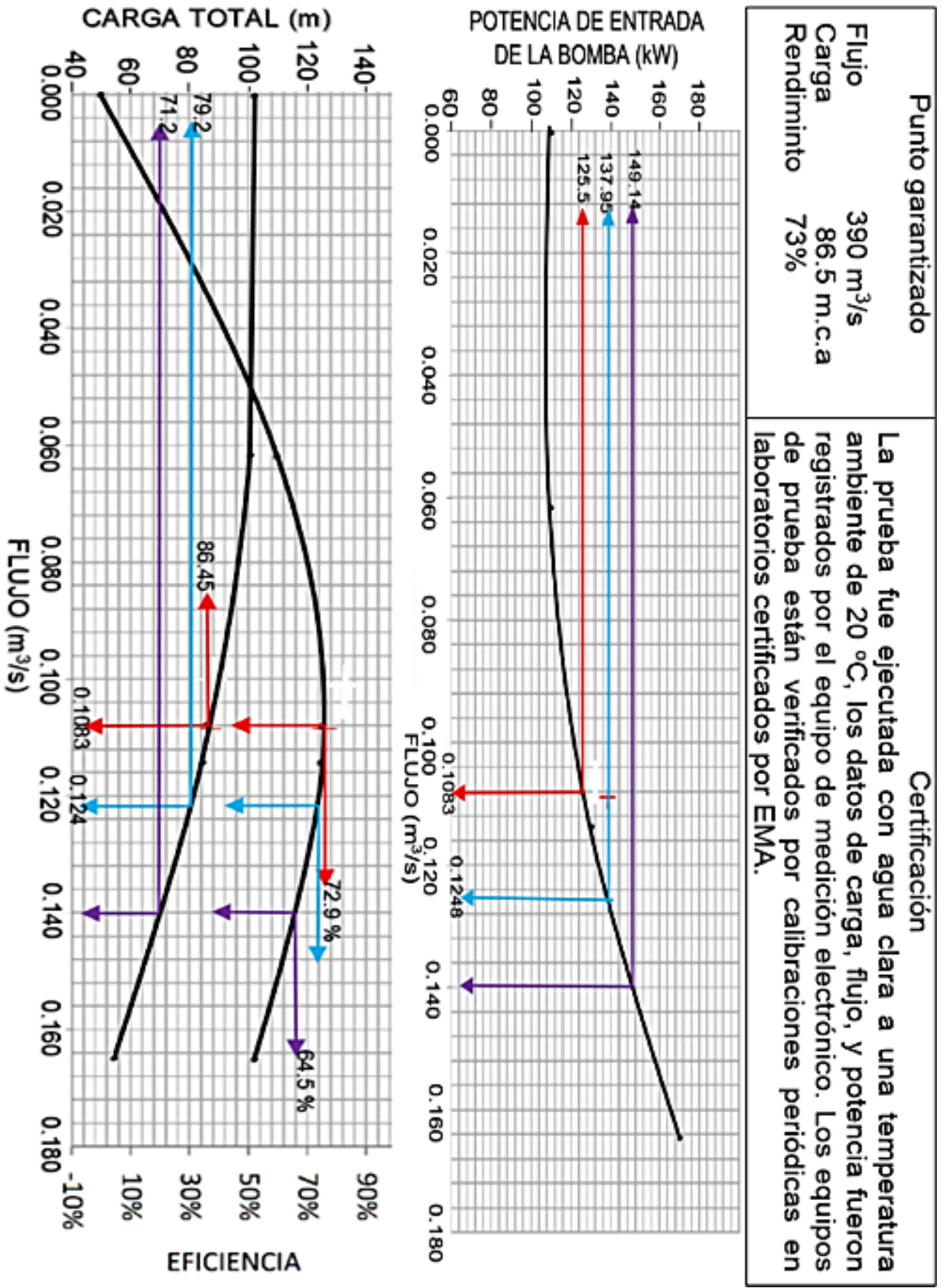


Fig.5.19 Curva certificada de comportamiento de la bomba centrífuga horizontal.



La figura 5.19 es la gráfica del comportamiento de la bomba a la velocidad nominal con las tolerancias de la norma, es el producto final de informe de la prueba y es el único documento que se tiene que entregar al cliente por obligación.

5.15 Prueba de NPSH_{3%}

La prueba de NPSH se realizó conforme al procedimiento descrito en 5.11.2. La velocidad angular de prueba es al 80% por consiguiente con la ecuación de afinidad el NPSH_R es de 2.56 m.c.a. La selección de los puntos de pruebas está en función del vacío necesario para obtener el NPSH_R a la caída de presión del 3%. El vacío necesario en la brida de succión para el NPSH_R en el punto garantizado se calculó con la ecuación 2.31, primero se obtienen las pérdidas por rozamiento del sistema.

El siguiente desarrollo de cálculo es para flujo constante y punto garantizado. Para el punto garantizado de prueba se realiza el desarrollo de cálculo, calculando las pérdidas por rozamiento en la succión. Los cálculos de pérdidas por rozamiento para el tramo de tubería de 12" se muestran a continuación:

De la ecuación de continuidad.

$$v_{\phi 12"} = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times 0.0866 \frac{m^3}{s}}{(0.30318 m)^2 \times \pi} = 1.2002 \frac{m}{s}$$

Calculando en número de Reynolds

$$Re = \frac{1.2002 \frac{m}{s} \times 0.30318 m}{1.002 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 3.63 \times 10^5$$

Determinando la el coeficiente de rozamiento λ ;

$$\lambda = \frac{0.25}{\left(\log_{10} \left(\frac{0.045 mm / 303.18 mm}{3.71} + \frac{5.74}{(3.63 \times 10^5)^{0.9104}} \right) \right)^2} = 0.0155$$

Cálculo de los factores k de los accesorios

La longitud equivalente está dada por:

$$L_e = \frac{0.30318 m \times (0.0994 + 0.78 + 0.5)}{0.016} = 26.13 m$$

La pérdida de energía por fricción se calcula con



$$H_{r12''} = 0.0155 \times \frac{26.13 \text{ m} + 3\text{m}}{0.30318 \text{ m}} \times \frac{\left(1.2002 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9.79 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.10956 \text{ m. c. a.}$$

Cálculos de pérdidas por rozamiento para el tramo de tubería de 10''

$$v_{10''} = \frac{Q}{A_{10''}}$$

$$v_{\phi 10''} = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times 0.0866 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{(0.25436 \text{ m})^2 \times \pi} = 1.7038 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Calculando el número Reynolds

$$Re = \frac{1.7038 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.25436 \text{ m}}{1.002 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 4.32 \times 10^5$$

Calculando λ

$$\lambda = \frac{0.25}{\left(\log_{10} \left(\frac{0.045 \text{ mm} / 254.36 \text{ mm}}{3.71} + \frac{5.74}{(4.32 \times 10^5)^{0.9104}} \right)\right)^2} = 0.0155$$

Tabla 5.27 Cálculo de los factores k para accesorios tubería de 254.2 mm (10'') para punto garantizado.

| Accesorio | Coefficiente de rugosidad |
|----------------------------|------------------------------------------|
| Válv. de compuerta de 10'' | Del apéndice 2, $K=8 \times 0.014=0.112$ |

La longitud equivalente está dada por:

$$L_e = \frac{0.25436 \text{ m} \times (0.112)}{0.016} = 1.73 \text{ m}$$

La pérdida de energía por rozamiento se calcula con

$$H_{r10''} = 0.0155 \times \frac{1.73 \text{ m} + 5.6 \text{ m}}{0.25436 \text{ m}} \times \frac{\left(1.7038 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \times 9.79 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.06640 \text{ m. c. a.}$$

La pérdida total es igual a

$$H_{r12"-10"} = 0.10956 \text{ m. c. a} + 0.0662 \text{ m. c. a.} = 0.17596 \text{ m. c. a.}$$

De la ecuación 2.28.

$$\text{El NPSH}_R = \text{NPSH}_D = \text{NPSH}_{D-\text{min}} = \left(\frac{p_{absT} - p_s}{\rho g} + H_S - H_{r1-E} \right) \text{min}$$

Escribiendo la presión absoluta en el tanque igual a la presión atmosférica más la manométrica del tanque; $p_{absT} = p_{ambT} + p_{manT}$. y aplicándola a este caso, de la ecuación anterior despejando la p_{manT}

$$p_{manT} = \text{NPSH}_R \rho g - p_{amb} + p_s - Z_E + H_{rT-E}$$

Esta es la presión de vacío que se necesita generar en el tanque, para probar el NPSH_R según el laboratorio de pruebas.

$$\begin{aligned} p_{manT} &= \frac{2.56 \times 998.2 \times 9.79 \text{ Pa} - 78,000 \text{ Pa} + 2.34 \times 10^3 \text{ Pa}}{998.2 \times 9.79} - 0.9 + 0.1759 \\ &= -5.90627 \text{ m. c. a} = -57,718.304 \text{ Pa} \end{aligned}$$

La presión absoluta en el tanque es de $p_{absT} = 20,281.69 \text{ Pa} = 2.0754 \text{ m. c. a}$

Esta presión de vacío indica el punto donde la curva de H - NPSH_R descendió hasta el 3% de la carga total de la bomba. La figura 5.20 es un croquis que muestra el diagrama del laboratorio de circuito cerrado donde se llevó a cabo la prueba del NPSH_R , de la bomba OH2, en este arreglo se observa el nivel del tanque de succión, la bomba de vacío, la brida de entrada (punto E), el vacuómetro, la bomba de prueba, el manómetro y las válvulas de compuerta.

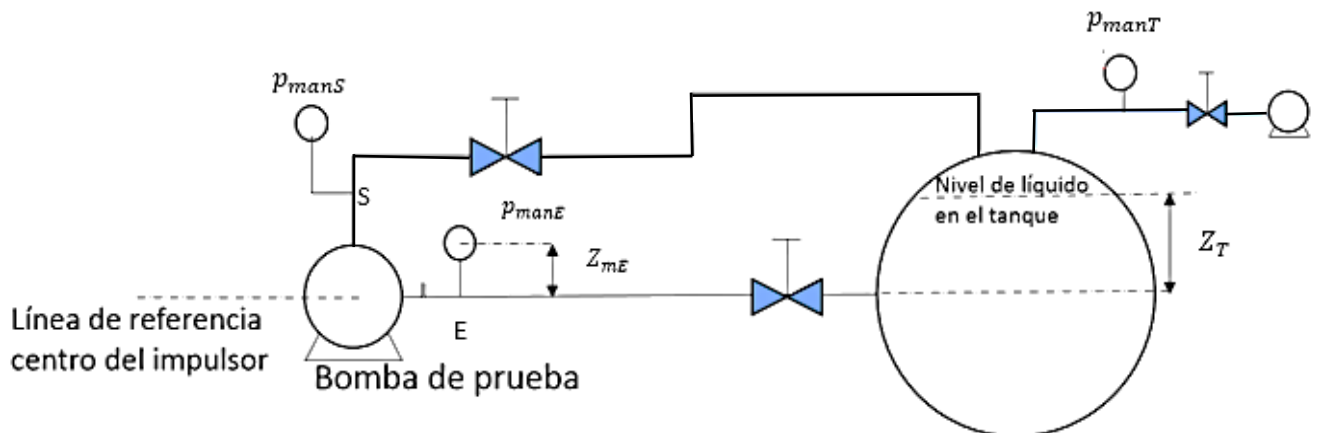


Fig. 5.20 Cotas necesarias para el cálculo del NPSH.

