



UNIVERSIDAD VERACRUZANA

INSTITUTO DE INGENIERIA

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

"DESARROLLO DE UN METODO ANALITICO PARA LA
SELECCION DE BOMBAS TIPO TURBINA VERTICAL
PARA POZO PROFUNDO"

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA HIDRAULICA

PRESENTA:

JAIME ARMANDO REVILLA FAJARDO

VERACRUZ, VER.

2002



UNIVERSIDAD VERACRUZANA INSTITUTO DE INGENIERIA

H. Veracruz, Ver., a 12 de Marzo del 2002
DI053/02

Al Candidato al Grado:
Ing. Jaime A. Revilla Fajardo
Presente

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el M.I. Enrique Rodríguez Magaña, para que lo desarrolle como tesis, para obtener el Grado de Maestro en Ingeniería Hidráulica.

TEMA:

"DESARROLLO DE UN MÉTODO ANALÍTICO PARA LA SELECCIÓN DE BOMBAS TIPO TURBINA VERTICAL PARA POZO PROFUNDO"

- I .- Introducción
 - II .- Planteamiento y delimitación del problema
 - III .- Objetivos e Hipótesis
 - IV .- Marco de Referencia
 - V .- Marco teórico y conceptual
 - VI .- Método gráfico de selección de bombas TVPP
 - VII .- Planteamiento y desarrollo del método de selección
 - VIII .- Método analítico para la selección de bombas tipo TVPP conectadas en paralelo
- Conclusiones
Bibliografía
Apéndices

Sin otro particular, me es grato reiterarle la seguridad de mi más atenta y distinguida consideración.

Atentamente
"Lis de Veracruz: Arte, Ciencia, Luz"

Dr. Bonifacio C. A. Peña Pardo
Director

BPP/apm*

AGRADECIMIENTOS.

Dr. Enrique Morales González

M. I. H. Enrique Rodríguez Magaña

Dr. Santos Campos Magaña

M. I. E. Francisco Williams Linera

M. I. A. Estela Montes Carmona

M. C. Abigail Zamora Hernández

M. I. A. Gloria Inés González López

M. I. E. Guadalupe Riquer Trujillo

Gracias por su amistad y por su apoyo para ayudarme a concretar este trabajo

DEDICATORIAS.

A mi Esposa por su apoyo constante y el amor que me ha dado por algo mas de 30 años.

A mis hijos, nuera y yerno respectivamente, **Jaime Revilla Landa** y **Enriqueta Herrera B,** **Patricia Revilla Landa** y **Raúl Francisco Ravelo R,** **Gabriel** y **Antonio Guillermo Revilla Landa**

En especial a mis nietos y nieta:

Raúl Ravelo Revilla.
Ricardo Ravelo Revilla.
Eduardo Revilla Fuentes.
María Fernanda Revilla Herrera.

Porque sé que todos ellos valorarán el hecho de que nunca hay que dejar de luchar por ser mejores.

PREFACIO

La investigación es cultura, no nacemos siendo investigadores.

El conocimiento se hace a través de la experiencia y el contacto e intercambio de conocimientos con otros investigadores.

Entre mas comprometidos estemos con la investigación se pueden entregar mejores resultados.

La formación de investigadores resalta el compromiso recíproco de la sociedad con el investigador.



Dr. Santos Campos Magaña.

Capítulo	INDICE Contenido	Página
1.0	Introducción	1
2.0	Planteamiento y delimitación del problema	2
3.0	Objetivos e Hipótesis	4
4.0	Marco de referencia	6
4.1	Ecuaciones fundamentales de la hidrodinámica	7
4.1.1	El teorema del transporte de Reynolds	7
4.1.2	La conservación de la masa	7
4.1.3	La ecuación de la Energía y la Ecuación de Bernoulli	10
4.1.4	La ecuación de momentum lineal	11
4.2	Pérdidas por cortante en tuberías a presión. Flujos turbulentos	12
4.2.1	Ecuaciones empíricas	12
4.2.2	Ecuación de Darcy Weisbach (D.W)	12
4.2.3	Cálculo de las pérdidas menores	14
4.2.4	Pérdidas menores calculadas como longitudes equivalentes (L_e)	14
4.2.5	Ecuación de pérdidas de carga en válvulas	15
5.0	Marco teórico y conceptual	17
5.1	Bombas Centrifugas verticales tipo turbina para pozo profundo	17
5.1.1	Clasificación	17
5.1.2	Ecuación de Euler para un impulsor Centrifugo. Triángulos de velocidad	18
5.1.3	Carga teórica (H_{th}) de las bombas Centrifugas	19
5.1.4	Terminología y definiciones	25
5.1.5	Carga Total del Sistema de Bombeo	26
5.1.6	Curva de operación del sistema	29
5.1.7	Curva característica de operación de una bomba centrifuga	30
5.1.8	Restricciones mecánicas de las bombas TVPP	32
5.1.8.a	Carga Axial Total	32
5.1.8.b	Cálculo de la Carga Axial Total	33
5.1.8.c	Alargamiento de la flecha de transmisión	33
5.2	Leyes de afinidad	35
5.2.1	Modificaciones al Impulsor. Reducción del Diámetro del Impulsor	39
5.2.2	Velocidad Específica	41
5.2.3	Determinación del diámetro de impulsor requerido	42
5.2.4	Operación en paralelo de bombas centrifugas	43
5.2.5	Operación en serie de bombas centrifugas	44
5.3	Criterio de selección de bombas TVPP	45
5.3.1	Cálculo de la carga total del sistema	45
5.3.1.a	Cálculo de las pérdidas de carga por cortante en tubería recta a presión (H_{fTR})	47
5.3.1.b	Cálculo de las pérdidas de carga menores (H_{fm})	48
5.3.2	Características de operación de las bombas TVPP	49
5.3.3	Función objetivo	50
5.3.4	Selección de los tazones (impulsores)	50

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

5.3.5	Selección de la columna de descarga	51
5.3.6	Cálculo de la carga axial total	51
5.3.7	Cálculo de la potencia requerida total (P_T)	52
5.3.8	Selección (o verificación) de la flecha de transmisión	53
5.3.9	Selección del cabezal de descarga	53
5.3.10	Determinación del diámetro del impulsor	53
6.0	Método gráfico de selección de bombas TVPP	56
6.1	Introducción	56
6.2	Selección general de bombas tipo TVPP	56
6.2.1	Requerimientos del usuario	56
6.2.2	Condiciones de operación de la bomba	56
6.2.3	Condiciones del pozo	57
6.2.4	Accesorios requeridos	57
6.2.5	Selección específica de la bomba	58
6.2.5.a	Cuerpo de tazones	58
6.2.5.b	Selección de la columna	62
6.2.6	Selección de la flecha	63
6.2.7	Alargamiento de la flecha de línea	63
6.3	Confirmación de la selección de los tazones	64
6.3.1	Selección del motor accionador	67
6.3.2	Confirmación de la selección de la flecha de línea	70
6.3.3	Selección del cabezal de descarga	71
6.4	Método gráfico. Selección de una bomba TVPP .	73
6.4.1	Requerimientos de bombeo y del pozo	73
6.4.2	Curva característica de operación de la bomba	77
6.4.3	Cálculo de la carga axial total	80
6.4.4	Cálculo de la potencia requerida total	81
6.4.4.a	Correcciones a los valores de CAT y Potencia requerida total	83
6.4.4.a.1	Modificaciones al valor de la Carga Axial Total.	83
6.4.4.a.2	Corrección al valor de la potencia total (P_T)	83
7.0	Planteamiento y desarrollo del método de selección	84
7.1	Planteamiento y desarrollo del método	84
7.2	Validación del método	86
8.0	Método analítico para la selección de bombas tipo TVPP conectadas en paralelo	97
8.1	Introducción	97
8.2	Características de operación de las bombas TVPP	97
8.3	Características del sistema de bombeo	98
8.4	Aplicación del método al caso de dos bombas TVPP conectadas en paralelo	101
	CONCLUSIONES	113
	Bibliografía	115
Apéndice A	Gráficas	116
Apéndice B	Pérdidas en columnas de descarga y accesorios	126
Apéndice C	Bombas TVPP . Datos técnicos	137
Apéndice D	Cálculos de Potencia y Eficiencia	152
Apéndice E	Datos técnicos cabezales de descarga, cuerpos de tazones, columnas de descarga y tubos funda y flechas	155

INDICE DE FIGURAS

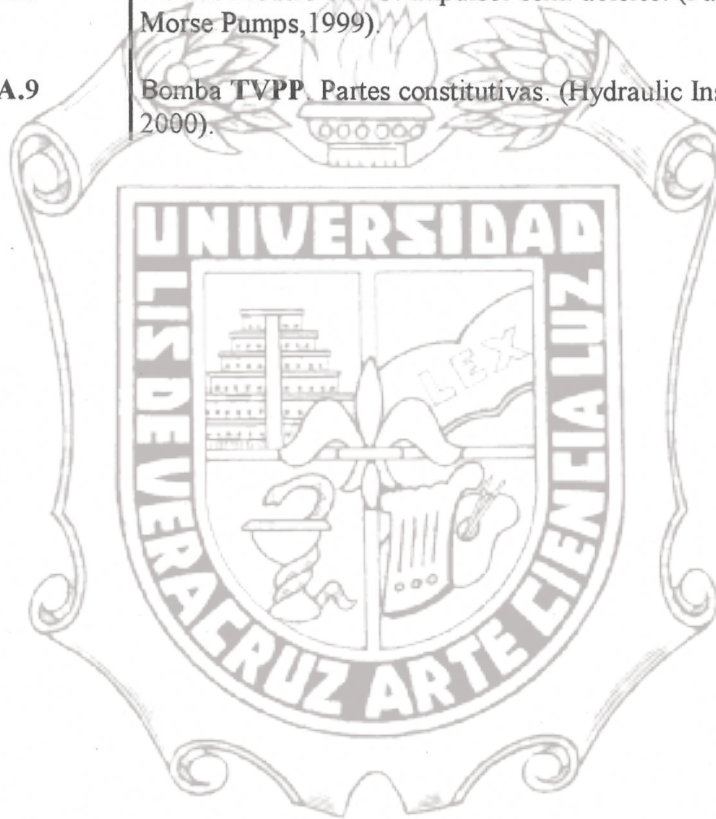
Figura número	Descripción	Página
4.1	Volumen de control de flujo en un tubo (Streeter V. L. y otros, 2000).	8
5.1	Tipos de bombas verticales – Simple y Multipasos. (Hydraulic Institute, 2000).	17
5.2	Triángulo de velocidad a la entrada del Impulsor. (Karassik I. J. y otros, 1983).	18
5.3	Triángulo de velocidades a la salida del impulsor. (Karassik I. J. y otros, 1983).	19
5.4	Producto vectorial $r \times F$ aplicado a un impulsor centrífugo. (Streeter V. L. y otros, 2000).	20
5.5	Triángulo de velocidades a la salida de un impulsor Centrifugo. (Streeter V. L. y otros, 2000).	21
5.6	Flujo bidimensional en el impulsor de una bomba centrífuga. (Karassik I. J. y otros, 1983).	22
5.7	Curvas teóricas H_{th} vs Q . (Karassik I. J. y otros, 1983).	24
5.8	Terminología y Definiciones.	25
5.9	Cálculo de la carga Total (H_T).	28
5.10	Diagrama de fuerzas actuando sobre una bomba TVPP .	32
5.11	Alargamiento de la flecha.	34
5.12	Operación bomba a velocidad variable y diámetro de impulsor constante. (Karassik I. J. y otros, 1983).	35
5.13	Curvas a velocidad constante y diámetro de impulsor variable. (Karassik I. J. y otros, 1983).	35
5.14	Triángulo de velocidades a la salida y a la entrada de un impulsor. (Karassik I. J. y otros, 1983).	36
5.15	Recorte del impulsor en la salida. (Karassik I. J. y otros, 1883).	40
5.16	Velocidades a la entrada. Diámetro de impulsor completo y recortado. (Karassik I. J. y otros, 1983).	40

5.17	Determinación del diámetro del impulsor.(Karassik I. J. y otros,1983).	42
5.18	Características de operación de dos bombas en paralelo (Karassik I. J. y otros, 1983).	43
5.19	Operación de dos bombas en serie. (Franzini J. B. y otro, 1999).	44
5.20	Determinación del diámetro del impulsor. Parábola de correspondencia. (Karassik I. J. y otros, 1983).	55
6.1	Esquema de equipamiento de un pozo profundo.	73
6.2	Bomba TVPP Modelo 11H @ 1770 RPM con 9 Impulsores.	80
7.1	Pantalla de inicio del programa H ₂ Optimize. (Pentair Pump Group,2001).	84
7.2	Flujograma del método de selección de una bomba TVPP .	86
7.3	Selección de una bomba TVPP .	87
7.4	Programa H ₂ Optimize. Selección en el punto de operación. Q=80 Litros. s ⁻¹ , H _{TPi} =127.58 m. (Pentair Pump,2001).	89
7.5	Selección definitiva Programa H ₂ Optimize. (Pentair Pumps.2001).	94
8.1	Instalación de dos bombas TVPP en paralelo.	103
8.2	Selección con el programa H ₂ Optimize. (Pentair Pump,2001).	105
8.3	Selección definitiva programa H ₂ Optimize. (Pentair Pump,2001).	108
A.1	Curvas en colina (Carta de cobertura. Operación de Bombas TVPP .(Fairbanks Morse,1999).	116
A.2	Bomba TVPP Modelo 11H @ 1760 RPM. (Fairbanks Morse Pumps,1999).	117
A.3	Bomba TVPP Modelo 12B @ 1760 RPM. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).	118
A.4	Bomba TVPP . Modelo 12D @ 1770 RPM. (Fairbanks Morse Pumps,1999).	119

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

Índice

A.5	Bomba TVPP. Modelo 11M. D-7000 Impulsor cerrado. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).	120
A.6	TVPP. Modelo 12L. D-7000 Impulsor cerrado. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).	121
A.7	TVPP. Modelo 12MC.6970 Impulsor semi-abierto. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).	122
A.8	TVPP. Modelo 12HC. Impulsor semi-abierto. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).	123
A.9	Bomba TVPP. Partes constitutivas. (Hydraulic Institute, 2000).	124

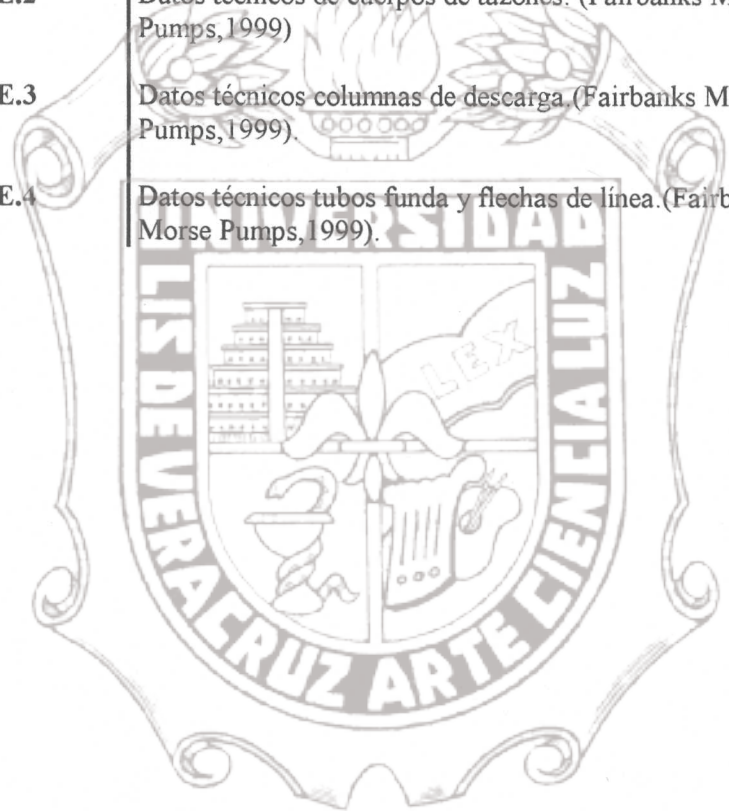


INDICE DE TABLAS:

Tabla Número	Descripción	Página
6.2.1	Requerimientos del usuario	56
6.2.2	Condiciones de operación de la bomba	56
6.2.3	Condiciones del pozo	57
6.2.4	Accesorios requeridos	57
6.4.1	Descripción del equipo de bombeo completo.	83
7.2.1	Valores de K, según el tipo de accesorio. (Crane Co.1981).	88
7.2.2	Programa para calcular la curva de operación del sistema de bombeo y las características de la bomba TVPP seleccionada. (Excel 2000).	92
7.2.3	Programa en Excel mostrando las ecuaciones para C_{1i} , C_{2i} y C_c .	93
7.2.4	Cálculos mecánicos, potencia total requerida, carga axial total y alargamiento de la flecha de transmisión. Selección de 1 Bomba TVPP.	95
7.2.5	Descripción de la bomba TVPP seleccionada.	96
8.1	Accesorios en la línea de descarga de cada bomba TVPP. (Crane Co. 1981).	102
8.2	Accesorios para el múltiple de 10 pulgadas de diámetro. (Crane Co.1981).	102
8.3	Programa para la selección de dos bombas TVPP en paralelo.	107
8.4	Cálculos de potencia, carga axial y alargamiento en el programa Excel.	111
8.5	Descripción de las dos bombas TVPP en paralelo.	
H_{11}	Pérdidas de carga en columnas de descarga Sistema Inglés de unidades (pies por 100 pies).	126
H_{12}	Pérdidas de carga en columnas Sistema Internacional de unidades.	128

B.1	Rugosidad absoluta (ϵ) en Tuberías nuevas.. (Hydraulic Institute,2000).	130
B.2	Coefficientes de resistencia K para válvulas de compuerta. (Crane Co.1981).	131
B.3	Coefficientes de resistencia K para válvulas de retención de columpio.(Crane Co.1981).	131
B.4	Coefficientes de resistencia K para válvulas de Globo y ángulo.(Crane Co.1981).	132
B.5	Coefficientes de resistencia K para válvulas check elevadoras y de extremos soldables. (Crane Co.1981).	132
B.6	Coefficientes de resistencia K para válvulas check de disco inclinado.(Crane Co.1981).	133
B.7	Coefficientes de resistencia K para válvulas check de cierre rápido, tipos Globo y ángulo. (Crane Co.1981).	134
B.8	Coefficientes de resistencia K para válvulas check de pistón, globo y ángulo.(Crane Co.1981).	135
B.9	Coefficientes de resistencia K para válvulas de Mariposa. (Crane Co.1981).	135
B.10	Coefficientes de resistencia K para codos de extremos soldables o bridados.(Crane Co.1981).	136
B.11	Valores de f_T para usarse con los valores de K dados en la Tabla B.9.(Crane Co.1981).	136
C.1	Rangos de presión de los tazones. (Fairbanks Morse Pumps,1999).	137
C.2	Reducción de eficiencia por materiales especiales.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	138
C.3	Rangos de potencia al freno (en Hp) de flechas de tazones.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	139
C.4	Máxima longitud de columna.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	142
C.5	Peso colgando de Cabezales de descarga.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	143
C.6	Rangos de flecha de línea.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	143

C.7	Constantes de alargamiento flechas abiertas.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	146
C.8	Pérdidas de potencia en flechas, en Hp por cada 100 pies de columna.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	150
C.9	Dimensiones de motores Eléctricos Verticales de flecha hueca.(Norma NEMA,2000).	151
E.1	Datos técnicos cabezales de descarga.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	155
E.2	Datos técnicos de cuerpos de tazones. (Fairbanks Morse Pumps,1999)	157
E.3	Datos técnicos columnas de descarga.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	160
E.4	Datos técnicos tubos funda y flechas de línea.(Fairbanks Morse Pumps,1999).	161



RESUMEN

La explotación de los mantos acuíferos en la planicie costera del Golfo de México siempre ha sido, por razones económicas, una de las mejores soluciones, para dotar de agua potable a las poblaciones, que en su gran mayoría se encuentran ubicadas cerca de los mantos acuíferos. Es necesario, entonces, para explotar en forma eficiente éstos, utilizar bombas del tipo Turbina Vertical para Pozo Profundo (TVPP).

En este trabajo se propone la elaboración de un método de selección analítico de bombas del tipo *Turbina Vertical Para Pozo Profundo* en el cual se incluya con precisión el cálculo de las variables de pérdidas de carga por fricción así como el análisis de los cálculos mecánicos, haciendo esto mediante las nuevas herramientas de trabajo, tal como el programa Excel de Microsoft, lo que permite en forma sencilla y ordenada, la selección de estas bombas. En el texto se determinan las ecuaciones para calcular la carga total del sistema (H_{TP}) para la selección de una o más bombas conectadas en paralelo.

Posterior a la determinación de la característica de operación de la bomba TVPP mediante el método propuesto, se utiliza el programa H₂Optimize[®] (Pentair Pumps Group, 2001) para seleccionar los modelos de bombas TVPP en lugar de la gráfica de *curvas en colina* normalmente editadas por los fabricantes y que agrupan información de los varios modelos que pueden satisfacer los requisitos de operación del pozo los cuales son determinados en pruebas de bombeo realizadas sobre este. Seguidamente se diseña un programa específico para las bombas TVPP, el cual se ha elaborado en la hoja electrónica Excel[®], para determinar en forma analítica las características hidráulicas del sistema, así como las restricciones mecánicas del equipo seleccionado, estas restricciones son; máximo alargamiento permisible de la flecha de transmisión y máxima carga axial soportada por esta y verificación que la máxima carga axial sea soportado por el balero de carga del motor accionador.

Finalmente se valida el método analítico de selección contra el método gráfico y se aplica al caso de la selección de una bomba o más en paralelo. En los resultados se observa con claridad la ventaja de utilizar los programas aquí desarrollados.

ABSTRACT.

The operation of the aquifer mantles in the coastal plain of the Gulf of Mexico always has been one of the preferred solutions, for economic reasons, to provide potable Water to the City's or Towns, that in their majority are located near the water-bearing mantles. Then, it is necessary, to operate these efficiently in order to use *Vertical Turbine Pumps (VTP)* for deep well.

In this document an analytical model of selection of pumps of the type vertical turbine for deep well, is proposed to allows in simple and ordered form, the selection of these pumps. Equations required were defined to calculate the total load (H_{TOT}) for the selection of a pump **VTP** or more pumps connected in parallel.

The program H₂Optimize (Pentair Pump Group,2001) is used to select **VTP** models of pumps instead of the graph of hill curves normally published by pumps manufacturers who collect information about several models that could satisfy operation which are determined by mean of pumping test. Afterwards an specific programs for **VTP** pumps has been in the spreadsheet Excel, to determine in analytical form the hydraulic characteristics of the system as well as the mechanical restrictions of the selected equipment.

Finally, the analytical method of selection is validated and compared against the graphical model and it is applied the selection of a pump and more in parallel. Results show clearly the advantage of using the program developed in Excel.

1.0 Introducción

La selección de bombas centrífugas del tipo turbina vertical para pozo profundo, de aquí en adelante se hará referencia a ellas como (TVPP), tradicionalmente se ha realizado por métodos gráficos ya que las curvas características de operación de estas bombas son empíricas y su comportamiento se suministra, por los fabricantes de ellas, en forma gráfica relacionando las variables gasto (Q) vs Carga Total (H_T). Además se requieren datos de las características mecánicas del sistema de transmisión de potencia así como las características hidráulicas del sistema de tuberías y accesorios necesarios para su instalación.

En este trabajo se propone un método analítico de cálculo programado del sistema de bombeo que se basa en el uso de las ecuaciones de Darcy-Weisbach, de la ecuación de Haaland y/o de Colebrook-White para calcular el coeficiente de fricción f , de las pérdidas de carga menores y la determinación de la ecuación de pérdidas de carga por fricción en la columna de descarga de estas bombas, los resultados del uso de este programa se utilizan con el programa de cómputo denominado H₂Optimize[™],2001 (Pentair Pump Group,2001), permitiendo esta combinación, la selección óptima de las bombas TVPP.

La ecuación que utilizamos para calcular las pérdidas de carga en las columnas de descarga es: $H_{rc} = L_c \frac{B}{C_o} Q_i^X$, la determinación del coeficiente B y el exponente X se da en las Tablas H_{r1} y H_{r2} (ver Apéndice B) según el tamaño de estas columnas adicionalmente se indica el método de cálculo de la característica de operación de cada bomba TVPP y la obtención de la ecuación $H_i = a_1 + b_1 Q_i + c_1 Q_i^2 + k_1 Q_i^3$ que predice el comportamiento hidráulico de la bomba en lugar de la curva característica de operación empírica.

La introducción de estas ecuaciones en el método de selección de las bombas TVPP, permite utilizarlas con las actuales herramientas de cálculo tales como; la hoja de cálculo electrónica Excel[™], lo cual además de simplificar los cálculos nos permiten utilizar su capacidad gráfica.

El método se aplica para seleccionar una bomba en un pozo profundo, con las características específicas dadas, pero es suficiente para efectos de explicación y por supuesto, es posible generalizarlo para casos más complejos, tal como se expone en el capítulo 8, en donde se aplica a la selección de dos bombas TVPP conectadas en paralelo.

2.0 Planteamiento y delimitación del problema

Las bombas tipo **TVPP** se instalan en el interior del ademe de los pozos profundos y están conectadas a un sistema de tuberías que transportan el agua del acuífero hasta el sitio de utilización, además para su operación necesitan estar accionadas mediante sistemas de transmisión de potencia, los cuales generalmente son motores eléctricos verticales, que pueden ser de superficie o del tipo sumergido. En este trabajo nos referiremos únicamente a motores eléctricos verticales de flecha hueca (MVFH) de inducción de jaula de ardilla. Por consiguiente, el funcionamiento de una bomba **TVPP** está determinado por dos factores que son:

1. Un **Factor Hidráulico**; (FH); característico de los conductos a presión que incluyen; la columna de descarga, el cabezal de descarga y la tubería de descarga con sus accesorios de instalación correspondientes, tales como, codos, válvulas, etc.
2. Un **Factor Mecánico**; (FM); característico del grupo motor - bomba (o cuerpo de tazones).

El FH determina la característica de operación del sistema de descarga que se conoce como Carga Total (H_T) y que se calcula con la ecuación siguiente:

$$H_T = ND + H_{ed} + H_{rc} + H_{rtr} + \Sigma H_{fm} \quad (2.1)$$

En esta ecuación:

H_T =Carga Total del sistema.

ND =Nivel Dinámico (o de bombeo) del agua en el pozo cuando la bomba está operando.

H_{ed} =Carga estática del sistema.

H_{rc} =Pérdidas de carga en la columna de descarga de la bomba.

H_{rtr} =Pérdidas de carga en la tubería recta de descarga del sistema.

ΣH_{fm} =Pérdidas de carga menores (en válvulas, codos etc...).

El FM determina las características de operación de las bombas verticales para pozo profundo y se refiere al cálculo de la carga de la bomba (H_B) esta carga de la bomba se obtiene de las curvas características de operación empíricas suministradas por los fabricantes, en estas curvas se añaden además las características dimensionales del cuerpo de tazones y las características constructivas junto con los límites de resistencia mecánica de los materiales utilizados en éstas bombas (ver Figuras. A1 a A7, Apéndice A).

Las bombas **TVPP**, a pesar de que su utilización está muy difundida, siguen seleccionándose en nuestro País, en forma gráfica en vista de que el comportamiento de estas se publica en forma de gráficas que forman el catálogo de curvas de operación empíricas y además, es necesario utilizar parámetros, tales como las pérdidas de carga en las columnas de descarga y las pérdidas mecánicas de los elementos de transmisión de potencia. Esto hace complejo y laborioso la selección de estas bombas, considerando que es frecuente incurrir en errores de precisión a causa de la agudeza visual del calculista.

Las bombas **TVPP** para extraer agua de los acuíferos son muy utilizadas debido a los altos costos de construcción y operación de las plantas de tratamiento de agua potable, esto hace que estas bombas sean de gran aplicación en nuestro País.

El presente estudio plantea el desarrollo de un método analítico basado en la determinación de las ecuaciones de cálculo de la carga total del sistema H_{TP} y las características de operación obtenidas a partir de las gráficas empíricas de comportamiento de estas bombas, gráficas que son suministradas por las fabricantes y finalmente se desarrolla en base a lo anterior, el método de cálculo analítico de dos o mas bombas **TVPP** conectadas en paralelo lo cual requiere la determinación de mas de cien variables con solo dos bombas en paralelo, complejidad que se incrementa cuando sea necesario utilizar sistemas de tres o mas bombas **TVPP**, la finalidad que perseguimos es lograr una sistematización y simplificación de cada etapa del proceso de selección para reducir el margen de error así como facilitar el uso de unidades del sistema internacional, que son las de uso obligatorio en nuestro país lo que con el procedimiento gráfico resultaba difícil.




Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

3.0 Objetivos e Hipótesis

3.1 Objetivo General.

Obtener un método analítico de selección de las bombas **TVPP** que disminuya la imprecisión de los métodos gráficos actuales y lograr con esto selecciones cercanas a las óptimas.

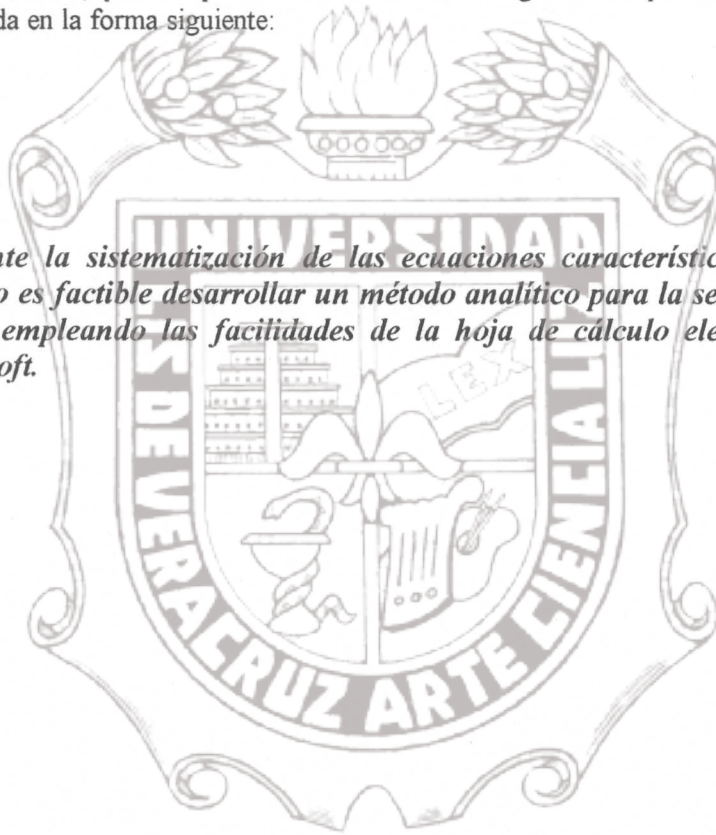
3.2 Objetivos Específicos.

- 
- Desarrollar un método analítico de selección de bombas **TVPP** basado en las ecuaciones características del sistema de bombeo que permita utilizar como base de esta selección el programa Excel de Microsoft.
 - Incorporar en el método de selección las ecuaciones de la pérdida de carga en las columnas de descarga y las de pérdidas en tuberías rectas y en accesorios que permitan calcular la carga total del sistema.
 - Generar información que sirva de base para la elaboración de un *manual de procedimientos* específico para la selección de las bombas **TVPP** que se requiere para establecer el control de calidad al adoptar la norma ISO 9002.

3.3 Hipótesis.

Las bombas del tipo turbina vertical para pozo profundo (TVPP) son bombas centrífugas y comparten con este tipo de bombas, los principios de diseño, operación o funcionamiento, por lo que en ella es válida la siguientes hipótesis, la cual puede ser expresada en la forma siguiente:

Mediante la sistematización de las ecuaciones características del sistema de bombeo es factible desarrollar un método analítico para la selección de bombas TVPP empleando las facilidades de la hoja de cálculo electrónica Excel de Microsoft.



Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

4.0 Marco de referencia

El método de selección de bombas centrífugas verticales para pozo profundo ha sido publicado por los fabricantes de estos equipos (Fairbanks Morse, Goulds, Byron Jackson, Worthington, etc.), los cuales editan manuales con las gráficas de operación de estas bombas y con la descripción del método gráfico de selección que ellos recomiendan así como los valores de los parámetros mecánicos como la carga axial total, el alargamiento de las flechas de línea y valores límites de resistencia a la potencia requerida por cada elemento constitutivo de estas bombas, parámetros cuyos valores es necesario conocer para la correcta selección de estos equipos.

Los libros editados sobre el tema de bombas centrífugas (Karassik I. J. et al., Franzini J. B. et al., y Streeter V. L. et al.) generalmente hacen mención de la selección de las bombas centrífugas horizontales y en cuanto a las bombas tipo turbina vertical para pozo profundo (TVPP) remiten al lector a los catálogos especializados como los mencionados arriba.

Como las bombas TVPP son bombas centrífugas, es necesario conocer los principios y desarrollos inherentes a este tipo de bomba, para lo cual describimos en forma resumida el marco de referencia específico para poder obtener el método analítico propuesto.

Para expresar las leyes de la mecánica en una forma útil a la mecánica de fluidos, se requiere un punto de vista diferente que el usado para derivar estas mismas leyes en la mecánica de sólidos. En mecánica de sólidos, la aproximación de *Lagrange o Lagrangiana*¹ es usada cuando las ecuaciones básicas son derivadas para una masa dada de fluido. Esta aproximación es análoga al *sistema cerrado* usado en termodinámica. La *energía y el momentum* (o cantidad de movimiento) pueden ser transferidas desde y hacia el sistema y sobre ambos sistemas coordinados fijo o en movimiento para derivar las ecuaciones.

Desde el punto de vista del sistema la ecuación de conservación de la masa establece que la masa dentro del sistema permanece constante con el tiempo (despreciando efectos de relatividad). En forma de ecuación, tenemos:

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (4.1)$$

donde m es la masa total

La segunda ley del movimiento de Newton es normalmente expresada para un sistema como

$$\Sigma F = \frac{d}{dt}(mv) \quad (4.2)$$

En la que debemos recordar que m es la masa constante del sistema. ΣF se refiere a la resultante de todas las fuerzas externas actuando sobre el sistema, incluyendo las fuerzas de cuerpo tales como la gravedad y v es la velocidad del centro de masa del sistema.

¹ En honor a Joseph-Louis Lagrange. 1736-1813.

La aproximación Euleriana² es sin embargo adoptada para muchos análisis. Aquí un *volumen de control* fijo o un punto fijo en el espacio es seleccionado y las ecuaciones son derivadas, para expresar cambios en masa, momentum y energía, cuando el fluido pasa a través o por el volumen o punto fijo. La frontera del volumen de control es su *superficie de control*. El tamaño y forma del volumen de control son totalmente arbitrarios, pero frecuentemente se hacen coincidir con las fronteras sólidas; Además ellas son perpendicularmente dibujadas a las direcciones del flujo como una forma de simplificación.

4.1 Ecuaciones fundamentales de la hidrodinámica.

En la derivación de las ecuaciones fundamentales de la hidrodinámica el concepto de volumen de control es relacionado al sistema en términos de una propiedad general del sistema y posteriormente es entonces aplicado específicamente para obtener las ecuaciones de continuidad, energía y las ecuaciones de momentum lineal. Para formular la relación entre las ecuaciones aplicadas a un sistema y aquellas aplicadas a un volumen de control fijo, recurrimos al llamado Teorema de Transporte de Reynolds llamado también la ecuación general del volumen de control.

4.1.1 El teorema del transporte de Reynolds.

El teorema del transporte de Reynolds se escribe:

$$\frac{dB}{dt} = \frac{d}{dt} \iiint_{v.c.} \beta \rho dV + \iint_{s.c.} \beta \rho V dA \quad (4.3)$$

Y establece que *la variación relativa al tiempo de una propiedad extensiva de un fluido es igual a la variación en función del tiempo de la propiedad extensiva almacenada en el volumen de control, más el flujo neto de la propiedad extensiva a través de la superficie de control*. Cuando se utiliza este teorema, los flujos de entrada se consideran negativos y los de salida positivos.

4.1.2 La conservación de la masa.

La forma del sistema de la conservación de la masa es

$$\frac{dm}{dt} = 0$$

que establece que la masa, m , dentro del sistema permanece constante en el tiempo. En la ecuación (4.3) $B = m$, entonces $\beta = 1$ es la masa por unidad de masa por lo que $\beta = 1$. Entonces

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV + \int_{sc} \rho V dA = 0 \quad (4.4)$$

² En honor de Leonhard Euler. 1707-1783.

4. Marco de referencia

La ecuación de la conservación de la masa establece que el gasto en masa dentro del volumen de control más el flujo neto saliendo a través de la superficie del volumen de control es igual a cero. La aplicación del principio de conservación de la masa procede como sigue:

1. Considerando el tubo cilíndrico en la Figura 4.1, el flujo entra al tubo en la sección 1 y sale por la sección 2. El flujo no pasa a través de las paredes sólidas del tubo. El volumen de control es definido para incluir todo el fluido dentro de las paredes sólidas y desde la sección 1 a la 2. En todo lo posible las secciones de admisión y descarga serían definidas o colocadas en regiones donde las líneas de corriente (o tubos) son paralelos a la frontera de tal forma que las velocidades de entrada y salida sean perpendiculares a las áreas respectivas.

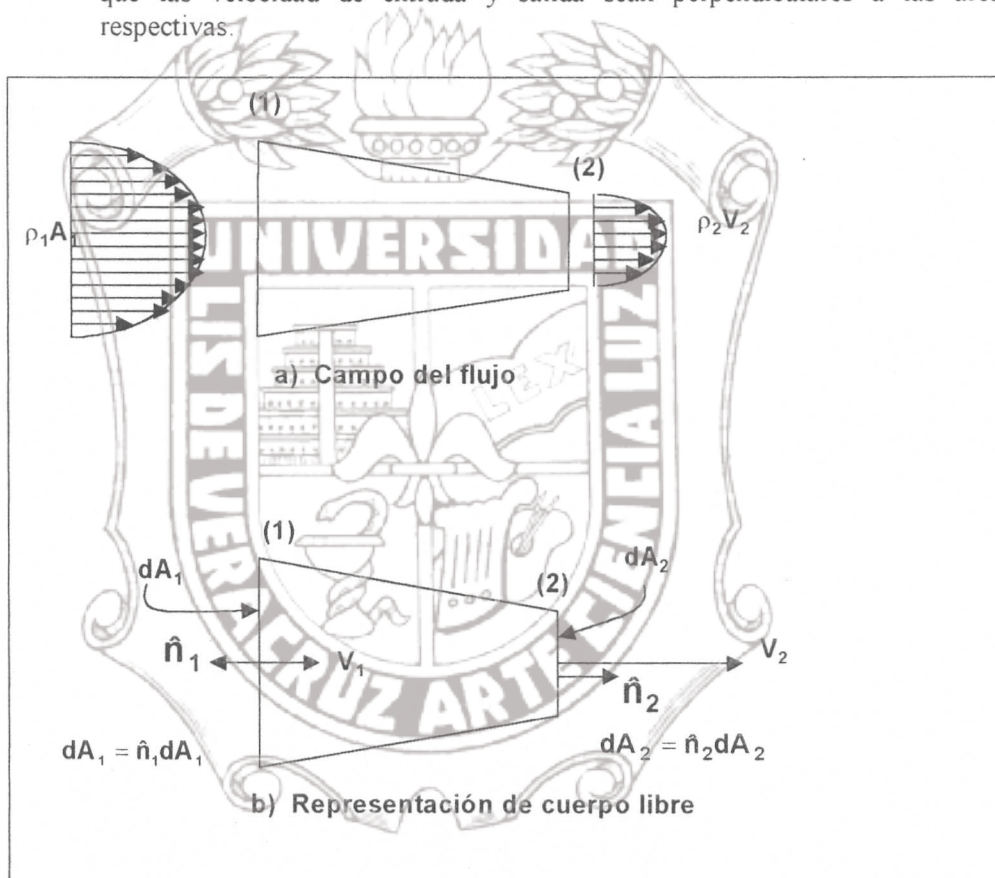


Figura 4.1 Volumen de control de flujo en un tubo. (Streeter. V. L. et al. 2000).

Si el flujo es permanente, la ecuación (4.4) se reduce a:

$$\int_{sc} \rho v dA \quad (4.5)$$

2. La ecuación (4.5) debe ser aplicada a cada una de las superficie de control (s. c.) donde la masa fluida entre o salga: entonces

$$\int_{sc1} \rho_1 v_1 dA_1 + \int_{sc2} \rho_2 v_2 dA_2 = 0$$

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

4. Marco de referencia

3. Si los vectores velocidad a la entrada y a la salida son, en cada sección de admisión y descarga perpendiculares a sus respectivas áreas, entonces todas las integrales de salida o productos punto son evaluadas como $\rho_2 \mathbf{v}_2 d\mathbf{A}_2 = \rho_2 v_2 dA_2$ y las de entrada son evaluadas como $\rho_1 \mathbf{v}_1 d\mathbf{A}_1 = -\rho_1 v_1 dA_1$. Entonces,

$$\int_{sc1} \rho_1 \mathbf{v}_1 d\mathbf{A}_1 = \int_{sc2} \rho_2 \mathbf{v}_2 d\mathbf{A}_2 \quad (4.5.a)$$

Es necesario hacer notar que ρ y v son funciones directas en A_1 y A_2 y variarán sobre sus áreas respectivas.

4. Si ρ_1 y ρ_2 son constantes a través de las áreas de entrada y salida, entonces

$$\rho_1 \int_{sc1} \mathbf{v}_1 d\mathbf{A}_1 = \rho_2 \int_{sc2} \mathbf{v}_2 d\mathbf{A}_2$$

5. Es más conveniente evitar la variación espacial de la velocidad para los cálculos iniciales. Entonces, utilizamos la velocidad media inicial V para reducir el problema a una representación unidimensional. Es decir

$$V_1 A_1 = \int_{sc1} v_1 dA_1 \quad \text{y} \quad V_2 A_2 = \int_{sc2} v_2 dA_2$$

Por lo que

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 = \dot{m} \quad (4.6)$$

Aquí \dot{m} es el gasto en masa en $\text{Kg} \cdot \text{s}^{-1}$ o $\text{Slugs} \cdot \text{s}^{-1}$. Para problemas de flujo permanente la ecuación de continuidad dice que el gasto en masa es constante.

Si la descarga Q (o gasto volumétrico) se define como

$$Q = AV \quad (4.7)$$

La ecuación de continuidad toma la forma siguiente

$$\dot{m} = \rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 \quad (1.8)$$

Que es una forma usual de la ecuación de continuidad.

4.1.3 La Ecuación de la Energía y la Ecuación de Bernoulli.

La ecuación de la energía se escribe:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + g \frac{\partial z}{\partial s} + v \frac{\partial v}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \quad (4.9)$$

en donde:

ρ = Densidad del fluido.

p = Presión.

z = Altura de posición.

v = Velocidad del fluido.

s = Dirección de la línea de corriente.

Además, para deducir la ecuación (4.9), se han hecho dos suposiciones: 1). Que el flujo ocurre a lo largo de una línea de corriente y 2). Que el flujo no tiene fricción. Si adicionalmente el flujo es permanente, la ecuación (4.9) se reduce a

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + g \frac{\partial z}{\partial s} + v \frac{\partial v}{\partial s} = 0 \quad (4.10)$$

Como s es la única variable independiente, las derivadas parciales se pueden reemplazar por las derivadas totales.

$$\frac{dp}{\rho} + g dz + v dv = 0 \quad (4.11)$$

La ecuación (4.11) es la ecuación de Euler a lo largo de una línea de corriente.

La integración de la ecuación para una densidad constante da como resultado la ecuación de Bernoulli

$$gz + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{Constante} \quad (4.12)$$

La constante de integración (conocida como constante de Bernoulli) generalmente varía de una línea de corriente a otra, pero permanece constante a lo largo de una misma línea de corriente en flujo permanente, sin fricción e incompresible. Cada término tiene

dimensiones de $\left(\frac{L}{T}\right)^2$ o unidades de metros-Newton por kilogramo. La ecuación (4.12)

se interpreta como energía por unidad de masa. Cuando esta se divide entre g , resulta:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{Constante} \quad (4.13)$$

Al aplicar la ecuación (4.13) a dos puntos sobre una línea de corriente, se tiene:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (4.14)$$

La ecuación (4.14) muestra que lo importante es la diferencia en energía potencial, energía de presión o de flujo y energía cinética. Por consiguiente, $z_1 - z_2$ es independiente del nivel de referencia particular, al igual que la diferencia en la elevación de los dos puntos.

Similarmente, $\frac{p_1 - p_2}{\gamma}$ es la diferencia en las cargas de presión, expresadas en unidades de longitud del fluido moviéndose y no se altera por la presión de referencia particular seleccionada. Debido a que los términos de velocidad son no lineales, su nivel de referencia es fijo.

4.1.4 La ecuación de momentum lineal.

En la ecuación (4.3) sea B el momentum lineal del sistema mv y β el momentum lineal por unidad de masa $\frac{\rho v}{\rho} = v$. Entonces, esta ecuación (4.3) se convierte en

$$F = \frac{d(mv)}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho v dV + \int_{vc} v \rho v dA \quad (4.15)$$

En palabras, la suma vectorial de las fuerzas externas reales aplicadas que actúan sobre el volumen de control es igual a la variación de gasto, en función del tiempo, del momentum lineal dentro del volumen de control, más el gasto neto al cual el momentum está dejando la superficie de control.

En la ecuación (4.15) F es la fuerza resultante o fuerza de reacción a todas las fuerzas actuando sobre el volumen de control y la cual actuará en el centro de gravedad del mismo. Para flujo permanente la parte derecha de la ecuación (4.15) se reduce al intercambio de momentum, M_1 y M_2 , a la entrada y salida respectivamente y se escribe:

$$M_1 + M_2 = \int_{sc1} v_1 (\rho_1 v_1 dA) + \int_{sc2} v_2 (\rho_2 v_2 dA) \quad (4.16)$$

Si la velocidad en la superficie de control no es perpendicular al área y la velocidad es uniforme a través del área respectiva, entonces la forma más simple de la ecuación (4.16) es

$$M_1 + M_2 = -(\rho V_1 A_1) V_1 + (\rho V_2 A_2) V_2 \quad (4.17)$$

Aquí el signo menos indica que el momentum está entrando al volumen de control. Debido a que los términos han sido analizados únicamente con respecto al sistema local de coordenadas de la superficie de control, se debe mantener el vector velocidad. Cada término individual de la ecuación (4.17) se define como el vector de intercambio de momentum

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

4. Marco de referencia

$$M_1 = -\rho_1 QV_1 \tag{4.18}$$

$$M_2 = -\rho_2 QV_2 \tag{4.19}$$

Por consiguiente, en cada área, **M** es perpendicular a la superficie y se dirige hacia fuera de la superficie de control sin importar si se está a la entrada o a la salida.

4.2 Pérdidas por cortante en tuberías a presión. Flujos turbulentos.

4.2.1 Ecuaciones empíricas.

Las pérdidas por cortante en tuberías a presión se han calculado en el pasado, utilizando las llamadas ecuaciones empíricas, las que se conocen por el nombre de sus autores, tales como la ecuación de Manning, Hazen – Williams etc. Por mencionar dos de las más populares. Actualmente su uso ya no se recomienda por ser inexactas, lo cual se debe fundamentalmente a que utilizan un coeficiente de rugosidad empírico cuyo valor depende únicamente del tipo de material con el que se fabrica el tubo y como se sabe, el coeficiente de rugosidad debe depender también de las características del fluido y del flujo.

En la actualidad las pérdidas de carga en la tubería recta se calculan utilizando la llamada ecuación de Darcy Weisbach y el coeficiente de fricción **f** de dicha ecuación se calcula a su vez con la ecuación semi – empírica conocida con el nombre de ecuación de Colebrook – White, estas ecuaciones se escriben como sigue.

4.2.2 Ecuación de Darcy–Weisbach (D. W).

La ecuación de D. W se escribe:

$$H_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \tag{4.2.1}$$

La ecuación (4.2.1) en función del gasto queda:

$$H_f = C_1 f Q^2 \tag{4.2.2}$$

en donde

H_f = Pérdida de carga por cortante.

$$C_1 = \frac{8L}{\pi^2 g D^5}$$

L = Longitud de la tubería.

g = Constante de gravitación universal.

D = Diámetro interior de la tubería.

f = Factor de fricción.

Q = Gasto del flujo.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

4. Marco de referencia

El factor de fricción f se calcula con la ecuación de transición empírica para tubos comerciales en la región entre tubos lisos y la zona de turbulencia completa, la cual fue desarrollada por Colebrook - White (C - W) y se escribe:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\text{Log}\left(\frac{\varepsilon}{3.76D} + \frac{2.5119}{R_E\sqrt{f}}\right) \quad (4.2.3)$$

en donde:

f = Factor de fricción.

ε = Rugosidad absoluta de los tubos comerciales.

D = Diámetro interior de la tubería.

R_E = número de Reynolds $= \frac{VD}{\nu} = \frac{4Q}{\pi D\nu}$

V = Velocidad media del flujo.

D = Diámetro interior de la tubería.

ν = Viscosidad Cinemática del fluido.

Q = Gasto del flujo

La ecuación (4.2.3) se puede escribir en función del gasto (Q) sin más que sustituir el valor del R_E dado en función del gasto y resolviendo para f resulta:

$$f = \frac{1}{\left[-2\text{Log}\left(\frac{\varepsilon}{3.76D} + \frac{1.972842D\nu}{Q\sqrt{f}}\right)\right]^2} \quad (4.2.4)$$

Los valores de ε para diferentes tipos de tuberías fueron publicados por el Instituto Americano de Hidráulica y en la Tabla C1 del Apéndice C se dan estos valores.

La ecuación (4.2.4) o de C - W es válida cuando:

$$0 \leq \frac{\varepsilon}{D} \leq 0.50$$

$$4,000 \leq R_E \leq 10^8$$

En lugar de la ecuación de C-W (4.2.4) y con la finalidad de evitar las iteraciones, se puede utilizar la ecuación explícita siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.793\text{Log}\left[\left(\frac{\varepsilon}{3.7D}\right)^{1.114} + \frac{6.925}{R_E}\right]$$

La cual en función del gasto, nos queda:

$$f = \frac{1}{\left[-1.793\text{Log}\left[\left(\frac{\varepsilon}{3.7D}\right)^{1.114} + \frac{5.439D\nu}{Q}\right]\right]^2} \quad (4.2.5)$$

4. Marco de referencia

Esta ecuación aproxima explícitamente la ecuación de C-W (4.2.4) con un error medio absoluto de 0.28% y un error máximo absoluto de 0.89% para los rangos de validez siguientes:

$$10^{-6} \leq \frac{\varepsilon}{D} \leq 0.05$$

$$10^4 \leq R_E \leq 10^8$$

4.2.3 Cálculo de las pérdidas menores.

Las pérdidas menores son causadas por los accesorios y dispositivos de dirección, control y regulación, que se instalan en los sistemas de tuberías a presión, con la finalidad de poder instalarlos y controlar su operación. Estos accesorios tales como; codos, tées, reducciones y ampliaciones de diámetro, valvulas, etc., son imprescindibles en todos los sistemas de flujo y en las redes y la pérdida de carga que introducen al o los sistemas se calculan con la fórmula siguiente:

$$H_{fm} = \sum K \frac{V^2}{2g} \quad (4.2.6)$$

la cual en función del gasto, se escribe:

$$H_{fm} = C_2 Q^2 \quad (4.2.7)$$

en donde:

H_{fm} = Pérdidas de carga menores.

$$C_2 = \frac{8 \sum K}{\pi^2 g D^4}$$

$\sum K$ = Sumatoria de los valores de los coeficientes empíricos K para cada accesorio.

Q = Gasto del flujo.

g = Aceleración de la gravedad.

D = Diámetro interior de la tubería.

Los valores de K se dan en las Tablas C.2 a C.5 dadas en el Apéndice C.

4.2.4 Pérdidas menores calculadas como longitudes equivalentes (L_e).

Como las ecuaciones (4.2.1) y (4.2.6) deben producir el mismo valor, se pueden igualar, por lo tanto:

$$f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} = \sum K \frac{V^2}{2g}$$

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

4. Marco de referencia

simplificando esta ecuación y resolviéndola para L_e se tiene

$$L_e = \frac{\sum K(D)}{f} \quad (4.2.8)$$

L_e es la longitud equivalente, la cual al ser añadida a la longitud actual de la tubería produce la pérdida de carga equivalente a la calculada con la ecuación (4.2.6), por lo que la ecuación (4.2.1) se escribe, cuando se incluyen las pérdidas de carga menores, en la forma siguiente:

$$H_{fr} = f \frac{(L + L_e) V^2}{D \cdot 2g} \quad (4.2.8a)$$

En la ecuación (4.2.8a), se tiene:

H_{fr} = Pérdida de carga (por tubería recta y menores).

f = Factor de fricción.

L = Longitud actual de la tubería recta.

L_e = Longitud equivalente (a causa de los accesorios).

D = Diámetro interior de la tubería.

V = Velocidad media del flujo.

g = Aceleración de la gravedad.

4.2.5 Ecuación de pérdida de carga en válvulas.

Para propósitos prácticos, se puede suponer que la caída de presión o pérdida de carga por cortante debida al flujo de algún fluido en el rango turbulento ($10000 \leq R_E \leq 10^8$), en donde R_E = Número de Reynolds, a través de válvulas varía como el cuadrado de la velocidad o del gasto, es decir:

$$H_{fm} = K \frac{V^2}{2g} \quad (4.2.9)$$

y en función del gasto, la ecuación (4.2.9) se escribe:

$$H_{fm} = C_2 Q^2 \quad (4.2.10)$$

en las ecuaciones (4.2.9) y (4.2.10) se tiene:

H_{fm} = Pérdida de carga por cortante en válvulas.

K = Coeficiente experimental de resistencia al flujo producido por la válvula o accesorio.

V = Velocidad media del flujo.

g = Aceleración de la gravedad.

$$C_2 = \frac{8K}{\pi^2 g D^4}$$

D = Diámetro interior de la válvula.

Q = Gasto del flujo.

4. Marco de referencia

Las ecuaciones (4.2.9) y (4.2.10) son válidas para válvulas check o de no retorno, cuando hay suficiente flujo para mantener el disco obturador de la válvula en una posición totalmente abierta. Muchas de las dificultades encontradas en estas válvulas, se sabe ahora que se deben al sobredimensionamiento de las mismas.

Las bajas velocidades de flujo no son suficientes para elevar el disco obturador a través de su carrera completa y retenerlo en una posición estable y totalmente abierto. Las bajas velocidades, por esta razón, resultan indebidas ya que provocan incrementos en la caída de presión y bajo estas condiciones, el disco fluctúa con cada pulsación de flujo menor, causando operación ruidosa y rápido desgaste de las partes en movimiento.

La velocidad mínima requerida para elevar el disco a la posición totalmente abierta y estable ha sido determinada mediante pruebas para numerosos tipos de válvula check y de pie y se dan en las Tablas C.3, C.4 y C.5. Esta velocidad mínima de flujo para que el disco de la válvula check abra totalmente, está expresada en términos de una constante por la raíz cuadrada del volumen específico del líquido que fluye a través de la válvula y de esta forma, la ecuación resultante es aplicable para su uso con cualquier fluido, es decir:

$$V_{\min} = C_{03} \beta^2 \sqrt{\bar{V}} \quad (4.2.11)$$

en donde:

V_{\min} = Velocidad media mínima del flujo para que el disco de la válvula abra totalmente.

C_{03} = Constante de proporcionalidad para cada válvula.

$\beta = \frac{d_1}{d_2}$ = Relación de diámetros de entrada y salida a la válvula.

$\bar{V} = \frac{1}{\gamma}$ = Volumen específico del fluido.

γ = Peso específico del fluido.

El dimensionamiento de las válvulas check de acuerdo con la velocidad mínima especificada para que el disco abra totalmente a menudo resulta en válvulas menores en diámetro que el tubo en el cual ellas están instaladas.

5.0 MARCO TEORICO Y CONCEPTUAL

5.1 Bombas Centrífugas verticales tipo turbina para pozo profundo.

5.1.1 Clasificación.

El Instituto Americano de Hidráulica (Hydraulic Institute, 2000) en la última edición de sus normas (2000) clasifica las bombas Tipo Turbina Vertical para Pozo Profundo (TVPP) tal como se observa en la Figura 5.1

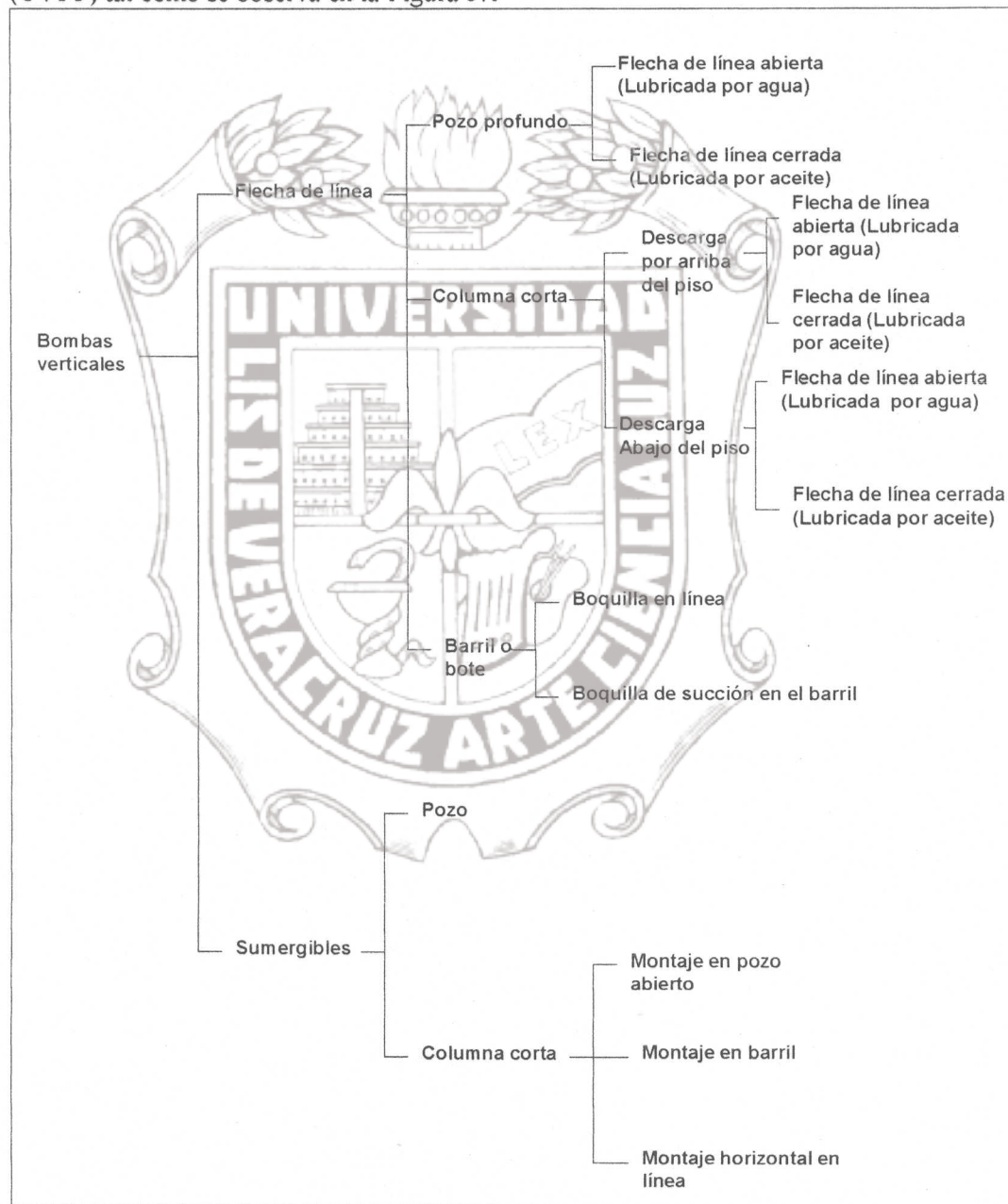


Figura 5.1 Tipos de bombas verticales - Simple y Multipasos. (Hydraulic Institute , 2000).

5.0 Marco teórico y conceptual

5.1.2 Ecuación de Euler para un Impulsor Centrifugo.

Para entender y poder diseñar el método de selección de cualquier bomba centrífuga, es necesario revisar cuidadosamente los temas específicos que permitan realizar los cálculos que determinan la correcta selección de estos equipos, estos temas se describen en forma resumida en lo que sigue.

Triángulos de velocidad

El estudio de las varias velocidades componentes del flujo a través de un impulsor centrífugo es mejor comprendido gráficamente por medio de los vectores de velocidad. La forma de los diagramas vectoriales de estas velocidades es triangular y por eso son llamados *triángulos de velocidades*. Estos triángulos pueden ser dibujados para cualquier punto del perfil del flujo a través del impulsor y los triángulos de velocidad son llamados *triángulos de entrada y salida*.

Es necesario distinguir entre velocidades absolutas y relativas. La velocidad relativa del flujo es considerada relativa al impulsor. La velocidad absoluta del flujo es tomada con respecto a la carcaza o voluta de la bomba y es siempre igual a la suma vectorial de la velocidad relativa y la velocidad periférica o tangencial al impulsor. Cualquier punto sobre el impulsor describiría un círculo alrededor del eje de la bomba y tendría una velocidad tangencial igual a:

$$u = \frac{\pi}{60} ND$$

en donde:

N = Velocidad de rotación del impulsor en RPM.

D = Diámetro del impulsor (pies o metros).

u = Velocidad tangencial en cualquier punto de la circunferencia (en pies $\cdot s^{-1}$, 0 m $\cdot s^{-1}$).

Las Figuras 5.2 y 5.3 muestran los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida, respectivamente, del impulsor.

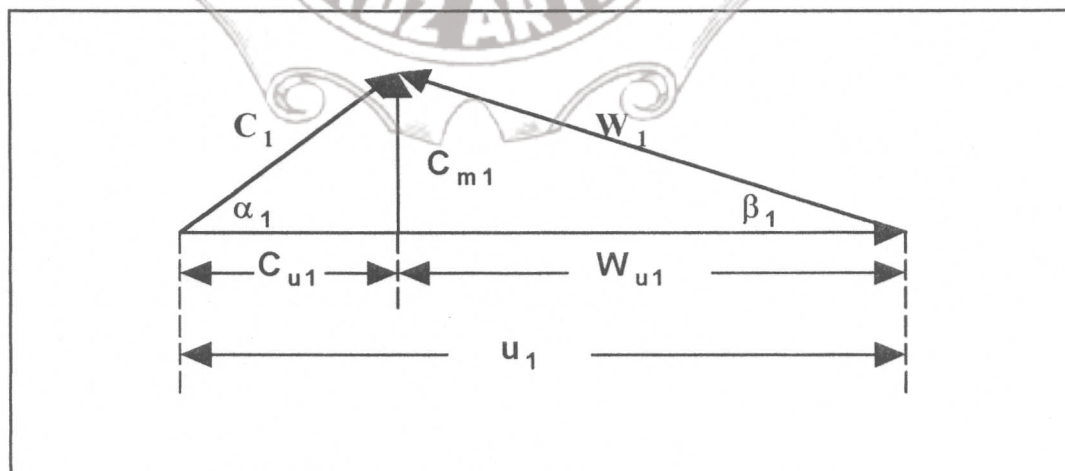


Figura 5.2 Triángulo de velocidad a la entrada del impulsor. (Karassik I. J. et al., 1983).

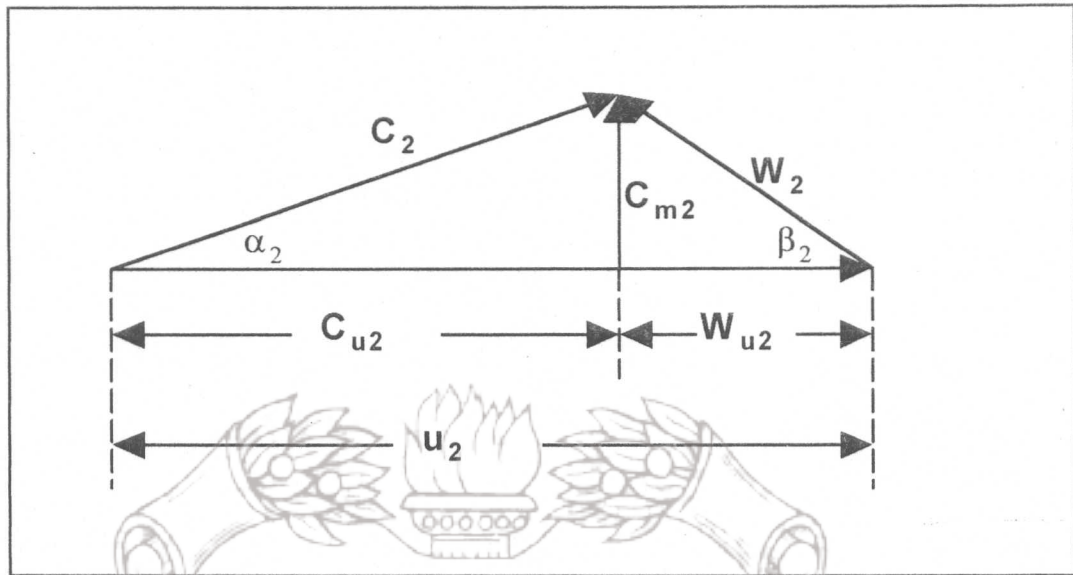


Figura 5.3 Triángulo de velocidades a la salida del impulsor. (Karassik I. J. et al., 1983).

La nomenclatura adoptada es la siguiente:

u = Velocidad tangencial del impulsor.

w = Velocidad relativa del flujo (tangencial a la parte activa del alabe del impulsor).

C = Velocidad absoluta del flujo (igual a la suma vectorial de u mas w).

El subíndice 1 se refiere a la entrada y el subíndice 2 a la salida.

La componente tangencial de las velocidades relativa y absoluta son designadas u_1 y u_2 , o sea; C_{u1} , C_{u2} , w_{u1} y w_{u2} para la entrada y la salida. Las componentes de la velocidad absoluta C perpendiculares a la velocidad tangencial u , se designan como C_{m1} y C_{m2} para los diagramas de entrada y salida. Esta componente es radial en un impulsor radial y axial en un impulsor axial. En general, estas componentes se denominan *meridianas* y tendrán el subíndice m .

5.1.3 Carga teórica (H_{th}) de las bombas Centrífugas.

La ecuación general de la cantidad de movimiento lineal a régimen no permanente aplicada a un volumen de control se escribe:

$$F = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho v dV + \int_{sc} \rho v v dA \quad (5.1.1)$$

En donde:

F = Fuerza externa al volumen de control.

ρ = Densidad del agua.

v = Vector velocidad.

dV = Volumen diferencial del agua.

dA = Área diferencial.

5.0 Marco teórico y conceptual

El momento de la fuerza \mathbf{F} alrededor de un punto \mathbf{O} (Figura 5.4) está dado por $\mathbf{r} \times \mathbf{F}$.

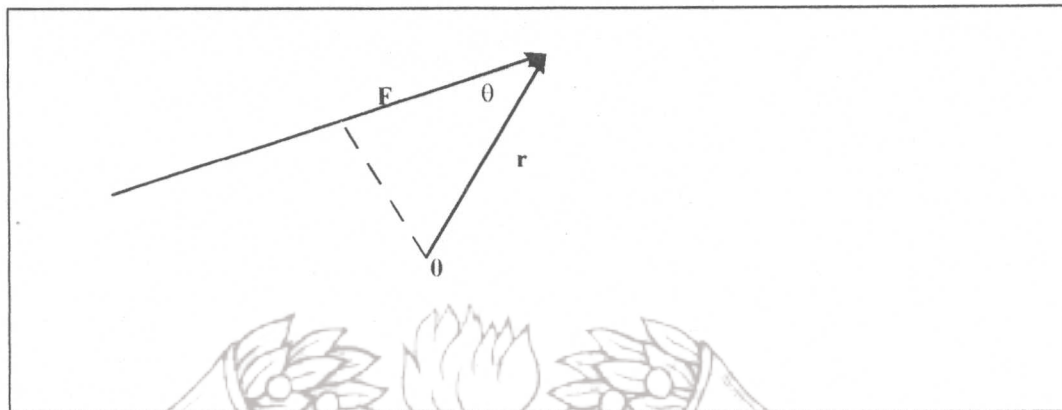


Figura 5.4 Producto vectorial $\mathbf{r} \times \mathbf{F}$ aplicado a un impulsor centrífugo. (Streeter V. L. et al., 2000).

La operación $\mathbf{r} \times \mathbf{F}$ es el producto cruz o vectorial de \mathbf{F} y el vector de posición \mathbf{r} de un punto en la línea de acción del vector desde \mathbf{O} . El producto vectorial de dos vectores es un vector perpendicular al plano definido por los dos vectores y con magnitud $F r \sin \theta$.

Al tomar $\mathbf{r} \times \mathbf{F}$, usando la ecuación del teorema de Reynolds obtenemos:

$$\mathbf{r} \times \mathbf{F} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} (\mathbf{r} \times \mathbf{v}) dV + \int_{sc} (\mathbf{r} \times \mathbf{v}) (v dA) \quad (5.1.2)$$

El lado izquierdo de esta ecuación es el momento de torsión ejercido por cualesquiera fuerzas en el volumen de control y los términos del lado derecho representan la rapidez de cambio de momento de la cantidad de movimiento dentro del volumen de control más la efusión neta de momento de cantidad de movimiento del volumen de control. Esta es la ecuación del momento de la cantidad de movimiento para un volumen de control.

Cuando se aplica la ecuación (5.1.2) a un caso de flujo en el plano xy , con r la distancia más corta al componente tangencial de la velocidad \mathbf{u}_2 como en la Figura 5.5 y C_m como la componente meridiana de la velocidad absoluta C , se tiene:

5.0 Marco teórico y conceptual

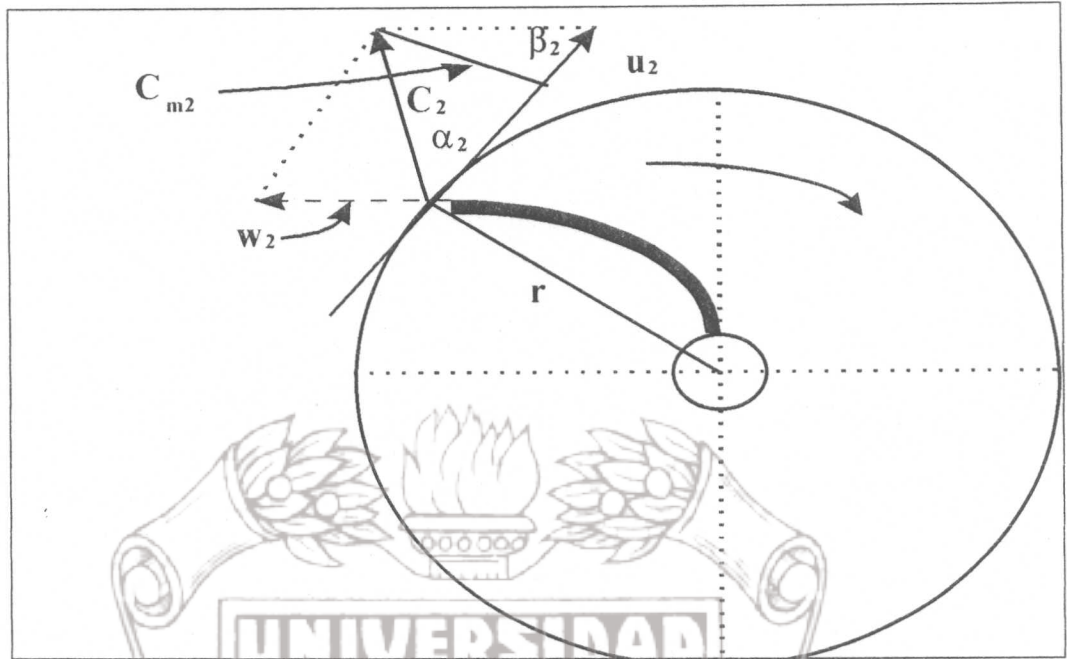


Figura 5.5 Triángulo de velocidades a la salida de un impulsor Centrifugo. (Streeter V. L. et al.,2000).

$$F_t r = T = \int_{sc} (\rho r C_u) (C_m dA) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho r C_u dV \quad (5.1.3)$$

en donde T es el momento de torsión. Aplicando (5.1.3) a un volumen de control anular en flujo a régimen permanente (Figura 5.6) queda:

$$T = \int_{A2} \rho_2 r_2 C_{u2} C_{m2} dA_2 - \int_{A1} \rho_1 r_1 C_{u1} C_{m1} dA_1 \quad (5.1.4)$$

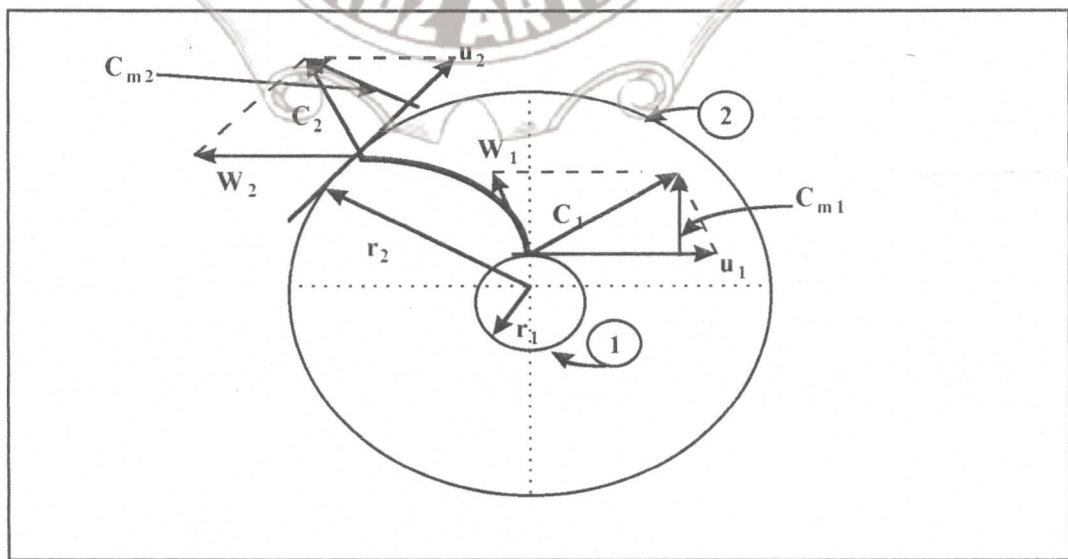


Figura 5.6 Flujo bidimensional en el impulsor de una bomba centrífuga.(Karassik I. J. et al.,1983).

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

5.0 Marco teórico y conceptual

Para simetría circular completa, donde r , ρ , u y C_m son constantes sobre las superficies de control de entrada y salida, la ecuación (5.1.4) toma la forma simple:

$$T = \rho Q (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (5.1.5)$$

ya que $\int \rho C_m dA = \rho Q$, por igual en la entrada o en la salida.

Multiplicando la ecuación (5.1.5) por la velocidad angular ω (radianes $\cdot s^{-1}$) del impulsor, obtenemos:

$$T\omega = \rho Q (\omega r_2 C_{u2} - \omega r_1 C_{u1}) = \rho Q (u_2 C_{u2} - u_1 C_{u1}) \quad (5.1.6)$$

ya que: $u_2 = \omega r_2$ y $u_1 = \omega r_1$.

Como el impulsor de una bomba centrífuga desarrolla una potencia igual a:

$$T\omega = \gamma Q H_{th} \quad (5.1.7)$$

en donde H_{th} = Carga teórica desarrollada por la bomba.

Igualando (5.1.6) y (5.1.7) obtenemos:

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_2 C_{u2} - u_1 C_{u1}) \quad (5.1.8)$$

La ecuación (5.1.8) se conoce como ecuación fundamental de las turbobombas o *ecuación de Euler*.

Para una turbobomba la carga real desarrollada (H_B) se obtiene por:

$$H_B = \eta_B H_{th} = H_{th} - H_{fr} \quad (5.1.9)$$

donde η_B es la eficiencia hidráulica de la bomba y H_{fr} representa todas las pérdidas de carga por fricción internas de la turbobomba. La eficiencia global (η_G) de una bomba se reduce aún más, debido a la fricción en los rodamientos y chumaceras, a la fricción del agua entre el impulsor y la carcasa y al agua que circula alrededor del impulsor sin pasar a través de él.

Las turbobombas se diseñan de modo que la cantidad de movimiento angular del agua a la entrada del impulsor sea cero, es decir, se diseñan de modo que $u_1 C_{u1} = 0$, lo que requiere que $\alpha_1 = 90^\circ$. Entonces la ecuación de Euler se reduce a:

$$H_{th} = \frac{u_2 C_{u2}}{g} \quad (5.1.10)$$

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

5.0 Marco teórico y conceptual

Es posible obtener una curva de carga teórica (H_{th}) contra el gasto (Q) mediante la ecuación (5.1.10), ya que de acuerdo con los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida del impulsor, se tiene:

$$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2$$

por trigonometría obtenemos:

$$w_2 = \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

entonces:

$$C_{u2} = u_2 - \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

Si b_2 es el ancho del impulsor para r_2 (en la sección de salida) y se desprecia el espesor del alabe, el gasto Q se puede expresar como:

$$Q = 2\pi r_2 b_2 C_{m2}$$

de donde obtenemos:

$$C_{m2} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \quad \text{valor que nos da:}$$

$$C_{u2} = u_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2}$$

Y al sustituir C_{u2} en la ecuación (5.1.10), se obtiene:

$$H_{th} = \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{u_2 Q}{2\pi r_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (5.1.11)$$

La velocidad tangencial u_2 se puede expresar como:

$$u_2 \propto ND_2$$

en donde:

N = Velocidad de rotación del impulsor en RPM.

D_2 = Diámetro del impulsor a la salida.

entonces:

$$H_{th} = \frac{ND_2}{g} \left(ND_2 - \frac{K_{02} Q}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (5.1.12)$$

en donde $K_{02} = \frac{1}{2\pi r_2 b_2}$

5.0 Marco teórico y conceptual

Para una bomba determinada con N y D_2 constantes, H_{th} varía linealmente con Q , tal como se indica en la Figura 5.7 en donde observamos que la carga H_{th} dependerá del valor que se asigne a β_2 .

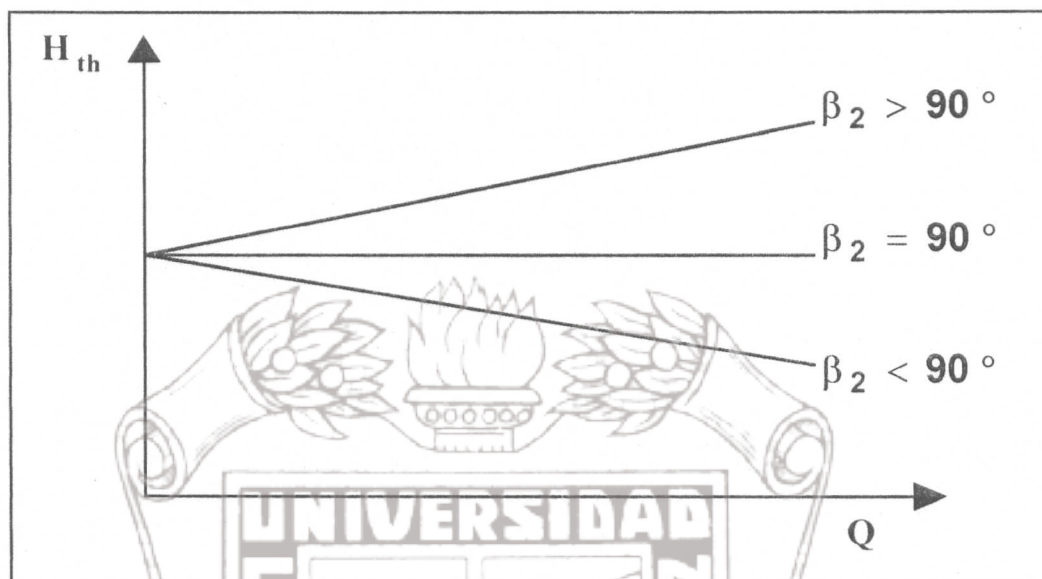


Figura 5.7 Curvas teóricas H_{th} vs Q . (Karassik I. J. et al., 1983).

Según el valor que se asigne a β_2 se obtienen tres tipos de curvas de operación, que son:

1. Cuando $\beta_2 < 90^\circ$ la tangente de β_2 es siempre positiva y la carga teórica es siempre decreciente al aumentar el valor de Q ya que N , D_2 y K_0 son constantes.
2. Cuando $\beta_2 = 90^\circ$, la carga teórica es independiente del gasto.
3. Cuando $\beta_2 > 90^\circ$ la tangente de β_2 es siempre negativa y la carga teórica es creciente al aumentar el gasto Q .

Cuando la aproximación al ojo del impulsor es tal que el agua tiene *prerrotación* antes de que sea accionada por este, el término substractivo en la ecuación de Euler (5.1.8) no es igual a cero y la curva *carga - gasto* se obtiene como sigue:

Dejemos que:

$$H_1 = \frac{u_1 C_{u1}}{g}$$

Aplicando las mismas relaciones trigonométricas como las usadas antes para obtener la ecuación (5.1.12), obtenemos:

$$H_1 = \frac{ND_1}{g} \left(ND_1 - \frac{K_{01}Q}{\text{tg}\beta_1} \right) \quad (5.1.13)$$

en donde $K_{01} = \frac{1}{2\pi r_1 b_1}$

La ecuación (5.1.13) es del mismo tipo que la ecuación (5.1.12) y representa una línea recta cortando al eje de cargas H_{th} en $\frac{u_1^2}{g}$, la cual es paralela al eje de gastos para $\beta_1 = 90^\circ$ y decrece para $\beta_1 < 90^\circ$

5.0 Marco teórico y conceptual

5.1.4 Terminología y definiciones.

Es necesario determinar con claridad las características de operación relativos al pozo profundo y a la bomba, por lo que se necesita definir la terminología utilizada, lo cual se hace a continuación.

En la Figura. 5.8 se observa un esquema de una bomba de pozo profundo así como las principales definiciones de sus elementos. Y en la Figura A.8, Apéndice A. Se incluye una descripción de una bomba vertical de pozo profundo y además sus partes constitutivas, según el Estándar del Instituto Americano de Hidráulica (2000).

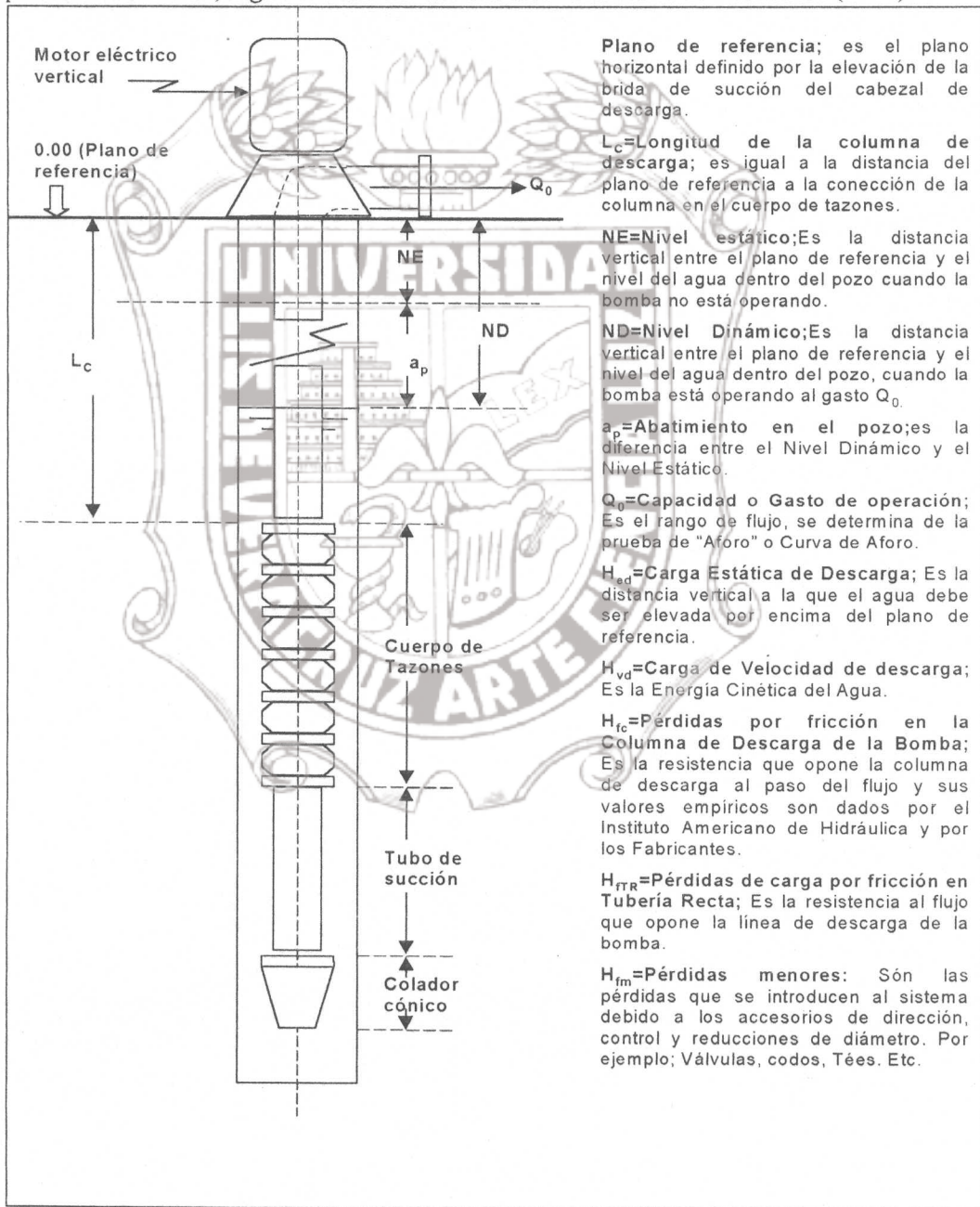


Figura 5.8 Terminología y Definiciones.

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

5.0 Marco teórico y conceptual

5.1.5 Carga Total del Sistema de Bombeo.

Un equipo de bombeo se selecciona para que suministre un caudal o gasto determinado a través de un sistema de líneas o tuberías. En las especificaciones de adquisición de una bomba debe indicarse claramente el gasto requerido y la presión total necesaria para vencer la resistencia al flujo que presente el sistema. La carga total o presión total de descarga de una bomba centrífuga generalmente se mide en metros (o pies) de presión hidrostática. Esta cantidad denota la energía que la bomba es capaz de suministrar al peso del líquido que maneja al máximo de su gasto. Es esta resistencia total del sistema al paso del agua la que se denomina *curva característica del sistema*.

La energía total expresada en metros (o pies) de columna de agua o como presión diferencial en Newtons $\cdot m^{-2}$ (o Libras $\cdot pie^{-2}$) producida por una bomba es la medida de la energía agregada a la masa de líquido y es además la diferencia de energía entre el punto donde el líquido sale de la bomba y el punto donde el líquido entra a la misma. La energía total de una masa de líquido, en cualquier punto de un sistema de bombeo, es un término relativo y se mide con referencia a un nivel o plano seleccionado arbitrariamente.