Aplicando la ecuación de balance de energía desde el nivel del líquido en el tanque de succión (punto T), hasta la brida de entrada de la bomba (punto E) de la figura 5.20.



$$\frac{p_T}{\rho g} + \frac{v_T^2}{2g} + z_T = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} + z_E + H_{rT-E}$$

Para presiones relativas, la presión manométrica en el punto E es:

$$\frac{p_{manE}}{\rho g} = \frac{p_{manT}}{\rho g} + z_T - \frac{v_E^2}{2g} - H_{rT-E}$$

$$p_{manE} = -\frac{57,718.304}{9,772.378} + 0.9 - 0.14729 - 0.17596 = -5.329 \text{ m. c. a} = -52,055.59 \text{ Pa}$$

Este es el vacío que se necesita generar en la brida de succión para alcanzar el $NPSH_R$ durante la prueba.

La condición inicial de la prueba es cuando el tanque está a presión atmosférica. La selección del resto de los puntos de prueba, se realiza con la variación de la presión de vacío en el tanque de succión o con la presión de vacío en la brida de succión.

En la tabla 5.28 se muestran los diferentes puntos de prueba seleccionados y el $NPSH_R$ que se tiene con las distintas presiones de vacío. Para esta prueba de NPSH, se realiza una variación de 1 kPa de vacío del tanque de succión.

Después del punto donde se encuentra el $NPSH_R$ durante la prueba, es decir el $NPSH_{3\%}$, el NPSH tiende a mantenerse constante y forma una línea recta horizontal con el resto de los puntos de prueba, cayendo estrepitosamente la carga total de la bomba, para estos últimos puntos de prueba no se puede predecir el NPSH que se obtendrá con la prueba como con el resto de los puntos.

Calculando la presión de vacío en la brida de succión de la bomba, manteniendo el caudal volumétrico constante, por tanto las pérdidas por rozamiento se mantienen constantes, de la ecuación de Bernoulli y tomando como plano de referencia línea de centro de la bomba:

$$\frac{p_{manT}}{\rho g} + \frac{v_T^2}{2g} + z_T = \frac{p_{manE}}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} + z_E + H_{rT-E}$$

$$p_{manE} = \left(\frac{p_{manT}}{\rho g} + 0 + 0.9 - 0.1445823 - 0 - 0.17596 \right) \rho g$$

Para el punto 6

$$p_{manE} = (-57,718.3 + 0 + 8,795.14 - 1445.82 - 0 - 1,719.547) = -52,055.59 \text{ Pa}$$

Las demás presiones en la brida de succión se calculan de igual forma, registrando los valores se muestran en la tabla 5.28.



Calculando el $NPSH_R$ con la ecuación 2.28 y llevándola a condiciones del laboratorio.

$$NPSH_R = NPSH_D = NPSH_{D-\min} = \left(\frac{p_{absT} - p_s}{\rho g} + z_T - Hr_{T-E} \right) \min$$

$$NPSH_R = \frac{(p_{ambT} + p_{manT}) - p_s}{\rho g} + z_T - Hr_{T-E}$$

Para el punto 6

$$NPSH_R = 2.0754 - 0.2394 + 0.9 - 0.175 = 2.56 \text{ m. c. a}$$

Para los demás puntos se hace de la misma forma, registrando los valores en la tabla 5.28.

Tabla 5.28 Resultados del $NPSH_R$ a velocidad de 1408 rpm y diferentes presiones de vacío en la brida de succión o tanque.

| No de punto de prueba | p_{manT} (Pa) | p_{absT} (Pa) | p_{vacumT} (mm Hg) | p_{manE} (Pa) | $NPSH_R$ (m.c.a) |
|-----------------------|-----------------|-----------------|----------------------|-----------------|------------------|
| 1 | 0 | 78000 | 0 | 5,629.77 | 8.45 |
| 2 | -53,718.3 | 24,281.7 | -402.887 | -48,055.59 | 2.9693 |
| 3 | -54,718.3 | 23,281.7 | -410.387 | -49,055.59 | 2.8669 |
| 4 | -55,718.3 | 22,281.7 | -417.887 | -50,055.59 | 2.7646 |
| 5 | -56,718.3 | 21,281.7 | -425.387 | -51,055.59 | 2.623 |
| 6 | -57,718.3 | 20,281.7 | -432.887 | -52,055.59 | 2.56 |
| 7 | -58,718.3 | 19,281.7 | -440.387 | -53,055.59 | 2.4586 |
| 8 | -59,718.3 | 18,281.7 | -447.887 | -54,055.59 | 2.3562 |
| 9 | -60,718.3 | 17,281.7 | -455.387 | -55,055.59 | 2.2530 |

Una vez seleccionados los puntos de prueba, se procede según lo descrito en el punto 5.11.2, registrando las mediciones en la tabla 5.28, si bien para esta prueba no hay tolerancia ni punto garantizado mandatorio, el comportamiento que le interesa al cliente es el funcionamiento de la bomba al caudal garantizado en la prueba de comportamiento, ya que es en este punto donde se selecciona la bomba y por consiguiente a este punto corresponde el $NPSH_R$ con el que la bomba va a funcionar en la instalación del cliente. De la ecuación de Bernoulli.

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

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



$$H = \left(\frac{467,320}{9,792.34} - \frac{-58,320}{9,792.34} \right) + \left(\frac{4.645^2}{19.64} - \frac{1.7038^2}{19.64} \right) + (0.6) = 55.23 \text{ m. c. a}$$

Para el punto garantizado, con la ecuación 2.28 el NPSH es:

$$NPSH_R = \frac{p_{ambT} - p_s}{\rho g} + \left(-\frac{p_{manT}}{\rho g} \right) + z_T + H_{rT-1}$$

$$NPSH = \frac{78,000 - 2,340}{9792.34} + \left(\frac{-57,696.1560}{9792.34} \right) + 0.9 - 0.175 = 2.56 \text{ m. c. a.}$$

5.16 Traslado de resultados del NPSH_{3%} de 1408 rpm a 1760 rpm, prueba de la bomba

Aplicando leyes de afinidad para la carga (H) y NPSH_R, a velocidad nominal de 1760 rpm.

$$\frac{NPSH_{R1}}{NPSH_{R2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

$$NPSH_{R2} = \frac{NPSH_{R1}}{\left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2}$$

Donde $NPSH_{R1}$ - velocidad angular de 1408 rpm;

$NPSH_{R2}$ - velocidad angular de 1760 rpm;

n_1 - velocidad angular de 1408 rpm;

n_2 - velocidad angular nominal de 1760 rpm

Para el punto 6 que es el punto garantizado, los demás se calculan de la misma forma.

$$NPSH_{R2} = \frac{2.561}{0.64} = 4 \text{ m. c. a}$$

Para la carga H de la bomba.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

$$H_2 = \frac{H_1}{\left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2}$$

Donde H_1 - carga a velocidad angular de 1408 rpm;

H_2 - carga a velocidad angular de 1760 rpm.



Para el punto 6 que es donde la carga cae un 3% y que se quiere demostrar, las demás cargas se calculan de la misma forma.

$$H_2 = \frac{55.322}{0.64} = 86.45 \text{ m. c. a.}$$

El traslado de resultados a velocidad nominal de 1760 rpm, tanto de $NPSH_R$ como la carga de la bomba, se muestran en la figura 5.21, en esta figura se encuentra la tabla de resultados y se grafican, en el eje y se ubica la carga y el eje x el $NPSH_R$ la fila en color verde es el punto donde la carga cae en un 3%, que es el $NPSH_{3\%}$, que se debe cumplir de acuerdo a la norma API 610.

Tabla 5.29 Datos obtenidos de la prueba y resultado del desarrollo de cálculo del $NPSH_R$ a 1408 rpm (fila en naranja esta dentro del 3% de la caída de presión).

| FABRICANTE SE | | NO DE SERIE DE LA BOMBA 151309256 | | NO. DE PRUEBA LABH-1500N | | FECHA DE RECEPCIÓN DD- MM AA- | | INFORMACION DEL CLIENTE SE | | | |
|--------------------------------|----------------------|-----------------------------------|----------------|----------------------------|------------------------|--------------------------------------|---------------------------|----------------------------|---------------------------|-------------------|---------------------------|
| Carga 86.6 m | POTENCIA A 126.76 Kw | $NPSH_R$ DE CURVA 4 m | VEL. 1760 RPM | IMPULSOR XS-05 | DIÁMETRO D(m) 0.014545 | NO.DE MODELO DE LA BOMBA OH2 6X10X17 | | | | | |
| FLUJO EN LA PRUEBA 0.0866 m³/s | | GRAVEDAD LOCAL 9.81 m/s² | | DIÁM. DE SECCIÓN 0.25446 m | | DIÁMETRO DE DESCARGA 0.15408 m | | | | | |
| PUNTOS DE PRUEBA | n (rpm) | TEMP. °C | DENSIDAD kg/m³ | PRESIÓN ATM P_a | PRESIÓN DE VAPOR P_a | P_{man1} EN LA SUCCIÓN P_a | ALTURA DEL MANÓMETRO O. M | h_v m.c.a | PRESIÓN DE DESCARGA P_a | CARGA TOTAL m.c.a | $NPSH_R$ A 1408 rpm m.c.a |
| 1 | 1408 | 20 | 998.2 | 78,000 | 2340 | -54,936.27 | 0.6 | 0.952 | 401,203. | 48.13 | 2.26 |
| 2 | 1408 | 20 | 998.2 | 78,000 | 2340 | -53,936.27 | 0.6 | 0.95 | 432,176. | 51.19 | 2.34 |
| 3 | 1408 | 20 | 998.2 | 78,000 | 2340 | -52,936.27 | 0.6 | 0.95 | 470,378. | 54.99 | 2.46 |
| 4 | 1408 | 20 | 998.2 | 78,000 | 2340 | -51,936.27 | 0.6 | 0.95 | 474,230 | 55.28 | 2.56 |
| 5 | 1408 | 20 | 998.2 | 78,000 | 2340 | -50,058.36 | 0.6 | 0.95 | 493,118. | 57.007 | 2.76 |
| 6 | 1408 | 20 | 998.2 | 78,000 | 2340 | -49,936.27 | 0.6 | 0.95 | 493,128. | 57.00 | 2.28 |
| 7 | 1408 | 20 | 998.2 | 78,000 | 2340 | -48,396.27 | 0.6 | 0.95 | 494,679 | 57.00 | 3.11 |
| 8 | 1408 | 20 | 998.2 | 78,000 | 2340 | -47,936.27 | 0.6 | 0.95 | 495,148. | 57.01 | 3.21 |
| 9 | 1408 | 20 | 998.2 | 78,000 | 2340 | 5,645.27 | 0.6 | 0.95 | 549,269. | 57.06 | 8.45 |

5.17 Gráfica de resultados del $NPSH_{3\%}$

Graficando los valores de carga y $NPSH_R$ a velocidad nominal de 1760 rpm, figura 5.21 se observa donde cae el 3% la carga, justo es el punto de prueba que se quiere demostrar, la norma API 610 no marca alguna tolerancia al respecto, sólo indica que la carga de la bomba para el punto de diseño o punto de selección donde operará la bomba debe mantenerse constante y el caudal no debe variar, la caída del 3% de la carga en el experimento corresponde al $NPSH_R$ de 4 m.c.a, que es el que indica la curva de comportamiento del fabricante para este trabajo.