Una masa de líquido incompresible tiene energía en forma de velocidad, de presión y energía de posición. La ecuación de Bernoulli establece que para una masa de líquido incompresible, que fluye bajo condiciones estables, sin tomar en cuenta las pérdidas de energía; el contenido de energía en cualquier punto es la suma de las energías de velocidad, presión y de elevación o potencial y que esta suma se mantiene constante a lo largo de la trayectoria del flujo dentro de las tuberías.

La carga total de una bomba es la diferencia de energía entre la línea de descarga (sección 2) y la línea de succión, en este caso Sección o punto (1), tal como aparece en la Figura 5.9.

Aplicando la ecuación de Bernoulli a cada uno de esos puntos, el valor de la carga total se puede escribir como:

$$H_T = H_d - H_s = \left(z_d + \frac{p_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} \right) - \left(z_s + \frac{p_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} \right) \quad (5.1.14)$$

en esta ecuación tenemos:

H_T =Carga Total del sistema de bombeo.

H_d =Carga de descarga.

H_s =Carga de succión.

z_d y z_s =Elevación o cota de la línea de centros de la tubería de descarga y de succión al Datum (o plano de referencia) respectivamente.

p_d y p_s =Presión en las líneas de descarga y succión respectivamente.

V_d y V_s =Velocidades medias en la descarga y en la succión respectivamente.

γ =Peso específico del agua.

g = Aceleración de la gravedad.

La carga total de una bomba se puede determinar instalando manómetros en las líneas de succión y descarga y después sustituyendo estas lecturas en la ecuación (5.1.14). La carga

5.0 Marco teórico y conceptual

total de una bomba también se puede determinar midiendo la energía diferencial entre dos puntos cualesquiera del sistema de bombeo, uno en cada lado de la bomba, siempre y cuando se tomen en cuenta las pérdidas de presión entre esos dos puntos. Por consiguiente, entre dos puntos cualesquiera de un sistema de bombeo, donde la energía proviene solamente de la bomba, y el peso específico del líquido no cambia considerablemente (por cambios de temperatura, por ejemplo), es decir, se puede aplicar la ecuación de Bernoulli entre los puntos (1) y (2) de la Figura 5.9 y resulta:

$$H_T = ND + z_2 + H_{fC} + \Sigma H_{fTR} + \Sigma H_{fm} \quad (5.1.15)$$

En la ecuación (5.1.15) se tiene:

H_T = Carga Total del sistema.

ND = Nivel Dinámico del pozo.

z_2 = Cota del punto (2).

H_{fC} = Pérdidas de carga en la columna de descarga.

ΣH_{fTR} = Pérdidas de carga en la línea de descarga.

ΣH_{fm} = Pérdidas de carga menores.

Líneas de Altura de Energía (LAE) y de Alturas Piezométricas (LAP).

La energía total en cualquier punto dentro de un sistema de bombeo se puede calcular, para un valor dado de gasto, utilizando la ecuación de Bernoulli. Si se ha seleccionado adecuadamente un plano de referencia y se calculan y grafican los valores de energía total en varios puntos a lo largo del sistema de bombeo, a una escala conveniente, se obtiene una línea que pasa por todos esos puntos y se llama *línea de alturas de energía (LAE)*. En donde se muestran las variaciones en el contenido de energía total H medidas desde la superficie del agua dentro del pozo cuando la bomba está operando, hasta la superficie del líquido en la descarga. Una línea horizontal para este gradiente de energía indica que no hay pérdidas de carga.

La línea que une los puntos que representan las sumas de energías de presión y de energía de posición en varios lugares del sistema, representa la variación de la presión del flujo medido sobre el plano de referencia. También representa la altura a que subiría una columna vertical de líquido, con relación al plano de referencia cuando los cálculos se realizan en varios lugares a lo largo de la línea donde se tiene una presión total positiva. Esta línea que se ilustra en forma punteada, se llama *línea de alturas Piezométricas (LAP)* o gradiente hidráulico. La diferencia entre la línea de altura de energía (LAE) y la línea de altura piezométrica (LAP) es la energía cinética debida a la velocidad dentro del tubo en ese punto.

5.0 Marco teórico y conceptual

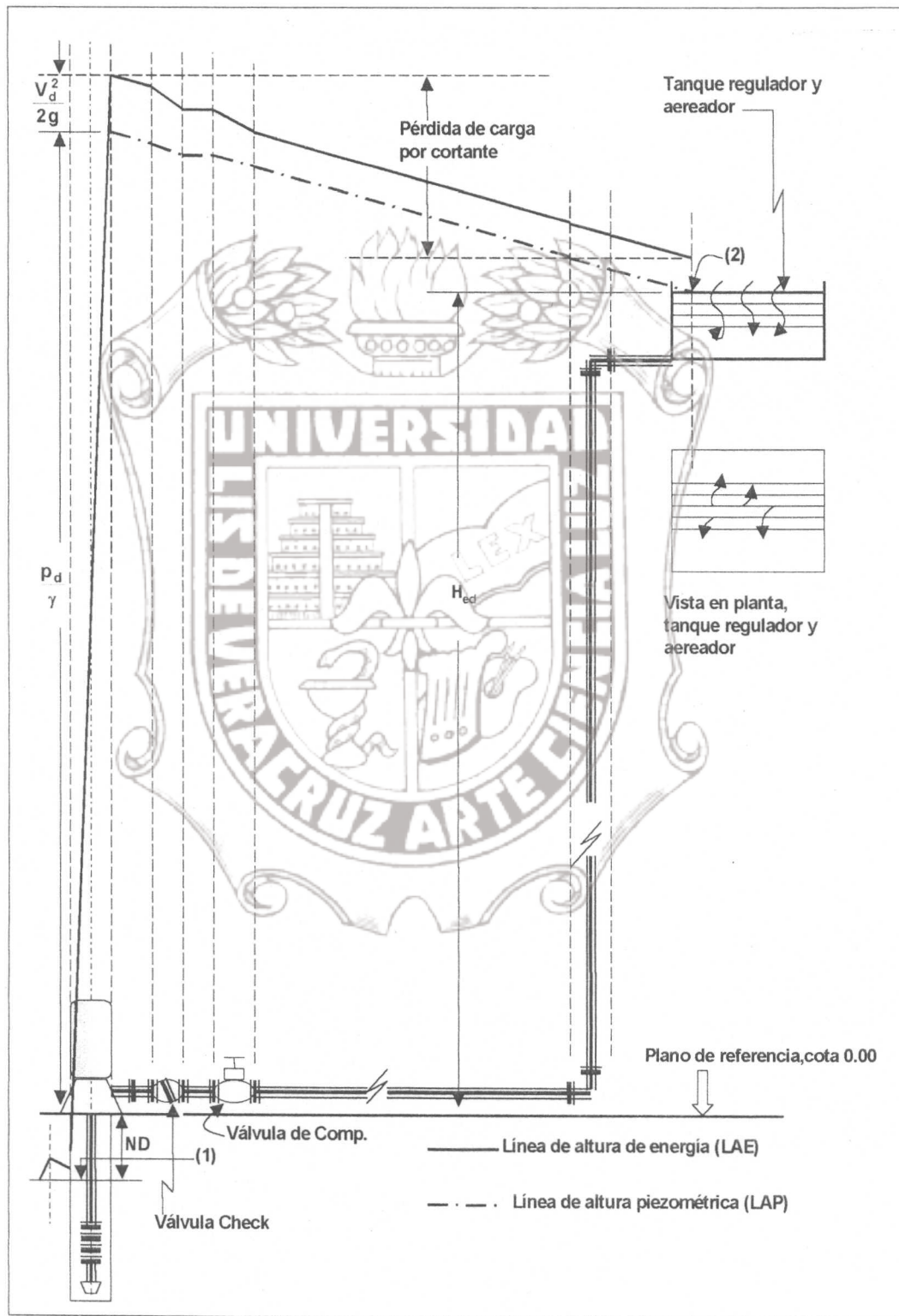


Figura 5.9 Cálculo de la carga Total (H_T).

Instituto de Ingeniería, Universidad Veracruzana

5.0 Marco teórico y conceptual

5.1.6 Curva de operación del sistema.

Un sistema de bombeo consta de tubería conectada para formar una línea, además tiene instalada; válvulas, uniones, tanques de descarga, boquillas de descarga, medidores de gasto y de presión, etc. (Ver Figura 5.9). Cuando se analiza un sistema en particular, con el propósito de seleccionar una bomba o grupo de bombas, se debe calcular con precisión la resistencia al flujo del sistema completo a través de sus varios componentes, además de tener que vencer esa resistencia al flujo, es necesario agregar cargas estáticas, tales como, el nivel dinámico (ND) y la carga estática de descarga H_{ed} .

Cómo ejemplo véase el sistema de bombeo se define iniciándose en el punto (1) y finalizando en el punto (2). La carga total del sistema de bombeo se calcula escribiendo la ecuación de Bernoulli, como sigue:

$$-z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + H_T = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + H_{fc} + \Sigma H_{fTR} + \Sigma H_{fm} \quad (5.1.16)$$

en esta ecuación tenemos:

z_1 = ND = Nivel Dinámico.

p_1 = 0.

γ = Peso específico del agua.

V_1 = 0.

g = Aceleración de la gravedad.

H_T = Carga total del sistema.

z_2 = H_{ed} = Carga estática de descarga.

p_2 = 0.

V_2 = 0.

$$H_{fc} = \frac{L_c}{C_0} BQ^X$$

H_{fc} = Pérdidas de carga en la columna de descarga.

L_c = Longitud de la columna de descarga.

B = Parámetro obtenido por regresión lineal.

Q = Gasto volumétrico.

X = Exponente obtenido por regresión lineal.

C_0 = 100 pies en el sistema Inglés de unidades o 30.4878 m en el sistema Internacional.

$$\Sigma H_{fTR} = C_1 f Q^2$$

ΣH_{fTR} = Pérdidas de carga en tubería recta.

C_1 = Coeficiente que se calcula con la fórmula siguiente:

$$C_1 = \frac{8L}{\pi^2 g D^5}$$

L = Longitud de la tubería.

D = Diámetro interior de la tubería.

f = Factor de pérdidas de carga por fricción.

$$\Sigma H_{fm} = C_2 Q^2$$

ΣH_{fm} = Suma de pérdidas menores (por accesorios tales como válvulas, tées, codos, etc.).

C_2 = Coeficiente que se calcula con la fórmula siguiente.

5.0 Marco teórico y conceptual

$$C_2 = \frac{8 \sum K}{\pi^2 g D^4}$$

$\sum K$ = Suma de los coeficientes K de pérdida de carga de cada uno de los accesorios.

D = Diámetro de la tubería.

Q = Gasto de operación de la bomba.

Sustituyendo estos valores en (5.1.16), obtenemos:

$$H_T = ND + H_{sd} + \frac{L_c}{C_0} BQ^x + (fC_1 + C_2)Q^2 \quad (5.1.17)$$

La ecuación (5.1.17) es llamada *curva de carga del sistema* cuando se representa en el plano coordenado H_T vs Q . Es importante mencionar que cuando exista alguna variación de diámetro en la línea de descarga, es necesario calcular las pérdidas en cada tramo con su correspondiente valor del diámetro interior de la tubería.

5.1.7 Curva característica de operación de una bomba centrífuga.

La característica de operación de una bomba centrífuga es suministrada por los fabricantes en forma gráfica y se incluyen en esta, los datos siguientes; Gasto vs carga total, a velocidad constante y a diferentes diámetros de impulsor (cuando estos son cerrados). Eficiencia vs gasto. Potencia requerida vs gasto y NPSHR vs gasto (Ver Figuras A1 a A7, del Apéndice A).

Conocidas estas curvas se puede determinar, en su lugar, la ecuación que represente con precisión la curva característica de operación deseada, para realizar esto se utiliza la llamada *regresión con mínimos cuadrados*, o *regresión polinomial* ya que la ecuación polinomial cúbica es la que representa esta curva con mayor precisión y se escribe:

$$H_i = a_1 + b_1 Q_i + c_1 Q_i^2 + k_1 Q_i^3 \quad (5.1.18)$$

en donde:

H_i = Valores de la carga unitaria leídos en la Curva de operación

a_1, b_1, c_1 y k_1 = Coeficientes, se determinan por regresión con mínimos cuadrados.

Q_i = Gasto leído en la curva de operación empírica

Los coeficientes a_1, b_1, c_1, k_1 se determinan calculando la suma de los cuadrados de los residuos (S_r)

$$S_r = \sum_{i=1}^n (H_i - a_1 - b_1 Q_i - c_1 Q_i^2 - k_1 Q_i^3)^2 \quad (5.1.19)$$

tomando las derivadas de esta ecuación, tenemos:

$$\frac{\partial S_r}{\partial H_{e0}} = -2 \sum (H_i - a_1 - b_1 Q_i - c_1 Q_i^2 - k_1 Q_i^3)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial A_1} = -2 \sum Q_i (H_i - a_1 - b_1 Q_i - c_1 Q_i^2 - k_1 Q_i^3)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial A_2} = -2 \sum Q_i^2 (H_i - a_1 - b_1 Q_i - c_1 Q_i^2 - k_1 Q_i^3)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial A_3} = -2 \sum Q_i^3 (H_i - a_1 - b_1 Q_i - c_1 Q_i^2 - k_1 Q_i^3)$$

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Reordenando e igualando a cero obtenemos el siguiente grupo de ecuaciones;

$$na_1 + b_1 \sum Q_i + c_1 \sum Q_i^2 + k_1 \sum Q_i^3 = \sum H_i \quad (5.1.20)$$

$$a_1 \sum Q_i + b_1 \sum Q_i^2 + c_1 \sum Q_i^3 + k_1 \sum Q_i^4 = \sum (Q_i H_i) \quad (5.1.21)$$

$$a_1 \sum Q_i^2 + b_1 \sum Q_i^3 + c_1 \sum Q_i^4 + k_1 \sum Q_i^5 = \sum (Q_i^2 H_i) \quad (5.1.22)$$

$$a_1 \sum Q_i^3 + b_1 \sum Q_i^4 + c_1 \sum Q_i^5 + k_1 \sum Q_i^6 = \sum (Q_i^3 H_i) \quad (5.1.23)$$

en las ecuaciones (5.1.20 a 5.1.23):

a, b, c, k = Coeficientes que se determinan por regresión con mínimos cuadrados.

Q_i = Gasto determinado de la curva de operación empírica.

H_i = Carga, determinada de la curva de operación empírica.

Σ = Sumatoria, todas las sumatorias van desde 1 hasta n.

El coeficiente de correlación se determina con la ecuación:

$$R^2 = \frac{S_T - S_r}{S_T} \quad (5.1.24)$$

R = Coeficiente de correlación.

$$S_T = \sum (H - \bar{H})^2$$

H = Carga de la bomba en cada punto de operación leído en la curva correspondiente.

$$\bar{H} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n H_i$$

\bar{H} = Media aritmética de **H_i**.

H_i = Carga de cada punto leído en la curva de operación.

n = Número de pares de datos

S_r tiene por ecuación la (5.1.19):

$$S_r = \sum_{i=1}^n (H_i - a_1 - b_1 Q_i - c_1 Q_i^2 - k_1 Q_i^3)^2$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (5.1.20 a 5.1.23) se determinan los valores de; **a₁, b₁, c₁, k₁**.

5.0 Marco teórico y conceptual

5.1.8 Restricciones mecánicas de las bomba TVPP.

Las restricciones mecánicas que deben satisfacer las bombas **TVPP** son las siguientes:

- El valor máximo de la carga axial total que soporta el balero correspondiente del motor.
- El máximo valor de alargamiento de la flecha de transmisión.
- El valor máximo de peso colgante que resiste la brida de succión del cabezal de descarga.

5.1.8.a Carga Axial Total.

La carga axial total, está constituida por los siguientes componentes, tal como puede apreciarse en la Figura 5.10

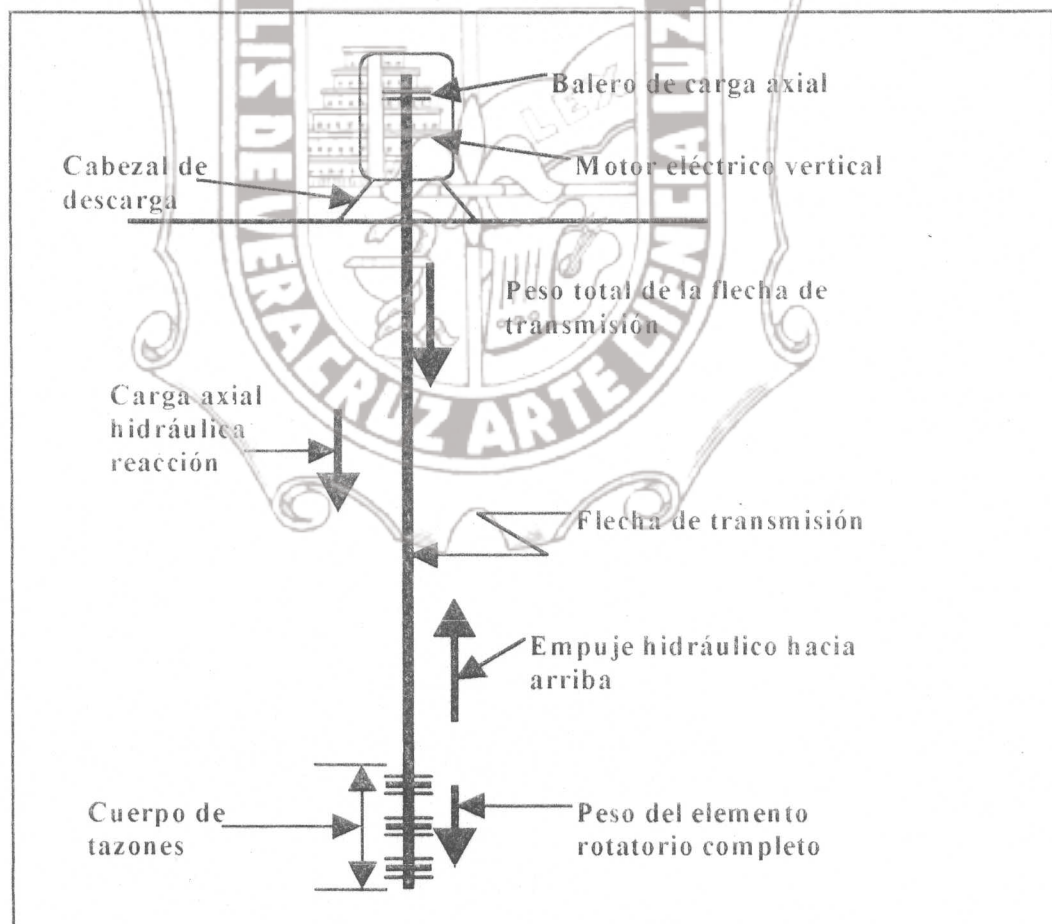


Figura 5.10 Diagrama de fuerzas actuando sobre una bomba TVPP.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

5.0 Marco teórico y conceptual

La carga axial hidráulica es una fuerza de reacción al empuje vertical de los impulsores sobre el fluido, esta fuerza de reacción obedece al principio "a toda fuerza aplicada a un cuerpo existe una fuerza de reacción de la misma intensidad pero de sentido contrario".

Para determinar el valor de esta carga axial hidráulica, se determina un factor unitario de carga axial hidráulica (K_1), el cual se calcula para cada modelo de tazón.

A esta carga axial se agrega el peso del cuerpo de tazones, que depende del peso de cada uno de los impulsores conectados en serie y el cual se determina por medio de un factor de peso unitario de cada tazón (K_2) multiplicado por el número de impulsores (NI) de que está constituido el cuerpo de tazones.

Y finalmente se debe agregar el peso unitario de la flecha de transmisión multiplicado por la longitud total de dicha flecha

5.1.8.b Cálculo de la Carga Axial Total.

La carga axial total de estas bombas se determina, de conformidad con lo dicho arriba, con la fórmula siguiente:

$$CAT = [K_1 H_T] + [K_2 (NI)] + [K_3 L_r] \quad (5.1.25)$$

en esta ecuación:

CAT = Carga Axial Total.

K_1 = Factor unitario de carga axial hidráulica.

H_T = Carga total del sistema.

K_2 = Peso unitario, peso de cada uno de los impulsores o pasos.

NI = Número de pasos.

K_3 = Peso unitario de la flecha de transmisión.

L_r = Longitud de la flecha.

Los valores de K_1 , K_2 y K_3 normalmente se dan en la sección de datos técnicos de las curvas de operación de estas bombas (ver Figuras A1 a A7, Apéndice A)

5.1.8.c Alargamiento de la flecha de transmisión.

El alargamiento de la flecha de transmisión se debe a la acción de la fuerza producida por la carga axial hidráulica hacia abajo y la reacción que produce esta fuerza, la cual es de la misma magnitud pero de sentido contrario (ver Figura 5.11).

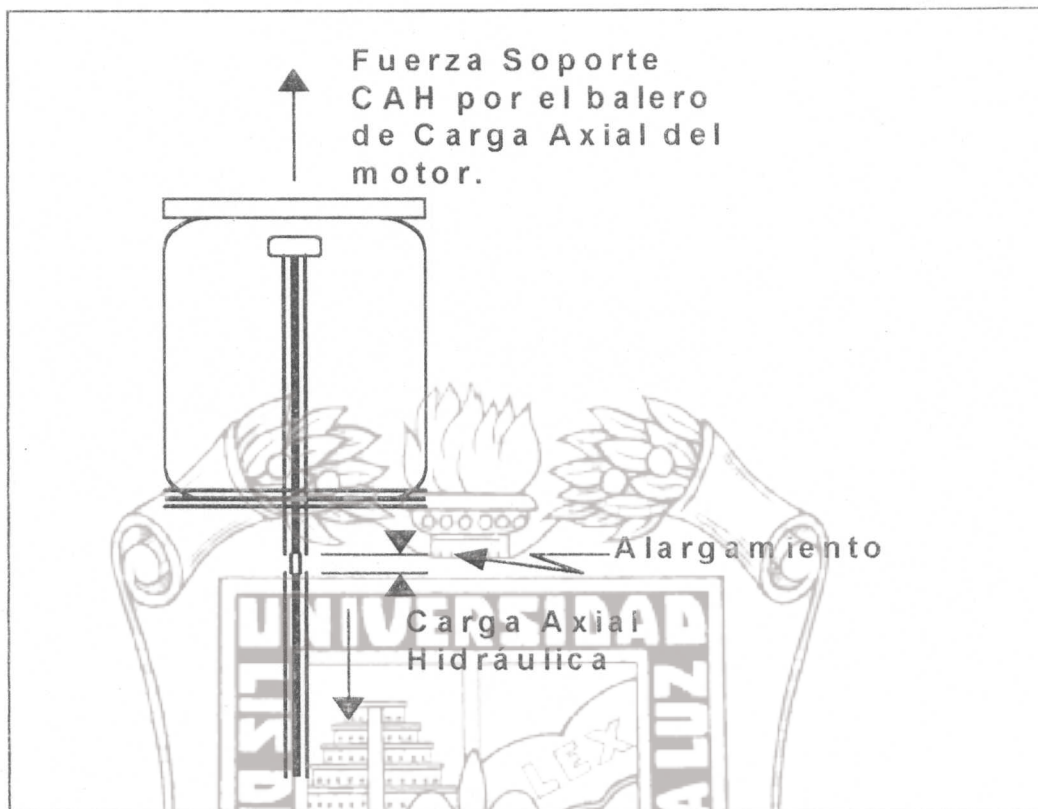


Figura 5.11 Alargamiento de la flecha.

El acero que normalmente se utiliza para fabricar estas flechas de transmisión es el Cold Rolled C 1045, estas flechas se fabrican con diámetros de sección transversal predeterminados, esto permite calcular el alargamiento de estas flechas con la siguiente fórmula:

$$\delta = \frac{L(HK + 2HK' - LK)(s.g.)}{10,000,000} \quad (5.1.26)$$

en donde:

δ = Alargamiento de la flecha.

L = Longitud de la Columna de descarga

H = Carga Total de los Tazones

K y K' = Constantes de alargamiento para cada modelo de tazón, diámetro de columna, diámetro de flecha y tubo funda. se dan en la Tabla C.8 Apéndice C.

s. g. = gravedad específica relativa (para el agua s. g. = 1)

5.0 Marco teórico y conceptual

5.2 Leyes de afinidad.

Una curva característica típica de una bomba centrífuga se muestra en las Figuras 5.12 y 5.13. Observamos que en ambas gráficas se han dibujado sobre ellas las curvas de H_T vs Q , las curvas de colina de eficiencia (η vs Q) contra gasto y las de potencia requerida (B_{hp}) contra el gasto. En la Figura 5.12 el diámetro se mantiene constante y se hace variar la velocidad de la bomba y en la Figura 5.13 la velocidad se mantiene constante y el diámetro del impulsor se hace variar. Las relaciones matemáticas que permiten predecir este comportamiento variable se conocen como *leyes de similitud* y se expresan en la forma siguiente.

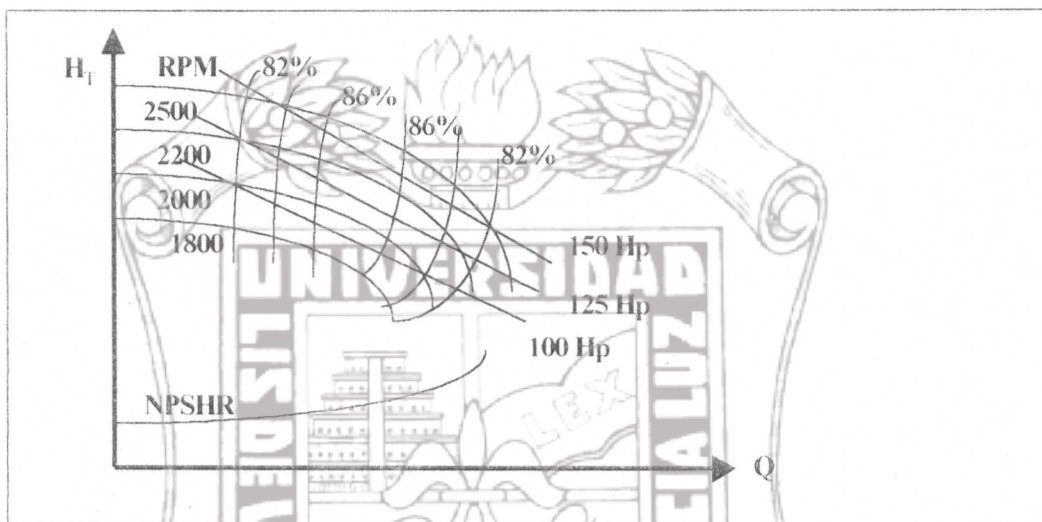


Figura 5.12 Operación bomba a velocidad variable y diámetro de impulsor constante. (Karassik I. J. et al., 1983).

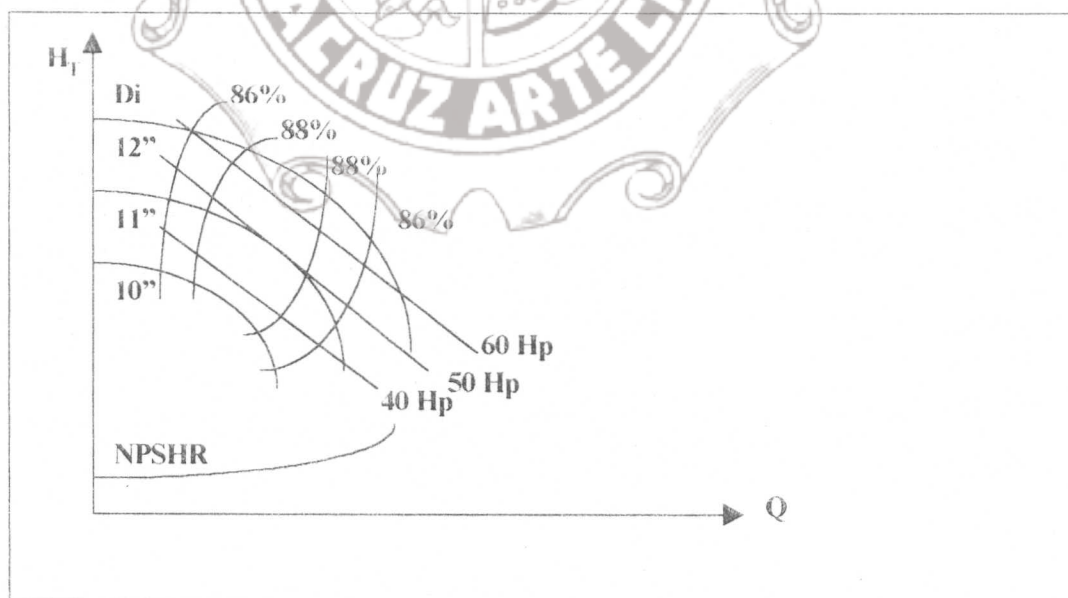


Figura 5.13 Curvas a velocidad constante y diámetro de impulsor variable. (Karassik I. J. et al., 1983).

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

5.0 Marco teórico y conceptual

Dos bombas centrífugas son semejantes cuando entre ellas existe:

1. Similitud geométrica entre las dimensiones de ambos impulsores.
2. El diagrama vectorial de velocidades es geoméricamente semejante tanto a la entrada como a la salida de los impulsores.

Sin embargo, es necesario despreciar los efectos viscosos debido a la imposibilidad de satisfacer las dos condiciones anteriores y tener el mismo número de Reynolds en el modelo y en el prototipo.

Dos bombas centrífugas geoméricamente semejantes que tienen diagramas vectoriales de velocidad semejantes se dice que son homologas. Asimismo, sus líneas de corriente serán geoméricamente semejantes. En las Figura 5.14a y b se dibujó el diagrama vectorial de velocidades.

En la Figura 5.14a y b, β es el ángulo que forma la velocidad relativa w con la tangente al impulsor en el punto de salida del alabe, u es la velocidad tangencial del impulsor en el borde del alabe y C es la velocidad absoluta que sale del impulsor y es la suma vectorial de u y w , C_m es la componente radial o meridiana de C y es proporcional al gasto, α es el ángulo que forman la velocidad absoluta C con u y w es la velocidad relativa del fluido y es tangente al borde acivo del alabe a la salida (o entrada) del mismo.

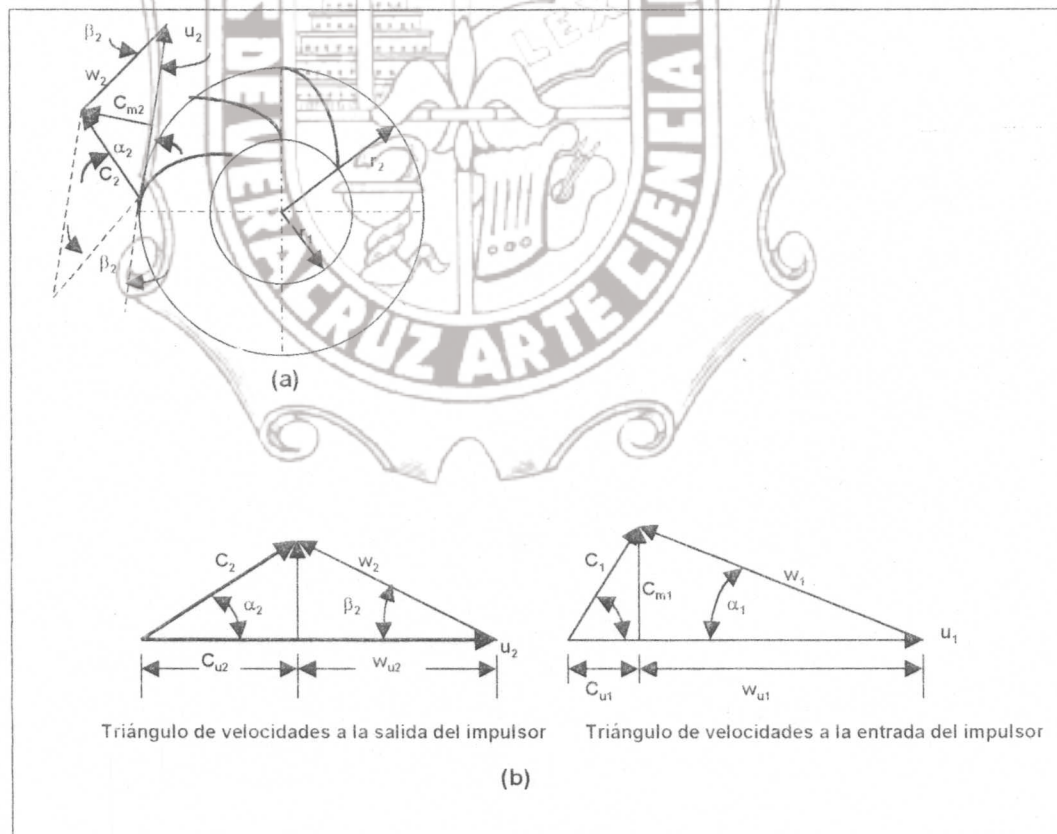


Figura 5.14 Triángulo de velocidades a la salida y a la entrada de un impulsor. (Karassik I. J. et al., 1983).

5.0 Marco teórico y conceptual

Al relacionar la velocidad de rotación N , el diámetro del impulsor D y el gasto volumétrico Q , si α es constante, C_m es proporcional a C ($C_m = C \text{ sen } \alpha$) y u es proporcional a C_m . Por lo que las condiciones para un α constante en una serie de bombas homólogas se puede expresar como:

$$\frac{C_m}{u} = \text{Cte.}$$

El gasto Q es proporcional a $C_m D^2$ ya que cualquier área de flujo transversal es proporcional a D^2 . La velocidad tangencial u es proporcional a ND ($u = \pi D \frac{N}{60}$), por consiguiente, substituyendo en la proporción de velocidades, se tiene:

$$\frac{Q}{D^2} = \frac{Q}{ND^3} = \text{Cte.} \quad (5.2.1)$$

esta relación expresa las condiciones en las cuales son homólogas las bombas geoméricamente semejantes. El caudal Q en bombas homólogas puede ser relacionado con la carga H y con una sección representativa A ($A \propto D^2$) por medio de la fórmula del orificio:

$Q = C_d A \sqrt{2gH}$ de donde se establece que $Q \propto D^2 \sqrt{gH}$ por lo que:

$$D^2 \sqrt{gH} = \text{Cte.} \quad (5.2.2)$$

eliminando Q entre (5.2.1) y (5.2.2) se obtiene:

$$ND^3 = D^2 \sqrt{gH}$$

de donde finalmente obtenemos

$$\frac{gH}{N^2 D^2} = \text{Cte.} \quad (5.2.3)$$

La curva característica de una bomba centrífuga en forma adimensional resulta de graficar $\frac{Q}{ND^3}$ como abscisa contra $\frac{gH}{(N^2 D^2)}$ como ordenada. Esta curva, obtenida de pruebas para una unidad de la serie, es aplicable a todas las unidades homólogas y puede convertirse en la curva característica usual si se seleccionan los valores deseados de N y D .

5.0 Marco teórico y conceptual

El término adicional de potencia es:

$$\frac{\gamma QH}{\gamma N D^3 N^2 D^2} = \frac{\text{Pot.}}{\rho N^3 D^6} \quad (5.2.3.a)$$

En las ecuaciones anteriores:

- γ = Peso específico del agua
- Q = Gasto volumétrico de la bomba.
- H = Carga total de la bomba.
- N = Velocidad de rotación de la bomba en RPM.
- D = Diámetro interior de la tubería
- g = Aceleración de la gravedad
- Pot. = Potencia de la bomba
- ρ = Densidad del fluido.

Considerando una bomba en dos situaciones de flujo diferentes y escogiendo un punto común de operación, por ejemplo, el punto de máxima eficiencia y combinando las ecuaciones (5.2.1), (5.2.3) y (5.2.3.a) se obtiene:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1 D_1^3}{N_2 D_2^3} \quad (5.2.4)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2 D_1^2}{N_2^2 D_2^2} \quad (5.2.4a)$$

$$\frac{P_{T1}}{P_{T2}} = \frac{N_1^3 D_1^6}{N_2^3 D_2^6} \quad (5.2.4b)$$

Las ecuaciones (5.2.4), (5.2.4a) y (b) se conocen como *leyes de afinidad o similitud*.

Cuando aplicamos estas ecuaciones a dos bombas homologas con velocidades de operación distintas N_1 y N_2 , pero con diámetro de impulsor D_i constante, $D_1 = D_2 = Cte.$, se tiene:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (5.2.5)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2} \quad (5.2.5a)$$

$$\frac{H_{p1}}{H_{p2}} = \frac{N_1^3}{N_2^3} \quad (5.2.5b)$$

5.2.1 Modificaciones al Impulsor. Reducción del Diámetro del Impulsor.

Las carcasas o volutas de las bombas centrífugas normalmente son diseñadas para permitir la instalación de diferentes impulsores y debido a la gran variabilidad de gastos y cargas de operación, se hace necesario obtener estos, cambiando el diámetro exterior de cualquier impulsor radial.

Las reglas para estimar el comportamiento de una bomba centrífuga cuando se reduce el diámetro de su impulsor son cercanamente asociadas a las leyes de similitud, pero no son exactas. El error es mayor entre mas se reduce el diámetro del impulsor. El efecto de reducir este diámetro no es el mismo para impulsores centrífugos radiales, de flujo mixto o de flujo axial. Cada tipo debe discutirse en forma específica. En lo que sigue discutiremos únicamente el caso de recortes a impulsores del tipo radial.

Cuando el diámetro del impulsor es recortado un nuevo pero similar triángulo de velocidades en la descarga es obtenido, este nuevo triángulo se construye sobre un vector de velocidad periférico o tangencial $(u_2)_2$ (ver Figuras 5.15 y 5.16). Todas las velocidades de este nuevo diagrama son reducidas en la proporción de los diámetros del impulsor,

$$\left[\begin{array}{l} (D_2)_2 \\ (D_2)_1 \end{array} \right]$$

Al recortar el diámetro del impulsor en la descarga, la velocidad tangencial $[(u_2)_1]$ se reduce a $[(u_2)_2]$ y se mantiene constante el ángulo β_2 , lo que indica que el vector de la velocidad relativa $[(w_2)_1]$ se reduce paralelamente a su nuevo valor $[(w_2)_2]$ tal como se observa en la Figura 5.15, por lo que la similitud del triángulo de salida conduce a:

$$\frac{(C_{m2})_1}{(u_2)_1} = \frac{(C_{m2})_2}{(u_2)_2} = \text{Cte.}$$

de donde se obtiene:

$$\frac{(C_{m2})_1}{(C_{m2})_2} = \frac{(u_2)_1}{(u_2)_2} = \text{Cte.}$$

Y como ya se ha establecido anteriormente, C_{m2} es proporcional al gasto Q y la velocidad tangencial u_2 es proporcional a ND , entonces:

$$\begin{array}{l} Q_1 = N_1 D_1 \\ Q_2 = N_2 D_2 \end{array}$$

5.0 Marco teórico y conceptual

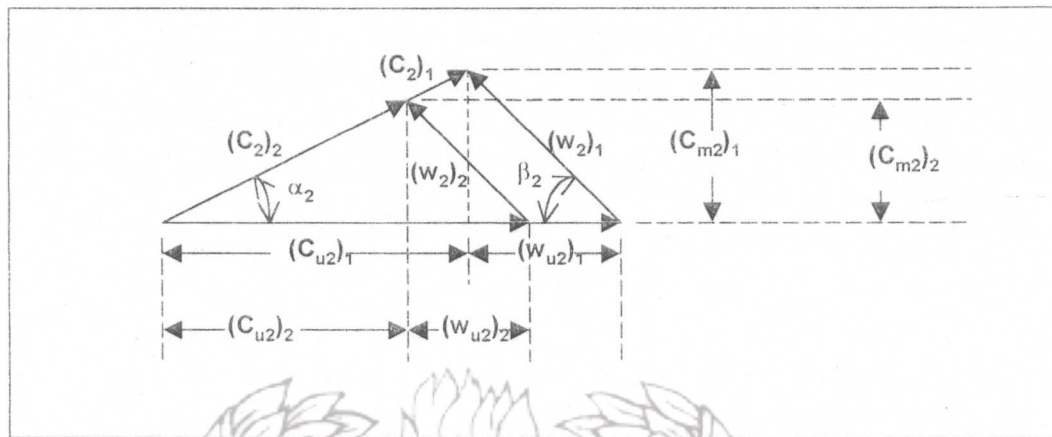


Figura 5.15 Recorte del impulsor en la salida. (Karassik I. J. et al.,1983).

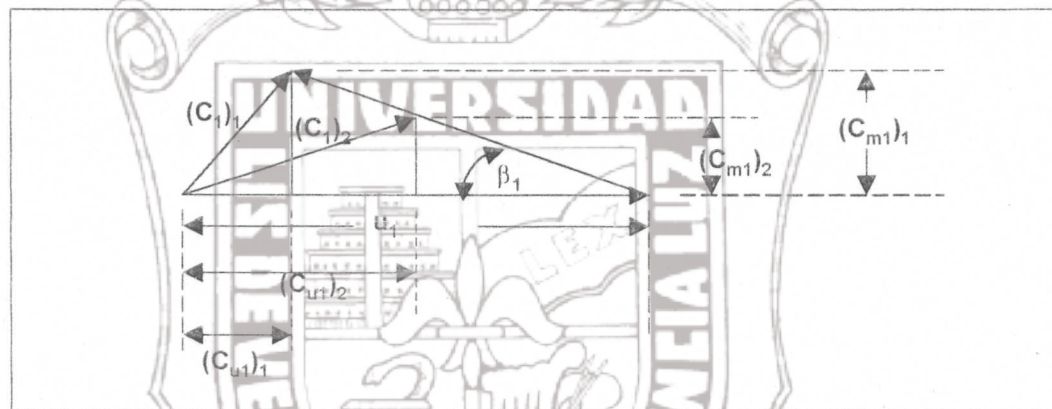


Figura 5.16 Velocidades a la entrada. Diámetro de impulsor completo y recortado. (Karassik I. J. et al.,1983).

Así también, las relaciones de carga H y potencia al freno Hp , ya establecidas siguen siendo válidas, entonces las leyes de similitud aplicadas a la reducción del diámetro del impulsor resultan

$$\begin{aligned} Q_1 &= N_1 D_1^3 \\ Q_2 &= N_2 D_2^3 \end{aligned} \quad (5.2.6)$$

$$\begin{aligned} H_1 &= N_1^2 D_1^2 \\ H_2 &= N_2^2 D_2^2 \end{aligned} \quad (5.2.6a)$$

$$\begin{aligned} Hp_1 &= N_1^3 D_1^3 \\ Hp_2 &= N_2^3 D_2^3 \end{aligned} \quad (5.2.6b)$$

Cuando se reduce el diámetro del impulsor, la velocidad de operación de la bomba se mantiene constante, es decir $N_1 = N_2 = Cte.$, entonces las ecuaciones (5.2.6), (5.2.6a) y b) se reducen a:

5.0 Marco teórico y conceptual

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (5.2.7)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} \quad (5.2.7a)$$

$$\frac{Hp_1}{Hp_2} = \frac{D_1^3}{D_2^3} \quad (5.2.7b)$$

en las ecuaciones (5.2.7) (5.2.7a y b) se tiene:

- Q_1 = Gasto de la bomba 1.
- Q_2 = Gasto de la bomba 2.
- D_1 = Diámetro del impulsor de la bomba 1.
- D_2 = Diámetro del impulsor de la bomba 2.
- H_1 = Carga de la bomba 1.
- H_2 = Carga de la bomba 2.
- Hp_1 = Potencia al freno de la bomba 1.
- Hp_2 = Potencia al freno de la bomba 2.