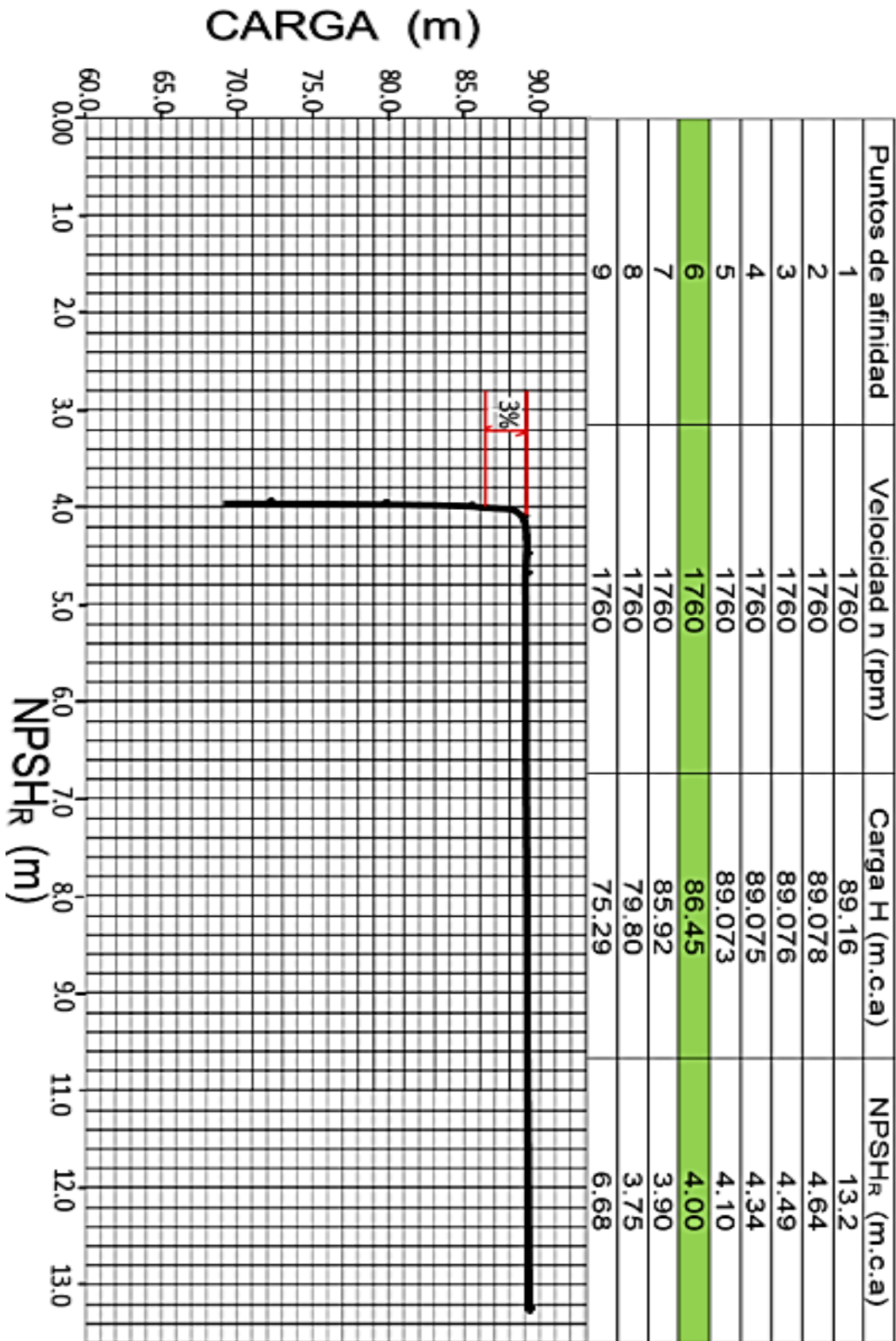


Fig. 5.21 Gráfica de resultados de $NPSH_{3\%}$ - H nominal de la bomba, fila en verde está dentro del 3% de la caída de presión.



5.21 Análisis matemático del NPSH_D

En este caso va a variar el caudal y la presión absoluta en el tanque será constante, es decir, la presión que se encuentra en el espejo libre del agua es la presión atmosférica, realizando la memoria de cálculo para los gastos de 90 m³/h, 180 m³/h, 225 m³/h, 312 m³/h, 327 m³/h, 390 m³/h, 409.5 m³/h y 594.47 m³/h.

$$NPSH_D = \frac{p_{absT} - p_s}{\rho g} + z_T + H_{rT-1}$$

Como se puede observar en la ecuación la presión absoluta se mantiene constante e igual a 78000 p_a 585 mm Hg, la presión de saturación es de 2340 p_a y Z_T es de 0.9 m. sólo varían las pérdidas por rozamiento, la longitud de tubería recta en la succión se mantiene constante así como también la longitud de los accesorios y los diámetros. Para la el caudal de 390 m³/h = 0.10833 m³/s = 108.33 l/s = 1,717 gpm, que es para el NPSH_R de este estudio, de la ecuación de continuidad la velocidad para la tubería de 304.8 mm (12") de diámetro

$$v_{\phi 12"} = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times 0.10833 \frac{m^3}{s}}{(0.30318 m)^2 \times \pi} = 1.5 \frac{m}{s}$$

Calculando el número de Reynolds.

$$Re = \frac{1.5 \frac{m}{s} \times 0.30318 m}{1.0038 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}} = 4.5 \times 10^5$$

Determinando el coeficiente de rozamiento λ .

$$\lambda = \frac{0.25}{\left(\log_{10} \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{(Re)^{0.9}} \right) \right)^2}$$

$$\lambda = \frac{0.25}{\left(\log_{10} \left(\frac{0.045 mm / 303.18 mm}{3.71} + \frac{5.74}{(4.5 \times 10^5)^{0.9}} \right) \right)^2} = 0.01354$$

Cálculo de los factores k de los accesorios. La longitud equivalente está dada por:

$$L_e = \frac{0.30318 m \times (0.0994 + 0.78 + 0.5)}{0.016} = 26.13 m$$

$$H_{r12"} = 0.01354 \times \frac{26.13 m + 3m}{0.30318 m} \times \frac{\left(1.5 \frac{m}{s} \right)^2}{2 \times 9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.150 m. c. a.$$



Cálculos de pérdidas por rozamiento para el tramo de tubería de 254 mm (10") de diámetro.

$$v_{\phi 10"} = \frac{Q}{A} = \frac{0.10833 \frac{m^3}{s}}{0.0508146 m^2} = 2.1318 \frac{m}{s}$$

$$H_{r10"} = 0.023 \times \frac{1.73 m + 5.6 m}{0.25436 m} \times \frac{\left(2.1318 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \times 9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.1535 m. c. a$$

La pérdida total es igual a

$$H_{r12"-10"} = 0.150 m. c. a + 0.1535 m. c. a. = 0.31 m. c. a.$$

$$NPSH_D = 7.9654 - 0.23896 + 0.9 - 0.31 = 8.3 m. c. a$$

Siguiendo este procedimiento se obtuvo la tabla 5.31, esta tabla es el concentrado del desarrollo de cálculo para determinar el máximo caudal al que se puede probar la bomba, se da en diferentes unidades por que la mayoría de las empresas que usan estos equipos conservan el sistema inglés.

Tabla 5.31 Resultado del desarrollo de cálculo de Q - NPSH_D a velocidad nominal de 1760 rpm.

| Caudal volumétrico Q | | | | NPSH _R | | NPSH _D | |
|----------------------|-------------------|--------|----------|-------------------|--------|-------------------|--------|
| m ³ /hr. | m ³ /s | l/s | gpm | m.c.a | ft.c.a | m.c.a | ft.c.a |
| 90 | 0.02500 | 25 | 396.25 | 2.81 | 9.216 | 8.607 | 28.23 |
| 180 | 0.05000 | 50 | 792.5 | 3.1 | 10.168 | 8.5547 | 28.06 |
| 225 | 0.06250 | 62.5 | 990.62 | 3.2 | 10.496 | 8.4884 | 27.84 |
| 312 | 0.08666 | 86.66 | 1,373.66 | 3.4 | 11.152 | 8.4196 | 27.62 |
| 327 | 0.09083 | 90.833 | 1,439.71 | 3.6 | 11.808 | 8.4000 | 27.55 |
| 390 | 0.10833 | 108.33 | 1,717.08 | 4 | 13.12 | 8.3000 | 27.22 |
| 409.5 | 0.11375 | 113.75 | 1,802.93 | 4.4 | 14.432 | 8.275 | 27.14 |
| 500 | 0.13888 | 138.8 | 2,201.38 | 6.4 | 20.29 | 8.14 | 26.7 |
| 550 | 0.1527 | 152.7 | 2,421.52 | 8.1 | 26.568 | 8.1 | 26.568 |
| 594.47 | 0.16511 | 165.13 | 2,617.31 | 11.99 | 39.327 | 7.9317 | 26.02 |

5.19 Gráfica del análisis de NPSH_D y NPSH_R, - Q

Graficando el NPSH_D - Q de la tabla 5.31 a velocidad nominal de 1760 rpm y superponiendo sobre está, la gráfica NPSH_R - Q de la curva característica de la bomba, datos obtenidos de la figura 5.15 y tabulados en la tabla 5.31, donde corte la curva Q - NPSH_R a la curva de Q - NPSH_D es el punto crítico de cavitación, es el caudal máximo de prueba que debe operar la bomba, por arriba de este caudal la bomba entra en cavitación, figura 5.22.