5.2.2 Velocidad Específica

La velocidad específica N_s de una serie homologa de bombas centrífugas se define como la velocidad de algun integrante de la serie que tiene un tamaño que trabaja a gasto y carga unitaria. La ecuación de la velocidad específica se obtiene al eliminar D en las ecuaciones (5.2.1) y (5.2.3).

$$\frac{NQ^2}{g^4 H^4} = \text{Cte.} \quad (5.2.8)$$

Cuando $Q=1$ y $H=1$, se obtiene:

$$N_s = \frac{N}{H^4} \quad (5.2.9)$$

A partir de la ecuación (5.2.9) se puede definir una velocidad específica adimensional, la cual se escribe:

$$n_s = \frac{\omega Q}{g^4 H^4} \quad (5.2.10)$$

donde:

- n_s = Velocidad específica adimensional.
- ω = Velocidad angular del impulsor.
- Q = Gasto volumétrico.
- g = Aceleración de la gravedad.
- H = Carga Total de la bomba.

5.0 Marco teórico y conceptual

5.2.3 Determinación del diámetro de impulsor requerido.

Para evitar el procedimiento de intento y error en la aplicación de las ecuaciones (5.2.7) (5.2.7a) y (5.2.7b) se puede usar el método siguiente. En la Figura 5.17 se tiene determinado el punto de operación requerido A (Q_a , H_a) el cual se encuentra ubicado por debajo de la curva conocida Q_c vs H_c para el diámetro de impulsor D_c .

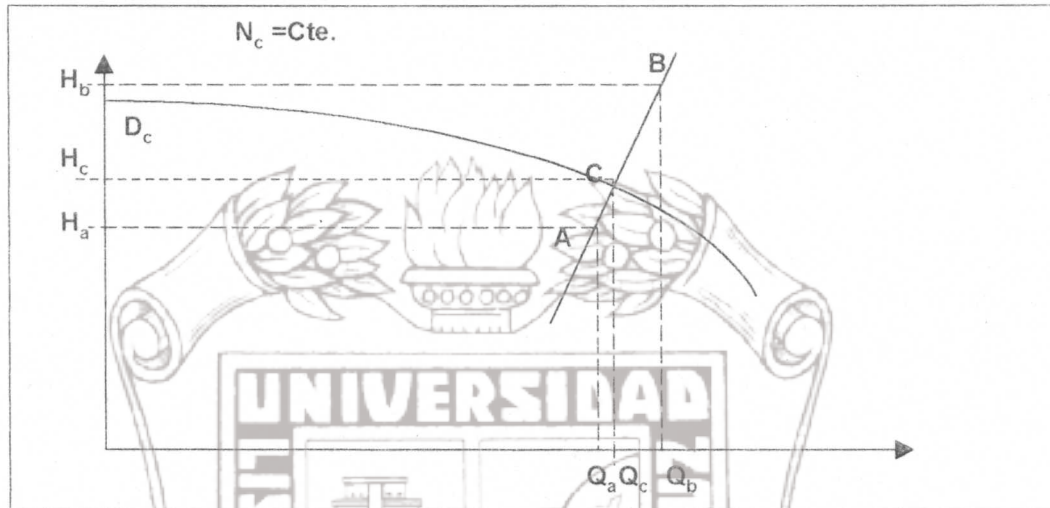


Figura 5.17 Determinación del diámetro del impulsor. (Karassik I. J. et al., 1983).

Se escoge un gasto arbitrario Q_b mayor que el gasto conocido Q_a y se determina la carga H_b utilizando las leyes de similitud, es decir:

$$H_b = H_a \left(\frac{Q_b}{Q_a} \right)^2$$

Se conectan los puntos A y B para obtener el punto de intersección C sobre la curva Q_c vs H_c . Este punto C determina el gasto Q_c , entonces, de las ecuaciones (5.2.7) y (5.2.7a) obtenemos:

$$D_a = D_c \frac{Q_a}{Q_c}$$

Y

$$D_a = D_c \frac{H_a}{H_c}$$

Si no son iguales ambos valores de D_a , se puede tomar la media aritmética de ellos, lo cual compensaría por la falta de exactitud de las leyes de similitud establecidas.

5.0 Marco teórico y conceptual

5.2.4 Operación en paralelo de bombas centrífugas.

Cuando los requerimientos de bombeo son variables, puede ser más deseable instalar varias bombas en paralelo que utilizar una sola. Cuando la demanda disminuye, una de las bombas en paralelo pueden pararse y así se logra que el remanente de gasto haga que las otras bombas en paralelo operen en o cerca de la eficiencia máxima. Por el contrario, si una simple bomba es utilizada cuando la demanda de gasto es disminuida, la descarga debe ser restringida y operaría a una eficiencia reducida. Además, cuando se utilizan varias bombas en paralelo, durante periodos de baja demanda de gasto, es posible parar, en forma programada, una bomba a la vez, para darle mantenimiento preventivo y en ocasiones, correctivo.

Al planear instalaciones de este tipo, una curva gasto vs carga para el sistema debe dibujarse primero. La carga requerida por el sistema es la suma de las cargas estáticas (diferencias en elevación y/o sus presiones equivalentes) más la carga variable (por cortante y pérdidas menores en la tubería). Las cargas estáticas son usualmente constantes para un sistema mientras que las últimas se incrementan con el cuadrado del gasto. La curva resultante es representada por la línea AB en la Figura 5.18.

Las bombas que operan correctamente en paralelo, deben trabajar en la porción de la curva característica en la que la carga total de la bomba disminuye cuando el gasto se incrementa con la finalidad de asegurar una distribución constante del flujo.

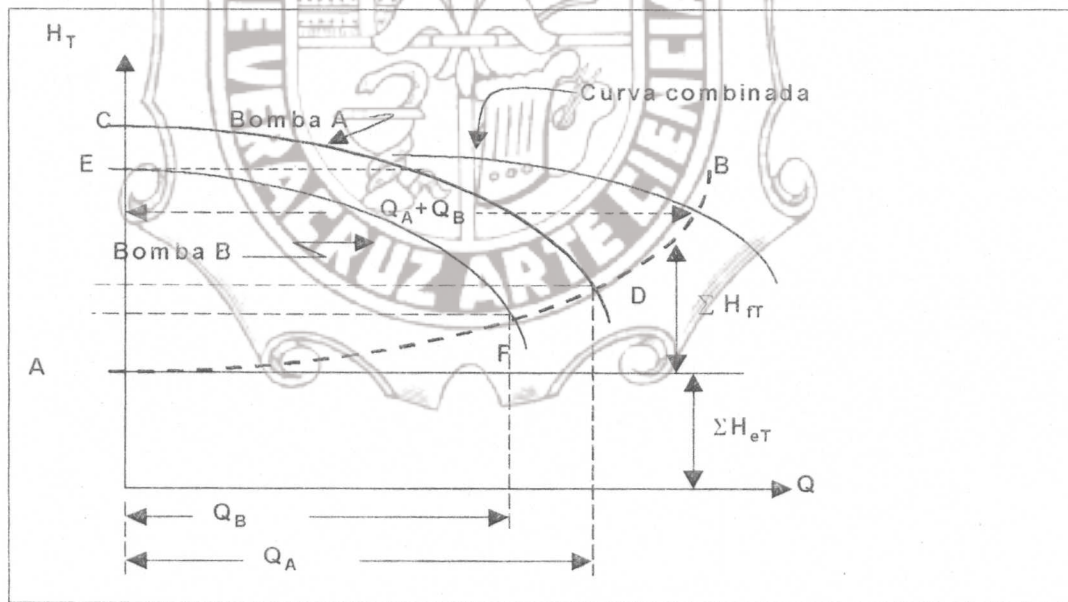


Figura 5.18 características de operación de dos bombas en paralelo. (Karassik I. J. et al., 1983).

Considerando la acción de dos bombas operando en paralelo, su comportamiento puede describirse como sigue:

La curva del sistema carga vs gasto AB arranca con el valor de la carga estática, en nuestro caso, $\Sigma H_{eT} = ND + H_{ed}$ = Sumatoria del Nivel Dinámico del pozo más la carga estática

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

5.0 Marco teórico y conceptual

de descarga de la instalación, a gasto cero, e incrementa parabólicamente con cada incremento del gasto. La curva **CD** representa la curva de operación de la bomba **A** operando sola; la curva similar para la bomba **B** es representada por **EF**. La bomba **B** no arrancaría hasta que la presión de descarga de la bomba **A** caiga por debajo de la carga a gasto cero de la bomba **B** (punto **E**). El suministro combinado para una carga dada es igual a la suma de los gastos individuales de las dos bombas en esa carga. Para un suministro combinado de carga; el gasto es dividido entre las bombas Q_A y Q_B . La curva característica combinada mostrada sobre la Figura mencionada es calculada dibujando estas sumatorias. La curva combinada de potencia requerida (P_R) puede calcularse sumando la potencia requerida por la bomba **A** correspondiente al gasto Q_A a aquel de la bomba **B** correspondiente al gasto Q_B y dibujándola como se hizo con la curva de gasto combinado.

La curva de eficiencia de la combinación puede determinarse, utilizando el sistema Inglés de unidades, con la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{(Q_B + Q_A) H_T}{3960(Bhp_A + Bhp_B)}$$

en donde:

η = Eficiencia del sistema operando en paralelo.

Q_B = Gasto de la bomba B en GPM.

Q_A = Gasto de la bomba A en GPM.

H_T = Carga Total en metros.

3960 factor de conversión de unidades.

Bhp_A = Potencia de la bomba A en Hp.

Bhp_B = Potencia de la bomba B en Hp.

5.2.5 Operación en serie de bombas centrífugas.

Si dos bombas son operadas en serie, la carga combinada para cualquier gasto es igual a la suma de las cargas individuales para ese mismo gasto tal como se muestra en la Figura 5.19.

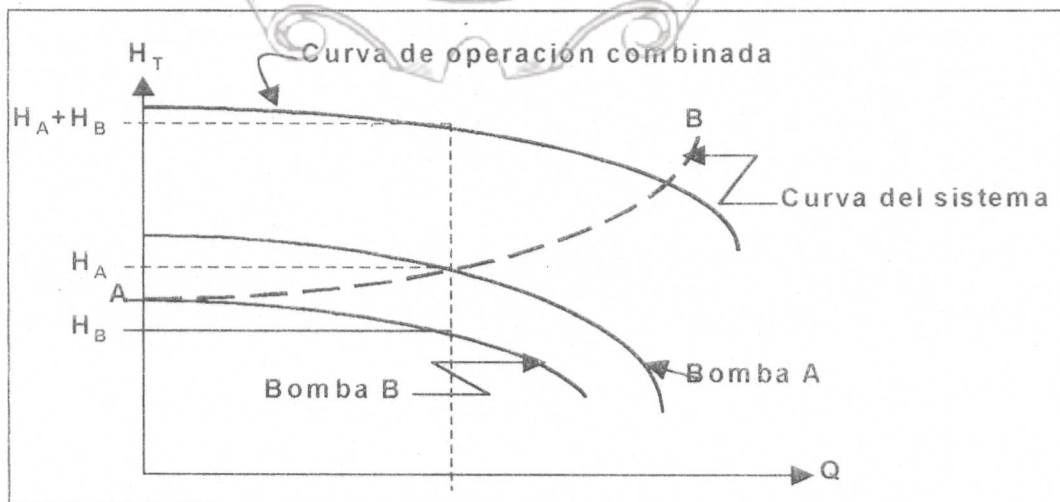


Figura 5.19 Operación de dos bombas en serie. (Franzini J. B., et al.,1999).

5.0 Marco teórico y conceptual

La curva combinada de potencia requerida (P_R) puede ser calculada sumando la potencia requerida dada por las características de cada bomba. Los puntos sobre la curva de eficiencia combinada son calculados por la ecuación siguiente.

$$\eta = \frac{Q(H_A + H_B)}{3960(Bhp_A + Bhp_B)}$$

en donde:

η = Eficiencia del sistema operando en serie.

Q = Gasto de ambas bombas en GPM.

H_A = Carga Total de la bomba A en metros.

H_B = Carga Total de la bomba B en metros.

3960 = Factor de conversión de unidades.

H_{pA} = Potencia de la bomba A en Hp.

H_{pB} = Potencia de la bomba B en Hp.

5.3 Criterio de selección de bombas TVPP.

5.3.1 Cálculo de la carga total del sistema.

Para determinar la carga total del sistema de bombeo se prediseña el sistema y se delimita cuidadosamente el mismo. Los datos conocidos del anteproyecto de selección son:

- El gasto Q_p de extracción y el Nivel Dinámico (ND), estos datos se determinan por medio de la curva de aforo, cuya realización está incluida entre las llamadas pruebas de bombeo de terminación de un pozo profundo (pruebas de desarrollo y aforo del pozo).
- La ubicación del tanque aerador – distribuidor, así como los niveles del piso de máquinas, con lo cual se determina el valor de la carga estática de descarga (H_{ca}).
- La longitud de la columna de descarga, para lo cual se puede utilizar la fórmula empírica siguiente $L_c = ND + 10$ pies el resultado se redondea a valores de longitud L_c de 5 o 10 pies (1.5244 a 3.049 metros), ya que los tramos de estas columnas únicamente se fabrican en estas longitudes.
- La longitud total y el número de accesorios (codos, Tées, válvulas) de la línea de descarga, así como el tipo de material del que está construida con objeto de determinar el valor de la rugosidad absoluta (ϵ) de la tubería.
- Las características del agua subterránea que se bombea y su temperatura, con lo cual se determina; la viscosidad cinemática y su peso específico.

5.0 Marco teórico y conceptual

Para la solución se siguen los pasos siguientes:

1. Como el diámetro de la línea de descarga es desconocido, sugerimos que con el fin de conocer un valor inicial que sirva de partida para el cálculo, se utilice la expresión siguiente¹

$$D = 0.66 \left[\varepsilon^{1.25} \left(\frac{LQ^2}{gH_r} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left(\frac{L}{gH_r} \right)^{5.2} \right]^{0.04} \quad (5.3.0)$$

en donde:

D = Diámetro nominal de la línea de descarga en metros.

ε = Rugosidad absoluta de la tubería en metros.

L = Longitud total de la línea de descarga en metros.

Q = Gasto de operación en $m^3 \cdot s^{-1}$.

g = Aceleración de la gravedad ($9.8 m \cdot s^{-2}$).

H_r = Pérdidas de carga por fricción en metros (estimadas en un 5% de la longitud total de la línea de descarga).

ν = Viscosidad cinemática del agua en $m^2 \cdot s^{-1}$.

Este valor del diámetro **D** se tendrá que ajustar en función de los costos de adquisición de la tubería de descarga, los costos de instalación y de operación de la misma, con lo cual se determinan los valores finales óptimos de este diámetro.

2. A continuación se escribe la ecuación de Bernoulli entre los puntos (1) y (2).

$$H_T = ND + H_{ed} + H_{rc} + \sum H_{ff} \quad (5.3.1)$$

en donde:

H_T = Carga total del sistema de bombeo.

ND = Nivel Dinámico.

H_{ed} = Carga estática de descarga.

H_{rc} = Pérdidas por cortante en la columna de descarga.

$\sum H_{ff}$ = Suma de pérdidas de carga en la línea de descarga, cuyo valor

es: $\sum H_{ff} = H_{ffR} + \sum H_{fm}$.

en donde a su vez:

H_{ffR} = Pérdidas en tubería recta.

$\sum H_{fm}$ = Suma de pérdidas menores.

¹ P.K. Swamee y A. K. Jain; "Explicit Equations for Pipe Flow Problems", J. Hidr. Div. Proc. ASCE pp. 657-664, May 1976.

5.0 Marco teórico y conceptual

Si sustituimos el valor de la suma de pérdidas totales en la ecuación (5.3.1), se obtiene:

$$H_{IT} = ND + H_{ed} + H_{fC} + H_{fTR} + \sum H_{fm} \quad (5.3.2)$$

Los términos del lado derecho de la ecuación (5.3.2) se calculan analíticamente, excepto el Nivel Dinámico y la Carga Estática de Descarga cuyos valores son determinados por separado y dependen, el primero, del aforo del pozo y, el segundo de los requerimientos del sistema de bombeo, tal como se dijo arriba en el inciso a.

Las pérdidas de carga en la columna de descarga, se calculan como sigue:

$$H_{ic} = L_c \frac{B}{C_0} Q^x \quad (5.3.3)$$

en donde:

H_{fC} = Pérdida de carga por fricción en la columna de descarga en metros o pies.

$L_c = ND - 10$ pies = Longitud de la columna de descarga en metros o pies.

B y X son parámetros determinados por regresión lineal a partir de las dimensiones de las columnas de descarga y de los datos de pérdidas de carga empíricos dados en el catálogo "Turbine and Propeller Pumps - Fairbanks Morse (1999).

Q = Gasto de operación de la bomba TVPP

$C_0 = 100$ pies (o 30.4878 m).

Los valores de B y de X se listan, para cada tamaño de columnas comerciales en la Tabla H_{IT} (para el Sistema Inglés de unidades) y H_D (para el Sistema Internacional de unidades), del Apéndice B.

5.3.1.a. Cálculo de las pérdidas de carga por cortante en tubería recta a presión (H_{fTR}).

Estas pérdidas se calculan con la ecuación de Darcy - Weisbach ($D W$), la cual, en función del gasto se escribe:

$$H_{fTR} = C_1 f Q^2 \quad (5.3.4)$$

en donde:

H_{fTR} = Pérdida de carga en Tuberías rectas a presión.

$$C_1 = \frac{8L}{\pi^2 g D_i^5}$$

L = Longitud Total de la tubería de descarga.

g = Aceleración de la gravedad.

D_i = Diámetro interior de la tubería de descarga.

5.0 Marco teórico y conceptual

f = Factor de fricción se debe calcular con la ecuación de Colebrook - White (C W), que se escribe, en función del gasto Q como sigue:

$$f = \frac{1}{\left[-2 \text{Log} \left(\frac{\epsilon}{3.76D} + \frac{C_3 D v}{Q f} \right) \right]^2} \quad (5.3.5)$$

en la ecuación (5.3.5) se tiene:

f = Factor de pérdidas por cortante.

ϵ = Rugosidad absoluta de la pared de la tubería.

D = Diámetro interior de la tubería.

v = Viscosidad cinemática del agua.

$C_3 = 1.9728$ si ϵ y D se dan en pies (o metros), v en $\text{pies}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ (o $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$), Q se expresa en $\text{pies}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (o $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$).

$C_3 = 885.45$ únicamente cuando Q se da en GPM, y ϵ y D se dan en pies.

Q = Gasto volumétrico $\text{pies}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (o $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$).

5.3.1.b. Cálculo de las pérdidas de carga menores (H_{fm}).

En función del gasto Q , estas pérdidas se calculan con la fórmula:

$$H_{fm} = C_2 Q^2 \quad (5.3.6)$$

en donde:

H_{fm} = Pérdidas de carga menores.

$$C_2 = \frac{8 \Sigma K}{\pi^2 g D^4}$$

ΣK = Suma de los coeficientes de pérdida de cada accesorio de la tubería de descarga.

g = Aceleración de la gravedad.

D = Diámetro interior de la tubería.

Sustituyendo en la ecuación (5.3.2), los valores dados por las ecuaciones (5.3.3), (5.3.4) y (5.3.6), podemos escribir:

$$H_T = ND + H_{ed} + L_c \frac{B}{C_0} Q^x + (C_1 f + C_2) Q^2 \quad (5.3.7)$$

Esta ecuación se representa gráficamente en el plano coordinado H_T vs Q como una curva parabólica y se conoce como *curva de carga del sistema*.

5.0 Marco teórico y conceptual

5.3.2 Características de operación de las bombas TVPP.

Las bombas **TVPP** igual que las bombas centrífugas o turbobombas, de cuya familia forman parte, se representan sus características de operación en forma gráfica, cuyos valores se obtienen experimentalmente. Estos valores configuran las curvas características de operación para cada modelo de bomba, para varios diámetros de impulsor y velocidad de operación (en RPM) constante. La velocidad N se hace coincidir con las velocidades sincrónicas de los motores de inducción a los cuales normalmente se acoplan.

Conocida la curva característica de operación de una de estas bombas, las cuales suministran los valores de Q vs H , Eficiencia (η) vs Q , B_{hp} vs Q y $NPSHR$ vs Q . A velocidad constante y diferentes valores de diámetro de impulsor (ver Figuras. A.1 a A.7 Apéndice A), se puede determinar, por regresión polinomial, una ecuación cúbica, para cada diámetro de impulsor de la curva experimental, la cual se escribe:

$$H_i = a_1 + b_1 Q_i + c_1 Q_i^2 + k_1 Q_i^3 \quad (5.3.8)$$

En donde:

H_i = Carga total unitaria (por paso) por modelo (en pies o metros)

a_1 = Carga a gasto cero, determinado por regresión polinomial.

b_1 , c_1 y k_1 = Coeficientes determinados por regresión polinomial.

Q_i = Gasto de la bomba en pies³ . s⁻¹ o m³ . s⁻¹.

En forma similar se determina para la eficiencia y para el **NPSHR** del impulsor, las relaciones siguientes:

$$\eta_{Bi} = \eta_{B0} + \alpha_1 Q_i + \alpha_2 Q_i^2 + \alpha_3 Q_i^3 \quad (5.3.9)$$

en donde:

η_{Bi} = Eficiencia de la bomba i .

η_{B0} = Eficiencia a gasto cero.

α_1 , α_2 y α_3 son coeficientes determinados por regresión polinomial.

Q_i = Gasto de la bomba i .

$$(NPSHR)_i = (NPSHR)_{G0} + \beta_1 Q_i + \beta_2 Q_i^2 + \beta_3 Q_i^3 \quad (5.3.10)$$

en donde:

$(NPSHR)_i$ = Carga Neta de Succión Positiva requerida por la bomba i .

$(NPSHR)_{G0}$ = Carga Neta de Succión Positiva requerida a gasto cero.

β_1 , β_2 y β_3 son coeficientes determinados por regresión polinomial.

Q_i = Gasto de la bomba i .

La carga dada por la ecuación (5.3.8) es por paso, por lo que se hace necesario multiplicar esta por el número de pasos seleccionado. Entonces:

5.0 Marco teórico y conceptual

$$H_i = (NI)(H_i) \quad (5.3.11)$$

en donde:

H_i = Carga Total de la bomba i

(NI) = Número de pasos (o Número de Impulsores) ensamblados en serie.

5.3.3 Función objetivo.

Para seleccionar adecuadamente el modelo de bomba **TVPP** que debe acoplarse al sistema para bombear el gasto de diseño Q_i , la carga del sistema dada por la ecuación (5.3.7) debe ser igual a la carga total suministrada por el cuerpo de tazones (5.3.8). Es decir, la función objetivo del modelo es:

$$H_T = (NI)H_i \quad (5.3.12)$$

en donde:

H_T = Carga Total del sistema de bombeo.

NI = Número de tazones (Impulsores) conectados en serie.

H_i = Carga suministrada por la bomba TVPP.

El criterio de selección requiere que se cumplan las condiciones siguientes:

5.3.4. Selección de los tazones (impulsores).

Teniendo conocido el gasto de diseño (Q_0), dado por la curva de aforo, así como el nivel Dinámico (**ND**), la carga estática de descarga ($h_{e,d}$), las pérdidas de carga en la descarga (ΣH_{fd}), la velocidad de operación (N) de la bomba y el diámetro exterior de los tazones máximo permisible, el paso inicial en la selección del modelo de tazón es determinar cuales de estos suministran el gasto requerido. Para esto, del catálogo del Fabricante, se anotan todos los modelos de tazones que pueden producir el gasto deseado. En este punto, el modelo de tazón obviamente inapropiado puede ser eliminado por las razones siguientes:

1. El tazón no puede instalarse físicamente en el ademe del pozo. Para determinar esto, hay que referirse a las dimensiones dadas por los fabricantes, para cada tazón. Si el diámetro exterior es mayor que el diámetro interior del ademe del pozo, se elimina este tazón por razones directas.
2. La capacidad de presión del tazón es menor que la carga requerida por este. Como la pérdida de carga en la columna de descarga (H_{fc}) no se ha establecido todavía, se calcula esta pérdida, en primera aproximación, considerando que por razones económicas H_{fc} no debe exceder el 5% de la longitud de la columna, es decir:

$$H_{fc} = \frac{5}{100} L_c$$

Y con este valor se determina una carga total tentativa (H'). Con esta carga total tentativa y para el gasto de diseño (Q_0) se determina en las curvas de operación listadas, la carga total unitaria (H_u) que suministra la curva del impulsor máximo. El número de pasos que debe ser ensamblado en el cuerpo de tazones se determina ahora, en la forma siguiente:

5.0 Marco teórico y conceptual

$$NI = \frac{H_T}{H_u}$$

Se redondea desde cualquier fracción obtenida al número entero siguiente. A continuación se confirma si el número de pasos del ensamble es menor o igual al número máximo de pasos dado en la sección de datos técnicos del modelo de tazón.

La capacidad de presión de cada modelo de tazón se publica en los manuales de selección de los fabricantes de este tipo de bombas y en la Tabla C.1 Apéndice C se dan los datos de los valores máximos de presión que pueden ser soportados por cada uno de los modelos de estas bombas.

Para analizar cuales modelos de tazones son capaces de producir la carga requerida, primero se lista la capacidad de presión, en pies o metros, de cada uno de los tazones bajo consideración. La capacidad de presión puede ser calculada en base a los datos de la Tabla C.1 mencionada arriba.

5.3.5. Selección de la columna de descarga.

El tazón de descarga del modelo seleccionado es dimensionado para bombear el gasto producido y la flecha del cuerpo de tazones se dimensiona para transmitir holgadamente la potencia máxima permisible por el ensamble de tazones. Es decir, el tamaño de la columna de descarga será seleccionado con los mismos diámetros de la conexión del tazón de descarga y de la flecha de estos.

Es necesario sin embargo verificar que la pérdida de carga de la columna de descarga resulte menor que el valor tentativo del 5% de la longitud de la columna, si esto no es así, se debe seleccionar la columna de dimensiones inmediatamente superior. Para verificar esto, es necesario referirse a la tabla de pérdidas de carga de columnas (Tabla H₁₁).

5.3.6. Cálculo de la carga axial total.

La carga axial total de estas bombas, como se vio en la sección (5.1.8) se determina con la fórmula (5.1.25), la cual se escribe:

$$CAT = [K_t H] + [K_a (NI)] + [K_s L_f] \quad (5.3.13)$$

en esta ecuación:

CAT = Carga Axial Total.

K_t = Factor unitario de carga axial hidráulica.

H = Carga total del sistema.

K_a = Peso unitario de cada paso.

NI = Número de pasos.

K_s = Peso unitario de la flecha de transmisión.

L_f = Longitud de la flecha.

Los valores de K_t, K_a y K_s normalmente se dan en la sección de datos técnicos de estas bombas.

5.0 Marco teórico y conceptual

5.3.7. Cálculo de la potencia requerida total (P_T).

La potencia requerida total se calcula con la fórmula siguiente:

$$P_T = P_B + PP_m + PP_{BCA} \quad (5.3.14)$$

en esta ecuación;

P_T =Potencia total requerida en Hp.

P_B =Potencia requerida por los tazones en Hp.

PP_m =Pérdidas mecánicas por transmisión en Hp.

PP_{BCA} =Pérdidas de potencia en el balero de carga axial del motor accionador en Hp.

La potencia requerida por los tazones, se calcula con la ecuación (D.6), Apéndice D, la cual se escribe:

$$P_B = \frac{QH_T s.g.}{K_{00} \eta_B} \quad (5.3.15)$$

en donde:

P_B = Potencia requerida por el ensamble de tazones en Hp.

Q =Gasto de diseño (u operación)

H_T =Carga total del sistema

s.g. = Gravedad específica o densidad relativa, la cual para el agua vale 1.

K_{00} =3960 si Q se da en GPM y H_T en pies.

K_{00} =75 si Q se da en Litros por segundo y H_T en metros.

η_B = eficiencia de campo de la bomba, que se obtiene de la curva de operación y se debe corregir por materiales de fabricación del impulsor y de los tazones, así como por el número de pasos.

Los valores de las pérdidas mecánicas (PP_m) para los diferentes diámetros de flecha se dan en Tablas y las pérdidas de potencia en el balero de carga axial, según los fabricantes de estos baleros, se puede calcular con la fórmula:

$$PP_{BCA} = 0.0075 \left(\frac{N}{100} \right) \left(\frac{CAT}{1000} \right)$$

En donde:

PP_{BCA} = Pérdida de carga en el Balero de Carga Axial del motor.

N =Velocidad de rotación del impulsor de la bomba en RPM.

CAT =Carga Axial Total.

5.0 Marco teórico y conceptual

5.3.8. Selección (o verificación) de la flecha de transmisión.

Como se dijo en la sección (5.3.5) la flecha de línea inicialmente seleccionada fue la correspondiente a la flecha de los tazones, pero la selección de esta es una función de los requerimientos de potencia, las restricciones por alargamiento y los requerimientos del empuje total o carga axial total sobre esta flecha, por lo cual es necesario verificar estos requerimientos mencionados.

Como la potencia requerida ha sido calculada, debemos referirnos a la Tabla C.3 y verificamos si para el diámetro seleccionado la Potencia requerida por los tazones es menor que el disponible indicado por la Tabla mencionada.

El alargamiento de la flecha también se calcula usando la ecuación:

$$\delta = \frac{L_c (H_T K + 2H_T K' - L_c K) \text{ s.g.}}{10,000,000}$$

en donde:

δ = Alargamiento en pulgadas.

L_c = Longitud de la columna en pies.

H_T = Carga Total del cuerpo de tazones en pies.

K = Constante de alargamiento.

K' = Constante de alargamiento.

los valores de K y K' se obtienen en la Tabla C.7. Apéndice C.

s.g. = Gravedad específica o peso específico relativo.

El alargamiento calculado puede ser entonces comparado al alargamiento de la flecha permitido que se da en la sección de datos técnicos del modelo de tazón, si el valor calculado excede al valor dado en la curva de operación se debe seleccionar el diámetro de flecha inmediatamente superior.

5.3.9. Selección del cabezal de descarga.

La selección del cabezal de descarga se basa sobre el tamaño del accionador (motor) de la bomba, peso colgando y capacidad bombeada. Normalmente la brida inferior del cabezal de descarga es igual al diámetro de la columna de descarga.

En la práctica, es común dimensionar el diámetro de la base del cabezal igual al diámetro de la base del motor (dimensión **BD** en la Tabla C.9, Apéndice C datos de motores EVFH).

5.3.10 Determinación del diámetro del impulsor.

Determinar el diámetro del impulsor de una bomba centrífuga, cuando este es del tipo cerrado, es un requerimiento constante en la práctica. En muchos problemas de selección de este tipo de bombas es usual que el punto de operación seleccionado (P_0) se encuentre ubicado entre curvas de operación de diámetros determinados, por lo cual, a continuación apuntamos el método usual y seguidamente un procedimiento simplificado.

5.0 Marco teórico y conceptual

Para determinar el diámetro del impulsor correspondiente al punto de operación seleccionado, se aplican las leyes de similitud de turbobombas, las cuales, refiriéndonos a la misma unidad colocada en dos situaciones de operación distinta se escriben:

Cuando el diámetro (**D**) es constante y la velocidad de operación (**N**) es variable:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (5.3.17)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (5.3.18)$$

$$\frac{(P_{RB})_1}{(P_{RB})_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (5.3.19)$$

Y para velocidad constante y diámetro de impulsor (**D**) variable

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (5.3.20)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (5.3.21)$$

$$\frac{(P_{RB})_1}{(P_{RB})_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (5.3.22)$$

Para nuestro caso, utilizaremos las ecuaciones (5.3.20) y (5.3.21), ya que se conocen las coordenadas Q_0 y H_0 del punto de operación seleccionado P_0 y necesitamos determinar los valores Q_1 y H_1 que satisfacen las ecuaciones mencionadas, para realizar esto, escribimos:

$\frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{Q_1}{Q_0} \right)^2$; ya que $\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{D_1}{D_0}$; entonces, despejando H_1 y agrupando los valores conocidos, tenemos:

$$H_1 = \frac{H_0}{Q_0^2} Q_1^2 \quad (5.3.23)$$

Substituyendo en (5.3.23) los valores conocidos H_0 y Q_0 y dándole valores a Q_1 desde cero hasta un valor máximo mayor que Q_0 , se dibuja una curva que es una parábola, que recibe el nombre de *parábola de correspondencia* y que intersecta la curva característica correspondiente al impulsor D_1 en el punto P_1 que determina los valores de Q_1 y H_1 que satisfacen las ecuaciones de similitud. Con estos valores y con la ecuación (5.3.20) o (5.3.21) se determina con precisión el diámetro del impulsor buscado (D_0).

Un método simple para determinar los valores de Q_1 y H_1 puede derivarse de las propiedades geométricas de la parábola, cuando el punto P_0 se encuentra próximo a la

5.0 Marco teórico y conceptual

característica D_1 (ver Figura 5.20), entonces, esta porción de la parábola puede confundirse con la tangente en el punto P_0 a la misma. El método es:

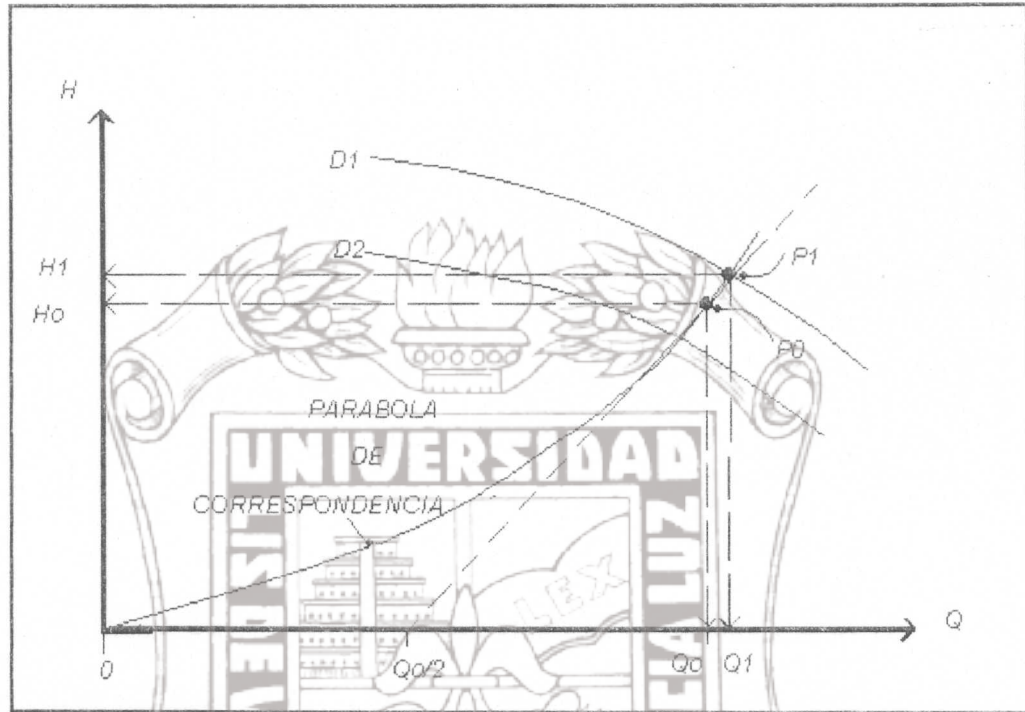


Figura.5.20 Determinación del diámetro del impulsor. Parábola de correspondencia. (Karassik I. J. et al.,1983).

Se une P_0 con el punto medio de la recta que une el punto de gasto cero y el valor de Q_0 (sobre el eje de las abscisas) se prolonga esta recta hasta intersectar la característica de operación D_1 en el punto P_1 buscado, que es el punto que define los valores de Q_1 y H_1 .

6.0 Método gráfico de selección de bombas TVPP

6.1 Introducción.

Fairbanks Morse Pumps a través de su catálogo *Turbine and Propellers Pumps* editado en 1999 tuvo como propósito suministrar un método que al estudiarlo cuidadosamente permitiera seleccionar una bomba **TVPP** para un pozo determinado.

Este capítulo nos dice cual es la información requerida para seleccionar y aplicar una bomba, nos da un ejemplo de selección, las modificaciones requeridas, las tablas y gráficas necesarias que están referidas en el texto del mismo.

6.2 Selección general de bombas tipo TVPP.

Sobre el lado izquierdo de cada una de las Tablas que siguen (Tablas 6.2.1 a 6.2.4) se establecen los requerimientos del usuario y seguido entre parentesis están los datos referidos a la aplicación los cuales deben ser conocidos y, normalmente son suministrados por el usuario.

Tabla 6.2.1. Requerimientos del usuario.

Número.	Concepto	Requerimiento
1	Cantidad de bombas	(2)
2	Requisitos de embarque	(6 semanas)
3	Tipo accionador	(Motor eléctrico)
4	Tipo de potencia disponible: a. Eléctrica (fase, frecuencia, voltaje)	(3/60/440 volts)
5	Lubricación flecha de línea	(por aceite)
6	Tipo de descarga	Sobre superficie
7	Ensamble de la bomba A. Longitud Columna y espesor de la pared	260 pies (79.30 m), 0.250 pulgadas (6.35 mm)
8	Longitud del tubo de succión	5 pies (1.5244 m)

Tabla 6.2.2. Condiciones de operación de la bomba.

Número.	Concepto	Requerimiento.
9	Capacidad de diseño	(1268 GPM) (80 LPS)
10	Elevación del Datum	(nivel del mar)
11	Nivel dinámico del agua a la capacidad de diseño en pies (o metros) abajo del Datum	250 pies (76.22 m)
12	Carga estática de descarga arriba del Datum, incluyendo pérdidas a través de la línea de descarga mas la carga de velocidad	110 pies (33.54 m)
13	Carga de la bomba a la capacidad de diseño: a. Líneas 11 + 12	360 pies (109.76 m)

Tabla 6.2.3. Condiciones del pozo.

Número	Concepto	Requerimiento.
14	Diámetro interior mínimo del ademe del pozo	12 pulgadas (304.8 mm)
15	Diámetro exterior máximo del tazón	11.625 pulgadas (295.28 mm)
16	Profundidad total del pozo	500 pies (152.44 m)
17	¿Es recto el pozo para la profundidad del ensamble de la bomba? Un pozo es considerado recto si un cilindro de 20 pies de largo e igual al diámetro máximo del tazón no se atora cuando se hace descender una profundidad igual al ensamble de la bomba.	(Si)
18	Nivel estático del agua abajo del Datum	150 pies (45.73 m)

Tabla 6.2.4. Accesorios requeridos.

Número	Concepto	Requerimiento
19	Brida compañera requerida	(si)
20	Conector de descarga requerido	(si)
21	Colador requerido? ¿Tipo? ¿material?	(si, cónico, galvanizado)
22	¿Lubricador requerido? ¿Tipo?	Si 1 Galón (3.7854 Litros) Manual
23	Controles automáticos requeridos, ¿Tipo? a. Lubricador b. Tiempo de retardo c. Switch flotador.	(No)
24	Tanque prelubricador de agua requerido ¿Capacidad?	(No)
25	Línea de aire y manómetro requerido	(Si)
26	Accesorios del motor requeridos a. Espaciadores térmicos, voltaje específico. b. Trinquete de no retroceso. c. Detectores de temperatura a balero y chumaceras. d. Carga axial extra alta. e. Aislamientos especiales.	(No) (Si) (No) (No) (No)

6.2.5 Selección específica de la bomba.

Una vez establecidos los parámetros de la bomba deseada, se puede proceder a la selección y evaluación específica de la bomba tipo **TVPP**. En todos los casos hay 4 grandes componentes que deben ser seleccionados y evaluados, estos son:

- a. Ensamble o cuerpo de tazones.
- b. Columna y flecha de línea.
- c. Motor accionador.
- d. Cabezal de descarga y caja de empaque.

La metodología utilizada hasta la fecha para seleccionar y evaluar este tipo de bombas se explica como sigue:

6.2.5.a Cuerpo de tazones

Una vez que se ha establecido el caudal de diseño, la carga total de la bomba, velocidad y diámetro exterior máximo permisible del tazón, el paso inicial en la selección de los tazones es determinar que modelos de tazones son capaces de suministrar el caudal requerido. Para hacer esto, hay que puntualizar los datos iniciales que son como se indica en el ejemplo:

Ejemplo:

Como se ha establecido esta aplicación requiere

Gasto	=1268 GPM (0.08 m ³ · s ⁻¹)
Carga Total de la bomba	=360 pies (109.76 m)
Velocidad	=1770 RPM.
Máximo Diámetro Exterior del Tazón:	=11.625 pulgadas (295.28 mm)

Con estos datos y auxiliados con la gráfica de la Figura A.1, Apéndice A a 1800 RPM la que se conoce como *Carta de Cobertura* y que en forma gráfica establece el comportamiento de estas bombas a las velocidades de operación de 3600 a 1800 RPM. Listamos, de estos datos, los modelos de tazones capaces de bombear 1268 GPM. (0.08 m³ · s⁻¹) Esto incluye los modelos 10XH, 11H, 12H, 12M y 14M. Ahora iniciamos el proceso de eliminación para encontrar la mejor selección de tazones. En este punto los tazones obviamente inapropiados pueden ser eliminados por las siguientes razones:

- A. Físicamente el tazón no cabría dentro del ademe del pozo. Para determinar esto nos referimos a las dimensiones de los tazones mostradas sobre la curva de operación de cada modelo. Si el diámetro externo del tazón es mayor que el diámetro interior del ademe del pozo (o diámetro máximo exterior permisible), elimine el tazón por consideraciones directas.

Ejemplo; los tazones 12M y 14M se eliminan por tener ambos diámetros exteriores mayores a 11.625 pulgadas que es el diámetro máximo permitido para el tazón.

6.0 Método gráfico de selección de bombas TVPP.

- B. La capacidad de presión del tazón es menor que la carga requerida para el mismo. Como la pérdida por cortante (o fricción) en la columna de descarga y las pérdidas en el codo del cabezal de descarga no han sido aún calculadas, adicionamos 3.5 pies por cada 100 pies de columna a la carga total de la bomba para establecer una carga total tentativa de la misma (H_B') (las pérdidas en el codo de descarga normalmente son pequeñas y se ignoran).

Ejemplo:

$$\text{Carga Total tentativa} = (H_B') = 360 + \left(\frac{3.5}{100} (260) \right) = 369.10 \text{ pies (112.53 m)}$$

Después de que la carga tentativa de los tazones es establecida, eliminar los tazones que no llenen este requerimiento. Refiriéndonos a la Tabla C.1 Rangos de presión de los tazones, Apéndice C. Tenemos:

Ejemplo:

Tazón	Presión máxima en pies
10XH	661 PSI . 2.31 Pies . $PSI^1=836.22$ pies
11H	488 PSI . 2.31 Pies . $PSI^1=1034.90$ pies
12H	456 PSI . 2.31 Pies . $PSI^1=1053.36$ pies

Como la carga tentativa de la bomba es de 369.10 pies, todos los tazones pueden producir la carga total tentativa requerida por la bomba.

- C. El tazón no puede ser ensamblado para dar la carga requerida. En este punto, podemos referirnos a los datos técnicos mostrados sobre las curvas de operación de los tazones para encontrar el máximo número nominal de pasos (NI) para cada ensamble de tazones o para un análisis más preciso, procedemos como sigue:

El máximo número de pasos mostrado sobre la curva característica del tazón es una nota al pie de la página para indicar que son valores nominales. La razón para esto es que la limitación sobre el número de pasos es una función de la capacidad de presión del tazón, la potencia, el rango de carga axial y la longitud de la flecha del cuerpo de tazones. El valor nominal mostrado sobre la curva característica está basado sobre lo que se considera como parte utilizable de la curva *carga vs capacidad*.

Para establecer el número de pasos requerido para producir la carga total tentativa de los tazones nos referimos primero a la curva característica de operación para determinar la carga por paso, con impulsor máximo, a la capacidad de diseño. Entonces se divide la carga total tentativa entre la carga por paso para determinar el número de pasos (NI). Se

6.0 Método gráfico de selección de bombas TVPP.

redondea el resultado al siguiente número entero cualquiera que sea la fracción de esta división.

Ejemplo:

Tazón	Diseño Impulsor	Carga por paso		Cálculos	No. De pasos requeridos
		1268 GPM	0.08 m ³ .s ⁻¹		
10XH	T9DA268A	30.20 pies	9.21 m	$\frac{369.1}{30.2} = 12.22$	13
11H	T7DKA99	49.20 pies	15.00 m	$\frac{369.1}{49.2} = 7.50$	8
11H	T7DKA99	42.00 pies	12.80 m	$\frac{369.1}{42} = 8.79$	9
12H	T9EB99A	61.00 pies	18.60 m	$\frac{369.1}{61} = 6.051$	7

Ahora se determina si la flecha del tazón puede resistir la potencia estimada del tazón y la carga axial. Para esto, se escribe para cada modelo de tazón la eficiencia y las constantes de carga axial k_T y k_a . Esta información se encuentra sobre la curva característica del tazón. Al determinar la eficiencia hay que asegurarse de corregir ésta tanto por el número de pasos como por los materiales de fabricación. Estas correcciones se muestran para cada modelo de tazón en la Tabla C.2 del Apéndice C. Para calcular la potencia de los tazones utilizamos la ecuación (D.6) Apéndice D, la cual se escribe:

$$P_B = \frac{H'_T Q (\text{s.g.})}{K_{00} \eta_B} \quad (6.2.1)$$

en donde:

P_B = Potencia requerida por los tazones (o Bomba) en Hp.

H'_T = Carga Total tentativa del cuerpo de tazones en pies.

Q = Gasto volumétrico en GPM

s.g. = Gravedad específica (s.g.=1 para el agua).

K_{00} = 3960.

η_B = Eficiencia de los tazones.

La carga axial impuesta sobre la flecha del cuerpo de tazones se calcula mediante la fórmula siguiente:

$$CA = (k_T H'_T + k_a NI) \quad (6.2.2)$$

En donde:

CA = Carga Axial total sobre la flecha de transmisión Libras o Kilonewton.

k_T = Factor de carga axial hidráulica.

H'_T = Carga Total tentativa de los tazones en Libras o Kilonewtons.

k_a = Peso por paso del cuerpo de tazones en Libras o Kilonewtons.

NI = Número de pasos del cuerpo de tazones.

6.0 Método gráfico de selección de bombas TVPP.

Ejemplo:

Para el tazón 11H con número de pasos igual a 8, se tendrá:

En la curva de operación Figura A.1, Apéndice A en la sección correcciones de eficiencia, con 6 o mas pasos la eficiencia no cambia. Por material de fabricación de los tazones, fierro fundido disminuir 2 puntos, por material de fabricación del impulsor de bronce no cambia, entonces:

$$\eta_B = 82.8 - 2 = 80.8\%$$

Además se tiene:

$$Q = 1268 \text{ GPM } (0.08 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$H'_B = 369.1 \text{ pies } (112.53 \text{ m})$$

s. g. = 1 (bomba agua)

Sustituyendo estos valores en (6.2.1), obtenemos:

$$P_B = 146.27 \text{ hp.}$$

La carga axial del cuerpo de tazones se calcula con la ecuación (6.2.2), en donde $k_T = 15$ Libras \cdot pie⁻¹ (0.1271 Kilonewton \cdot m⁻¹) y $k_a = 33$ Libras (0.1468 Kilonewtons), además:

$$N = 8 \text{ pasos}$$

Valores que al sustituirlos en (6.2.2) nos dan:

$$CA = (15)(369.1) + (33)(8) = 5,800.50 \text{ Libras, } (25.80 \text{ Kilonewton})$$

La potencia máxima disponible y el rango de carga axial de la flecha del tazón se dan en la Tabla C.3 del Apéndice C.

Ejemplo:

Tazón	Diseño de Impulsor	No. de pasos	Eficiencia (%)	Hp. Estimado	k_T		k_a		CA	
					Libras \cdot pie ⁻¹	Kilonewton \cdot m ⁻¹	Libras	Kilonewton	Libras	Kilonewton
10XH	T9DA2 68A	13	75.0 – 2.0=73.0	161.90	8.32	0.1214	10.0	0.0445	3131.24	13.93
11H	T7DK A99	8	82.8 – 2.0=80.8	146.27	15.00	0.1271	33.0	0.1468	5800.5	25.80
11H	T7DK A99	9	82.2 – 2.0=80.2	147.36	15.00	0.1271	33.0	0.1468	5833.5	25.95
12H	T9EB9 9A	6	79.3 – 2=76.3	154.90	8.44	0.1232	16.1	0.0716	3152.0	14.02

Como resultado de este análisis se obtiene que la flecha de todos los tazones listados trabajan con potencias menores que las permitidas por sus flechas de transmisión. Por ejemplo; los tazones 10XH y 11H tienen una flecha de $1\frac{7}{16}$ pulgadas y puede transmitir hasta 209 Hp. Para el modelo 12H la flecha es de $1\frac{11}{16}$ pulgadas y transmite hasta 347 Hp (Tabla C.3. Apéndice C).

6.0 Método gráfico de selección de bombas TVPP.

En este punto es posible terminar el proceso de selección del tazón comparando la eficiencia y el costo de adquisición de los tazones restantes (10XH, 11H y 12H).

A continuación se hace un listado de estos tazones ordenándolos de menor a mayor costo mostrando además, el número de impulsores y la eficiencia respectiva.

Ejemplo:

Modelo de Tazón	Número Diseño de Impulsor	Costo adquisición ^(A)	Número. de Impulsores	Eficiencia
11H	T7DKA99	\$ 34720.00	8	80.8
12H	T9EB99A	\$ 37963.00	6	76.3
11H	T7DKA99	\$ 38505.00	9	80.2
10XH	T9DA268A	\$ 47398.00	12	73.0

Evidentemente para este ejemplo el cuerpo de tazones seleccionado sería el de menor costo y mayor eficiencia. Entonces usaríamos el modelo 11H con 8 pasos (Ver Figura A2, Apéndice A).

6.2.5.b. Selección de la columna.

La carcasa de descarga del cuerpo de tazones es dimensionada para acomodar la capacidad producida por el tazón en el punto de mejor eficiencia con mínimas pérdidas por cortante. Entonces, el diámetro de la columna es seleccionado como una función del diámetro de la conexión del tazón de descarga.

En algunos casos, la longitud de la columna causa que las pérdidas por cortante de ésta sean significativas y se debe seleccionar un mayor diámetro de columna. El costo de la columna más grande en diámetro y las necesarias adaptaciones requeridas serían comparadas contra el ahorro de un motor más pequeño, equipo eléctrico asociado y costo de la potencia.

En otros casos, donde el costo inicial es el factor menos importante y el ensamble de la bomba es tal que las pérdidas por cortante adicionales son aceptables, un menor diámetro de columna sería usado.

Cuando una columna de menor diámetro es utilizada, una brida reductora de columna es requerida para adaptar esta menor columna al tazón usado. Esta brida reductora en la columna causa pérdidas por cortante adicionales debidas a la súbita reducción de diámetro.

Antes de continuar, se debe verificar el ensamble máximo de tubos de columna para el diámetro que está usándose por lo que nos referimos a la Tabla C.5, Apéndice C.

En el ejemplo se están utilizando 260 pies de columna estándar. Refiriéndonos a la Tabla C.5 encontramos que una columna de 8 pulgadas puede llegar a tener una longitud de 950 pies, por lo que puede ser usada esta columna y con esta longitud.

^(A) Precios de lista de Mayo del 2001 de la Empresa Fuerza Hidráulica S. A. De C. V. Fabricantes de bombas TVPP con tecnología Fairbanks Morse en Toluca Edo. De México.

6.2.6 Selección de la flecha.

La selección de la flecha de línea es una función de los requerimientos de potencia, de las restricciones de alargamiento de la flecha y de la carga axial requerida.

La potencia estimada del cuerpo de tazones y la carga axial han sido calculadas arriba, sin embargo debido a que la parte superior de la flecha de línea debe también soportar el peso de toda la flecha por abajo, es necesario calcular la carga axial total.

En el ejemplo, se encontró que los rangos de requerimiento de potencia son de 146.27 a 147.36 Hp y el rango de carga axial fue de a 5800.5 libras. Refiriéndonos a la Tabla C.7 Apéndice C la flecha de línea de $1\frac{7}{16}$ pulgadas de diámetro parece estar dentro de estos rangos y tiene un valor de $k_s = 6.0 \text{ lbs} \cdot \text{pie}^{-1}$. A continuación calculamos la carga axial debida al peso de la flecha de línea por medio de la fórmula siguiente:

$$CA = k_s \cdot L_f$$

En donde:

CA = Carga Axial debida al peso de la flecha de línea en Libras.

k_s = Peso unitario de la flecha de línea en Libras $\cdot \text{pie}^{-1}$ o Kilonewton $\cdot \text{m}^{-1}$.

L_f = Longitud de la flecha de línea en pies o metros.

En este caso se tiene:

$k_s = 6.00 \text{ Libras} \cdot \text{pie}^{-1}$

Ejemplo; $6.0 (260) = 1560 \text{ libras}$

Adicionamos esta CA a la del cuerpo de tazones 11H que fue de 5800.50 libras y obtenemos una Carga Axial Total de 7360.50 libras y para el cuerpo de tazones seleccionado modelo 11H que requiere 146.27 Hp de potencia, vemos que la flecha de $1\frac{7}{16}$ pulgadas de diámetro es adecuada.

6.2.7 Alargamiento de la flecha de línea.

Esta sección puede ser ignorada si la longitud de la columna es menor a 50 pies.

El alargamiento de la flecha de línea sería calculado y comparado con el alargamiento permitido a cada uno de los tazones y nos referimos a la sección de Datos Técnicos de la curva de operación de los tazones para encontrar este último valor.

Listamos los diámetros de los tazones, el diámetro de conexión, el diámetro de la flecha de línea seleccionada, el alargamiento disponible de la flecha, y las constantes de alargamiento dadas en la Tabla C.7, Apéndice C, para cada uno de los tazones en consideración. Los valores dados en esta Tabla dependen de la configuración de la flecha (abierta o cerrada), y del espesor de la pared de la columna (estándar o pared de $\frac{1}{4}$ de pulgada).

Ejemplo:

Modelo de Tazón	Diámetro de Columna	Diámetro de Flecha	Alargamiento disponible	Constantes de alargamiento	
				K	K'
11H	8 pulgadas	1 $\frac{7}{16}$ "	0.80 pulgadas	12.7257	3.5401

El alargamiento de la flecha en cada caso puede ahora ser calculado simplemente mediante la fórmula siguiente:

$$\delta = \frac{L_c(HK + 2HK' - L_c K')}{10,000,000} \text{ (s.g.)}$$

en donde:

δ = Alargamiento de la flecha de transmisión

L_c = Longitud de la columna = 260 pies

$L_c = ND + 10$ pies

H = Carga Total de las bomba = 369.10 pies

$K = 12.7257$

$K' = 3.5401$

s. g. = 1 (para el agua)

Haciendo operaciones para el tazón bajo consideración se obtiene:

Tazón	Alargamiento Disponible	Alargamiento calculado
11H	0.80 pulgadas	0.1661 pulgadas

6.3 Confirmación de la selección de los tazones

Para este ejemplo hemos supuesto que el de menor costo de adquisición es el criterio de selección final del tazón. Por lo que usaríamos el tazón modelo 11H con 8 pasos.

La carga total actual de los tazones puede calcularse ahora. En la selección inicial del tazón, las pérdidas en la columna no se conocían y estas se estimaron que eran igual a 5 pies por cada 100 pies de columna. Como ya seleccionamos el tazón 11H y la columna de 8" y flecha de 1 $\frac{7}{16}$ ", las pérdidas por cortante en la columna pueden calcularse.

Las pérdidas de carga por fricción en las columnas de descarga se dan en forma tabular según el fabricante, en nuestro caso, en el catálogo Fairbanks Morse Pumps (1999) los valores de estas pérdidas se presentan en la forma tabular siguiente:

Tabla 6.1 Pérdidas de carga en columnas de bombas TVPP.(Fairbanks Morse Pumps, 1999).

Tamaño de Columna y Funda Cerrada	Tamaño de Columna y flecha de línea abierta	Pérdidas por fricción en pies por 100 pies							
		1000 a 2600 GPM							
		1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
8" x 1½"	8" x 1"	1.90	2.60	3.50	4.50	5.50	6.70	7.90	9.40
8" x 2"	8" x 1¼"	3.30	4.50	5.95	7.55	9.40	12.5	15.1	
8" x 2½"	8" x 1½"								
	8" x 1⅜"	3.90	5.50	7.20	9.20	14.0			
10" x 2½"	10" x 1½"	1.00	1.38	1.81	2.30	2.88	3.50	4.10	4.80

Para 1268 GPM (0.08 m³ s⁻¹) y columna de 8" x 2½" x 1½" (lubricada por aceite o agua) las pérdidas son 6.078 pies por cada 100 pies de longitud de columna, valor que se obtiene por interpolación lineal. Entonces, las pérdidas por cortante en la columna son:

$$H_{fc} = L_c \frac{h_{fc}}{100}$$

en donde:

H_{fc} = Pérdidas de carga en la columna de descarga.

L_c = Longitud de la columna de descarga.

h_{fc} = Pérdidas de carga en la columna por cada 100 pies de longitud de la misma.

Sustituyendo valores, se obtiene:

$$H_{fc} = 260 \frac{6.078}{100} = 15.80 \text{ pies (4.82 m)}$$

Observemos que las pérdidas en el cabezal de descarga han sido descontadas por ser insignificantes (típicamente menores que 0.50 pies) cuando el diámetro de la brida de descarga es comparado con el diámetro del tazón de descarga.

La carga total de los tazones (excluyendo correcciones de materiales de fabricación y por número de pasos) puede ser calculada mediante la ecuación siguiente:

$$H_{Tt} = H_B + H_{fc} + H_{CD}$$

En esta ecuación se tiene:

H_{Tt} = Carga Total suministrada por los tazones en pies (o metros).

H_B = Carga Total suministrada por la bomba en pies (o metros).

H_{fc} = Pérdida de carga en la columna de descarga en pies (o metros).

H_{CD} = Pérdidas de carga en el Cabezal de Descarga (Despreciables).

6.0 Método gráfico de selección de bombas TVPP.

Ejemplo:

$$H_{Tt} = 360.00 + 15.80 = 375.80 \text{ pies (114.57 m).}$$

El número de pasos actual y la carga por paso pueden calcularse ahora.

El número de pasos (**NI**) se obtiene dividiendo la carga total de los tazones (**H_{Tt}**) entre la carga máxima por paso para el impulsor de diámetro máximo (**D_i = 7.75"**) (**h_{Tu}**) valor que se obtiene leyéndolo en la gráfica de operación de la bomba modelo 11H Figura A.1, Apéndice A.

Ejemplo:

$$NI = \frac{H_{Tt}}{h_{Tu}}$$

Como en esta ecuación:

$$H_{Tt} = 375.80 \text{ pies (114.57 m).}$$

$$h_{Tu} = 49.2 \text{ pies (15 m)}$$

Se tiene:

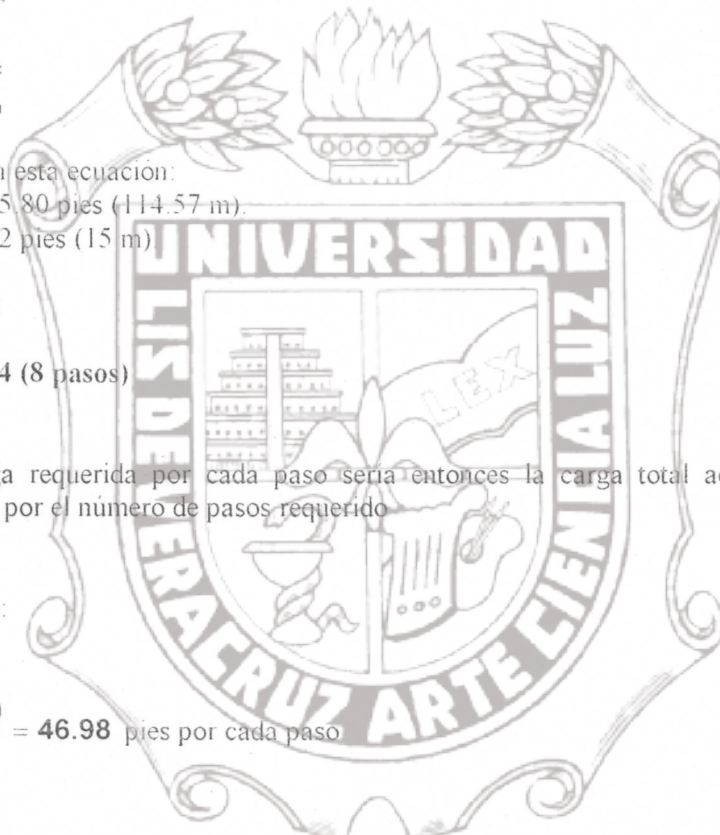
$$NI = 7.64 \text{ (8 pasos)}$$

La carga requerida por cada paso sería entonces la carga total actual de los tazones dividida por el número de pasos requerido

Ejemplo:

$$\frac{375.80}{8} = 46.98 \text{ pies por cada paso}$$

Las coordenadas del punto de operación para este ejemplo, son; **P₀**(1268 GPM, 46.98 pies) **P₀**(0.08 m³ · s⁻¹, 14.32 m), punto que se encuentra ubicado entre las curvas de operación correspondientes a los impulsores de diámetros 7.75 y 7.17 pulgadas (Ver Figura A.1. Apéndice A. De acuerdo con el método para determinar el diámetro del impulsor, dado en la sección 5.3.10, unimos los puntos (634 GPM, 0 pies) y **P₀**(1268 GPM, 48.11 pies) con una recta que prolongamos hasta intersectar la curva de operación del tazón 11H correspondiente al diámetro de impulsor igual a 7.75 pulgadas, lo que nos determina el punto **P₁** (1280 GPM, 49 pies), aplicando, a continuación, las ecuaciones (5.3.20) y (5.3.21) de la misma sección, obtenemos **D₀** igual a 7.67 pulgadas que es el diámetro del impulsor que produce la característica de operación solicitada.



6.3.1 Selección del motor accionador.

Para seleccionar el motor eléctrico, debe conocerse la carga axial total y la potencia al freno de la bomba.

La carga axial total ha sido previamente calculada; sin embargo, la carga tentativa de los tazones fue usada en estos cálculos. Como la carga total actual de los tazones ha sido ahora establecida, estos cálculos serían revisados usando la carga total correcta de los tazones y recordando incluir el peso de la flecha de línea tal como se calculó previamente.

Los cálculos iniciales de potencia fueron hechos usando pérdidas estimadas. La selección final puede realizarse calculando todas las pérdidas pertinentes. Estas pérdidas son: pérdidas en la flecha (PP_m) y pérdidas en el balero de carga axial (PP_{BCA}), la potencia total requerida en Hp se calcula con la ecuación (5.3.14), la cual se escribe:

$$P_T = P_B + PP_m + PP_{BCA}$$

En donde:

P_T = Potencia Total requerida en Hp.

P_B = Potencia requerida por los tazones en Hp.

PP_m = Pérdidas de potencia mecánicas por transmisión en Hp.

PP_{BCA} = Pérdidas de potencia por el Balero de Carga Axial del motor eléctrico en Hp.

La potencia requerida por los tazones (P_B), se calcula con la ecuación (D.6. Apéndice D), que se escribe:

$$P_T = \frac{QH_T (s.g.)}{K_{00} \eta_B}$$

En donde si utilizamos el sistema Inglés de unidades, se tiene:

$Q = 1268$ GPM.

$H_T = 375.80$ pies.

s.g. = Gravedad específica o peso específico relativo del fluido (para el agua s.g.=1).

$K_{00} = 3960$.

$\eta_B = 80.8\%$.

Por lo que, al sustituir estos valores en la ecuación obtenemos:

$$P_T = 148.92 \text{ Hp.}$$

Las pérdidas de potencia en la flecha de transmisión (PP_m) pueden calcularse con ayuda de la Tabla C.8, Apéndice C. Esta Tabla está basada sobre flechas de línea cerradas y con chumaceras centradas cada 5 pies. Sin embargo, los valores de estas pérdidas también pueden usarse para flechas abiertas (lubricadas por agua).

6.0 Método gráfico de selección de bombas TVPP.

Ejemplo; 250 pies de $1\frac{1}{2}$ pulgadas de diámetro de flecha de línea a 1800 RPM

$$PP_m = L_c \frac{PP_{mu}}{100}$$

en donde:

PP_m = Pérdidas de potencia mecánica por transmisión en Hp.

L_c = Longitud de la columna de descarga en pies.

PP_{mu} = Pérdidas de potencia mecánica por cada 100 pies de longitud de flecha.

Como:

L_c = 260 pies.

PP_{mu} = 1.20 Hp. (Ver Tabla C.8, Apéndice C).

Sustituyendo valores, se obtiene:

$$PP_m = 3.12 \text{ Hp.}$$

Las pérdidas en el balero de carga axial pueden ser calculadas como sigue:

$$PP_{BCA} = 0.0075 \left(\frac{N}{100} \right) \left(\frac{CAT}{1000} \right)$$

en donde:

PP_{BCA} = Pérdidas en el balero de carga axial.

N = Velocidad de operación de la bomba (1770 RPM)

CAT = Carga Axial Total (7360.50 Libras)

Sustituyendo valores obtenemos:

$$PP_{BCA} = 0.98 \text{ Hp.}$$

La potencia al freno puede ser calculada ahora como sigue:

$$P_T = 148.92 + 3.12 + 0.98 = 153.02 \text{ Hp.}$$

Refiriéndonos a los datos de los fabricantes de motores, el motor de 200 HP suministra la potencia al freno requerida y una carga axial total máxima de 6400 libras (Ver Tabla C.9, Apéndice C). Si la carga axial total se excediera del máximo rango de carga axial del motor, entonces este debe ordenarse con una extra elevada carga axial, en este caso con una carga axial del balero igual a 12000 Libras.

La eficiencia de la bomba puede ser calculada ahora, despejándola de la ecuación (D.6. Apéndice D) resultando:

$$\eta_B = \frac{QH_T \text{ s.g.}}{K_{00} P_T}$$

Utilizando el sistema Internacional de unidades, los valores son:

$Q = 80.0$ Litros por Segundo (LPS).

$H_T = 114.57$ m.

s.g. = Gravedad específica (para el agua s.g. = 1).

$P_T = 153.02$ Hp.

$K_{00} = 74.57$.

Entonces:

$$\eta_B = 80.32 \%$$

La potencia de entrada al motor puede ser calculada ahora.

$$P_E = \frac{P_s}{\eta_m}$$

en donde:

P_E = Potencia de entrada del motor.

P_s = Potencia de salida (indicada en la placa) del motor.

η_m = Eficiencia del motor (%).

Ejemplo:

$$P_E = \frac{200}{0.93} = 215.05 \text{ Hp}$$

La eficiencia estimada del motor resulta de:

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_E + PP_{BCA}}$$

en donde:

η_m = Eficiencia del motor.

P_s = Potencia de salida (indicada en la placa) del motor.

P_E = Potencia de entrada del motor.

PP_{BCA} = Pérdidas de potencia en el balero de carga axial.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana



Ejemplo:

$$\eta_m = \frac{200}{215.05 + 0.98} = 92.60\%$$

La eficiencia global se calcula utilizando la ecuación D.8. Apéndice D, que se escribe:

$$\eta_o = \eta_b \eta_m$$

en donde:

η_G = Eficiencia Global del grupo bomba-motor.

η_B = Eficiencia de la bomba.

η_m = Eficiencia del motor.

Ejemplo:

$$\eta_o = (0.808)(0.9260)(100) = 0.7482(74.82\%)$$

6.3.2 Confirmación de la selección de la flecha de línea.

Teniendo calculados la potencia al freno y la carga axial total de la bomba, se puede confirmar la selección de la flecha de línea.

Utilizando la potencia al freno de 148.37 Hp y la CAT de la bomba de 4917.02 libras, nos referimos a la Tabla C.6. Apéndice C para determinar si la flecha de línea de $1\frac{1}{2}$ pulgadas es adecuada, en la Tabla mencionada para esta flecha a 1770 RPM y hasta 5000 libras de carga axial total la flecha resiste una potencia máxima disponible de 203.0 Hp por lo que es adecuada para la aplicación mencionada.

Es necesario verificar el alargamiento de la flecha utilizando la carga total actual de los tazones en lugar de la carga tentativa usada en los cálculos originales. Haciendo esto encontramos que el alargamiento es igual a:

$$\delta = \frac{L_c (H_T K + 2H_T K' - L_c K') (s.g.)}{10,000,000}$$

Los valores de **K** y **K'** se determinan en la Tabla C.7, Apéndice 7 y resultan iguales a:

$$K = 14.7582$$

$$K' = 3.9623$$

Las literales **L_C**, **H_T** y **s. g.** Ya se definieron arriba así como sus valores, los cuales al ser sustituidos en la ecuación resulta:

$$\delta = \frac{260[(375.80)(14.7582) + [(2)(375.80)(3.9623) - (260)(3.9623)]]}{10,000,000} (1) = 0.1948$$

El alargamiento se lee, 194.8 milésimas de pulgada.

Este último alargamiento es menor aún que el máximo disponible de 800 milésimas de pulgadas del tazón 11H.

6.3.3 Selección del cabezal de descarga.

El diámetro del cabezal de descarga se determina tomando como base el diámetro de la placa base del motor, el peso colgante, la presión de la descarga y la capacidad bombeada. La práctica usual es seleccionar el cabezal que tenga un diámetro de la base igual al diámetro de la base del motor.

Sobre la profundidad del ensamble de la bomba (no excediendo los 300 pies) el factor más significativo en la selección del cabezal es determinar cual cabezal puede soportar la carga del peso colgante. Este valor puede ser determinado en la Tabla C.5, Apéndice C. El peso colgando incluye el cuerpo de tazones, el tubo de columna, flechas, tubo funda, cabezal de descarga y caja de empaque.

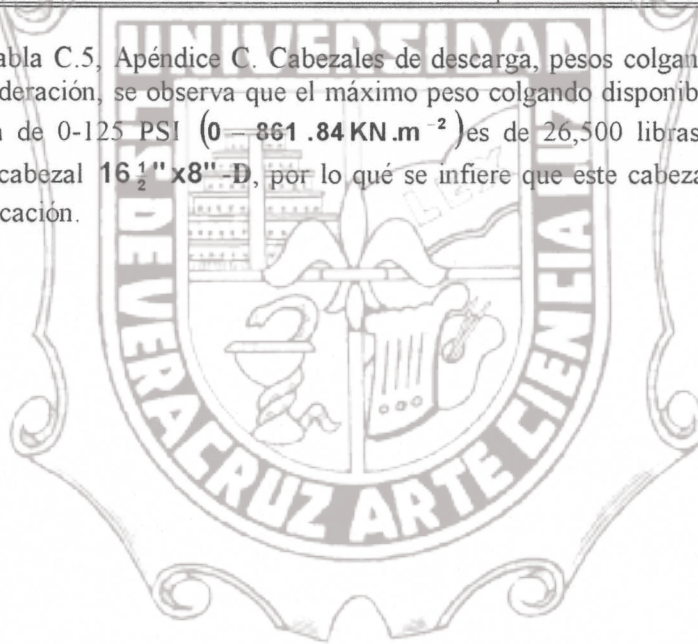
Como el diámetro de la carcasa del tazón de descarga es 8 pulgadas y el diámetro de la base del motor es $16\frac{1}{2}$ pulgadas, el tamaño nominal del cabezal es de $16\frac{1}{2}'' \times 8''$.

Para determinar correctamente el cabezal de descarga adecuado, se hacen los siguientes cálculos de pesos obteniendo estos de la sección de datos técnicos y curvas características de operación. (Ver Tablas E.1, E.2, E.3 y E.4, Apéndice E).

Ejemplo:

Descripción	Peso	
	Libras	Newtons
8 pasos cuerpo de tazones Modelo 11H	1395.00	6205.70
260 pies Columna de 8" pared estándar (22.36 $\frac{\text{Lbs}}{\text{pie}}$)	5813.60	25860.18
25 Coples de 8" de diámetro (23.90 $\frac{\text{Lbs}}{\text{Cople}}$)	597.50	2657.81
260 pies de tubo funda de 2 1/2" (7.66 $\frac{\text{Lbs}}{\text{pie}}$)	1991.60	8859.08
51 Chumaceras unión de bronce (5 $\frac{\text{Lbs}}{\text{Chumacera}}$)	255.00	1134.30
260 pies flecha de línea de 1 1/2" (7.60 $\frac{\text{Lbs}}{\text{pie}}$)	1976.00	8790.00
26 Coples rígidos para flecha de 1 1/2" (2.30 $\frac{\text{Lbs}}{\text{Cople}}$)	59.80	266.00
16 1/2" x 8" D Cabezal de descarga	476.00	2117.35
TOTAL	12564.50	55890.42

En la Tabla C.5, Apéndice C. Cabezales de descarga, pesos colgando. Para los cabezales en consideración, se observa que el máximo peso colgando disponible para una presión de descarga de 0-125 PSI (0 - 861.84 KN.m⁻²) es de 26,500 libras (117.88 Kilonewton) para el cabezal 16 1/2" x 8" -D, por lo que se infiere que este cabezal es el adecuado para esta aplicación.



Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

6.4 Método gráfico. Selección de una bomba TVPP.

Se desea seleccionar una bomba TVPP en un pozo con un prediseño como el esquematizado en la Figura 6.1

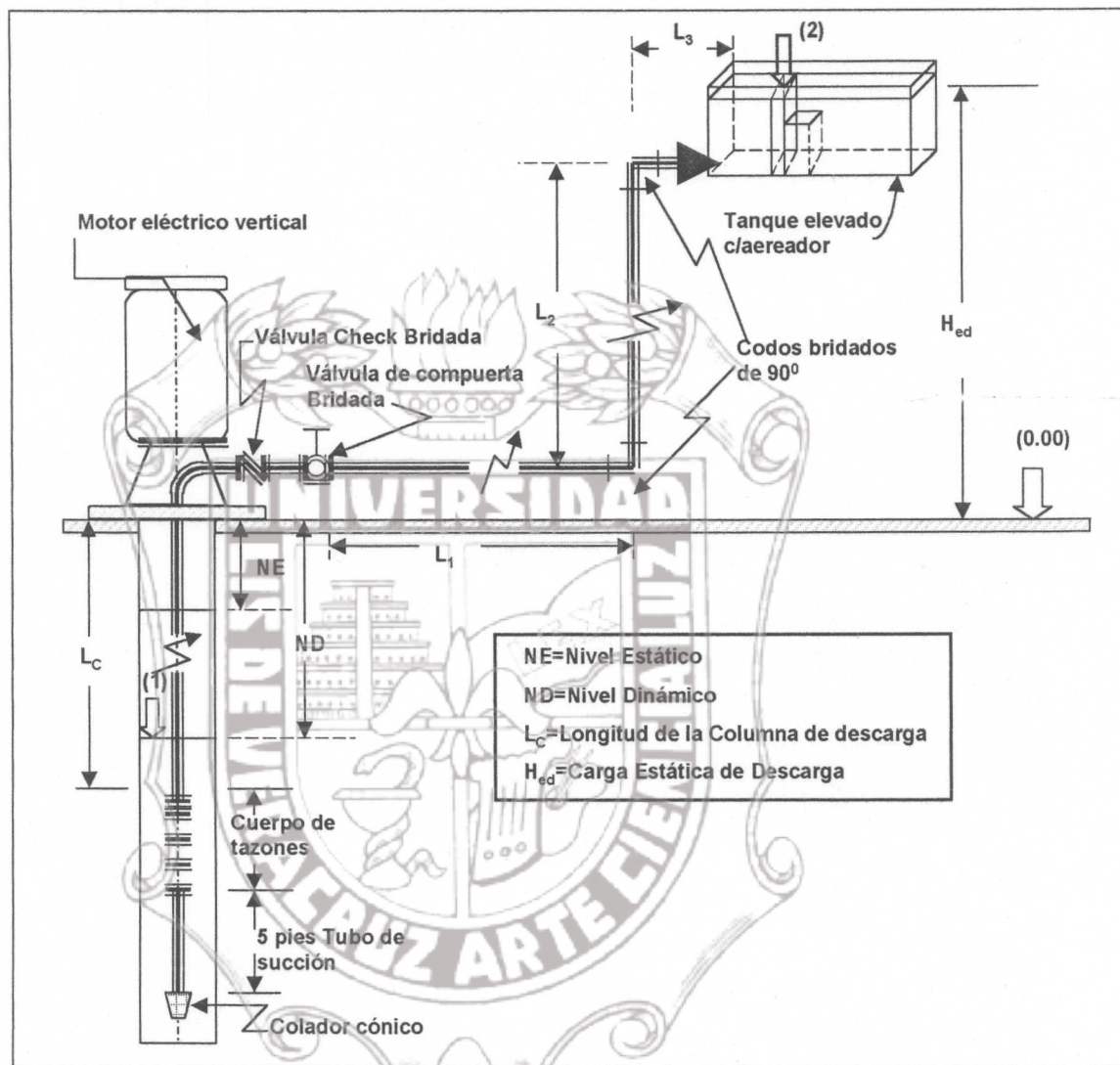


Figura 6.1 Esquema de equipamiento de un pozo profundo.

6.4.1 Requerimientos de bombeo y del pozo.

Este pozo se debe explotar de acuerdo con los siguientes requerimientos:

$$Q_0 = 0.08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ (1268 GPM).}$$

$$L_c = 79.30 \text{ m (260 pies); } (L_c = ND + 10 \text{ pies).}$$

$$H_{ed} = 33.54 \text{ m (110 pies).}$$

Diámetro de Ademe = 0.3048 m (12 pulgadas).

$$ND = 76.22 \text{ m (250 pies).}$$

$$N = 1770 \text{ RPM.}$$

Accionador tipo; motor eléctrico vertical flecha hueca, 3 fases, 60 Hertz. 440 volts.

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

Para determinar, tal como dijimos en la sección (5.3.1) inciso 1, el diámetro de la tubería de descarga, utilizamos la ecuación (5.3.0) que se escribe (Streeter V. L. y otros,2000):

$$D_d = 0.66 \left[\varepsilon^{1.25} \left(\frac{LQ^2}{gH_f} \right)^{4.75} + vQ^{9.4} \left(\frac{L}{gH_f} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

Y con los datos dados sustituidos en esta ecuación se obtiene; $D = 0.1715$ m (6.75 pulgadas) de diámetro de descarga el valor comercial Nominal de 8 pulgadas de tubería de Asbesto Cemento será el adecuado para la línea de descarga, la cual tiene un diámetro interior $D_i = 0.1991$ m (0.6532 pies) y las siguientes longitudes de la tubería de descarga son:

- $L_1 = 1968$ pies (600.00 m)
- $L_2 = 104$ pies (31.71 m)
- $L_3 = 4$ pies (1.22 m)
- $L_T = 2076$ pies (632.93 m)

Para tubería de Asbesto-Cemento $\varepsilon = 1.5244 \times 10^{-6}$ m (5.00×10^{-6} pies). Se bombea agua a 15°C $v = 1.141 \times 10^{-6}$ m². s⁻¹ ($v = 1.217 \times 10^{-5}$ pies². s⁻¹).

La instalación tiene los siguientes accesorios:

Cantidad	Accesorios	K
1	Válvula Check bridada de 8 Pulgadas de Diámetro.	0.700
1	Válvula de Compuerta bridada de 8 pulgadas de Diámetro.	0.112
2	Codos bridados de 90° x8 pulgadas ($K_u = 0.196$).	0.392
1	Inserción a tanque aerador.	0.500
	$\Sigma K =$	1.704

NOTA; Los valores de **K** se calcularon de acuerdo con los valores dados por CRANE Co. (Technical Paper No.410, dados en las Tablas B₂, B₃ y B₉, respectivamente, Apéndice B).

SOLUCION (Sistema Internacional de unidades).

Cálculo de la carga total del sistema (H_{TPI}).

En el Sistema Inglés de Unidades, el cálculo de H_{TPI} lo realizamos a partir de la ecuación:

$$H_{TPI} = ND + H_{ed} + H_{fC} + H_{fTR} + H_{fm} \tag{6.4.1}$$

En este caso se tiene:

$$ND = 76.22 \text{ m.}$$

$$H_{ed} = 33.54 \text{ m.}$$

Las pérdidas de carga y menores las calculamos, tal como se vió en el capítulo 5, sección 5.3, con la ecuación de Darcy-Weisbach, la cual se escribe en función del gasto:

$$H_{fTR} = C_1 f Q_{TPi}^2$$

y

$$H_{fm} = C_2 Q_{TPi}^2$$

en donde, el gasto Q_{TPi} es el gasto total de varios pozos conectados en paralelo, en este caso se trata de una bomba operando sola, por lo que el gasto de operación lo llamaremos Q_i , el cual está dado en metros cúbicos por segundo, entonces, específicamente se tiene:

$$C_1 = \frac{8L_T}{\pi^2 g D_i^5} = 167,326.05$$

y

$$C_2 = \frac{8 \sum K}{\pi^2 g D_i^4} = 89.70$$

en estas relaciones las literales tienen el significado siguiente:

L_T = Longitud Total de la línea de descarga = 2076 pies (632.93 m).

g = Constante gravitatoria = 32.2 pies . s⁻² = 9.80 m . s⁻².

D_i = Diámetro interior de la línea de descarga (8 pulgadas, nominal = 0.1991 m).

$\sum K$ = Suma de los valores de los coeficientes de pérdidas menores = 1.704.

Substituyendo estos valores en (6.4.1), se tiene:

$$H_{TPi} = 76.22 + 33.54 + H_{fc} + Q_i^2 (167325 .05f + 89.70) \tag{6.4.2}$$

Como la columna de descarga no ha sido seleccionada, no podemos conocer las pérdidas de carga (H_{fc}) en esta columna, valor que es el único que falta para determinar la carga total H_{TPi} , por lo cual, calculamos una carga tentativa H'_{TPi} que la hacemos igual al 5% de la longitud de la columna, es decir

$$H'_{fc} = \frac{5}{100} (79.30) = 3.965 \text{ m}$$

entonces (6.4.2) se escribe

$$H'_{TPi} = 113.72 + Q_i^2 (167325.05f + 89.70) \tag{6.4.3}$$

f es el factor de fricción de la ecuación de Darcy-Weisbach y tal como se vio en la sección (4.2.2) ecuación (4.2.4) o (4.2.5), f se calcula con la ecuación de Colebrook-White (C-W) o de Haaland (Ha) respectivamente.

Cómo:

ϵ =Rugosidad absoluta de la pared de la tubería de descarga = 1.5244×10^{-6} m (5×10^{-6} pies).

ν =Viscosidad cinemática del agua = 1.141×10^{-6} m². s⁻¹ (agua a 15°C).

Q_i =Gasto de diseño =1268 GPM (2.8251 pies³. s⁻¹).

D_i =Diámetro de la tubería de descarga =0.6532 pies.

De la ecuación de Haaland (4.2.5) obtenemos:

$$f = 0.0135102$$

Substituyendo esto valor en (6.4.3), y haciendo operaciones, encontramos

$$H'_{TPI} = 128.77 \text{ m}$$

Que es una carga tentativa calculada suponiendo una pérdida de carga en la columna del 5% del valor de la longitud de la misma. Con esta carga tentativa, sin embargo, se puede calcular el número de impulsores que deben ensamblarse en serie para que la bomba suministre, un gasto Q_i de $0.08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (1268 GPM), a la carga total tentativa $H'_{TPI} = 128.77$ m (422.37 pies). Para lo cual se revisa el catálogo de curvas en colina o de cobertura de operación a 1800 RPM, del fabricante (ver Figura A.1, Apéndice A) y en este caso, vemos que las bombas que son capaces de suministrar el gasto de $0.08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (1268 GPM) son los modelos 10XH, 11H, 12H, 12M y 14M. Diseño-7000.

Procedemos a eliminar los tazones modelo 12 M y 14 M ya que físicamente no pueden instalarse en el pozo de ademe igual a 12 pulgadas, el tazón 12 M tiene un diámetro exterior de 12.26 pulgadas y el 14 M de 14 pulgadas, además los tazones 10XH y 12 H se eliminan por tener eficiencias menores que el modelo 11H.

Para establecer el número de pasos (impulsores) en serie del ensamble de tazones seleccionado (11H), nos referimos a la curva específica de comportamiento hidráulico del tazón 11 H el cual para el diámetro de impulsor $D_i = 7.75$ pulgadas (196.85 mm) y $Q_i = 0.08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (1268 GPM) proporciona una carga unitaria $H_u = 14.94$ m (49 pies), con lo cual se determina el número de impulsores o tazones (NI) que se requieren en el cuerpo de la bomba, resultando de:

$$NI = \frac{128.77}{14.94} = 8.62 \Rightarrow 9 \text{ Impulsores.}$$

En la curva de operación sección de *datos técnicos* de la bomba modelo 11 H (ver Figura A1. Apéndice A, observamos que el tazón de descarga tiene un diámetro nominal de 8" y una flecha de transmisión de $1\frac{7}{16}$ pulgadas, por lo que, en la Tabla Pérdidas por fricción en la Columna de la sección Application & Reference Data, (Fairbanks Morse Pumps, 1999). la Columna de descarga de $8 \times 2\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2}$ pulgadas tiene una pérdida igual a $H_{FC} = 1.8530$ m (6.078 pies) por cada 30.4878 m (100 pies) de longitud de la columna, para $Q = 0.08$ m³. s⁻¹ (1268.00 GPM), esta pérdida se obtuvo por interpolación lineal y para $L_C = 79.30$ m (260 pies) la pérdida tentativa vale 4.82 m (15.80 pies).

Este valor (H_{FC}) es mayor que el inicialmente utilizado como tentativo $H'_{FC} = 3.965$ m (13.00 pies), lo cual representa el 6.08% de la longitud de la columna (79.30 m), lo que excede el valor inicialmente utilizado del 5% de su longitud.

Es necesario utilizar entonces, la columna inmediatamente superior que es de $10" \times 2\frac{1}{2}" \times 1\frac{1}{2}"$, la cual tiene una pérdida de carga, según la Tabla 6.1 igual a 1.5262 Hp por cada 100 pies (30.4878 m) de longitud, por lo que:

$$H_{FC10} = \frac{1.5262}{100} (260) = 3.9681 \text{ pies (1.21 m).}$$

La carga Total del sistema, con f calculado con la ecuación de H_a ($f = 0.0135102$) y la columna de 10 pulgadas, resulta igual a:

$$H_{TPI} = 126.01 \text{ m (413.31 pies).}$$

6.4.2 Curva característica de operación de la bomba

El cuerpo de tazones se selecciona en este punto, después de un breve análisis económico, comparando los precios y las eficiencias de los modelos analizados y se determina utilizar el modelo 11H (Figura A1. Apéndice A). El comportamiento hidráulico de este modelo, con impulsores de diámetros 7.75 (196.85 mm), 7.17 (182.118 mm) y 6.58 pulgadas (167.132 mm) así como también las curvas de eficiencia en colina, los valores de la NPSHR vs Gasto y Potencia vs Gasto y finalmente nos suministra, las secciones de; correcciones de eficiencia, Dimensiones y Datos Técnicos.