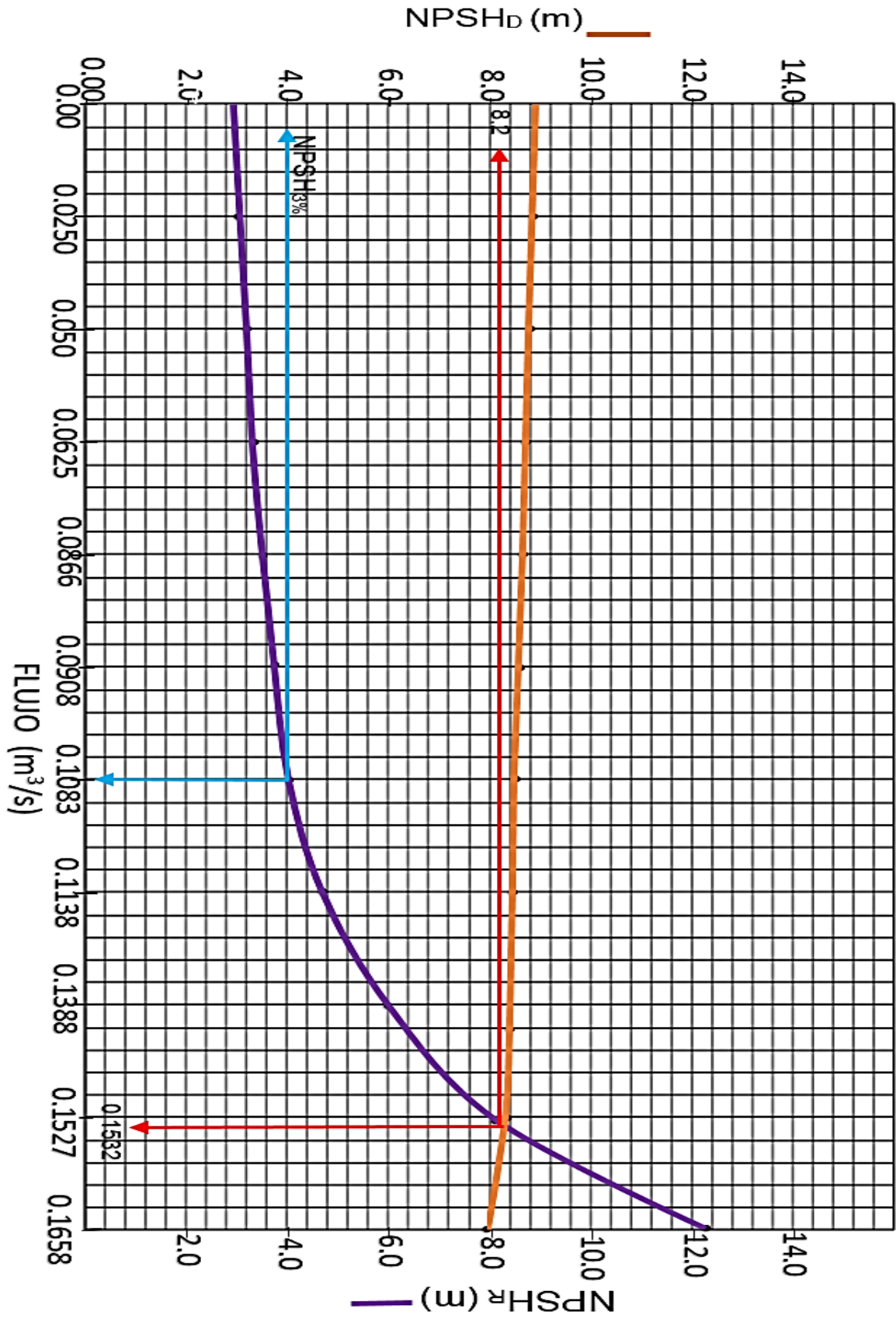


Fig. 5.22 Gráfica del NPSH_D y NPSH_R - Q.



5.19 Análisis del estudio experimental de comportamiento y NPSH de una bomba centrífuga horizontal de proceso

En este trabajo se realizó el estudio experimental de las pruebas de laboratorio sobre el comportamiento de una bomba centrífuga horizontal de proceso API 610 que es utilizada por la industria petroquímica, este estudio de comportamiento es de las curvas de Q vs H , $Q - \eta$, $Q - P_a$ y $H - NPSH_R$, debido a que en el laboratorio donde se llevó a cabo el estudio está limitado por la capacidad del transformador que se tiene, se redujo la velocidad angular nominal de la bomba de prueba de 1760 rpm a 1804 rpm con un variador de frecuencia, apoyándose en la norma NRF-050-2012 (Bombas Centrífugas) de Petróleos Mexicanos, y la norma API 610 onceava edición. Realizado el experimento como lo indica la metodología de las normas NRF-050-2012 y API 610, se tomaron los datos de los manómetros de en la brida de entrada y salida de la bomba para calcular la carga de la bomba con la ecuación generalizada de Bernoulli, con la apertura de la válvula de cierre ubicada en la tubería de la descarga de 152.4 mm (6") se fue registrando el caudal para los distintos puntos de experimentación, utilizando el torquímetro se midió el par del motor eléctrico para los puntos de apertura de la válvula, esto se registró en una tabla de datos, posteriormente con la ecuación de balance de masa o ecuación de continuidad se determinaron las velocidades en la tubería de succión y descarga de la bomba para cada punto de prueba, luego con la ecuación de la hidrodinámica se calculó la carga desarrollada por la bomba para cada punto de experimentación, de la cinemática de las turbobombas, con el momento cinético de estas máquinas se obtuvo la potencia de accionamiento para cada punto de prueba, posteriormente se determinó el rendimiento de la bomba.

Para hacer la prueba de $NPSH_{3\%}$ se fue generando presión de vacío en el tanque de succión hasta alcanzar el punto donde la carga de la bomba cae en un 3% como lo establece la norma API 610 o la NRF-050-2012, manteniéndose el caudal constante, de los cálculos se obtuvo una tabla de resultados a velocidad de prueba de 1804 rpm, con las ecuaciones de afinidad o semejanza se transportaron los resultados a velocidad nominal de operación de la bomba de 1760 rpm. Por último con un análisis matemático y utilizando la ecuación del $NPSH_D$ que se dedujo en este trabajo, manteniendo constante el diámetro de la succión y las condiciones del agua, variando sólo el caudal, se calculó a diferentes caudales el rozamiento y el $NPSH_D$, graficando estos valores de caudal volumétrico - carga neta positiva de succión disponible ($Q - NPSH_D$) y superponiendo en esta misma grafica la curva de caudal volumétrico - carga neta positiva de succión requerida ($Q - NPSH_R$), donde corta ésta curva a la curva del $NPSH_D$ es el caudal máximo a que se puede probar el equipo, antes de que entre en fase vapor o lo que es lo mismo la bomba cavite.

La experimentación en este tipo de equipos es importante no sólo para el buen funcionamiento en cuanto a la condiciones de garantía que el proveedor está comprometido a cumplir por cuestiones técnicas, sino también por razones de seguridad del personal que está trabajando o que opere estas máquinas. Es estudio proporciona los conocimientos, metodologías, análisis y desarrollo de cálculo para llevar a cabo un trabajo de investigación de este tipo.



CONCLUSIONES

En este trabajo se realizó el estudio experimental del comportamiento de una bomba centrífuga horizontal de proceso modelo OH2, utilizada en la industria petroquímica de acuerdo a la norma API 610 y su grado de aceptación de pruebas hidrodinámicas de bombas y su banda de tolerancia.

Las ventajas que ofrece un laboratorio de circuito cerrado, sobre uno de circuito abierto, en la prueba de comportamiento es el agua libre de aire, sólidos u otra fuente de contaminación que afecte al líquido de prueba; además con el enderezador de flujo se evita que se forme turbulencia en la brida de succión de la bomba y en las tomas de presión del manóvacuómetro. Para la prueba de NPSH la ventaja es evidente, al cambiar el método de prueba de estrangulación en la succión por el de crear un vacío en el tanque, con este método se tienen resultados más fiables al no crear turbulencia innecesaria por una válvula y mantener un flujo constante durante la prueba de forma sencilla; además en este tipo de instalación el intervalo de NPSH que se puede probar es prácticamente ilimitado a nivel del mar, en caso particular de esta prueba el laboratorio se encuentra a 2200 msnm el NPSH de menor magnitud que se puede alcanzar es de 0.5 m.c.a. aproximadamente. La selección de los puntos de prueba de NPSH se realizan partiendo del vacío requerido para dar el $NPSH_{3\%}$, incrementando o disminuyendo éste como lo establece la norma ($\pm 1000 P_a$), para determinar el comportamiento de la bomba a diferentes presiones de vacío en el tanque de succión, esto da una aproximación cercana a la lectura del vacuómetro en la brida de succión y en la bomba de vacío.

Al llevar a cabo este trabajo experimental sobre el estudio de comportamiento y NPSH, para el punto de selección de una bomba de proceso API 610 que se emplea en la industria petroquímica, se cumplió con el objetivo de demostrar el cumplimiento de garantía sobre los parámetros de operación como son: gasto, carga, potencia de accionamiento, rendimiento y $NPSH_R$, si esta bomba al instalarla presenta fallas de operación en cuanto algunos de los parámetros antes expuesto, no será responsabilidad de quien diseñó y fabricó el equipo de bombeo, más bien es un problema de ingeniería de tuberías, lugar de instalación, tipo de fluido que se está bombeando, su temperatura de trabajo y hasta de una mala instalación de la bomba por personal no calificado, estas pruebas experimentales dan la certeza de cumplimiento y ante cualquier inconformidad de parte del comprador se puede solventar ésta, con el certificado y la prueba experimental testificada por el comprador.

Por último todas las bombas no importando cual sea su aplicación se deben someter a pruebas de comportamiento y $NPSH_R$ para asegurar que trabaja en su punto de máxima eficiencia y que cumple con las condiciones de garantía para la cual fue seleccionada y el fabricante sea comprometido, cabe mencionar que se requiere personal capacitado sobre todo en ingeniería de tuberías y selección de equipos de bombeo para asegurar que las bombas trabajen en su punto mayor rendimiento y así reducir el consumo de energía eléctrica, las pruebas finales de comportamiento de una bomba sirven como una medida de calidad para ver



REFERENCIAS.