Para poder utilizar el sistema Internacional de unidades en la selección de estas bombas, es necesario transformar las características de operación publicadas por los fabricantes en el sistema Inglés de unidades al sistema Internacional, para lo cual utilizamos el método de la sección 5.1.7 con lo cual determinamos los coeficientes de la ecuación (5.1.18), que se escribe:

$$H_i = a_1 + b_1 Q_i + c_1 Q_i^2 + k_1 Q_i^3$$

Entonces, para cada diámetro del impulsor dado en la curva de la Figura A2. Apéndice A, se obtienen las ecuaciones siguientes:

Para $D_i = 196.85$ mm (7.75 pulgadas).

$$H_B = 22.94 - 159.67Q_i + 1915.34Q_i^2 - 14623.4Q_i^3$$

$$R^2 = 0.9984.$$

Para $D_i = 182.118$ mm (7.17 pulgadas)

$$H_B = 19.0975 - 102.2717Q_i + 1137.376Q_i^2 - 12011.9278Q_i^3$$

$$R^2 = 0.9977$$

Para $D_i = 167.132$ mm (6.58 pulgadas).

$$H_B = 16.11 - 85.51Q_i + 804.8836Q_i^2 - 10287.95Q_i^3$$

$$R^2 = 0.9986.$$

Además:

$$NPSHR = 2.6537 + 3.4082Q_i - 158.599Q_i^2 + 2290.9127Q_i^3$$

$$R^2 = 0.9950.$$

$$\eta_B = -3.513 + 2116.19Q_i - 12519.06Q_i^2 - 9615.6Q_i^3$$

En estas ecuaciones Q está dado en $m^3 \cdot s^{-1}$ y H_B se obtiene en metros, $NPSHR$ se obtiene también en metros y la Eficiencia en por ciento. El coeficiente de correlación R^2 indica el grado de aproximación de la ecuación de tendencia al valor empírico. Además estas ecuaciones son válidas cuando:

$$0 \leq Q_i (m^3 \cdot s^{-1}) \leq 0.10$$

A continuación se determina si o no la flecha del cuerpo de tazones es capaz de soportar la potencia en H_p de la bomba y la carga axial. Para hacer esto determinamos la eficiencia de la bomba y las constantes K_t y K_a . Esta información puede ser encontrada en la sección de Datos Técnicos de la curva $11H$, al determinar la eficiencia de la bomba debemos asegurarnos de corregir esta debido al número de pasos o por materiales especiales de fabricación de los tazones, distintos del estándar. En la curva de operación, sección de correcciones de eficiencia, se muestran estas correcciones debidas al número de pasos y las causadas por los materiales de fabricación distintos del estándar.

La potencia requerida por los tazones, se calcula, de acuerdo con la ecuación (D.6), Apéndice D, en donde $K_{00} = 0.07457$ y $s.g. = 1$, esta ecuación se escribe:

$$P_B = \frac{Q_i H_{TPI} s.g.}{K_{00} \eta_B}$$

Y η_B = Eficiencia de la bomba, la cual se debe corregir restándole 2 puntos de acuerdo con las indicaciones de la Tabla C.2. Apéndice C, por lo que esta eficiencia vale; $\eta_B = 0.825 - 0.02 = 0.805$. Sustituyendo este valor en la ecuación de la potencia P_B , se obtiene:

$$P_B = 164.77 H_p.$$

La carga axial (empuje) actuando sobre la flecha del cuerpo de tazones (**CAB**) se calcula por medio de la fórmula siguiente:

$$\mathbf{CAB} = (\mathbf{K}_t \cdot \mathbf{H}_{Tpi}) + (\mathbf{K}_a \cdot \mathbf{NI}) \quad (6.4.6)$$

En donde:

CAB =Carga axial actuando sobre la Bomba (cuerpo de tazones).

K_t =Factor de carga axial.

H_{Tpi} =Carga Total del sistema.

K_a = Peso del rotor por paso.

NI =Número de impulsores.

Para el impulsor 11 H, se tiene:

$$\mathbf{CAB} = [(15.0)(413.31) + (33)(9)] = 6496.70 \text{ libras (28.90 Kilonewtons).}$$

En la Tabla C.3 apéndice C, encontramos que para 5000 libras (22.24 Kilonewton) de carga axial el modelo 11 H (flecha de 1 $\frac{1}{8}$ pulgadas) para 1770 RPM es capaz de soportar hasta 199 Hp (potencia al freno en Hp), entonces el modelo de bomba seleccionado está dentro de estos límites.

Como el ensamble de la bomba tiene Nueve (9) impulsores conectados en serie, entonces la carga total real unitaria vale

$$\mathbf{H}_u = \frac{126.01}{9} = 14.00 \text{ m (45.92 pies)}$$

Es decir, el punto de operación se encuentra ubicado en 0.08 m³ · s⁻¹ (1268 GPM) y 14.0 m (45.92 pies). En la curva de operación del modelo 11 H seleccionado (Figura A1, Apéndice A) observamos que este punto (**P₀**) se ubica entre las curvas de operación correspondientes a los impulsores de 196.85 mm y 182.118 mm (7.75 y 7.17 pulgadas) y de acuerdo con el método simplificado para determinar el diámetro exacto, se traza la tangente a la parábola de correspondencia, para lo cual unimos con una recta los puntos 634 GPM en el eje de las abscisas y el punto **P₀**, prolongamos esta tangente hasta intersectar la curva de operación para el diámetro de 7.75 pulgadas y se determina el punto **P₁**(0.08107 m³ · s⁻¹, 14.94 m)(1280 GPM, 49 pies). Con las características para **P₀** y **P₁**, se obtiene, aplicando la ecuación de similitud, el diámetro del impulsor requerido para obtener la operación en las condiciones dadas **P₀**(0.08 m³ · s⁻¹, 14.04 m) (1268 GPM, 46.05 pies), como sigue:

$$\mathbf{D}_0 = \frac{\mathbf{Q}_0}{\mathbf{Q}_1} \mathbf{D}_1 = \frac{1268}{1280} (7.75") = 7.67 \text{ pulgadas (194.31 mm)}$$

En la Figura 6.2, se grafica la característica de operación para cada uno de los impulsores dados (D_i) y se añade la característica del sistema (H_{TPI}) en el sistema Internacional de unidades y en la parte superior derecha se identifican estas curvas

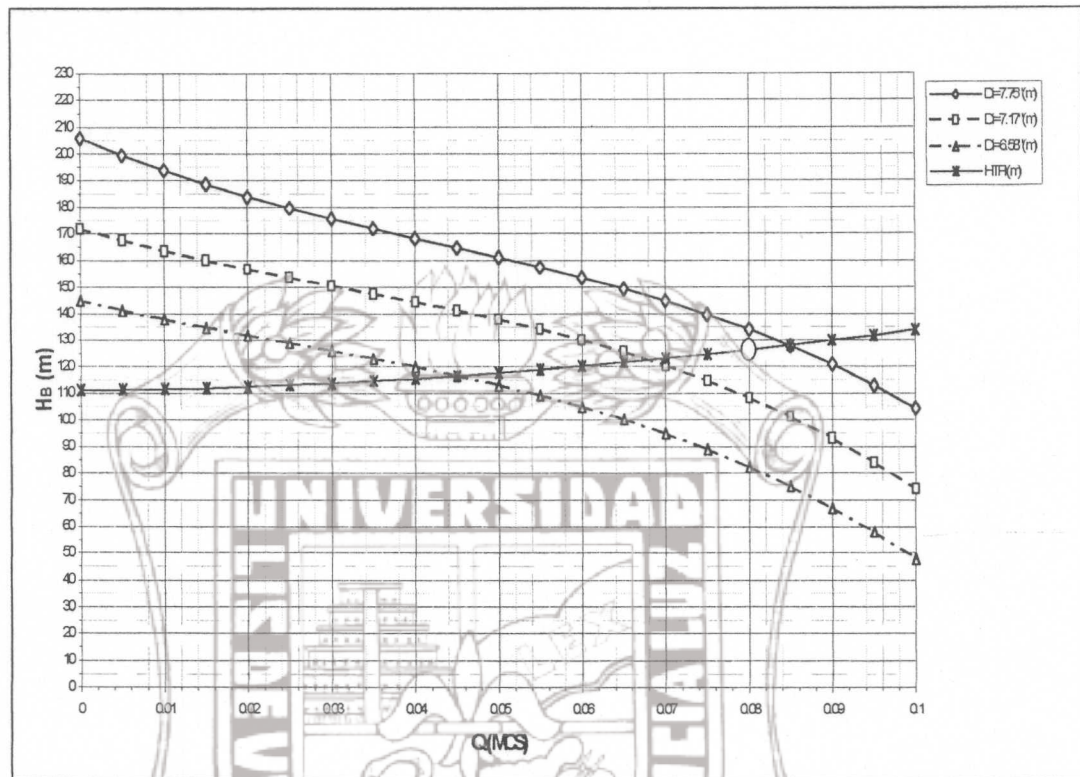


Figura 6.2 Bomba TVPP Modelo 11H @ 1770 RPM con 9 Impulsores.

6.4.3 Cálculo de la carga axial total.

Esta carga se calcula con la ecuación (5.3.13), sección (5.3.6), la cual escribimos:

$$CAT = (K_t H) + (K_a (NI)) + (K_s L_f)$$

en donde

$K_t = 15.0$ Libras.pie⁻¹ (factor de carga axial hidráulica).

$H = 126.01$ m (413.31 pies).

$K_a = 33$ Libras . paso⁻¹.

$(NI) = 9$ pasos (impulsores en serie).

$K_s = 6.0$ Libras.pie⁻¹ (ver Tabla C.7, Anexo C).

$L_f = 79.30$ m (260 pies.).

Sustituyendo estos valores en la ecuación anterior y haciendo operaciones obtenemos:

$$\text{CAT} = 8056.65 \text{ Libras (35.84 Kilonewton)}.$$

6.4.4 Cálculo de la potencia requerida total.

La potencia total, se calcula con la fórmula siguiente:

$$P_T = P_B + PP_m + PP_{BCA} \quad (6.4.7)$$

en donde:

P_T =Potencia total requerida en Hp.

P_B =Potencia requerida por los tazones en Hp.

PP_m =Pérdidas mecánicas por transmisión en Hp.

PP_{BCA} =Pérdidas de potencia en el Balero de Carga Axial del motor en Hp.

La potencia de la bomba P_B ya la calculamos mas arriba y es igual a $P_B = 164.77$ Hp los valores de las pérdidas mecánicas por transmisión son dadas en la Tabla C.8, Apéndice C.

$$PP_m = \frac{1.20}{100} (260) = 3.12 \text{ Hp.}$$

Las pérdidas en el Balero de Carga Axial del motor, se calculan con la fórmula siguiente:

$$PP_{BCA} = 0.0075 \left(\frac{1770}{100} \right) \left(\frac{8065.65}{1000} \right) = 1.07 \text{ Hp.}$$

Sustituyendo en (6.4.7) estos valores, se obtiene:

$$P_T = 168.96 \text{ Hp.}$$

El motor eléctrico vertical adecuado para suministrar esta potencia es de 200 Hp 4 polos 1770 RPM 3/220/440 volts 60 Hertz $\left(\frac{\text{ciclos}}{\text{segundo}} \right)$ y en la Tabla C.9 Dimensiones de motores eléctricos verticales de flecha hueca, del apéndice C, se lee. Motor de 200 Hp, 4 polos, 1770 RPM, 3 fases, 220/440 volts, 60 ciclos por segundo. Dimensiones de CD = 40.438 pulgadas y BD = $16 \frac{1}{2}$ pulgadas, con una CAT máxima que resiste el balero de carga axial de este motor igual a 28.47 Kilonewton (6400 Libras.). Este motor deberá suministrarse con balero de extra carga axial (12600.00 Libras, aproximadamente) para que resista la carga axial calculada.

El cabezal de descarga para este caso corresponde al de las dimensiones de $16 \frac{1}{2} \times 8$ pulgadas con una altura T = 21.50 pulgadas (1.7916 pies). Cabezal tipo D.

Alargamiento de la flecha de transmisión.

Para calcular el alargamiento se determina, primero, la longitud total de la flecha de transmisión, como sigue:

$$L_r = L_c + T + CD$$

en donde:

L_r = Longitud de la flecha de transmisión completa

L_c = 79.30 m (260 pies) = Longitud de la columna de descarga

T = 0.5461 m (21.5 pulgadas) (1.7916 pies) = Altura del cabezal de descarga seleccionado;

CD = 1.027 m (40.438 pulgadas) (3.37 pies) = Altura del motor seleccionado (ver Tabla C.9, Apéndice C).

Sustituyendo valores en la ecuación anterior se obtiene:

$$L_r = 80.8731 \text{ m (265.26 pies)}$$

El alargamiento de la flecha se calcula, tal como se hizo en la sección 6.2, mediante la fórmula siguiente:

$$\delta = \frac{L_r (HK + 2HK' - L_r K') \text{ s.g.}}{10,000,000}$$

en donde:

L_r = Longitud de la flecha de transmisión (265.26 pies).

$H = H_{TP1} = 126.01 \text{ m (413.31 pies)}$.

$K = 14.7582$ (Tabla C.7, Apéndice C).

$K' = 3.9623$ (Tabla C.7, Apéndice C).

s.g. = Gravedad específica (para el agua s.g. = 1).

Sustituyendo valores se obtiene:

$$\delta = 0.2208 \text{ pulgadas}$$

En la sección de datos técnicos de la curva de operación del modelo 11 H (Figura A.2 Apéndice A) observamos que el máximo alargamiento permitido a la flecha de transmisión vale 0.830 pulgadas (830 milésimas de pulgada), valor que es muy superior al calculado, lo que nos indica que la flecha de transmisión ha sido bien seleccionada.

6.4.4.a Correcciones a los valores de Carga Axial Total (CAT) y Potencia requerida total.

6.4.4.a.1 Modificaciones al valor de la Carga Axial Total (CAT).

En este caso el tercer factor de la fórmula para calcular la CAT, es el que cambia, debido a que se había tomado como longitud de la flecha el de 79.30 m (260 pies) únicamente, y como la flecha de transmisión tiene una longitud real de 80.8731 m (265.26 pies), la CAT se modifica al valor siguiente:

CAT = 8088.21 Libras (35.98 Kilonewton)

Valor que resulta menor que el máximo que soporta la flecha de transmisión de diámetro $1\frac{7}{16}$ pulgadas y que es de; 88.96 Kilonewton (20,000 libras) (Ver Tabla C.6, Apéndice C).

6.4.4.a.2 Corrección al valor de la potencia total (P_T).

Se observa en la ecuación (6.4.7), que los valores que se modifican por considerar la longitud total de la flecha de transmisión son; las pérdidas mecánicas (PP_m) y las pérdidas de carga por el balero de carga axial (PP_{BCA}), por lo que la potencia requerida total es:

P_T =168.964 Hp.

El equipo seleccionado se describe en la Tabla 6.4.1 siguiente:

Tabla 6.4.1 Descripción del equipo de bombeo completo.

CONCEPTO	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO ¹	IMPORTE
Motor eléctrico vertical, flecha hueca abierto a prueba de goteo de 200 Hp. 4 polos 1770 RPM. 3/220/440/60 Hertz	1	Pieza	56,191.00	56,191.00
Cabezal de descarga tamaño 16 1/2" x10" x8" con lubricador por aceite	1	Pieza	\$10,293.00	\$10,293.00
Columna de descarga de 10" x2 1/2" x1 1/2" Lubricada por aceite en tramos de 3.05 m (10 pies)	79.30 m (260 pies)	metro.	\$2,293.11	\$181,843.62
Cuerpo de tazones, modelo 11H @1770 RPM con 9 (nueve) impulsores de 7.67 pulgadas (195 mm) de diámetro cada uno.	1	Pieza	\$38,505.00	\$38,505.00
Tubo de succión con colador cónico de 10 pulgadas (254 mm) de diámetro.	1	Pieza	\$6,132.00	\$6,132.00
TOTAL sin IVA =				\$292,964.62

¹ Precios de Mayo de 2001 de la Empresa Fuerza Hidráulica S. A. De C. V.

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

7.0 Planteamiento y desarrollo del método analítico de selección

7.1 Planteamiento y desarrollo del método analítico.

Tal como se describió en el capítulo 6, la función objetivo para seleccionar una bomba TVPP, se escribe como sigue:

$$H_{TPI} = \left(\frac{D_0}{D_1} \right)^2 (NI)H_i \quad (7.1.1)$$

en donde:

H_{TPI} =Carga total del sistema.

D_0 = Diámetro del impulsor en el punto de operación.

D_1 =Diámetro del impulsor máximo.

NI = Número de Impulsores conectados en serie.

H_i =Carga total unitaria de la bomba TVPP.

En 1999, la empresa Pentair Pump Group liberó un programa que se llama H₂Optimize™ 2001 mediante el cual se pueden seleccionar las características de operación de las bombas tipo TVPP con la ventaja de que este se opera con los sistemas de unidades en uso actualmente, como el Sistema Inglés y el Sistema Internacional, En la Figura 7.1 se observa la portada de dicho programa así como su barra de herramientas.

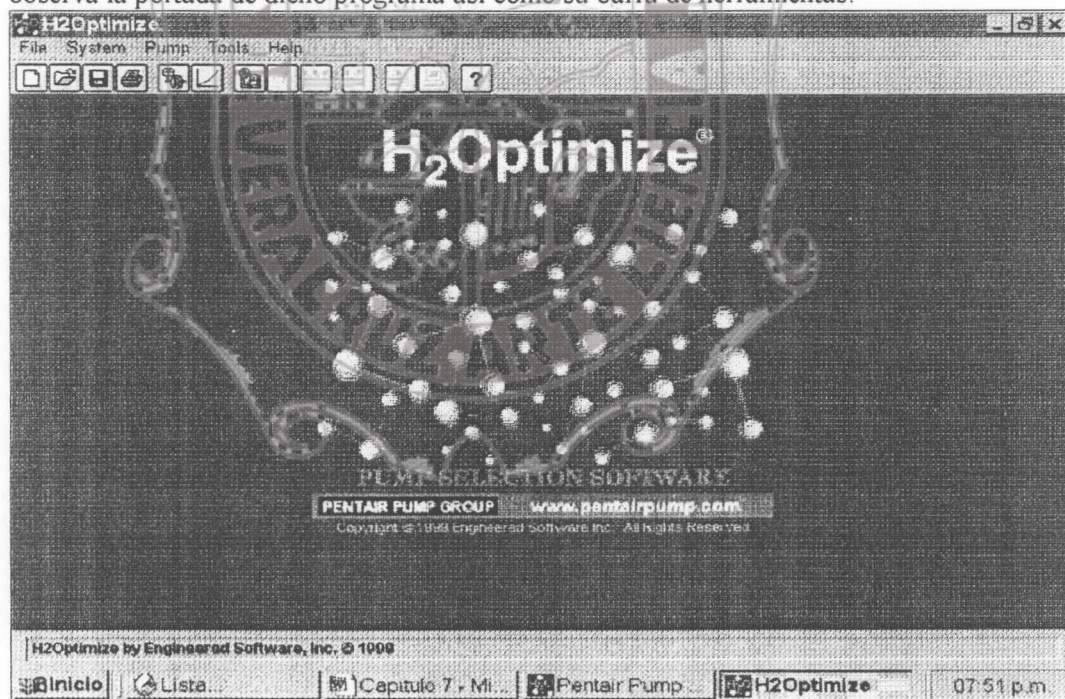


Figura 7.1 Pantalla de inicio del programa H₂Optimize.(Pentair Pump Group, 2001).

Para seleccionar el modelo de bomba mas adecuado para una aplicación dada, en lugar de la Figura A.1, Apéndice A utilizamos el programa H₂Optimize y a continuación, leyendo los valores de Q_i y H_i en las curvas de operación correspondientes a los diámetros de impulsor que sean seleccionados por el mencionado programa se procede a determinar

con precisión la selección óptima de la bomba **TVPP** necesaria para las condiciones de operación conocidas.

En la ecuación (7.1.1) el término del lado izquierdo corresponde a la carga total del sistema H_{TPI} , la cual se determinó mediante la ecuación (6.4.1) y el término del lado derecho es la característica de operación de la bomba seleccionada y se calcula con la ecuación (5.1.18), reescribiendo entonces (7.1.1), la función objetivo queda:

$$ND + H_{ed} + L_c \frac{B}{C_0} Q_i^x + Q_i^2 (C_1 f + C_2) = C_3 (a_{ij} + b_{ij} Q_i + c_{ij} Q_i^2 + k_{ij} Q_i^3) \quad (7.1.2)$$

en donde:

ND = Nivel Dinámico.

H_{ed} = Carga estática de descarga.

L_c = Longitud de la columna de descarga

B y **X** = Coeficientes determinados por regresión lineal (ver Tablas H_{11} y H_{12} , Apéndice B).

C_0 = 30.4878 m (Sistema Internacional de unidades) y 100 pies (Sistema Inglés de unidades). (ver Tablas H_{11} y H_{12} , Apéndice B)

Q_i = Gasto de operación.

$$C_1 = \frac{8L_T}{\pi^2 g D^5}$$

en la relación de C_1 se tiene:

L_T = Longitud total de la tubería de descarga.

g = Aceleración de la gravedad.

D = Diámetro interior de la tubería de descarga.

f = Factor de pérdidas por cortante calculado con la ecuación de Haaland.

$$C_2 = \frac{8 \sum K}{\pi^2 g D^4}$$

$\sum K$ = Suma de coeficientes de pérdida de carga para cada accesorio.

$$C_3 = \left(\frac{D_0}{D_1} \right)^2 (NI)$$

D_0 = Diámetro del impulsor en el punto de operación.

D_1 = Diámetro del impulsor máximo.

NI = Número de impulsores (pasos) en serie.

La solución de la función objetivo es la determinación del gasto Q_i que satisface ambos lados de la ecuación, es decir, que la suma algebraica de todos los términos de (7.1.2) sea cero. Esta solución tradicionalmente se ha obtenido en forma gráfica, representada esta por el punto de intersección de las curvas de operación del sistema y de la bomba.

Lo que se propone en esta tesis es una sistematización del método de selección de una bomba TVPP mediante el uso de la hoja electrónica Excel 2000, la cual es utilizada dados sus excelentes recursos de programación residentes y sus aplicaciones de graficación, que permiten visualizar, inmediatamente, la solución gráfica del método que se propone. Esta solución programada tiene sus antecedentes de aplicación, aún cuando referida a otro tipo de problemas de la hidráulica en Streeter V. L. et al.(2000), antecedentes que fueron la base de la aplicación concreta de este trabajo.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

7.2 Validación del método.

En la Figura 7.2 se presenta el Flujograma del método analítico de selección de una bomba TVPP en el cual se indica con la línea punteada lo referente al método desarrollado por este trabajo. El complemento de este método de selección de bombas está dado por el programa H2Optimize que realiza la selección de los modelos de bomba a utilizar así como la ubicación exacta del punto de operación determinado por el método analítico, determina el diámetro de impulsor a utilizar y la eficiencia de cada modelo de bomba seleccionado.

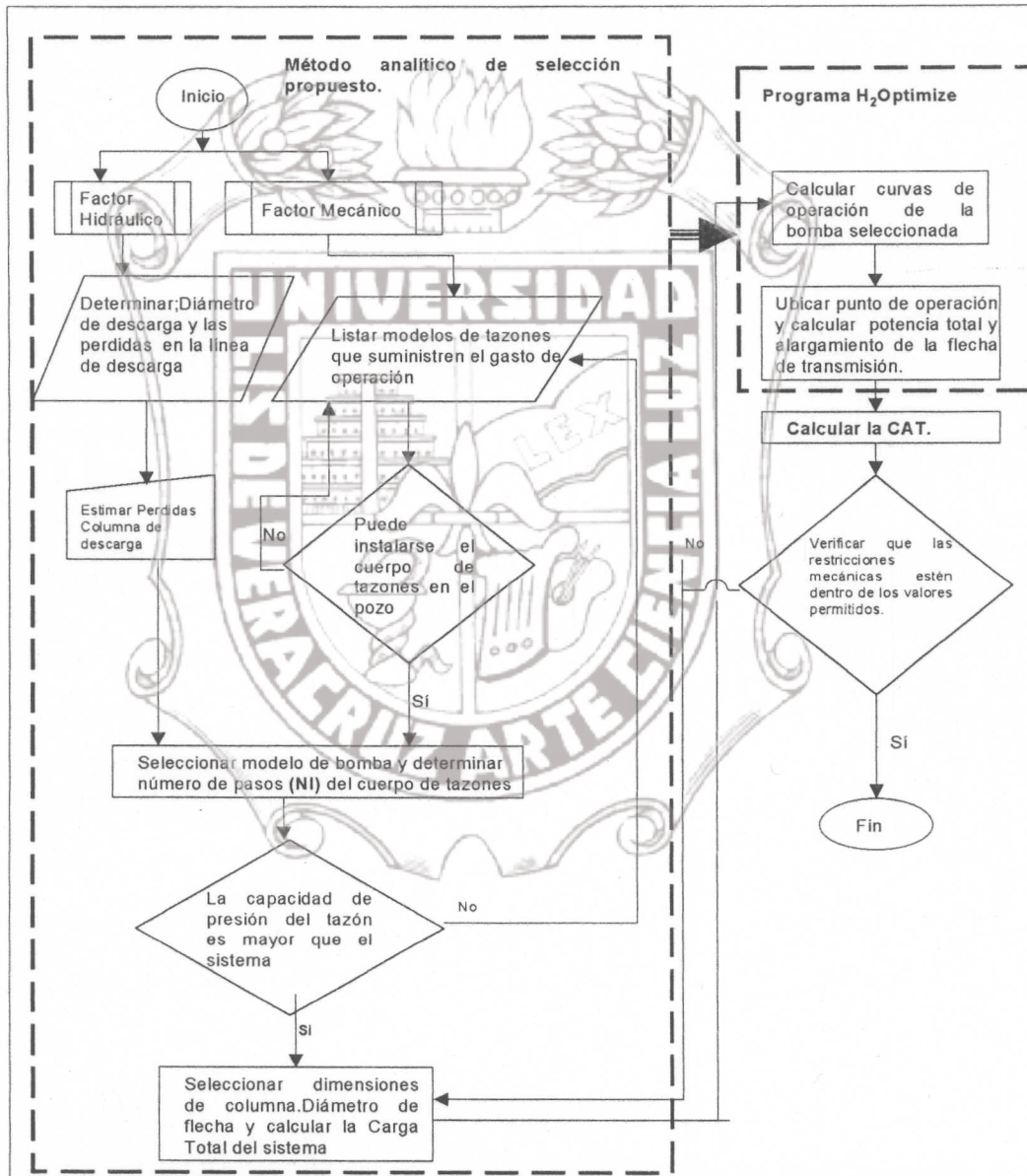


Figura 7.2 Flujograma del método de selección de una bomba TVPP.

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

El ejemplo de aplicación se describe a continuación:

Se desea seleccionar una bomba **TVPP** de acuerdo al mismo esquema de la Figura 7.3 y con los mismos datos utilizados en la sección (6.3), solo que en el Sistema Internacional de Unidades, los datos son:

$$Q_i = 0.08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$ND = 76.22 \text{ metros}$$

$$L_c = ND + 3.05 \text{ m} = 79.30 \text{ m}$$

$$H_{ed} = 33.54 \text{ metros}$$

$$\text{Diámetro Ademe} = 0.3048 \text{ m (12 pulgadas)}$$

$$N = 1770 \text{ RPM}$$

Línea de descarga:

$$L_1 = 600.00 \text{ metros}$$

$$L_2 = 31.71 \text{ metros}$$

$$L_3 = 1.22 \text{ metros}$$

$$L_T = 632.93 \text{ metros}$$

$$H_r = 22.15 \text{ m (3.5\% de } L_T)$$

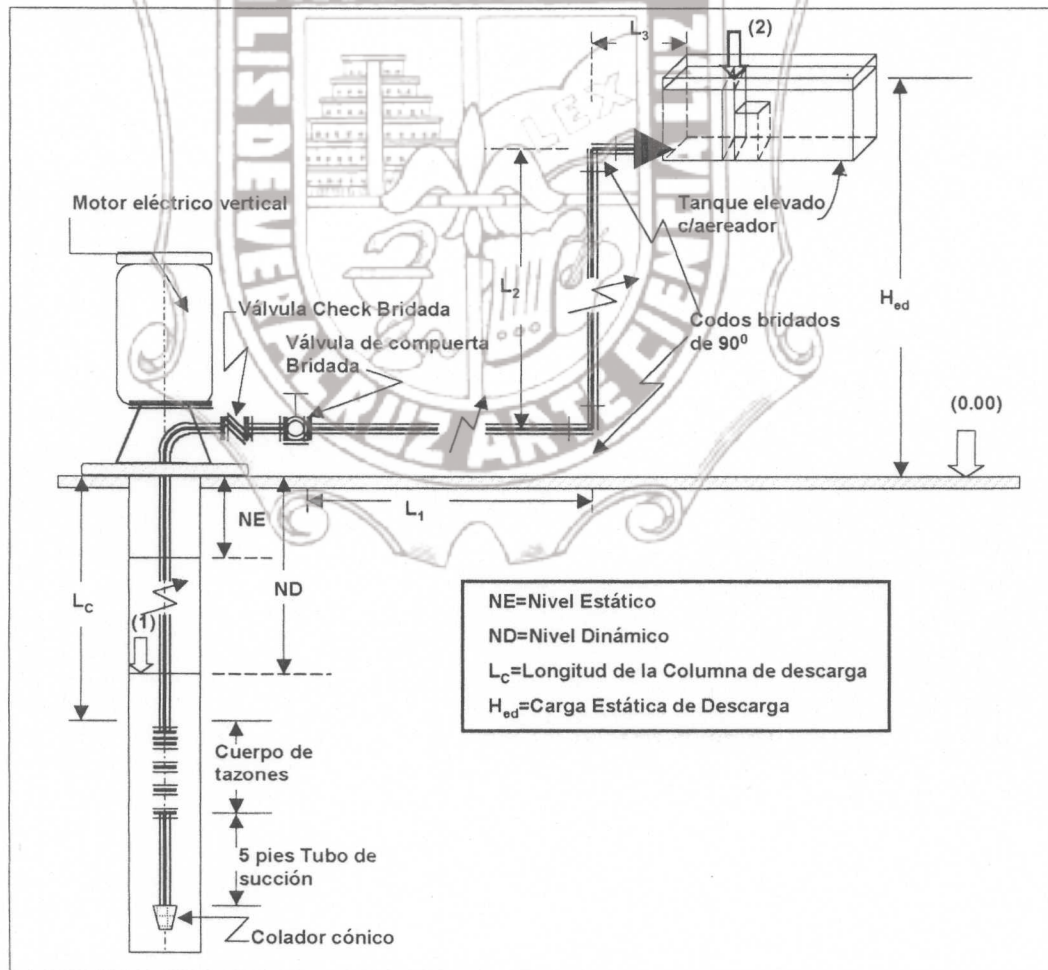


Figura 7.3 Selección de una bomba TVPP.

A continuación determinamos el diámetro de la línea de descarga, de acuerdo con la ecuación (5.3.0) de la sección (5.3.1), que se escribe:

$$D = 0.66 \left[\varepsilon^{1.25} \left(\frac{LQ^2}{gH_f} \right)^{4.75} + vQ^{9.4} \left(\frac{L}{gH_f} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

Con los datos dados y sustituyendo en la ecuación anterior, obtenemos $D = 0.1715$ m (6.75 pulgadas), seleccionamos por consiguiente el diámetro comercial inmediatamente superior a este, el cual es de 8 pulgadas (0.2032 m) Nominal. esta tubería de descarga es de Asbesto Cemento A-10 con $D_i = 0.1991$ m, $\varepsilon = 1.5244 \times 10^{-6}$ m y se bombea agua a $15^\circ C$ ($v = 1.141 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

La línea de descarga tiene los accesorios siguientes con sus respectivos valores de K (ver Tabla 7.2.1)

Tabla 7.2.1 Valores de K, según el tipo de accesorio. (Crane Co. 1981).

CANTIDAD	ACCESORIOS	K
1	Válvula Check Bridada de 8 pulgadas de Diámetro	0.700
1	Válvula de compuerta Bridada de 8 pulgadas de Diámetro	0.112
2	Codos Bridados de $90^\circ \times 8$ pulgadas ($K_u = 0.28$)	0.560
1	Inserción a tanque aereador	0.500
	$\Sigma K =$	1.704

NOTA;

Los valores de K se obtuvieron de las Tablas B.2, B.3 y B.9 del Apéndice B.

Cálculo de la carga total del sistema de bombeo.

La Carga Total del sistema se determina con la ecuación siguiente:

$$H_{TPI} = ND + H_{ed} + H_{fc} + H_{fTR} + H_{fm} \quad (7.2.1)$$

en donde, como vimos en la sección (6.1), esta ecuación se escribe:

$$H_{TPI} = ND + H_{ed} + L_c \frac{B}{C_0} Q_i^x + Q_i^2 (C_1 f + C_2) \quad (7.2.2)$$

en la ecuación (7.2.2) se tiene:

H_{TPI} =Carga Total del sistema de bombeo.

ND =Nivel Dinámico.

H_{ed} =Carga estática en la descarga (ver Figura 7.3).

L_c =Longitud de la columna de descarga ($L_c = ND + 10$ pies).

B =Coeficiente de pérdida de carga en la columna de descarga, obtenido por regresión lineal (dado en la Tabla H_{12} , Apéndice B).

Q_i = Gasto de operación (o de diseño) de la bomba TVPP.

X =Exponente obtenido por regresión lineal (ver Tabla H_{12} , Apéndice B).

C_0 =30.4878 m (o 100 pies) en el sistema Internacional y el Inglés respectivamente.

f = Factor de fricción calculado con la ecuación de Haaland.

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

Las pérdidas de carga del sistema se calculan como en el caso de la sección anterior, utilizando la ecuación de Darcy – Weisbach en función del gasto, por lo que se calculan por separado los coeficientes C_1 y C_2 , así como el factor de fricción f el cual se determina con la ecuación de Haaland

$$C_1 = \frac{8L_T}{\pi^2 g D_d^5} \tag{7.2.3}$$

en donde:

L_T = Longitud de la línea de descarga.

g = Aceleración de la gravedad.

D_d = Diámetro interior de la línea de descarga.

$$C_2 = \frac{8 \sum K}{\pi^2 g D_d^4} \tag{7.2.4}$$

en donde:

$\sum K$ = Sumatoria de los coeficientes de pérdidas por cada accesorio

Como no se ha determinado el tamaño de la columna de descarga, no puede calcularse la pérdida H_{fc} , pero si puede estimarse tal como se hizo en la sección anterior, ya que esta pérdida, por razones económicas, no debe exceder el 5% de la longitud de la columna de descarga, es decir.

$$H_{fc} = (5\%)(L_c) = 3.965 \text{ m}$$

Sustituyendo valores en las fórmulas de C_1 y C_2 y estos en la ecuación (7.2.1), se obtiene una carga total tentativa del sistema, la cual vale:

$$H_{Tpi} = 128.77 \text{ m}$$

Con esta carga tentativa y el gasto de diseño, se selecciona en el programa H₂Optimize (Ver Figura 7.4) todas las bombas del catálogo de la marca FM que son capaces de suministrar las características del punto de operación calculado.

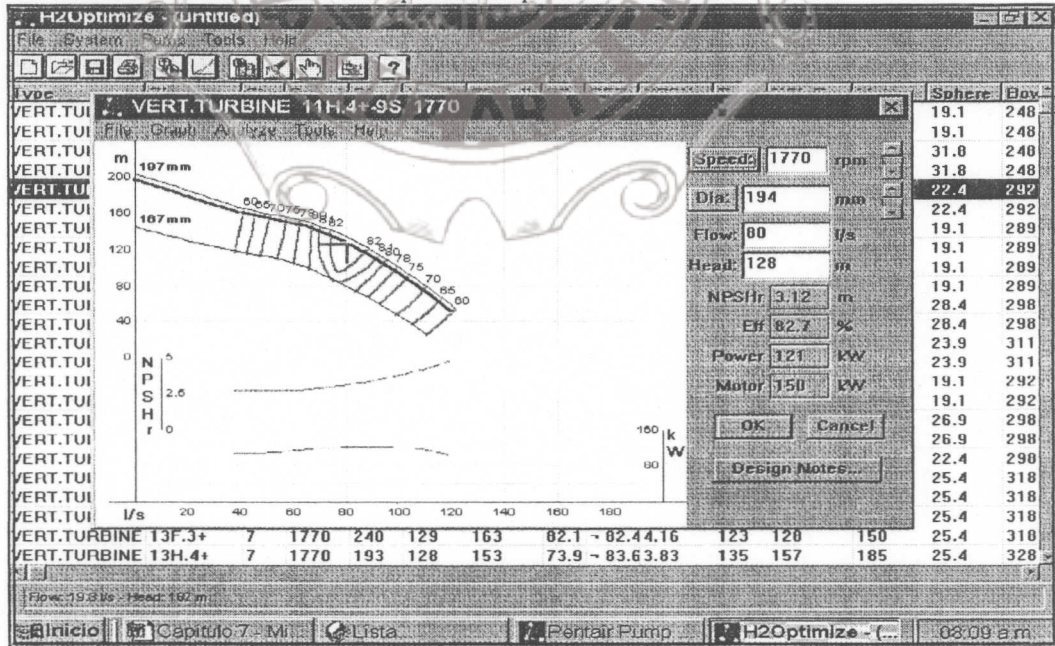


Figura 7.4 Programa H₂Optimize. Selección en el punto de operación. $Q = 80$ Litros . s^{-1} , $H_{TPI} = 127.58$ m. (Pentair Pump,2001).

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

A continuación eliminamos, tal como se hizo en el capítulo anterior, aquellos tazones que por razones físicas no pueden instalarse en el pozo (cuyo diámetro exterior sea mayor del máximo permitido que es de 11.625 pulgadas) así también se eliminan los tazones Modelos; 13E, 10K, 12I, 12G, 12K, 13F, 10N y 12S ya que no se encuentran disponibles de fábrica por lo que no están incluidos en el catálogo 1999, de tal manera que en este caso nos queda para analizar los tazones 11H con 9 pasos y 11H con 10 pasos, evidentemente la selección óptima por razones económicas es el modelo 11H con 9 pasos.

De la curva característica de operación de este modelo (11H) vemos en la Figura A.2, Apéndice A, que las dimensiones de la columna recomendada es $8'' \times 2\frac{1}{2}'' \times 1\frac{1}{2}''$ y para calcular la pérdida de carga en esta columna leemos en la Tabla H₁₂, Apéndice B, los datos siguientes:

$$B = 220.29.$$

$$X = 1.8765.$$

$$L_c = 79.30 \text{ m.}$$

$$Q_i = 0.08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}.$$

$$C_0 = 30.4878 \text{ m.}$$

La ecuación para calcular esta pérdida es:

$$H_{fcs} = C_c Q_i^X \tag{7.2.5}$$

en donde

$$C_c = L_c \frac{B}{C_0}$$

Sustituyendo valores en C_c primero y luego en H_{fc}, se obtiene:

$$C_c = 572.98.$$

$$H_{fcs} = 5.00 \text{ m.}$$

Esta pérdida de carga es mayor que el valor de 3.965 m estimado, por lo que se considera que este tamaño de columna es antieconómica para este caso. Es necesario seleccionar la columna inmediatamente superior en tamaño, la cual es de $10'' \times 2\frac{1}{2}'' \times 1\frac{1}{2}''$. Esta columna tiene, según la Tabla H₁₂, Apéndice B los datos siguientes:

$$B = 51.60.$$

$$X = 1.8717.$$

Los demás datos son iguales a los de la columna de 8'', entonces:

$$C_c = 134.21.$$

$$H_{fc} = 1.1877 \text{ m.}$$

Como se observa la pérdida de carga calculada para la columna de 10 pulgadas resulta de 1.50% de la longitud de la misma, por lo que está será la columna seleccionada.

De la Figura A.2, Apéndice A se obtienen los datos de Q_i vs H_{TPI} para cada diámetro de impulsor y por regresión lineal se obtienen las ecuaciones características de la bomba TVPP Modelo 11H @ 1770 RPM, las cuales son:

Instituto de Ingeniería
 Universidad Veracruzana

$D_i = 7.75''$ (196.85 mm).

$$H_{TP(7.75'')} = 22.9435 - 159.6667Q + 1915.3407Q^2 - 14623.4022Q^3 \quad (7.2.3)$$

$$R^2 = 0.9983.$$

$D_i = 7.17''$ (182.118 mm).

$$H_{TP(7.17'')} = 19.0975 - 102.2717Q + 1135.3760Q^2 - 12011.9278Q^3 \quad (7.2.4)$$

$$R^2 = 0.9977.$$

$D_i = 6.58''$ (167.132 mm).

$$H_{TP(6.58'')} = 16.1108 - 85.5064Q + 804.8836Q^2 - 10287.95Q^3 \quad (7.2.5)$$

$$R^2 = 0.9986.$$

$$NPSHR = 2.6537 + 3.4082Q - 158.5990Q^2 + 2290.9127Q^3 \quad (7.2.6)$$

$$R^2 = 0.9950.$$

$$EFICIENCIA(\%) = -3.513 + 2116.1855Q - 12519.061Q^2 - 9615.61Q^3 \quad (7.2.7)$$

$$R^2 = 0.9976.$$

En las ecuaciones (7.2.3), (7.2.4), (7.2.5) y (7.2.6), Q se da en $m^3 \cdot s^{-1}$, H_{TPi} y el $NPSHR$ se obtiene en metros y la Eficiencia en por ciento. Estas ecuaciones se obtuvieron por regresión polinomial y son válidas cuando:

$$0 \leq Q(m^3 \cdot s^{-1}) \leq 0.10.$$

Verificamos el Número de pasos (NI) que deben ser instalados en esta bomba (Modelo 11H), utilizando la ecuación (7.2.3), la cual con el gasto $0.08 m^3 \cdot s^{-1}$ nos permite calcular $H_{TPi(7.75'')} = 14.30$ m, entonces, dividiendo la carga total tentativa entre la carga unitaria calculada con la ecuación (7.2.3) se obtiene:

$$NI = \frac{128.77}{14.93} = 8.44 \cong 9 \text{ pasos}$$

En la Hoja electrónica Excel 2000, *Selección de una Bomba TVPP*. Se ordenan estos datos y en las celdas correspondientes se digitan las ecuaciones obtenidas arriba, tal como se observa en la Tabla 7.2.2:

Tabla 7.2.2 Programa para calcular la curva de operación del sistema de bombeo y las características de la bomba TVPP seleccionada en Excel 2001.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Selección de 1 Bomba TVPP.							
2	Característica de operación TVPP . Modelo 11H@1770 RPM CON 9 Impulsores.							
3	Diám. Imp.=	7.75"	7.17"	6.58"		7.75"	7.17"	6.58"
4	a _{ij} =	22.891	19.0975	16.1108	A _{ij} =	206.0	171.9	145
5	b _{ij} =	-151.381	-102.2717	-85.5064	B _{ij} =	-1362.4	-920.4	-769.56
6	c _{ij} =	1692.8648	1137.376	804.8836	C _{ij} =	15235.8	10236.4	7244
7	k _{ij} =	-13127.4202	-12011.9	-10287.9498	K _{ij} =	-118146.8	-108107.4	-92592
8	NI	9						
9	n	1						
10	Característica de operación del sistema de bombeo							
11	ND=	76.22		Tamaño Colum	10"x2.1/2"x1.1/2"		ε _i =	1.5E-06
12	Hed=	33.54		L _{Td} =	632.93		ε _M =	
13	L _C =	79.3		L _{TM} =			v =	1.1E-06
14	B=	51.6		g=	9.8			
15	X=	1.8717		Dd=	0.1991			
16	C ₀ =	30.4878		DM=				
17	C _{1f} =	167326.0454		ΣKd=	1.704			
18	C _{2f} =	89.6910		ΣKM=				
19	C _{1M} =			Cc=	134.214			
20	C _{2M} =			H _{TC} =	1.1877			
21	Qi(m ³ /s)		Di=7.75"	Di=7.17"	Di=6.58"	f _f =		H _{TPi} =
22	0.000		206.019	171.8775	144.997	0		109.76
23	0.005		199.573	167.5177	141.319	0.023918		109.87
24	0.010		193.800	163.5886	137.933	0.020383		110.13
25	0.015		188.612	160.0091	134.771	0.018670		110.53
26	0.020		183.920	156.6983	131.763	0.017584		111.06
27	0.025		179.635	153.5749	128.839	0.016807		111.71
28	0.030		175.668	150.5580	125.930	0.016211		112.47
29	0.035		171.932	147.5664	122.967	0.015733		113.35
30	0.040		168.338	144.5190	119.879	0.015336		114.33
31	0.045		164.796	141.3349	116.599	0.014998		115.43
32	0.050		161.219	137.9328	113.055	0.014707		116.63
33	0.055		157.517	134.2317	109.180	0.014450		117.93
34	0.060		153.602	130.1506	104.902	0.014223		119.34
35	0.065		149.386	125.6083	100.154	0.014018		120.85
36	0.070		144.780	120.5238	94.865	0.013833		122.47
37	0.075		139.695	114.8160	88.966	0.013665		124.18
38	0.080		134.043	108.4038	82.387	0.013510		125.99
39	0.085		127.734	101.2061	75.060	0.013368		127.90
40	0.090		120.681	93.1419	66.914	0.013235		129.91
41	0.095		112.795	84.1300	57.880	0.013112		132.01

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

Se observa la simplificación que introduce en los cálculos la utilización del método propuesto así como una mayor exactitud en las determinaciones del gasto Q_i y la carga H_{TPi} y con la columna de descarga de 10 pulgadas, tal como se indicó, la carga total corregida a su valor actual resulta ser de:

$$H_{TPi} = 125.99 \text{ m.}$$

En la Tabla 7.2.3 observamos la sintaxis de las ecuaciones para obtener los valores de C_{1i} , C_{2i} y C_c tal como se indica en las celdas B17, B18 y E19.

Tabla 7.2.3 Programa en Excel mostrando las ecuaciones para C_{1i} , C_{2i} y C_c .

	A	B	C	D	E	F
1	Selección de 1 Bomba TVPP.					
2	Característica de operación TVPP . Modelo 11H@1770 RPM CON 9 Impulsores.					
3	Diám. Imp.=	7.75"	7.17"	6.58"		7.75"
4	aij=	22.891	19.0975	16.1108	Aij=	206.0
5	bij=	-151.381	-102.2717	-85.5064	Bij=	-1362.4
6	cij=	1692.8648	1137.376	804.8836	Cij=	15235.8
7	kij=	-13127.4202	-12011.9	-10287.9498	Kij=	-118146.8
8	Ni	9				
9	n	1				
10	Característica de operación del sistema de bombeo					
11	ND=	76.22		Tamaño Colum	10"x2. 1/2"x1. 1/2"	
12	Hed=	33.54		L _{Td} =	632.93	
13	L _c =	79.3		L _{TM} =		
14	B=	51.6		g=	9.8	
15	X=	1.8717		Dd=	0.1991	
16	C ₀ =	30.4878		DM=		
17	C _{1i} =	=(8*E12)/(PI()^2*E14*E15^6)			ΣKd=	1.704
18	C _{2i} =	=(8*E17)/(PI()^2*E14*E15^4)			ΣKM=	
19	C _{1M} =			C _c =	=(B\$14/B\$9^B\$15)*(B\$13/30.4878)	

Para obtener gráficamente la curva característica de operación de la bomba TVPP Modelo 11 H y el punto de operación requerido, el cual tiene las coordenadas (0.08 m³. s⁻¹, 125.99 m) y que se calculó de acuerdo con el método propuesto. A continuación se utiliza el programa H₂Optimize y en la Figura 7.5 se observan los resultados del programa mencionado, se ubica el punto de operación, las curvas características de los impulsores de 107 mm y 167 mm así como la curva para el diámetro de 193 mm de la TVPP seleccionada, también se introdujo al programa los valores de la característica de operación del sistema y se dibuja la carga total del mismo. Las características de operación del modelo seleccionado 11H resultan:

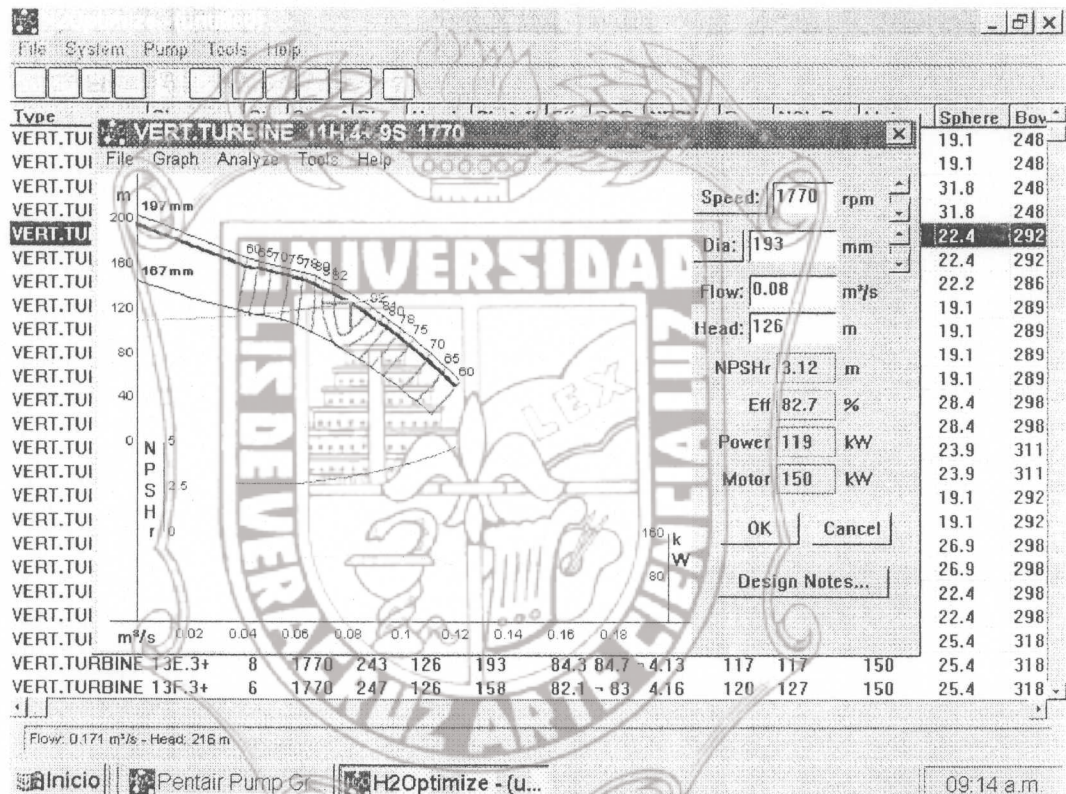


Figura 7.5 Selección definitiva. Programa H₂Optimize. (Pentair Pumps, 2001).

- N = 1770 RPM.
- Diámetro Impulsor = 193 mm.
- Q_i = 0.08 m³. s⁻¹.
- H_{TPi} = 125.99 m.
- NPSHR = 3.12 m.
- Eficiencia = 82.7 - 2 = 80.70%.
- P_T = 119 Kw (159.5816 Hp).
- Motor = 150 Kw (201.1533 Hp).

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

En la Tabla 7.2.4 se calcularon los valores de la Potencia Total requerida que es de 168.65 Hp tal como se observa en casilla F11. También se calculó el valor de la Carga Axial Total y el alargamiento de la flecha de transmisión, lo cual nos permitió verificar que se encuentran dentro de las tolerancias requeridas por las restricciones mecánicas del equipo.

Tabla 7.2.4 Cálculos Mecánicos, potencia total requerida, carga axial total y alargamiento de la flecha de transmisión. Selección de 1 Bomba TVPP.

	A	B	C	D	E	F
1	Selección de 1 bomba TVPP					
2	Cálculos mecánicos					
3						
4	Potencia Total Requerida (PT) en Hp.					
5	Qi (m3/s)=	0.08	P _{pmu} (Hp)=	1.2	N=	1770
6	H _{TPI} (m)=	125.99	C ₀ (m)=	30.4878	K ₀ =	0.0075
7	K ₀₀ =	0.076	L _r (m)=	79.3	CAT (Libras)	8959.05
8	η _B =	0.807				
9						
10	P _B (Hp)=	164.34	P _{pm} (Hp)=	3.12	P _{BCA} (Hp)=	1.1893
11					P _T (Hp) =	168.65
12						
13	Carga Axial Total (CAT) en Libras					
14	K _T =	15				
15	H _{TPI} (pies)=	473.47				
16	K _a =	33				
17	N _I =	9				
18	K _S =	6				
19	L _r (pies)=	260	CAT (Lbs)	8959.05		
20						
21	Alargamiento de la flecha de transmisión					
22	(Sistema Inglés de unidades)					
23						
24	L _f (pies)=	260				
25	H _{TPI} (pies)=	413.25				
26	K'=	3.9623				
27	K=	14.7582				
28	δ (pulgadas)=	0.2169				

En la Tabla 7.2.5 de análisis que sigue hacemos una comparación entre los resultados del método gráfico y del analítico que proponemos, en donde se ve la exactitud de este último así como la facilidad de uso dentro de la hoja electrónica mencionada.

Tabla 7.2.5 Análisis comparativo Método Gráfico vs Analítico

Datos	Método. Gráfico	Método. Analítico	Conceptos	Método. Gráfico	Método. Analítico
$Q_i (m^3 \cdot s^{-1}) =$	0.08	0.08	$\eta_B(\text{Gráfica A.1}) =$	82.5%	
ND (m) =	76.22	76.22	$\eta_B(\text{Ecuac. 7.27}) =$		82.01%
Hed (m) =	33.54	33.54	$\eta_B(\text{Corregida}) =$	0.805	0.81
$L_d (m) =$	632.93	632.93	$P_B (Hp) =$	164.77	163.73
$L_c (m) =$	79.30	79.30	$P_{Pm} (Hp) =$	3.12	3.12
Diámetro Ademe	0.3048	0.3048	$P_{BCA}(Hp) =$	1.07	1.074
Cálculos Carga Total			$P_T (Hp) =$	168.96	167.92
Dd (m) =	0.1991	0.1991			
$\epsilon (m) =$	1.522 E-6	1.522 E-6	Carga Axial Total(Sistema Inglés)		
$v (m^2 \cdot s^{-1}) =$	1.141 E-6	1.141 E-6	$K_T \text{ Libras. pie}^{-1}$	15.00	15.00
$f_1 =$	0.01351	0.01351	$K_a \text{ Libras. paso}^{-1}$	33.00	33.00
$C_{11} =$	167,326.0 5	167,326.1	$K_s \text{ Libras. pie}^{-1}$	6.00	6.00
$C_{21} =$	89.70	89.70	$L_c (\text{pies}) =$	260	260
$\Sigma K =$	1.704	1.704	CAT (KN) =	35.84	35.84
$H_{TR} (m) =$	14.4676	14.4676	CAT (Libras) =	8056.65	8056.65
$H_{fm} (m) =$	0.5740	0.5740			
$H_{rc}(\text{Tentativa})(m) =$			Alargamiento de la flecha		
	3.965	3.965	(δ)(pulgadas)		
$H_{rc}(\text{Actual}) \text{ Columna } 8'' (\text{en m}) =$	4.82	5.00	$K =$	14.7582	14.7582
$H_{rc}(\text{Actual}) \text{ Columna } 10'' (\text{en m}) =$	1.21	1.1877	$K' =$	3.9623	3.9623
$H_{TPI}(\text{Tentativa})(m) =$	128.77	128.77	$L_r (\text{pies}) =$	265.26	265.26
$H_{TPI}(\text{Actual})(m) =$	126.01	125.99	$\delta (\text{pulgadas}) =$	0.2208	0.2208
n (Número de bombas)	1	1			
NI (Número de pasos)	9	9			
$H_{TPu} (\text{Gráfica A.1})(m) =$	14.63				
$H_{TPu} (\text{Ecuación 7.2.3})(m) =$					

Finalmente en la Tabla 7.2.6 siguiente, se hace un listado que describe el equipo seleccionado.

Tabla 7.2.6 Descripción de la bomba TVPP seleccionada.

Concepto	cantidad	unidad	precio unitario	importe
Motor eléctrico vertical, flecha hueca. Abierto a prueba de goteo de 3/220/440/60 Hertz, de 200 Hp 4 polos (1770 RPM)	1	pieza	\$56,191.00	\$56,191.00
Cabezal de descarga tamaño 16 1/2" x10" x8" con lubricador por aceite.	1	pieza	\$10,293.00	\$10,293.00
Columna de descarga de 10" x2 1/2" x1 1/2" Lubricada por aceite en tramos de 3.05 m (10 pies)	79.30 m (260 pies)	metro	\$2,293.11	\$181,843.62
Cuerpo de tazones, modelo 11H - 1770 RPM con 9 impulsores de 7.67 pulgadas de diámetro cada uno.	1	pieza	\$38,505.00	\$38,505.00
Tubo de succión con colador cónico de 10 pulgadas de diámetro	1	pieza	\$6,132.00	\$6,132.00
TOTAL sin IVA =			\$292,964.62	

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

8.0 Método analítico para la selección de bombas tipo TVPP conectadas en paralelo

8.1 Introducción.

En la función objetivo del método de selección, se deben incluir; el número de pozos profundos y sus respectivas bombas del tipo TVPP, las líneas de descarga del agua al colector (o múltiple) que van desde el cabezal de descarga de cada bomba TVPP hasta el tanque aereador y/o de almacenamiento. (Ver Figura 8.1).

8.2 Características de operación de las bombas TVPP.

La curva característica de operación de cualquier bomba del tipo turbina vertical la suministran los Fabricantes y se puede representar mediante una ecuación cúbica obtenida por regresión polinomial (ver ecuación 5.1.18, sección 5.1.7).

La característica de operación de cada modelo de tazón es unitaria, es decir por cada impulsor. Para la selección correcta en cada pozo se deben utilizar estas bombas en forma de *cuerpo de tazones* con varios de estos impulsores ensamblados en serie, como además, es necesario que en el campo de pozos que se va a explotar, varias de estas bombas operen en paralelo y de la ecuación de continuidad sabemos que; $Q_{Pi} = n(Q_i)$ con n = número de bombas en paralelo, por lo que, es necesario, entonces, modificar la ecuación (8.2.1), en la forma siguiente:

$$H_i = a_{ij}(NI) + \left[b_{ij} \frac{NI}{n} \right] Q_{Pi} + \left[c_{ij} \frac{NI}{n^2} \right] Q_{Pi}^2 + \left[k_{ij} \frac{NI}{n^3} \right] Q_{Pi}^3 \quad (8.2.2)$$

en donde:

H_i = Carga Total de las bombas conectadas en paralelo.

NI = Número de pasos o impulsores conectados en serie.

Q_{Pi} = Gasto total de las n bombas conectadas en paralelo.

n = Número de bombas conectadas en paralelo.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Definimos en esta ecuación (8.2.2) los coeficientes siguientes

$$H_{G0ij} = a_{ij}(NI) \quad (8.2.3)$$

En donde:

H_{G0ij} = Carga a gasto cero de cada cuerpo de tazones.

a_{ij} = Coeficiente obtenido por regresión polinomial.

NI = Número de Impulsores o pasos de la bomba TVPP.

$$A_{ij} = b_{ij} \left(\frac{NI}{n} \right) \quad (8.2.3a)$$

$$B_{ij} = c_{ij} \left(\frac{NI}{n^2} \right) \quad (8.2.3b)$$

$$C_{ij} = k_{ij} \left(\frac{NI}{n^3} \right) \quad (8.2.3c)$$

Al sustituir los coeficientes definidos en (8.2.3) (8.2.3a, b y c) en la ecuación (8.2.2) se tiene:

$$H_i = H_{G0ij} + A_{ij}Q_{Pi} + B_{ij}Q_{Pi}^2 + C_{ij}Q_{Pi}^3 \quad (8.2.4)$$

H_i = Carga Total de cada una de las bombas i en paralelo.

H_{G0ij} = Carga a gasto cero.

A_{ij} = Coeficiente definido en (8.2.3a).

Q_{Pi} = Gasto de operación de las bombas i en paralelo.

B_{ij} = Coeficiente definido con (8.2.3b).

C_{ij} = Coeficiente definido con (8.2.3c).

8.3 Características del sistema de bombeo.

La característica de operación de los conductos que transportan el agua desde el acuífero hasta el tanque aereador, se representa por medio de la ecuación de la carga total del sistema y se obtiene aplicando la ecuación de Bernoulli desde el punto (1) hasta el punto (2) ver Figura 8.1.

La ecuación de Bernoulli entre (1) y (2) se escribe

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + H_{Ti} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + H_{fci} + H_{fTri} + H_{fmi} \quad (8.3.1)$$

Y entre los puntos (2) y (3) .

$$z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + H_{fm} \quad (8.3.2)$$

Sustituyendo en (8.3.1) el valor de $\frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g}$ dado por (8.3.2), como, además, $p_1 = p_3 = 0$ y

$V_1 = V_3 = 0$ ya que en el ND (punto 1) y en el tanque aereador en el punto (3) está abierto a la atmósfera y se inicia el movimiento, respectivamente, con estos valores obtenemos después de sustituir y simplificar:

$$H_{Ti} = -z_1 + z_3 + H_{fci} + H_{fmi} + H_{fTRI} + H_{fM} \quad (8.3.3)$$

En la ecuación (8.3.3) tenemos:

H_{Ti} = Carga Total del sistema de bombeo.

z_1 = -ND = Nivel del agua dentro del pozo cuando la bomba está operando.

z_3 = Cota en la parte superior del tanque aerador (ver Figura 8.1).

H_{fci} = Pérdida de carga en la columna de descarga de la bomba en el rango de interpolación j , esta pérdida se calcula con la ecuación siguiente:

$$H_{fci} = nB \frac{L_c}{C_0} Q_i^X \quad (8.3.4)$$

en donde:

n = Número de bombas operando en paralelo.

B y X = Coeficiente y exponente, respectivamente, de proporcionalidad obtenido por regresión lineal; (ver Tablas H_{T1} o H_{T2} , Apéndice B).

L_c = Longitud de la columna de descarga de la bomba.

C_0 = 100 pies (o 30.4878 m).

Q_{pi} = Gasto Total de las bombas operando en paralelo = $n Q_i$.

H_{fmi} = Pérdidas de carga menores (ocasionadas por los accesorios); las cuales en función del gasto, se calculan con la ecuación siguiente:

$$H_{fmi} = C_{2i} n Q_i^2 \quad (8.3.5)$$

en donde:

$$C_{2i} = \frac{8 \sum K}{\pi^2 g D_i^4}$$

$\sum K$ = Suma de los coeficientes de pérdidas de carga menores.

g = Aceleración de la gravedad.

D_i = Diámetro interior del tubo de descarga del pozo i .

n = Número de bombas en paralelo.

Q_i = Gasto de la bomba i .

H_{fTRI} = Pérdidas de carga en tubería recta se calculan con la ecuación de Darcy - Weisbach, primero para el tubo de descarga de cada bomba, como sigue:

$$H_{fTRI} = C_{1i} f_i n Q_i^2 \quad (8.3.6)$$

en donde:

$$C_{1i} = \frac{8 L_i}{\pi^2 g D_i^5}$$

L_i = Longitud de la línea de descarga de cada bomba hacia el múltiple.

g = Aceleración de la gravedad.

D_i = Diámetro de la línea de descarga de cada bomba.

f_i = Factor de fricción el cual se calcula con la ecuación de Haaland.

n = Número de bombas en paralelo.

Q_i = Gasto unitario o de cada cuerpo de tazones i .

Y segundo, para el múltiple de descarga (M) que concentra el gasto individual de cada bomba $Q_i = \frac{Q_{Pi}}{n}$, esta pérdida por cortante se calcula como sigue:

$$H_{fM} = C_{1M} f_M Q_{Pi}^2 \quad (8.3.7)$$

H_{fM} = Pérdidas por cortante en el múltiple de descarga.

$$C_{1M} = \frac{8L_M}{\pi^2 g D_M^5}$$

L_M = Longitud total del múltiple de descarga.

g = Aceleración de la gravedad.

D_M = Diámetro interior del múltiple de descarga.

f_M = Factor de pérdidas por cortante en el múltiple de descarga.

Q_{Pi} = Gasto total de ambas bombas ($Q_{Pi} = nQ_i$).

$$H_{fmM} = C_{2M} Q_{Pi}^2 \quad (8.3.8)$$

en donde:

H_{fmM} = Pérdidas de carga menores en el múltiple de descarga.

$$C_{2M} = \frac{8 \sum K_M}{\pi^2 g D_M^4}$$

$\sum K_M$ = Sumatoria de los valores de K de cada accesorio en múltiple de descarga.

g = Aceleración de la gravedad.

D_M = Diámetro del múltiple de descarga.

Q_{Pi} = Gasto Total de las bombas en paralelo.

En la practica acostumbramos poner en lugar de los subíndices i y M los valores del diámetro nominal de la tubería respectiva.

Substituyendo en la ecuación (8.3.3) los valores obtenidos por las ecuaciones (8.3.4), (8.3.5), (8.3.6), (8.3.7) y (8.3.8), se obtiene:

$$H_{TPi} = ND + z_3 + nB \frac{L_c}{C_0} Q_i^X + nC_{2i} Q_i^2 + nC_{1i} f_i Q_i^2 + C_{1M} f_M Q_{Pi}^2 + C_{2M} Q_{Pi}^2 \quad (8.3.9)$$

Donde $z_3 = H_{ed}$ (Carga estática de descarga) y al agrupar términos la ecuación (8.3.9) se escribe finalmente:

$$H_{TPi} = ND + H_{ed} + nC_c Q_i^X + nQ_i^2 (C_{1i} f_i + C_{2i}) + Q_{Pi}^2 (C_{1M} f_M + C_{2M}) \quad (8.3.10)$$

En la ecuación (8.3.10) se tiene:

$$C_c = B \frac{L_c}{C_0}$$

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

La ecuación (8.3.10) es la característica de operación del sistema de bombeo, y, para obtener la selección adecuada de las bombas **TVPP** que deben instalarse en el sistema, la ecuación debe dar valores iguales a los obtenidos con la ecuación característica de las bombas, es decir:

$$H_i = H_{TPi} \quad (8.3.11)$$

Esta función (8.3.11) es la *función objetivo del método analítico propuesto para la selección de bombas TVPP* en donde se requiere **n** bombas conectadas en paralelo, a través de un múltiple de conducción, a un tanque aereador.

8.4 Aplicación del método analítico al caso de dos bombas TVPP conectadas en paralelo.

Seleccionar el equipo de bombeo adecuado para equipar los pozos **P1** y **P2** (Ver Figura 8.1) que tiene los siguientes datos:

$$Q_i = 0.08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ (1 bomba operando sola).}$$

$$Q_{pi} = 0.16 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ (2 bombas en paralelo).}$$

$$ND = 76.22 \text{ m}$$

$$L_c = ND + 3.05 \text{ m} = 79.30 \text{ m}$$

$$Z_3 = Hed = 33.54 \text{ m}$$

La tubería de descarga de cada pozo es de Asbesto-Cemento y ambas se conectan a un múltiple de descarga de Hierro Fundido sin revestir, las características de estas tuberías son:

$$L_{Ti} = 600.00 \text{ m.}$$

$$\varepsilon = 1.5244 \times 10^{-6} \text{ m (para tubo de Asbesto-Cemento, Tabla B.1, Apéndice B).}$$

$$H_f = 30.00 \text{ m (5\% de } L_{Ti}\text{).}$$

$$v = 1.141 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \text{ (para agua a } 15^\circ \text{ C).}$$

Con estos datos sustituidos en la ecuación (5.3.0) de la sección (5.3.1) se obtiene

$$D_{di} = 0.1715 \text{ m (6.75 pulgadas).}$$

Por consiguiente, seleccionamos el diámetro comercial inmediatamente superior para estas tuberías, que es de 8 pulgadas Nominal. Con un diámetro interior de:

$$D_{g'} = 0.1991 \text{ m.}$$

El múltiple de descarga se desea instalar con tubería de hierro fundido sin revestir, el cual tiene los datos siguientes:

$L_{TM} = 83.00$ m (Ver Figura 8.1).

$\varepsilon = 2.5915 \times 10^{-4}$ m (Para tubo de hierro fundido, Tabla B.1, Apéndice B).

$Q_{Pi} = 0.16$ m³. s⁻¹.

$v = 1.141 \times 10^{-6}$ m². s⁻¹.

$H_r = 4.15$ m (5% del valor de L_{TM}).

Con estos datos y con la ecuación (5.3.0) sección (5.3.1), obtenemos

$D_M = 0.2498$ m (9.8346 pulgadas).

Se selecciona, por consiguiente, el diámetro comercial inmediatamente superior que es el de 10 pulgadas NOM. Clase 20 y según el catalogo del fabricante de tuberías tiene un diámetro interior igual a; $D_i = 0.2626$ m (10.34 pulgadas).

Los accesorios de las líneas de descarga de 8 pulgadas de cada una de las bombas se encuentran en las Tablas B.1 y B.2, Apéndice B, (ver Tablas 8.1 y 8.2):

Tabla 8.1 Accesorios en la línea de descarga de cada bomba TVPP. (Crane Co. 1981).

Núm.	Descripción	K
1	Válvula de compuerta bridada de 8 pulgadas de diámetro	0.112
1	Válvula de retención de columpio, bridada, de 8 pulgadas de diámetro	0.700
1	Inserción a múltiple de 10 pulgadas de diámetro.	1.000
		$\Sigma K = 1.812$

Tabla 8.2 Accesorios para el múltiple de 10 pulgadas de diámetro. (Crane Co. 1981).

Núm.	Descripción	K
3	Codos bridados de 10" x 90° ($K_v = 0.25$)	0.750
1	Inserción a tanque aereador	1.000
		$\Sigma K = 1.750$

Calculamos los valores de las variables de la ecuación (8.3.12), con los datos siguientes:

$Q_{pi} = n Q_i = 0.16$ m³. s⁻¹.

$n = 2$ bombas TVPP conectadas en paralelo.

$Q_i = 0.08$ m³. s⁻¹.

$ND = 76.22$ m.

$Z_3 = H_{cd} = 33.54$ m.

Además:

$$C_{11} = \frac{8L_{8''}}{\pi^2 g D_{8''}^5} = 158620.43$$

8.0 Método analítico para la selección de bombas en paralelo.

$$C_{1M} = \frac{8L_{10''}}{\pi^2 g D_{10''}^5} = 5497.54$$

$$C_{2i} = \frac{8 \sum K_{8''}}{\pi^2 g D_{8''}^4} = 95.3756$$

$$C_{2M} = \frac{8 \sum K_{10''}}{\pi^2 g D_{10''}^4} = 30.4385$$

Los valores de f_i y f_M se calculan con la ecuación (4.2.5) de Haaland, la cual se escribe:

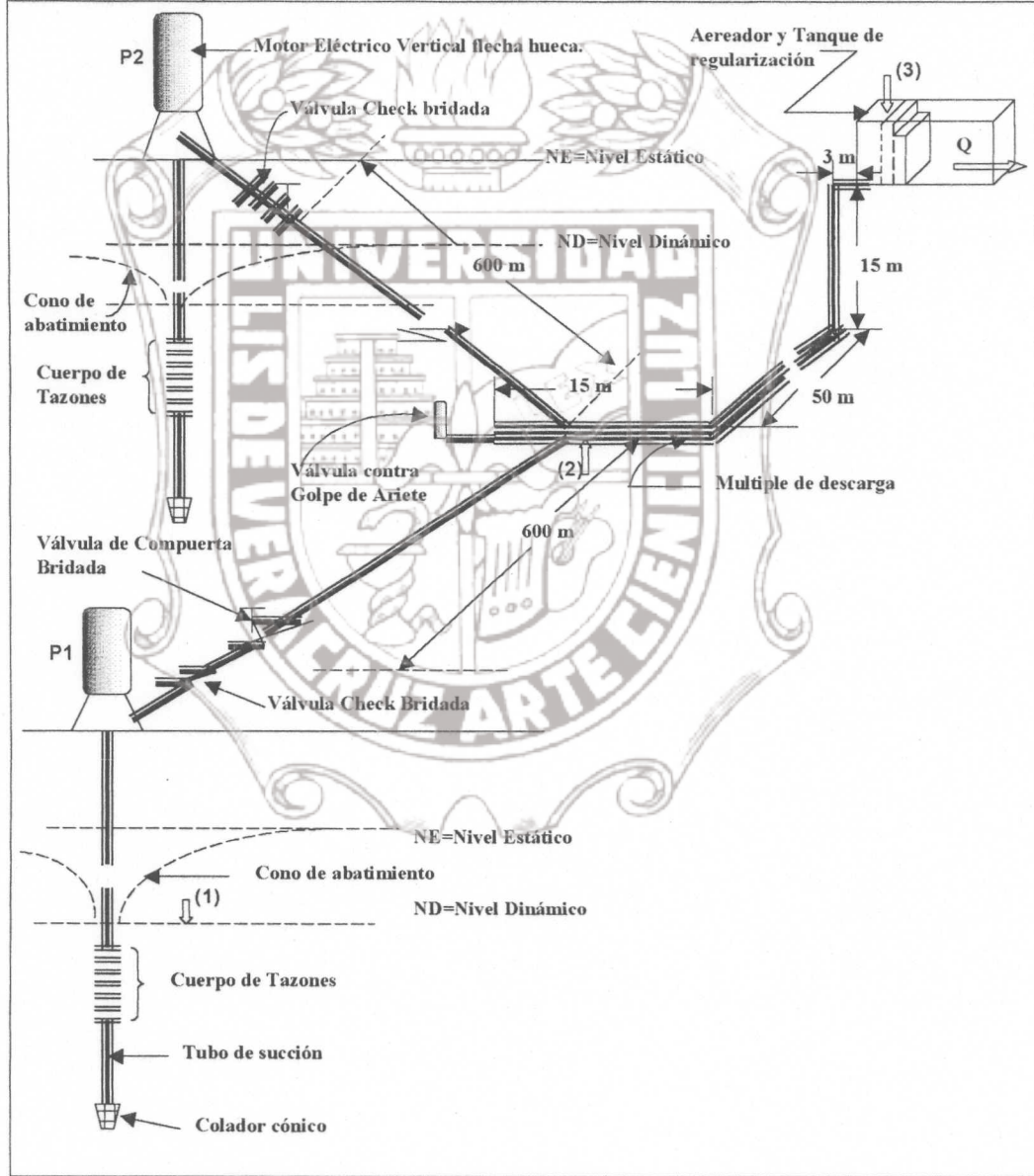


Figura 8.1 Instalación de dos bombas TVPP en paralelo.

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

8.0 Método analítico para la selección de bombas en paralelo.

$$f = \frac{1}{\left\{ -1.793 \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.114} + \frac{5.439Dv}{Q} \right] \right\}^2}$$

Y después de sustituir los valores conocidos, obtenemos:

$$f_i = 0.013491$$

$$f_M = 0.020028$$

Reescribimos la ecuación (8.3.12)

$$H'_{TPI} = ND + H_{ed} + H'_{fc} + nQ_i^2 (C_{1i}f_i + C_{2i}) + Q_{Pi}^2 (C_{1M}f_M + C_{2M}) \quad (8.3.12)$$

La pérdida de carga tentativa (H'_{fc}) en la columna de descarga, igual que en el ejemplo del Capítulo 7, como no se conoce el tamaño de esta columna, se estima como el 5% de su longitud y como son 2 Bombas en paralelo, su valor sería:

$$H'_{fc} = (2)(0.035)(79.30) = 5.551 \text{ m.}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación (8.3.12) escribimos:

$$H'_{TPI} = 76.22 + 33.54 + 5.551 + [(2)(0.08)^2(158620.43f_i + 95.38)] + [(0.16)^2(5497.54f_M + 30.44)]$$

Con los valores de f_i y f_M dados, finalmente obtenemos:

$$H'_{TPI} = 147.52 \text{ m}$$

Esta carga tentativa, define aproximadamente el punto de operación que deben suministrar cada una de las bombas en paralelo. El programa H₂Optimized™ es utilizado para seleccionar el equipo de bombeo necesario. Los resultados del programa se observan en la Figura 8.2.

Igual que en el Capítulo 7 se eliminan los modelos de bombas TVPP que no cumplen con las restricciones del pozo por tener un diámetro exterior de los tazones mayor que el máximo permitido, también eliminamos los modelos que no están disponibles en el catálogo del fabricante (Fairbanks Morse Pumps, 1999). Los que nos lleva a la selección del modelo 11H @ 1770 RPM con 10 pasos (Impulsores) de 197 mm de diámetro cada uno.

8.0 Método analítico para la selección de bombas en paralelo.

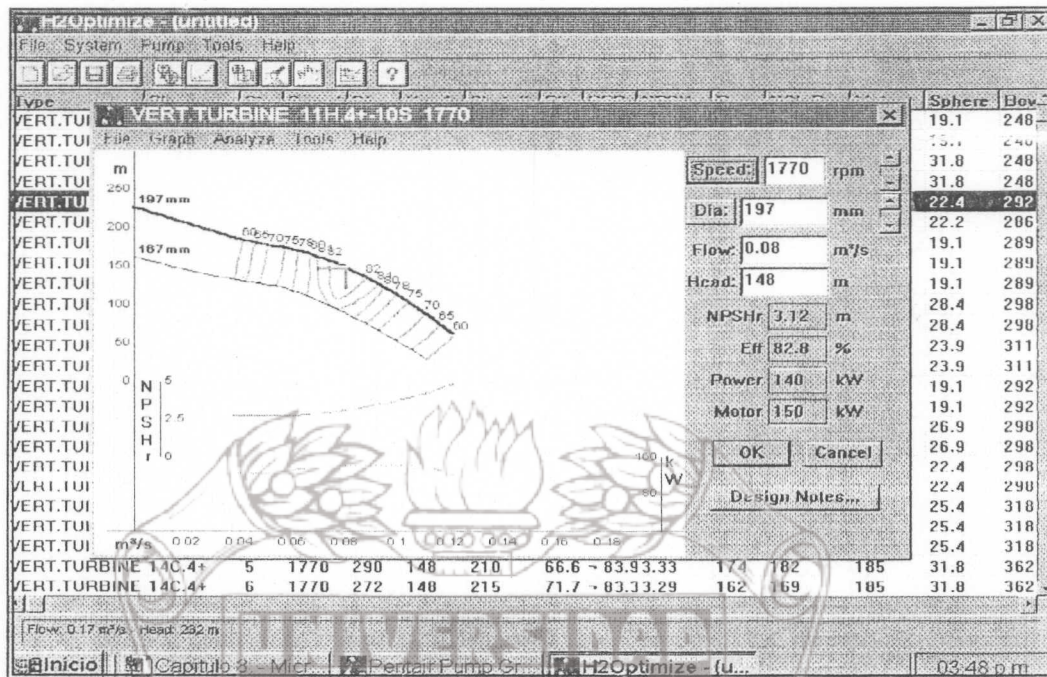


Figura 8.2 Selección con el programa H₂Optimize. (Pentair Pump. 2001).

En la Figura 8.2 se lee la información siguiente:

TVPP Modelo 11H @ 1770 RPM

N = 1770 RPM.

NI = 10 Pasos (Impulsores).

$Q_i = 0.08 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

$H_{TPi} = 148.00 \text{ m}$.

Diámetro Impulsor = 197 mm.

NPSHR = 3.12 m.

Eficiencia = 82.8%.

Potencia = 125 Kw.

Motor = 150 Kw.

El tazón de descarga de este modelo de bomba (ver Figura A2, Apéndice A) tiene las dimensiones siguientes, 8" x 2 1/2" x 1 1/2" cuya pérdida de carga, según la Tabla H₂,

Apéndice B se calcula como sigue:

B = 220.29.

X = 1.8765.

L_c = 76.22 m.

C₀ = 30.4878 m.

n = 2.

Y se calcula con la ecuación siguiente:

$$H_{rc8} = n C_0 Q_i^X \text{ m.}$$

Sustituyendo valores obtenemos:

$$H_{rc8} = 9.63 \text{ m.}$$

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

8.0 Método analítico para la selección de bombas en paralelo.

Como la pérdida de carga de la columna resulta 6.32% del valor de la longitud de esta, que es mayor que el 5% recomendado, seleccionamos la columna de descarga tamaño $10'' \times 2\frac{1}{2}'' \times 1\frac{1}{2}''$ que es la inmediatamente superior en tamaño (ver Tabla H_{12} , Apéndice, B), la cual introduce una pérdida que calculamos como sigue:

$$B = 51.6$$

$$X = 1.8717$$

$$C_0 = 30.4878$$

$$L_c = 76.22 \text{ m}$$

$$n = 2$$

$$H_{R10''} = 2.28 \text{ m}$$

Valor que representa el 4.50% de la longitud de la columna lo cual nos indica que este debe ser el tamaño adecuado de la misma. A continuación se corrige el valor de la carga total, la cual resulta, de acuerdo con la ecuación (8.3.12)

$$H_{TPi} = 144.3458 \text{ m}$$

Con objeto de sistematizar estos cálculos y evitar en lo posible los errores que se cometen, se desarrolló un programa escrito en la hoja electrónica Excel, la cual permite simplificar y sistematizar los cálculos cuando se seleccionan 2 o más bombas TVPP en paralelo. Los resultados del programa se dan en la Figura 8.3.

Observamos que cuando se selecciona un campo de pozos con dos pozos en paralelo, es necesario determinar 49 variables, lo cual da idea de la complejidad del problema, evidentemente, cuando la selección debe incluir más de 2 bombas TVPP en paralelo el problema es aún más complejo.

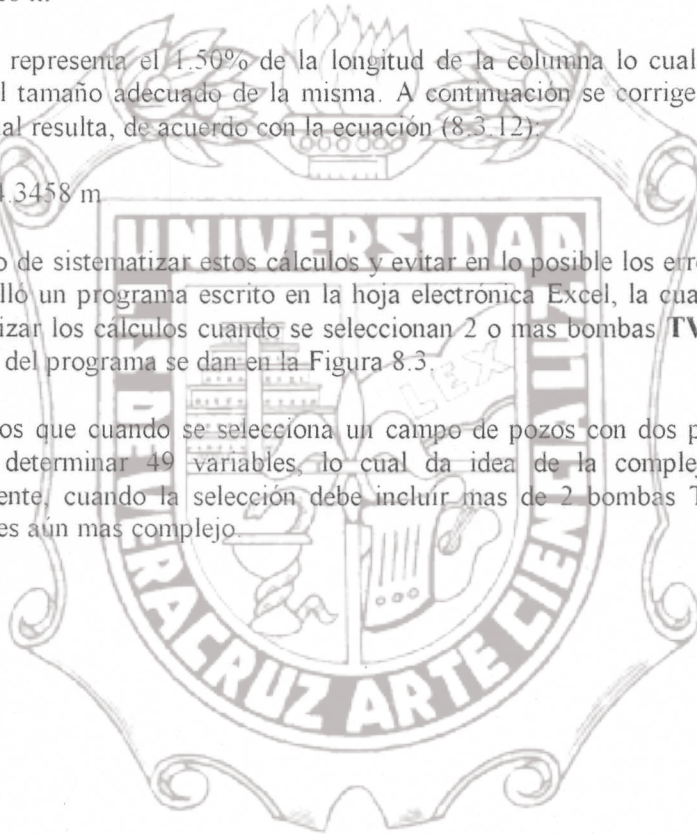


Tabla 8.3 Programa para la selección de dos Bombas TVPP en paralelo.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Selección de 2 Bombas TVPP instaladas en paralelo:							
2	Modelo 11H@1770 RPM CON 10 Impulsores cada bomba.							
3	Diám. Imp.=	7.75"	7.17"	6.58"		7.75"	7.17"	6.58"
4	a _{ij} =	22.891	19.0975	16.1108	A _{ij} =	228.9	190.98	161.108
5	b _{ij} =	-151.381	-102.272	-85.5064	B _{ij} =	-756.9	-511.4	-427.532
6	c _{ij} =	1692.8648	1137.376	804.8836	C _{ij} =	4232.2	2843.4	2012.209
7	k _{ij} =	-13127.4202	-12011.9	-10287.9498	K _{ij} =	-16409.3	-15014.9	-12859.9
8	Nl	10						
9	n	2						
10	Característica de operación del sistema de bombeo							
11	ND=	76.22		Tamaño Colum	10"x2.1/2"x1.1/2"		$\epsilon_1 =$	1.52E-06
12	Hed=	33.54		L _{td} =	600		$\epsilon_M =$	2.59E-04
13	L _c =	79.3		L _{tm} =	83		v =	1.14E-06
14	B=	51.6		g=	9.8			
15	X=	1.8717		Dd=	0.1991			
16	C _{0s} =	30.4878		DM=	0.2626			
17	C _{1s} =	158620.4276		$\Sigma Kd =$	1.812			
18	C _{2s} =	95.3756		$\Sigma KM =$	1.75			
19	C _{1M} =	5497.543		C _c =	134.214			
20	C _{2M} =	30.4385		H _{ic} =	2.3754			
21	Q _i (m ³ /s)	Q _{pi} =nQ _i (m ³ /s)	Di=7.75"	Di=7.17"	Di=6.58"	f _i =	f _M =	H _{TPI} =
22	0.000	0.00	228.910	190.98	161.11	0	0	109.76
23	0.005	0.01	221.748	186.13	157.02	0.023915	0.024366	109.9841
24	0.010	0.02	215.333	181.77	153.26	0.020378	0.022348	110.5353
25	0.015	0.03	209.569	177.79	149.75	0.018664	0.021548	111.3727
26	0.020	0.04	204.355	174.11	146.40	0.017577	0.021114	112.4785
27	0.025	0.05	199.594	170.64	143.15	0.016799	0.020841	113.8419
28	0.030	0.06	195.187	167.29	139.92	0.016202	0.020652	115.4547
29	0.035	0.07	191.036	163.96	136.63	0.015722	0.020515	117.3109
30	0.040	0.08	187.042	160.58	133.20	0.015324	0.020409	119.4054
31	0.045	0.09	183.107	157.04	129.55	0.014986	0.020327	121.7342
32	0.050	0.10	179.132	153.26	125.62	0.014693	0.020259	124.2937
33	0.055	0.11	175.019	149.15	121.31	0.014436	0.020204	127.0808
34	0.060	0.12	170.669	144.61	116.56	0.014207	0.020158	130.0820
35	0.065	0.13	165.985	139.56	111.28	0.014002	0.020118	133.3274
36	0.070	0.14	160.867	133.92	105.41	0.013816	0.020084	136.7824
37	0.075	0.15	155.217	127.57	98.85	0.013647	0.020054	140.4558
38	0.080	0.16	148.936	120.45	91.54	0.013491	0.020028	144.3458
39	0.085	0.17	141.927	112.45	83.40	0.013348	0.020005	148.4507
40	0.090	0.18	134.090	103.49	74.35	0.013215	0.019984	152.7692
41	0.095	0.19	125.328	93.48	64.31	0.013091	0.019966	157.2996

Con los datos calculados se ajusta el proceso de selección de la característica específica del modelo de bomba seleccionado (11H), para lo cual se puede volver a utilizar el programa H₂Optimized, tal como se observa en la Figura 8.4.