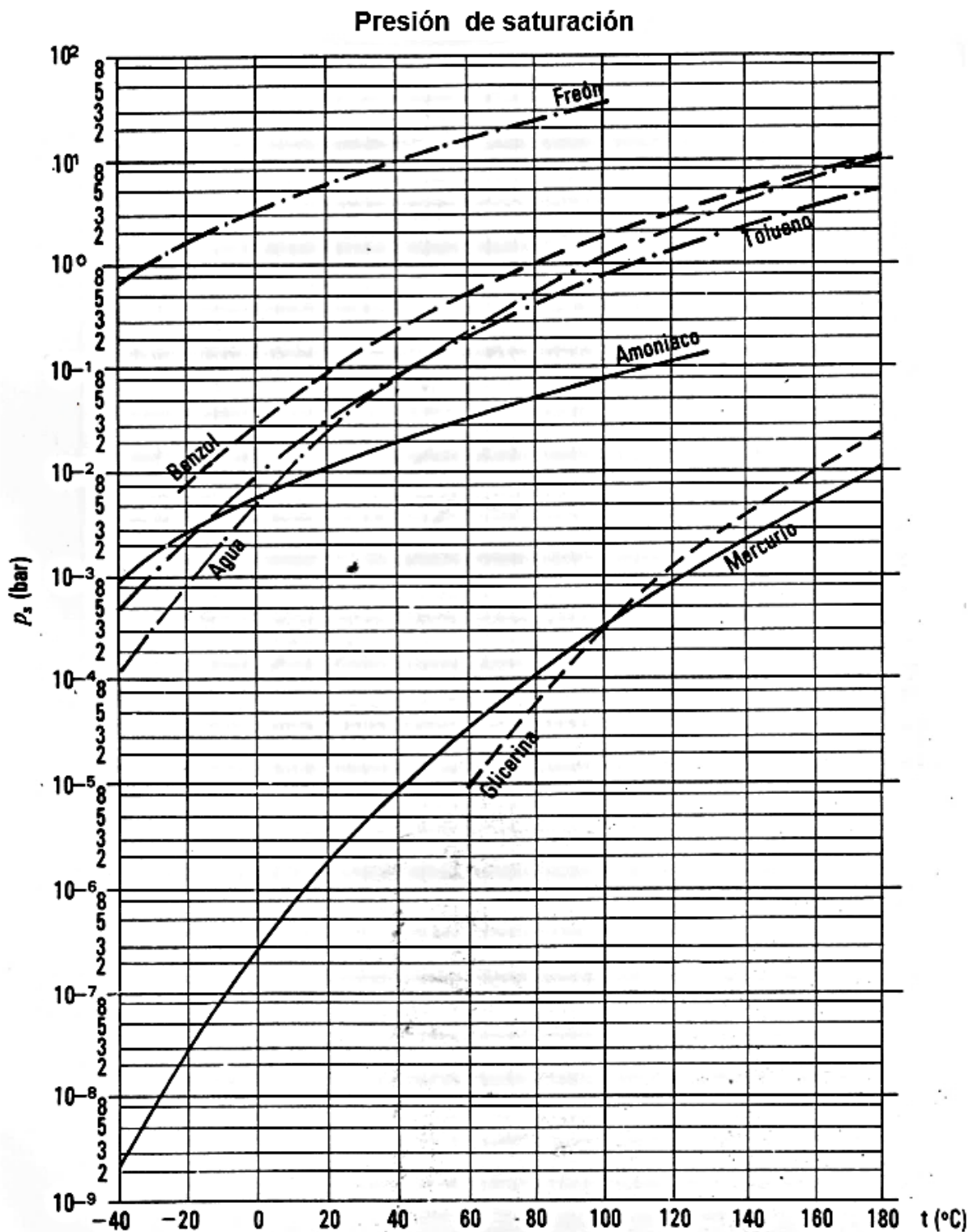
- [1] American National Standard/Hydraulic Institute. *Rotodynamic Pump for Hydraulic Test Performance*. ANSI/HI 9.1-9.5
- [2] American National Standard/Hydraulic Institute. *Rotodynamic Pump for Hydraulic Test Performance*. ANSI/HI 14.6-2011.
- [3] American Society of Mechanical Engineers. *Centrifugal Pumps: Performance test code*. ASME 8.2 PTC
- [4] Balcázar, F. (2013). *Análisis de las variables de la cavitación en bombas centrifugas Horizontales (Tesis de licenciatura)*. Instituto Politécnico Nacional. México
- [5] Banachus, L. and Custodio, A. (2003). *Know and Understand Centrifugal Pumps*. UK, USA and Japan. Elsevier Inc.
- [6] Forsthoffer, W. E. (2005). *Pumps: Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks*. USA: Elsevier Science & Technology Books
- [7] GSG Diffuser Style Barrel Pump ISO 13709 (API 610) Type BB5, Sulzer Brocuher Ltd 2015
- [8] International Standarization Organization. *Rotodynamic pumps — Hydraulic Acceptance tests — Grades 1, 2 and 3*. (ISO 9906:2012).
- [9] Karasik, I. J. and Carter, R. (1983). *Bombas Centrifugas, Selección, Operación y Mantenimiento*. México: Continental, S.A de C.V
- [10] Mataix, C. (2011). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. México: Alfa omega, Oxford.
- [11] Nieto, Y. (2015). *Re diseño hidráulico de un laboratorio de pruebas para bombas Centrifugas tipo API 610 (Tesis de Licenciatura)*. Instituto Politécnico Nacional. México.
- [12] Petróleos Mexicanos. NRF-050-PEMEX-2012 *Bombas Centrifugas*.
- [13] Sulzer. (1995). *Centrifugal Pump Handbook*. London and new york: Elsevier Applied Science.
- [14] Viejo, M. y Álvarez, J. (2003). *Bombas, teoría, diseño y selección*. México: Limusa, S.A de C.V
- [15] Yedidiah, S. (1996). *Centrifugal Pump User's Guidebook, Problems and Solution*. Springer Science & Business media.



APÉNDICE

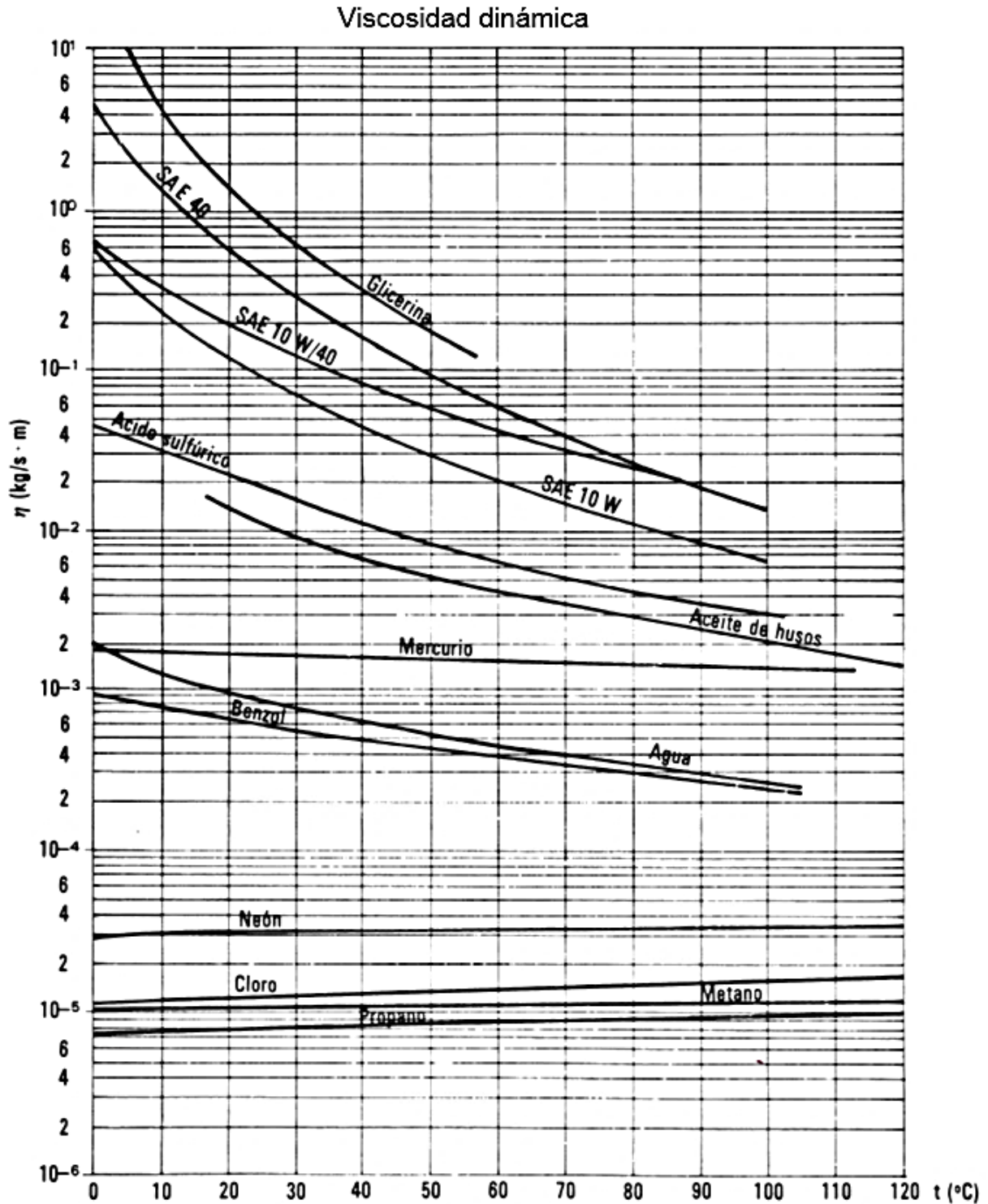
Apéndice 1.

Curvas de presión de vapor de diferentes líquidos a diferentes temperaturas: Fuente. Mecánica de fluidos y Máquinas Hidráulicas. Claudio matix. Alfaomega, Oxford. (2011)



Apéndice 2.

Viscosidad dinámica de algunas sustancias en función de la temperatura: Fuente. Mecánica de fluidos y Máquinas Hidráulicas. Claudio Matix. Alfaomega, Oxford. (2011)





Apéndice 3

Densidad, Viscosidad dinámica y Cinemática del agua en función de la temperatura:
Fuente. Mecánica de fluidos y Máquinas Hidráulicas. Claudio Matix. Alfaomega, Oxford.
(2011).

| Temperatura (°C) | Densidad Kg/m ³ | Viscosidad dinámica. μ (10 ⁻⁵ kg/m.s) | Viscosidad cinemática ν (10 ⁻⁶ m ² /s = 1 cSt) |
|------------------|----------------------------|-------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|
| 0 | 999.9 | 178.7 | 1.787 |
| 2 | 999.8 | 167.1 | 1.671 |
| 4 | 1,000 | 156.2 | 1.562 |
| 6 | 999.9 | 146.4 | 1.464 |
| 8 | 999.8 | 137.6 | 1.375 |
| 10 | 999.7 | 130.5 | 1.307 |
| 12 | 999.4 | 122.6 | 1.227 |
| 14 | 999.2 | 116.1 | 1.163 |
| 16 | 998.9 | 110.4 | 1.106 |
| 18 | 998.5 | 105.2 | 1.053 |
| 20 | 998.2 | 100.2 | 1.0038 |
| 22 | 997.7 | 95.5 | 0.957 |
| 24 | 997.2 | 91.1 | 0.914 |
| 26 | 996.6 | 87.2 | 0.875 |
| 28 | 996.1 | 83.4 | 0.837 |
| 30 | 995.7 | 79.7 | 0.801 |
| 32 | 994.9 | 76.4 | 0.768 |
| 34 | 994.2 | 74.1 | 0.745 |
| 36 | 993.4 | 70 | 0.705 |
| 38 | 992.8 | 68 | 0.685 |
| 40 | 992.2 | 65.3 | 0.658 |
| 45 | 990.2 | 59.8 | 0.604 |
| 50 | 988 | 54.8 | 0.554 |
| 55 | 985.7 | 50.5 | 0.512 |
| 60 | 983.2 | 46.7 | 0.475 |
| 65 | 980.6 | 43.4 | 0.443 |
| 70 | 977.8 | 40.4 | 0.413 |
| 75 | 974.8 | 37.8 | 0.388 |
| 80 | 971.8 | 35.5 | 0.365 |
| 85 | 968.6 | 33.4 | 0.345 |
| 90 | 965.3 | 31.5 | 0.326 |
| 95 | 961.8 | 29.8 | 0.310 |
| 100 | 958.4 | 28.2 | 0.295 |
| 150 | 916.9 | 18.6 | 0.205 |
| 200 | 864.6 | 13.6 | 0.161 |
| 250 | 799.2 | 10.9 | 0.14 |
| 300 | 712.4 | 8.91 | 0.132 |

Apéndice 4.

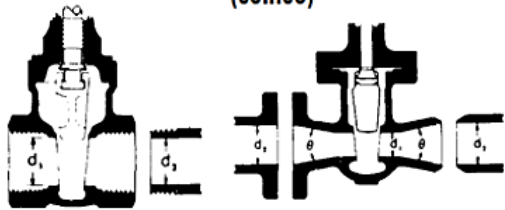
Determinación de los factores k. Fuente: Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, Crane.

Factor de rozamiento para tuberías comerciales, nuevas de acero

| Diámetro Nominal | mm | 15 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 65,80 | 100 | 125 | 150 | 200,250 | 300,400 | 450,600 |
|--------------------|------|------|------|------|------|------|------|--------|------|------|------|---------|---------|---------|
| | pulg | ½ | ¾ | 1 | 1 ¼ | 1 ½ | 2 | 2 ½, 3 | 4 | 5 | 6 | 8-10 | 12-16 | 18-24 |
| Factor de fricción | K | .027 | .025 | .023 | .022 | .021 | .019 | .018 | .017 | .016 | .015 | .014 | .013 | .012 |

VÁLVULAS DE COMPUERTA

De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 8 \lambda$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE



| r/d | K | r/d | K |
|-----|------|-----|------|
| 1 | 20 λ | 8 | 24 λ |
| 1.5 | 14 λ | 10 | 30 λ |
| 2 | 12 λ | 12 | 34 λ |
| 3 | 12 λ | 14 | 38 λ |
| 4 | 14 λ | 16 | 42 λ |
| 6 | 17 λ | 20 | 50 λ |

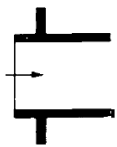
El coeficiente de resistencia K_{B1} , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi \lambda \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90°
 K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte hacia el interior

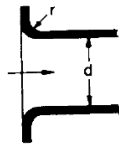


$K = 0.78$

| r/d | K |
|------------|------|
| 0.00* | 0.5 |
| 0.02 | 0.28 |
| 0.04 | 0.24 |
| 0.06 | 0.15 |
| 0.10 | 0.09 |
| 0.15 y más | 0.04 |

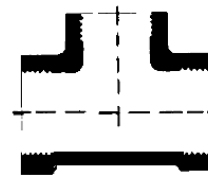
*de cantos vivos

A tope



Véanse los valores de K en la tabla

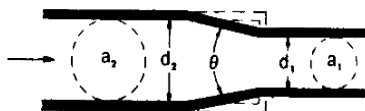
CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"



Flujo directo $\dots \dots \dots K = 20 \lambda$

Flujo desviado a 90° $\dots \dots K = 60 \lambda$

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Si: $\theta < 4.5^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 1}$

$4.5^\circ < \theta \leq 180^\circ \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 2}$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor. El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.



Apéndice 5

FORMATO DE CERTIFICADO DE ENSAYO

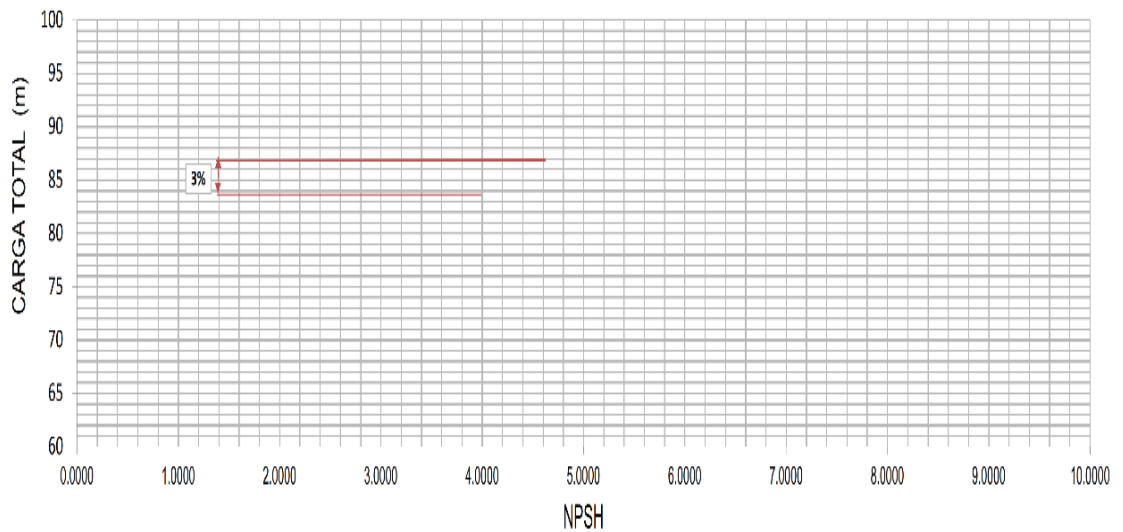
| | | | | | | | |
|----------------------|------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------|---------------------------|---|------------------------------------|-------------------------------------|
| FABRICANTE | | NO. SERIE DE LA BOMBA | | NO. DE CERTIFICADO | | INFORMACIÓN DEL CLIENTE | |
| VELOCIDAD n (rpm) | POTENCIA P (kw) | IMPULSOR (IDENTIFICACIÓN) | DIÁMETRO D (m) | NO. DE MODELO DE LA BOMBA | | | |
| FECHA DE RECEPCIÓN | | FECHA DE PRUEBA | | GRADO DE ACEPTACIÓN | | VELOCIDAD DE PRUEBA (rpm) | |
| PUNTOS DE PRUEBA | VEL. NOM. FLUJO Q (m ³ /s) | Carga MANÓMETRICA VELOCIDAD ELEVACIÓN VEL. NOM. CARGA TOTAL P _m h _m z H (kPa) (m) (m) (m) | | | | VEL. NOM. POTENCIA P (kw) | EFICIENCIA DE LA BOMBA η % |
| | | | | | | | |
| 1 | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | |
| 6 | - | - | - | - | - | - | - |
| 7 | - | - | - | - | - | - | - |
| 8 | - | - | - | - | - | - | - |
| 9 | - | - | - | - | - | - | - |
| PUNTO GARANTIZADO | | CERTIFICACIÓN: LA PRUEBA FUE EJECUTADA CON AGUA CLARA A UNA TEMPERATURA AMBIENTE DE 20° C. LOS DATOS DE CARGA, FLUJO Y POTENCIA REGISTRADOS POR EQUIPO DE MEDICIÓN ELECTRÓNICO. LOS EQUIPOS DE PRUEBA ESTAN VERIFICADOS POR CALIBRACIONES PERIÓDICAS EN LABORATORIOS CERTIFICADOS POR EMA. | | | | | |
| FLUJO | 0 m ³ /s | | | | | | |
| CARGA | 0 m | | | | | | |
| EFICIENCIA | 0 % | | | | | | |
| | | | | | | | |



Apéndice 6

FORMATO DE CERTIFICADO DE PRUEBA DE NPSH

| FABRICANTE | | NO. SERIE DE LA BOMBA | | NO. DE PRUEBA | | FECHA DE RECEPCIÓN | | INFORMACIÓN DEL CLIENTE | | | | | |
|--------------------|-------------------------|----------------------------|-------------------|---------------------|------------------|---------------------------|----------------------|-------------------------|---------------------|-------------|--------|-----------------------------------|-----------------------------------------|
| CARGA | POTENCIA | NPSH _r DE CURVA | VELOCIDAD | IMPULSOR | DIÁMETRO | NO. DE MODELO DE LA BOMBA | | | | | | | |
| m | P (kw) | (m) | n (rpm) | | D (m) | | | | | | | | |
| FLUJO EN LA PRUEBA | | GREVEDAD LOCAL | | Diametro en succión | | Diametro en descarga | | | | | | | |
| m ³ /s | | m/s ² | | m | | m | | | | | | | |
| PUNTOS DE PRUEBA | REVOLUCIONES POR MINUTO | TEMPERATURA | DENSIDAD | PRESIÓN ATMOSFERICA | PRESION DE VAPOR | MANOMETRICA EN LA SUCCIÓN | ALTURA DEL MANOMETRO | VELOCIDAD | PRESION DE DESCARGA | CARGA TOTAL | NPSH | CARGA TOTAL VELOCIDAD DE ROTACIÓN | NPSH A VELOCIDAD DE ROTACION ESPECIFICA |
| | n | t | ρ | Pamb | Pv | Pm ₁ | ZD | H _{U1} | Pm ₂ | H | | H | |
| | rpm | °C | kg/m ³ | Pa | Pa | Pa | m | m.c.a. | Pa | m.c.a. | m.c.a. | m.c.a. | m.c.a. |
| 1 | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | | | | | | | | | | | | | |





Apéndice 7.

Influencia en la precisión de medición de la potencia. *Fuente: ANSI/HI 14.6*

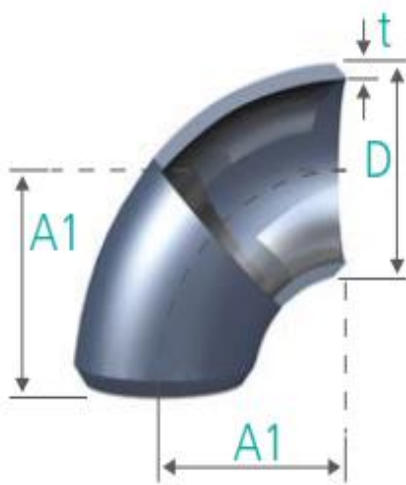
| Configuración | Accionador | Medición De potencia | Medición de revoluciones por minuto | Factores de influencia | Precisión de la eficiencia |
|-------------------------------------------|------------------|----------------------------------|-------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|
| Sólo bomba | Mecánica | Transductor de Torque | Tacómetro | Ninguna | La mas alta |
| Bombay motor, Directamente acoplado | Line de potencia | Wáttmetro | Tacómetro | a) Eficiencia del motor | |
| Bombay motor, Cadena o engrane | Line de potencia | Wáttmetro | Tacómetro | a) Eficiencia del motor b) Eficiencia de la transición | |
| Bomba y Motor sumergible | | | | b) Consumo de potencia del sello c) Consumo de potencia del sistema de refrigeración | |
| Bombay motor, Directamente acoplado | Motor + VFD | Wáttmetro conectado hacia VFD | Tacómetro | a) Eficiencia del motor b) Eficiencia del VFD c) Eficiencia del motor corregido por el VFD | |
| Bomba y motor, Cadena o engrane | Motor + VFD | Wáttmetro conectado hacia VFD | Tacómetro | a) Eficiencia del motor b) Consumo de potencia del sello c) Eficiencia del VFD d) Eficiencia del motor corregido por el VFD | |
| Bomba y Motor sumergible | Motor + VFD | Wáttmetro conectado hacia VFD | Datos de vibración | a) Eficiencia del motor b) Consumo de potencia del sello c) Consumo de potencia d) Eficiencia del VFD e) Eficiencia del motor corregido por el VFD | La más baja |

Apéndice 8.

Dimensiones comerciales de codos de acero. *Fuente: Catálogo Tenaris Tamsa*

| NPS | DIÁMETRO EXTERNO D | CENTRO A CARA A | CENTRO A CARA A1 | CENTRO A CENTRO O | CENTRO A CENTRO O1 | CENTRO A CARA B | LONGITUD | | CENTRO A EXTREMO C - M |
|--------|-----------------------|--------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|--------------------|----------|--------|---------------------------|
| | | | | | | | E* | | |
| | | | | | | | <=XS | XS > | |
| 1/2" | 21.34 | 38.00 | 19.00 | 76.00 | 36.00 | 16.00 | 25.00 | 25.00 | 25.00 |
| 3/4" | 26.67 | 38.00 | 18.00 | 76.00 | 36.00 | 11.00 | 25.00 | 25.00 | 29.00 |
| 1" | 33.40 | 38.00 | 25.00 | 76.00 | 51.00 | 22.00 | 38.00 | 38.00 | 38.00 |
| 1 1/4" | 42.16 | 48.00 | 32.00 | 95.00 | 64.00 | 25.00 | 38.00 | 38.00 | 48.00 |
| 1 1/2" | 48.26 | 57.00 | 38.00 | 114.00 | 76.00 | 29.00 | 38.00 | 38.00 | 57.00 |
| 2" | 60.32 | 76.00 | 51.00 | 152.00 | 102.00 | 35.00 | 38.00 | 44.00 | 64.00 |
| 2 1/2" | 73.02 | 95.00 | 64.00 | 191.00 | 127.00 | 44.00 | 38.00 | 51.00 | 76.00 |
| 3" | 88.90 | 114.00 | 76.00 | 229.00 | 152.00 | 51.00 | 51.00 | 64.00 | 86.00 |
| 3 1/2" | 101.60 | 133.00 | 89.00 | 267.00 | 178.00 | 57.00 | 64.00 | 16.00 | 95.00 |
| 4" | 114.30 | 152.00 | 102.00 | 305.00 | 203.00 | 64.00 | 64.00 | 76.00 | 105.00 |
| 5" | 141.30 | 190.00 | 127.00 | 381.00 | 254.00 | 79.00 | 76.00 | 89.00 | 124.00 |
| 6" | 168.27 | 229.00 | 152.00 | 457.00 | 305.00 | 95.00 | 89.00 | 102.00 | 143.00 |
| 8" | 219.07 | 305.00 | 203.00 | 610.00 | 406.00 | 127.00 | 102.00 | 127.00 | 178.00 |
| 10" | 273.05 | 381.00 | 254.00 | 762.00 | 508.00 | 159.00 | 127.00 | 152.00 | 216.00 |
| 12" | 323.85 | 475.00 | 305.00 | 914.00 | 610.00 | 190.00 | 152.00 | 178.00 | 254.00 |

Codo 90° Radio Corto



Codo 90° Radio Largo



Todas la dimensiones esta en conformidad con las normas ASM



Apéndice 9.

Tabla de dimensiones de tubo ASTM A-53

| Diámetro Nominal NPS DN | | Diámetro Exterior Real | | Espesor de Pared | | Identificación | | Peso del Tubo | | ASTM A53 PRESION DE PRUEBA | | | |
|-------------------------------|-------------------|---------------------------|-------|------------------|------------|-----------------|----------|---------------|-------|----------------------------|--------|---------|--------|
| Pulgadas in. | Milímetros mm. | (in.) | mm. | Pulgadas | Milímetros | Weight Class | Schedule | lb/pie | kg/m | Grado A | | Grado B | |
| | | | | (in.) | (mm.) | | | | | psi | Kg/cm2 | psi | Kg/cm2 |
| 1/2 | 15 | 0.840 | 21.3 | 0.109 | 2.77 | STD | 40 | 0.85 | 1.27 | 700 | 49 | 700 | 49 |
| | | | | 0.147 | 3.73 | XS | 80 | 1.09 | 1.62 | 850 | 60 | 850 | 60 |
| 3/4 | 20 | 1.050 | 26.7 | 0.113 | 2.87 | STD | 40 | 1.13 | 1.69 | 700 | 49 | 700 | 49 |
| | | | | 0.154 | 3.91 | XS | 80 | 1.47 | 2.20 | 850 | 60 | 850 | 60 |
| 1 | 25 | 1.315 | 33.4 | 0.133 | 3.38 | STD | 40 | 1.68 | 2.50 | 700 | 49 | 700 | 49 |
| | | | | 0.179 | 4.55 | XS | 80 | 2.17 | 3.24 | 850 | 60 | 850 | 60 |
| 1-1/4 | 32 | 1.660 | 42.2 | 0.140 | 3.56 | STD | 40 | 2.27 | 3.39 | 1200 | 84 | 1300 | 91 |
| | | | | 0.191 | 4.85 | XS | 80 | 3.00 | 4.47 | 1800 | 127 | 1900 | 134 |
| 1-1/2 | 40 | 1.900 | 48.3 | 0.145 | 3.68 | STD | 40 | 2.72 | 4.05 | 1200 | 84 | 1300 | 91 |
| | | | | 0.200 | 5.08 | XS | 80 | 3.63 | 5.41 | 1800 | 127 | 1900 | 134 |
| 2 | 50 | 2.375 | 60.3 | 0.154 | 3.91 | STD | 40 | 3.65 | 5.44 | 2300 | 162 | 2500 | 176 |
| | | | | 0.218 | 5.54 | XS | 80 | 5.02 | 7.48 | 2500 | 176 | 2500 | 176 |
| 2-1/2 | 65 | 2.875 | 73 | 0.203 | 5.16 | STD | 40 | 5.79 | 8.63 | 2500 | 176 | 2500 | 176 |
| | | | | 0.276 | 7.01 | XS | 80 | 7.66 | 11.41 | 2500 | 176 | 2500 | 176 |
| | | | | 0.375 | 9.52 | - | 160 | - | - | 2500 | 176 | 2500 | 176 |
| | | | | 0.552 | 14.02 | XXS | - | - | - | 2500 | 176 | 2500 | 176 |
| 3 | 80 | 3.500 | 88,9 | 0.125 | 3.18 | - | - | 4.51 | 6.72 | 1290 | 91 | 1500 | 105 |
| | | | | 0.156 | 3.96 | - | - | 5.57 | 8.29 | 1600 | 112 | 1870 | 131 |
| | | | | 0.188 | 4.78 | - | - | 6.65 | 9.92 | 1930 | 136 | 2260 | 159 |
| | | | | 0.216 | 5.49 | STD | 40 | 7.58 | 11.29 | 2220 | 156 | 2500 | 176 |
| | | | | 0.250 | 6.35 | - | - | 8.68 | 12.93 | 2500 | 176 | 2500 | 176 |
| | | | | 0.281 | 7.14 | - | - | 9.66 | 14.40 | 2500 | 176 | 2500 | 176 |
| 4 | 100 | 4.500 | 114,3 | 0.125 | 3.18 | - | - | 5.84 | 8.71 | 1000 | 70 | 1170 | 82 |
| | | | | 0.156 | 3.96 | - | - | 7.24 | 10.78 | 1250 | 88 | 1460 | 103 |
| | | | | 0.188 | 4.78 | - | - | 8.66 | 12.91 | 1500 | 105 | 1750 | 123 |
| | | | | 0.219 | 5.56 | - | - | 10.01 | 14.91 | 1750 | 123 | 2040 | 143 |
| | | | | 0.237 | 6.02 | STD | 40 | 10.79 | 16.07 | 1900 | 134 | 2210 | 155 |
| | | | | 0.250 | 6.35 | - | - | 11.35 | 16.90 | 2000 | 141 | 2330 | 164 |
| | | | | 0.281 | 7.14 | - | - | 12.66 | 18.87 | 2250 | 158 | 2620 | 184 |
| | | | | 0.312 | 7.92 | - | - | 13.98 | 20.78 | 2500 | 176 | 2800 | 197 |
| | | | | 0.337 | 8.56 | XS | 80 | 14.98 | 22.32 | 2700 | 190 | 2800 | 197 |
| | | | | 0.438 | 11.13 | - | 120 | 19.00 | 28.32 | 2800 | 197 | 2800 | 197 |
| 5 | 125 | 5.563 | 141,3 | 0.188 | 4.78 | - | - | 10.79 | 16.09 | 1220 | 86 | 1420 | 100 |
| | | | | 0.219 | 5.56 | - | - | 12.50 | 18.61 | 1420 | 100 | 1650 | 116 |
| | | | | 0.258 | 6.55 | STD | 40 | 14.62 | 21.77 | 1670 | 117 | 1950 | 137 |
| | | | | 0.281 | 7.14 | - | - | 15.85 | 23.62 | 1820 | 128 | 2120 | 149 |
| | | | | 0.312 | 7.92 | - | - | 17.50 | 26.05 | 2020 | 142 | 2360 | 166 |
| | | | | 0.344 | 8.74 | - | - | 19.17 | 28.57 | 2230 | 157 | 2600 | 183 |
| 6 | 150 | 6.625 | 168,3 | 0.188 | 4.78 | - | - | 12.92 | 19.27 | 1020 | 72 | 1190 | 84 |
| | | | | 0.219 | 5.56 | - | - | 14.98 | 22.31 | 1190 | 84 | 1390 | 98 |
| | | | | 0.250 | 6.35 | - | - | 17.02 | 25.36 | 1360 | 96 | 1580 | 111 |
| | | | | 0.280 | 7.11 | STD | 40 | 18.97 | 28.26 | 1520 | 107 | 1780 | 125 |
| | | | | 0.312 | 7.92 | - | - | 21.04 | 31.32 | 1700 | 120 | 1980 | 139 |
| | | | | 0.344 | 8.74 | - | - | 23.08 | 34.39 | 1870 | 131 | 2180 | 153 |
| | | | | 0.375 | 9.52 | - | - | 25.02 | 37.28 | 2040 | 143 | 2380 | 167 |
| | | | | 0.432 | 10.97 | XS | 80 | 28.57 | 42.56 | 2350 | 165 | 2740 | 193 |
| | | | | 0.562 | 14.27 | - | 120 | 36.39 | 54.20 | 2800 | 197 | 2800 | 197 |
| | | | | 0.719 | 18.26 | - | 160 | 45.35 | 67.56 | 2800 | 197 | 2800 | 197 |
| 0.864 | 21.95 | XXS | - | 53.16 | 79.22 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | | | | |



Continuación tabla de dimensiones de tubo ASTM A-53

| Diámetro Nominal NPS DN | | Diámetro Exterior Real | | Espesor de Pared | | Identificación | | Peso del Tubo | | ASTM A53 PRESION DE PRUEBA | | | |
|-------------------------------|-------------------|---------------------------|-------|------------------|--------|-----------------|----------|---------------|--------|----------------------------|--------|---------|--------|
| Pulgadas in. | Milímetros mm. | (in.) | mm. | (in.) | (mm.) | Weight Class | Schedule | lb/pie | kg/m | Grado A | | Grado B | |
| | | | | | | | | | | psi | Kg/cm2 | psi | Kg/cm2 |
| 8 | 200 | 8.625 | 219,1 | 0.188 | 4.78 | - | - | 16.94 | 25.26 | 780 | 55 | 920 | 65 |
| | | | | 0.203 | 5.16 | - | - | 18.26 | 27.22 | 850 | 60 | 1000 | 70 |
| | | | | 0.219 | 5.56 | - | - | 19.66 | 29.28 | 910 | 64 | 1070 | 75 |
| | | | | 0.250 | 6.35 | - | 20 | 22.36 | 33.31 | 1040 | 73 | 1220 | 86 |
| | | | | 0.277 | 7.04 | - | 30 | 24.70 | 36.81 | 1160 | 82 | 1350 | 95 |
| | | | | 0.312 | 7.92 | - | - | 27.70 | 41.24 | 1300 | 91 | 1520 | 107 |
| | | | | 0.322 | 8.18 | STD | 40 | 28.55 | 42.55 | 1340 | 94 | 1570 | 110 |
| | | | | 0.344 | 8.74 | - | - | 30.42 | 45.34 | 1440 | 101 | 1680 | 118 |
| | | | | 0.375 | 9.52 | - | - | 33.04 | 49.20 | 1570 | 110 | 1830 | 129 |
| | | | | 0.406 | 10.31 | - | 60 | 35.64 | 53.08 | 1700 | 120 | 2000 | 141 |
| | | | | 0.438 | 11.13 | - | - | 38.30 | 57.08 | 1830 | 129 | 2130 | 150 |
| | | | | 0.500 | 12.70 | XS | 80 | 43.39 | 64.64 | 2090 | 147 | 2430 | 171 |
| | | | | 0.594 | 15.09 | - | 100 | 50.95 | 75.92 | 2500 | 176 | 2800 | 197 |
| | | | | 0.719 | 18.26 | - | 120 | 60.71 | 90.44 | 2800 | 197 | 2800 | 197 |
| | | | | 0.812 | 20.62 | - | 140 | 67.76 | 100.92 | 2800 | 197 | 2800 | 197 |
| 0.875 | 22.22 | XXS | - | 72.42 | 107.88 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | | | | |
| 0.906 | 23.01 | - | 160 | 74.69 | 111.27 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | | | | |
| 10 | 250 | 10.750 | 273,0 | 0.188 | 4.78 | - | - | 21.21 | 31.62 | 630 | 44 | 730 | 51 |
| | | | | 0.203 | 5.16 | - | - | 22.87 | 34.08 | 680 | 48 | 800 | 56 |
| | | | | 0.219 | 5.56 | - | - | 24.63 | 36.67 | 730 | 51 | 860 | 60 |
| | | | | 0.250 | 6.35 | - | 20 | 28.04 | 41.75 | 840 | 59 | 980 | 69 |
| | | | | 0.279 | 7.09 | - | - | 31.20 | 46.49 | 930 | 65 | 1090 | 77 |
| | | | | 0.307 | 7.80 | - | 30 | 34.24 | 51.01 | 1030 | 72 | 1200 | 84 |
| | | | | 0.344 | 8.74 | - | - | 38.23 | 56.96 | 1150 | 81 | 1340 | 94 |
| | | | | 0.365 | 9.27 | STD | 40 | 40.48 | 60.29 | 1220 | 86 | 1430 | 101 |
| | | | | 0.438 | 11.13 | - | - | 48.19 | 71.87 | 1470 | 103 | 1710 | 120 |
| | | | | 0.500 | 12.70 | XS | 60 | 54.71 | 81.52 | 1670 | 117 | 1950 | 137 |
| | | | | 0.594 | 15.09 | - | 80 | 64.43 | 95.97 | 1990 | 140 | 2320 | 163 |
| | | | | 0.719 | 18.26 | - | 100 | 77.03 | 114.70 | 2410 | 169 | 2800 | 197 |
| | | | | 0.844 | 21.44 | - | 120 | 89.29 | 133.00 | 2800 | 197 | 2800 | 197 |
| | | | | 1.000 | 25.40 | XXS | 140 | 104.13 | 155.09 | 2800 | 197 | 2800 | 197 |
| | | | | 1.125 | 28.57 | - | 160 | 115.65 | 172.21 | 2800 | 197 | 2800 | 197 |
| 12 | 300 | 12.750 | 323,8 | 0.203 | 5.16 | - | - | 27.20 | 40.55 | 570 | 40 | 670 | 47 |
| | | | | 0.219 | 5.56 | - | - | 29.31 | 43.63 | 620 | 44 | 720 | 51 |
| | | | | 0.250 | 6.35 | - | 20 | 33.38 | 49.71 | 710 | 50 | 820 | 58 |
| | | | | 0.281 | 7.14 | - | - | 37.42 | 55.75 | 790 | 56 | 930 | 65 |
| | | | | 0.312 | 7.92 | - | - | 41.45 | 61.69 | 880 | 62 | 1030 | 72 |
| | | | | 0.330 | 8.38 | - | 30 | 43.77 | 65.18 | 930 | 65 | 1090 | 77 |
| | | | | 0.344 | 8.74 | - | - | 45.58 | 67.90 | 970 | 68 | 1130 | 79 |
| | | | | 0.375 | 9.52 | STD | - | 49.52 | 73.78 | 1060 | 75 | 1240 | 87 |
| | | | | 0.406 | 10.31 | - | 40 | 53.52 | 79.70 | 1150 | 81 | 1340 | 94 |
| | | | | 0.438 | 11.13 | - | - | 57.59 | 85.82 | 1240 | 87 | 1440 | 101 |
| | | | | 0.500 | 12.70 | XS | - | 65.42 | 97.43 | 1410 | 99 | 1650 | 116 |
| | | | | 0.562 | 14.27 | - | 60 | 73.15 | 108.92 | 1590 | 112 | 1850 | 130 |
| | | | | 0.688 | 17.28 | - | 80 | 88.63 | 132.04 | 1940 | 136 | 2270 | 160 |
| | | | | 0.844 | 21.44 | - | 100 | 107.32 | 159.86 | 2390 | 168 | 2780 | 195 |
| | | | | 1.000 | 25.40 | XXS | 120 | 125.49 | 186.91 | 2800 | 197 | 2800 | 197 |
| 1.125 | 28.57 | - | 140 | 139.68 | 208.00 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | | | | |
| 1.312 | 33.32 | - | 160 | 160.27 | 238.68 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | | | | |



Apéndice 10.

Rugosidad Absoluta de tuberías de diversos materiales. *Fuente: Flujo en tuberías, manual práctico del proveedor.*

| Material | Sistema Inglés | | Sistema Internacional de Unidades |
|-----------------------------------------|----------------------|------------------------|-----------------------------------------|
| | k (plg) | k (pies) | k (mm), o k (metros x 10 ³) |
| Fibrocemento | 0.000096 | 0.000008 | 0.0024 |
| Acero al carbón, comercial | 0.0018 | 0.00015 | 0.045 |
| Concreto, suavizado | 0.012 | 0.0010 | 0.30 |
| Concreto ordinario | 0.040 | 0.0033 | 1.0 |
| Concreto rugoso | 0.12 | 0.010 | 3.0 |
| Tubo de vidrio | 0.000060 | 0.0000050 | 0.0015 |
| Hierro fundido, sin revestir | 0.0102 | 0.00085 | 0.26 |
| Hierro fundido, asfaltado | 0.0048 | 0.00040 | 0.12 |
| Hierro fundido, cemento revestido | 0.000096 | 0.000008 | 0.0024 |
| Hierro fundido, revestido de bituminosa | 0.000096 | 0.000008 | 0.0024 |
| Hierro fundido, centrifugado | 0.00012 | 0.000010 | 0.030 |
| Hierro galvanizado | 0.0060 | 0.00050 | 0.15 |
| Hierro forjado | 0.0022 | 0.00018 | 0.060 |
| Fibra de vidrio | 0.0020 | 0.0000010 | 0.005 |
| PVC | 0.000060- 0.00024 | 0.000005 – 0.000002 | 0.0015 – 0.0060 |
| Acero inoxidable, comercial | 0.0018 | 0.00015 | 0.045 |
| Acero, remachado | 0.36 – 0.036 | 0.0030 – 0.030 | 0.9 – 9.0 |
| Tubing | 0.000060 | 0.0000050 | 0.0015 |
| Duela de madera | 0.0072-0.036 | 0.000060 – 0.0030 | 0.18 – 0.90 |