8.0 Método analítico para la selección de bombas en paralelo.

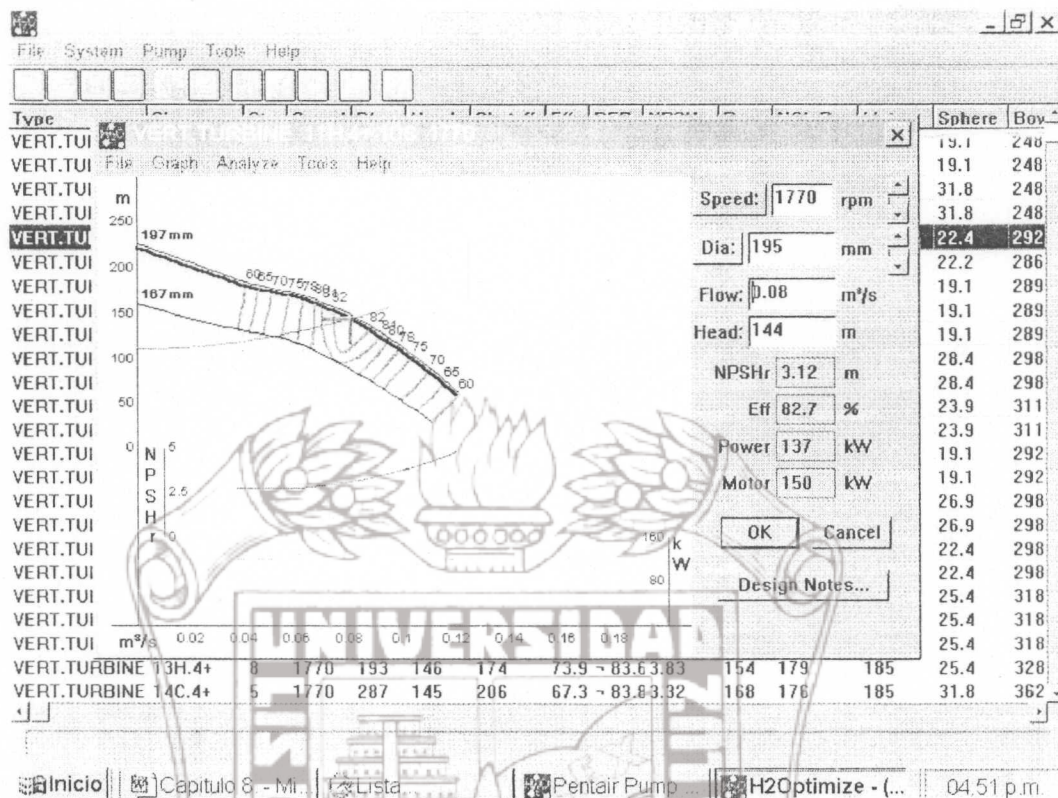


Figura 8.3 Selección definitiva programa H₂Optimize. (Pentair, Pump,2001).

Los valores que se obtienen en la selección definitiva, son:

- N = 1770 RPM
- NI = 10 Pasos (impulsores) en serie
- Diámetro del Impulsor = 195 mm.

EFICIENCIA = 82.7%.

La cual se corrige, tal como se vio en el Capítulo 7, disminuyéndola 2% a causa del material de fabricación del tazón (Hierro Fundido, ver Figura A.1, Apéndice A), la eficiencia corregida es igual a:

EFICIENCIA = 80.7%.

A continuación calculamos la potencia total de esta bomba operando en paralelo, utilizamos, como vimos anteriormente, la ecuación siguiente:

$$P_T = P_B + P_{pm} + P_{pBCA}$$

En esta ecuación se tiene:

$$P_B = \frac{Q_i H_{TPI} (s.g.)}{K_{00} \eta_B}$$

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

8.0 Método analítico para la selección de bombas en paralelo.

Los datos en esta ecuación son:

$$Q_i = 0.08 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$H_{TPi} = 144.3458 \text{ m.}$$

$$s. g. = 1.$$

$$K_{00} = 0.075.$$

$$\eta_B = 0.807.$$

Entonces:

$$P_B = 188.28 \text{ Hp.}$$

Las pérdidas mecánicas ocasionadas por la flecha de transmisión valen 1.20 por cada 30.4878 m de longitud de columna y están dadas en la Tabla C.7, Apéndice C. Por lo que estas pérdidas valen:

$$P_{pm} = \frac{1.20}{30.4878} (79.30) = 3.12$$

Antes de calcular la pérdida por balero de carga axial, se calcula el valor de la carga axial total con la ecuación siguiente:

$$CAT = (K_T H_{TPi}) + (K_a (NI)) + (K_s L_f)$$

Los valores de las parámetros en esta fórmula son:

$$K_T = 15 \text{ Libras} \cdot \text{pie}^{-1}$$

$$H_{TPi} = 144.35 \text{ m (473.47 pies)}$$

$$K_a = 33.0 \text{ Libras} \cdot \text{paso}^{-1}$$

$$NI = 10 \text{ Impulsores en serie}$$

$$K_s = 6.0 \text{ Libras} \cdot \text{pie}^{-1}$$

$$L_f = L_c = 79.30 \text{ m (260 pies)}$$

Sustituyendo valores se tiene:

$$CAT = 8992.05 \text{ Libras.}$$

Entonces la potencia pérdida por el balero de carga axial se calcula con la fórmula:

$$P_{pm} = 0.0075 \left(\frac{1770}{100} \right) \left(\frac{8992.05}{1000} \right) = 1.1940 \text{ Hp.}$$

La potencia total de acuerdo con la fórmula anterior tiene el valor siguiente:

$$P_T = 192.594 \text{ Hp.}$$

8.0 Método analítico para la selección de bombas en paralelo.

La flecha de la columna de 1½" de diámetro es capaz de transmitir a la CAT calculada, hasta 199 Hp de potencia (ver Tabla C.6, Apéndice C).

El motor que debe ser seleccionado para este caso es:

- 1 Motor eléctrico vertical, flecha hueca, abierto a prueba de goteo, de 200 Hp. 4 polos. 1770 RPM. 3/220/440 volts. 60 Hertz.

El cabezal de descarga en este caso tiene las dimensiones de 10" x 10" x 8".

Se verifica finalmente si el alargamiento de la flecha de transmisión está dentro del alargamiento máximo recomendado para el cuerpo de tazones (0.850 pulgadas, ver Figura A.1, Apéndice A) y de la Tabla C.7, Apéndice C, se obtiene:

$$K = 14.7582$$
$$K' = 3.9623$$

Y de los datos del sistema de bombeo, se obtiene:

$$L_f = 79.30 \text{ m (260 pies)}$$
$$H_{TPI} = 144.3458 \text{ m (473.45 pies)}$$
$$s.g. = 1$$

Para calcular el alargamiento de la flecha de transmisión se utiliza la ecuación siguiente,

$$\delta = \frac{L_f (H_{TPI} K + 2H_{TPI} K' - L_f K') (s.g.)}{10,000,000}$$

Sustituyendo los valores anteriores en esta última fórmula, se obtiene:

$$\delta = 0.2524 \text{ pulgadas.}$$

Valor que es bastante menor que el máximo alargamiento permitido.

En la Figura 8.5 se publica la hoja correspondiente a los Cálculos Mecánicos, en donde se realizan éstos en forma programada.

Tesis de Maestría

8.0 Método analítico para la selección de bombas en paralelo.

Tabla 8.4 Cálculos de potencia, carga axial y alargamiento en el Programa Excel.

	A	B	C	D	E	F
1	Selección de 2 Bombas TVPP en paralelo					
2	Cálculos mecánicos					
3						
4	Cálculos de la potencia total requerida (P_T) en Hp.					
5	Q_i (m^3/s)=	0.08	P_{mu} =	1.2	N =	1770
6	H_{TPi} (m)=	144.3458	C_0 =	30.4878	K_0 =	0.0075
7	K_{00} =	0.076	L_f =	79.3	CAT	8992.05
8	η_B =	0.807				
9						
10	P_B (Hp)=	188.2812	P_{pm} =	3.1212	P_{BCA} =	1.1937
11	P_T (Hp)=	192.60				
12	Cálculo de la Carga Axial Hidráulica (CAT) en Libras					
13	K_r =	15				
14	H_{TP} =	473.47				
15	K_a =	33				
16	N_i =	10				
17	K_s =	6				
18	L_f =	260	CAT (Lbs)=	8992.05		
19						
20	Alargamiento de la flecha de transmisión (Sist. Inglés de unidades)					
21	L_f =	260				
22	H_{TP} =	473.47				
23	K' =	3.9623				
24	K =	14.7582				
25	δ (pulgadas)=	0.25244511				

8.0 Método analítico para la selección de bombas en paralelo.

Finalmente se describe en la Tabla 8.5 el equipo seleccionado.

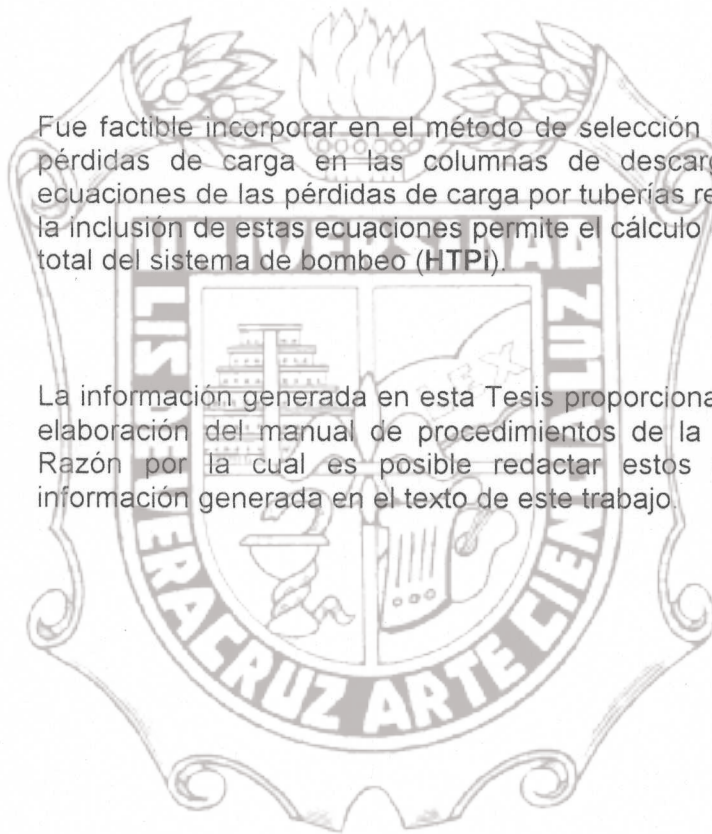
Tabla 8.5 Descripción de las dos bombas TVPP en paralelo.

Concepto	Cantidad	Unidad	Precio unitario	importe
Motor eléctrico vertical, flecha hueca. Abierto a prueba de goteo de 3/220/440/60 Hertz, 200 Hp. 4 polos 1770 RPM	1	pieza	\$56,191.00	\$56,191.00
Cabezal de descarga tamaño 16 1/2" x 10" x 8" con lubricador por aceite	1	pieza	\$10,293.00	\$10,293.00
Columna de descarga de 10" x 2 1/2" x 1 1/2" en tramos de 3.05 m (10 pies)	79.30 m (260 pies)	metro	\$2,293.11	\$181,843.62
Cuerpo de tazones, modelo 11H a 1770 RPM con 9 impulsores de 7.67 pulgadas de diámetro cada uno	1	pieza	\$38,505.00	\$38,505.00
Tubo de succión con colador cónico de 10 pulgadas de diámetro	1	pieza	\$6,132.00	\$6,132.00
TOTAL sin IVA =				\$292,964.62

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

CONCLUSIONES

1. El método desarrollado permite realizar la selección de bombas TVPP con una mayor facilidad, rapidez y exactitud comparado con el método gráfico tradicional.
2. Fue factible incorporar en el método de selección las ecuaciones de pérdidas de carga en las columnas de descarga, así como las ecuaciones de las pérdidas de carga por tuberías rectas y accesorios, la inclusión de estas ecuaciones permite el cálculo exacto de la carga total del sistema de bombeo (HTPi).
3. La información generada en esta Tesis proporciona las bases para la elaboración del manual de procedimientos de la norma ISO 9002. Razón por la cual es posible redactar estos manuales con la información generada en el texto de este trabajo.



Bibliografía

1. **Chow V. T., Maidment D. R., Mays L. N. (1994);** "Hidrología aplicada" Editorial McGraw – Hill.
2. **Crane Company (1981);** "Flow of Fluids Throug Valves, Fittings, and Pipe". Editorial Crane Co.
3. **Fairbanks Morse Pumps (1999);** "Turbine and Propeller Pumps Manual". Editorial Pentair Pump Group.
4. **Franzini J. B. y Finnemore E. J. (1999);** "Mecánica de Fluidos con Aplicaciones en Ingeniería". 9ª. Edición. Editorial. McGraw-Hill.
5. **H₂Optimize 2001.** Software, Pentair Pump Group. <http://www.pentair.com>
6. **Hydraulic Institute (2000);** "Hydraulic Institute Standard and Engineering Data Book"; 2a. Edición. Editorial Hydraulic Institute. U. S. A.
7. **Karassik I. J., Krutzsch W. C. y otros (1983);** "Manual de Bombas" Editorial McGraw – Hill.
8. **Streeter V. L., Wylie E. B. y Bedford K. W. (2000);** "Mecánica de fluidos", 9a. Edición, Editorial. McGraw – Hill.

Apéndice A

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

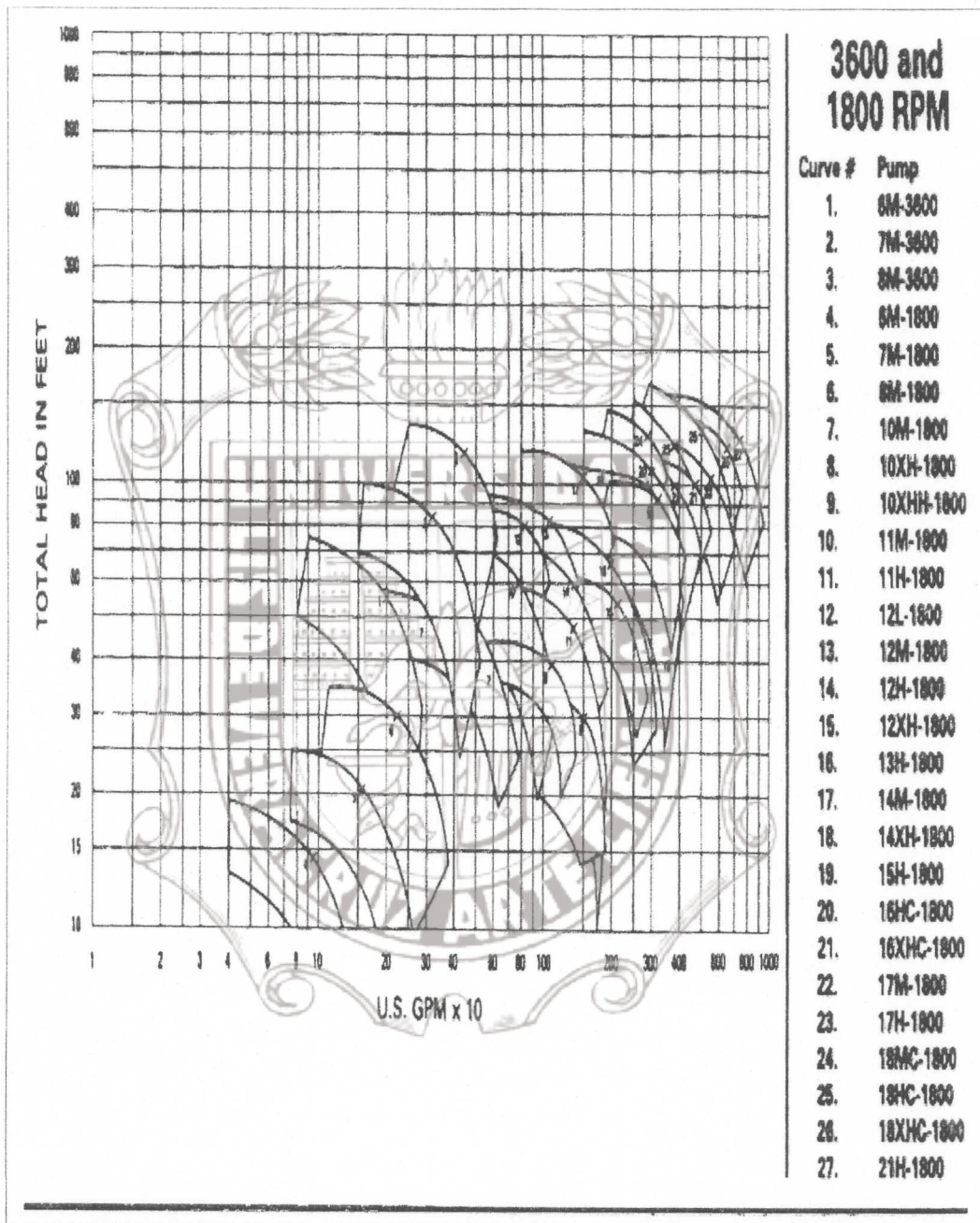


Figura A.1 Curvas en colina (Carta de cobertura). Operación de Bombas TVPP. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

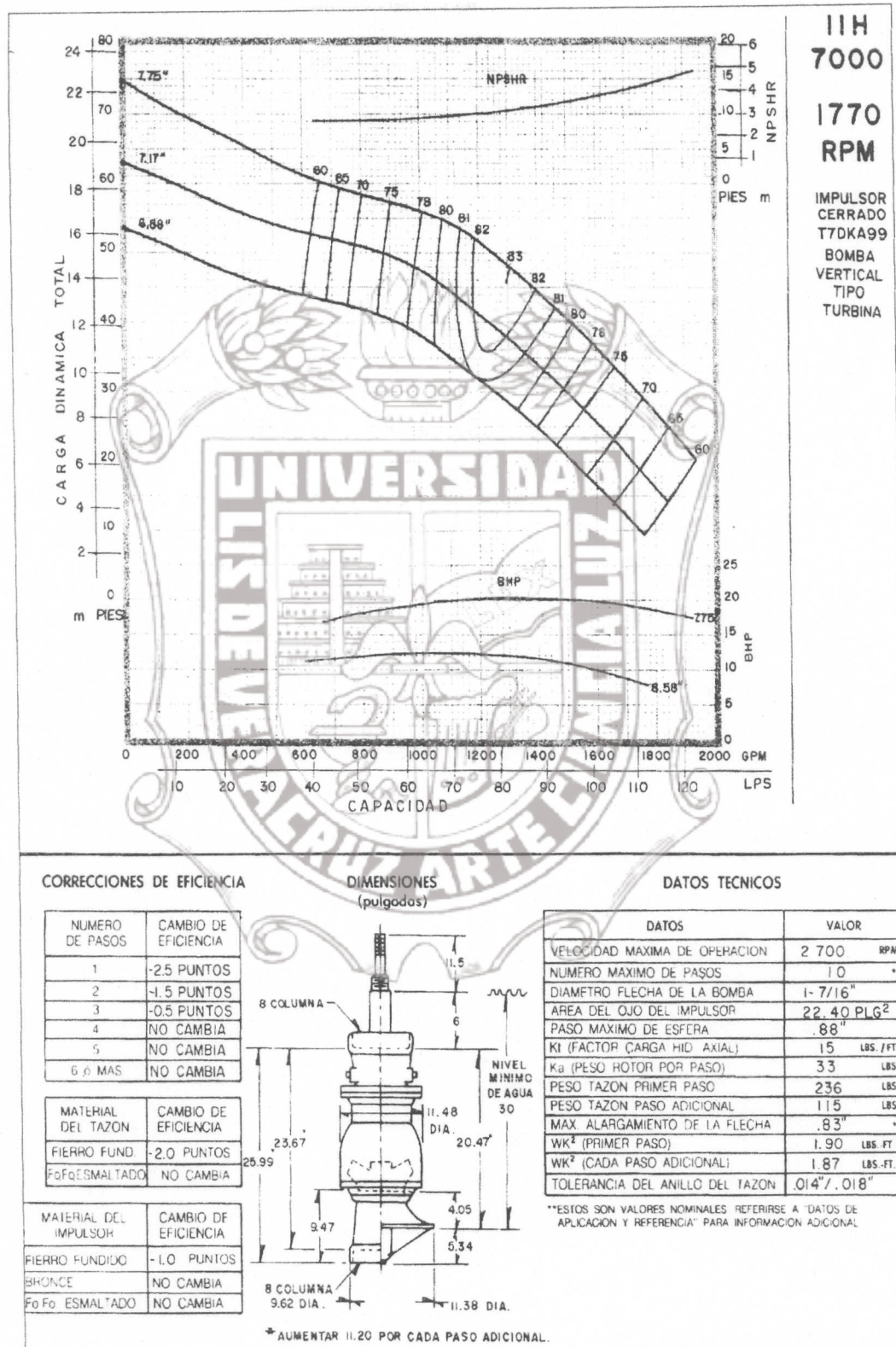


Figura A.2 Bomba TVPP Modelo 11H @ 1760 RPM. (Fairbanks Morse Pumps,1999).

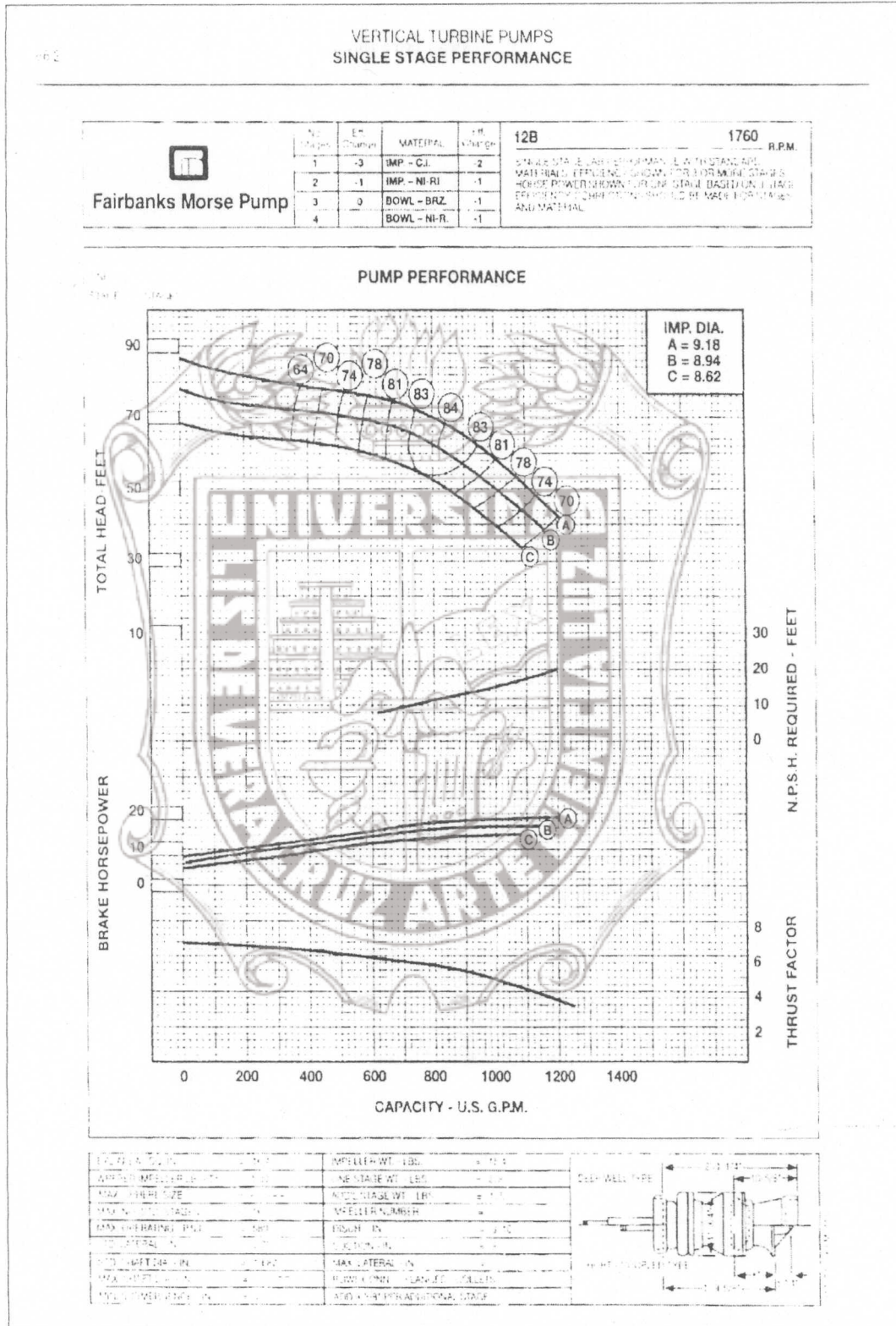


Figura A.3 Bomba TVPPP Modelo 12 B @ 1760 RPM. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

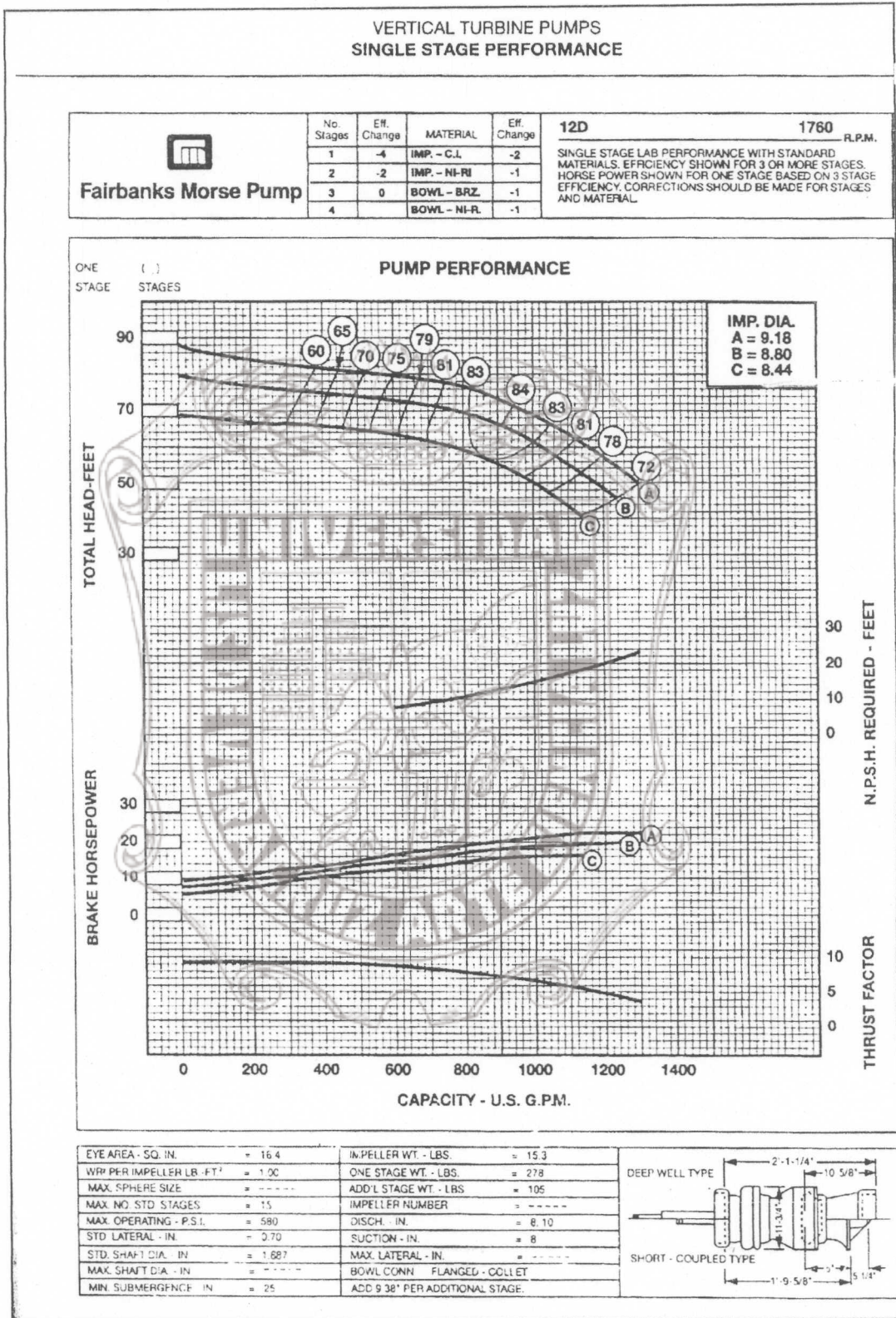


Figura A.4 Bomba TVPP. Modelo 12D @ 1770 RPM. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

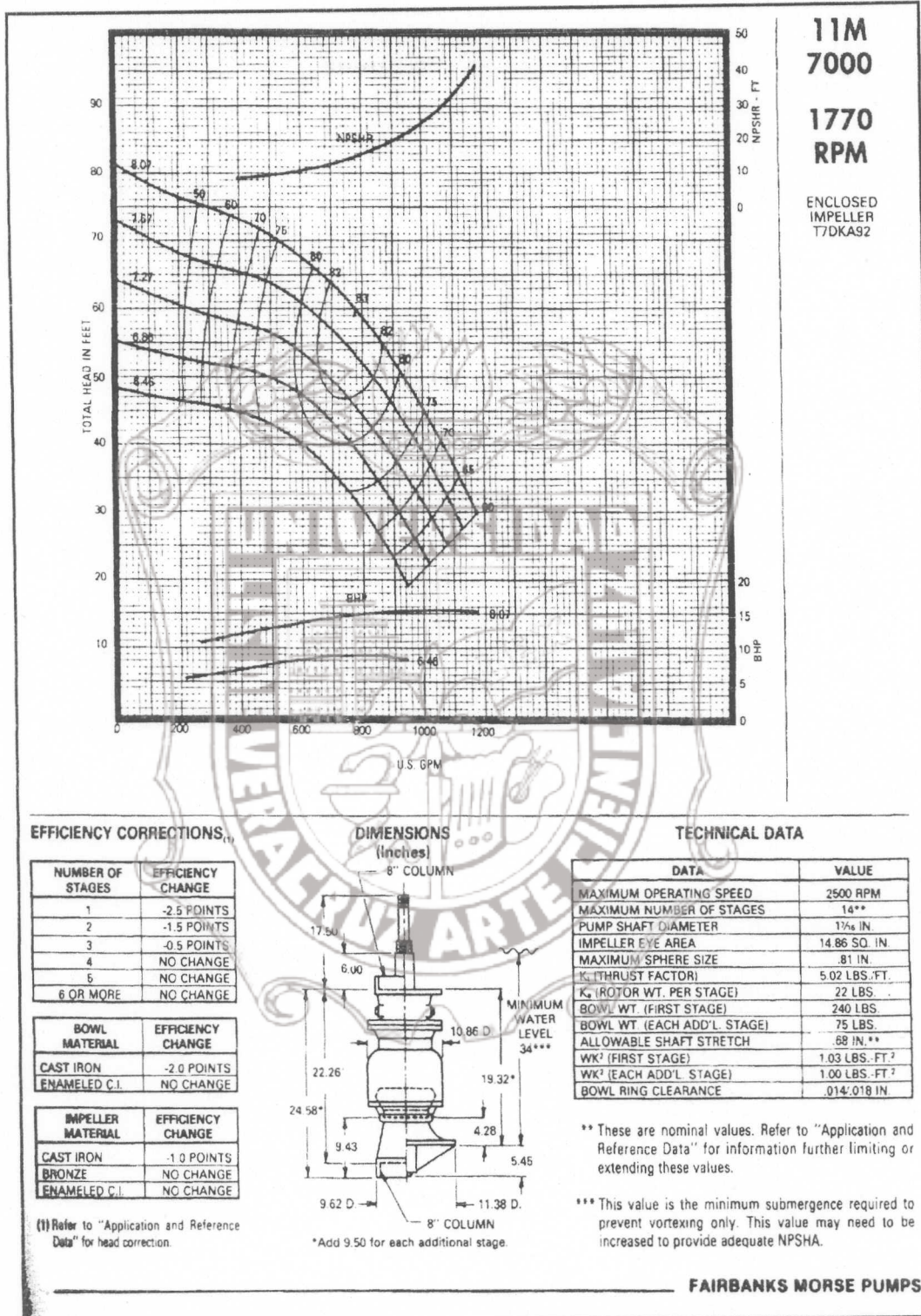


Figura A.5 Bomba TVPP. Modelo 11M. D-7000 Impulsor cerrado. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

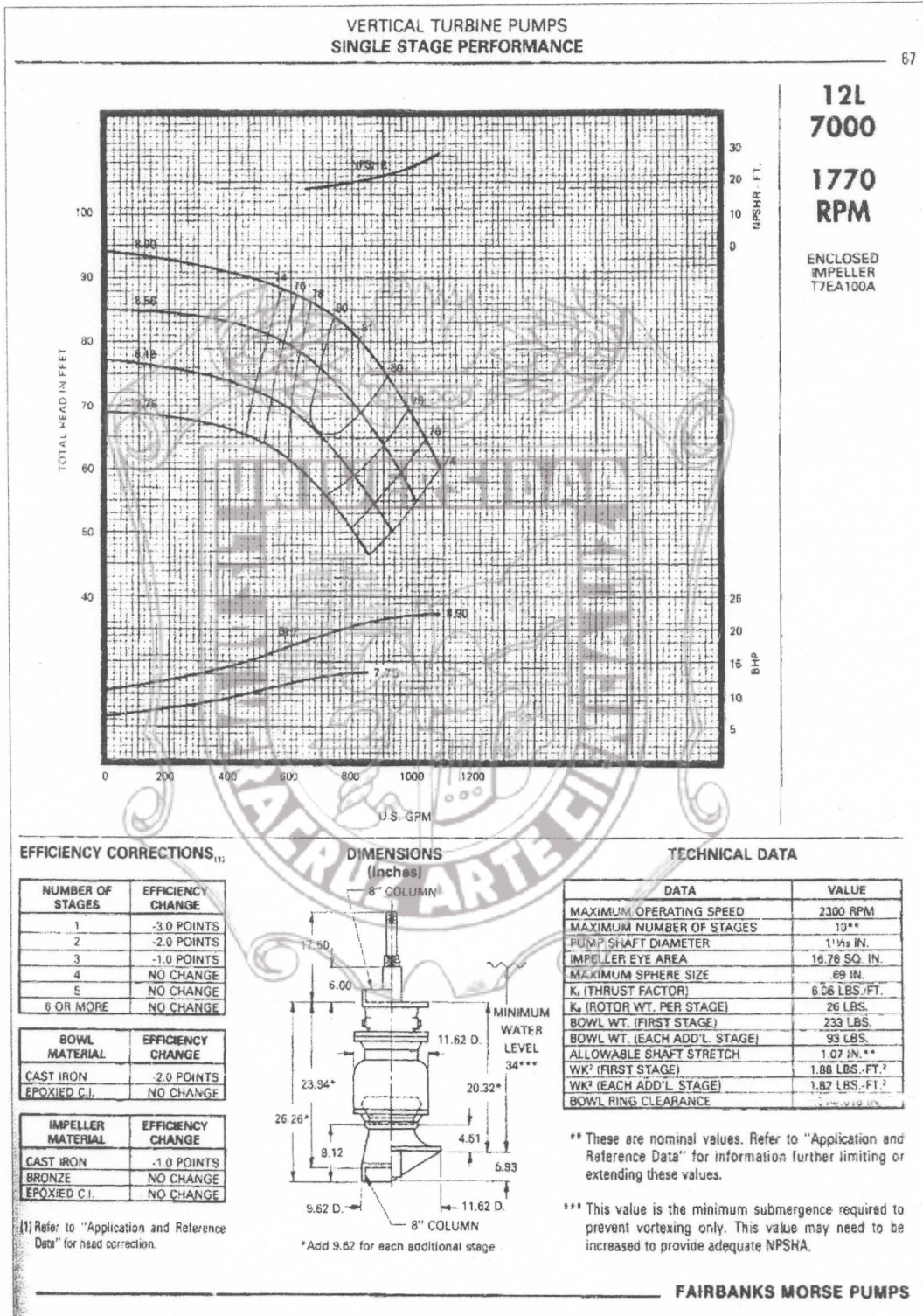


Figura A.6 TVPP. Modelo 12L. D-7000. Impulsor cerrado. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

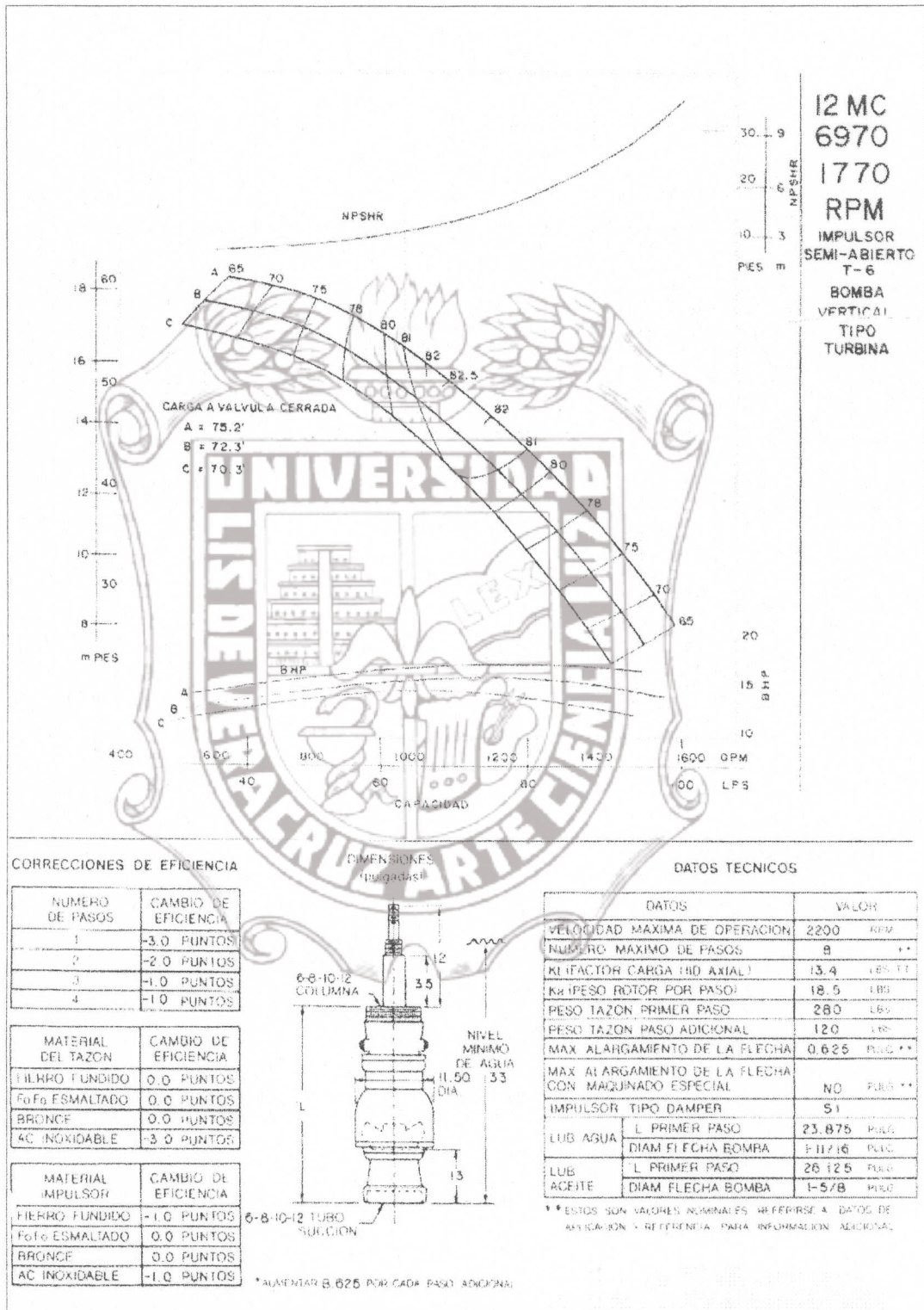


Figura A.7 TVPP. Modelo 12MC. 6970 Impulsor semi-abierto. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

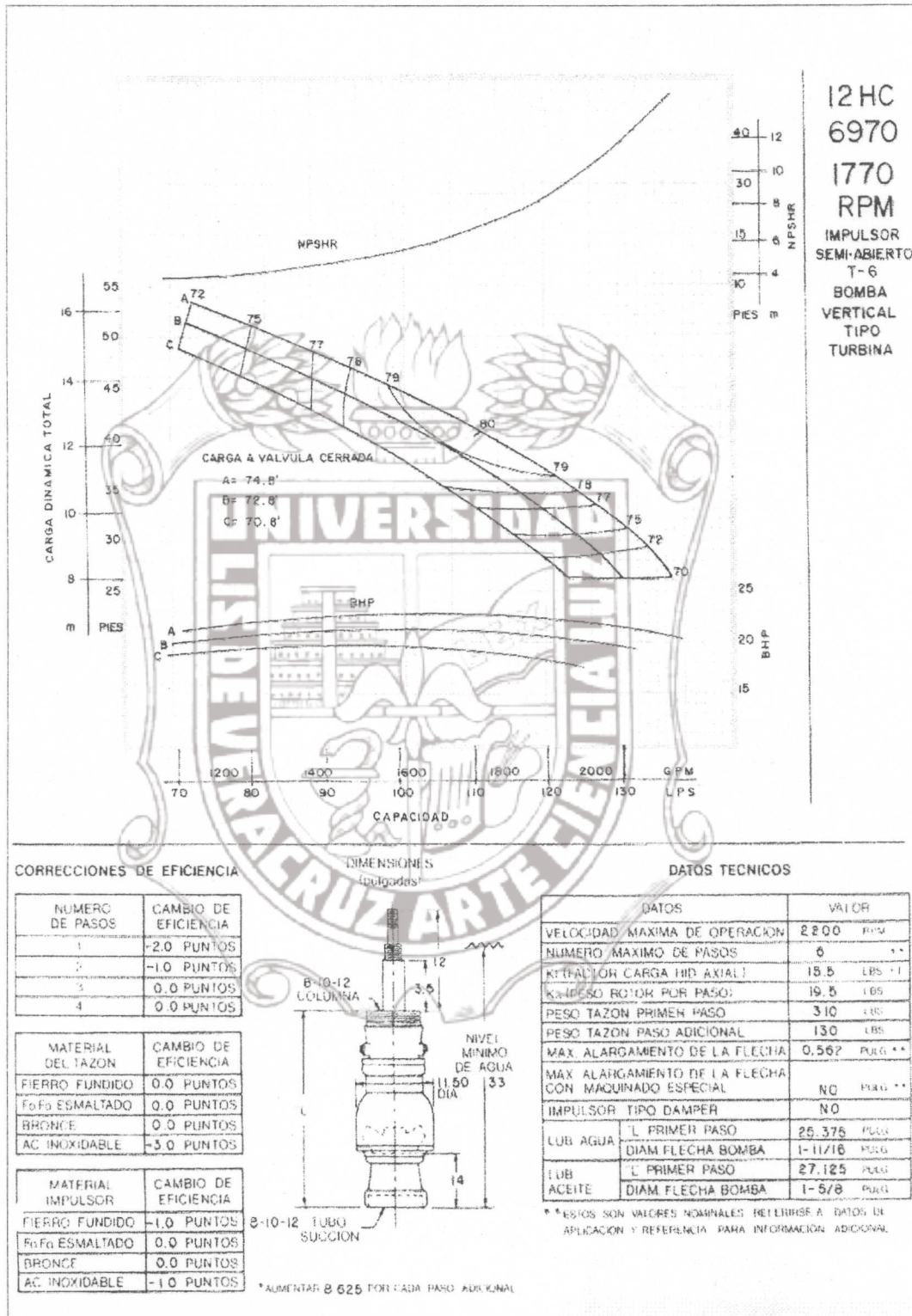


Figura A.8 TVPP. Modelo 12HC. Impulsor semi-abierto. (Fairbanks Morse Pumps,1999).

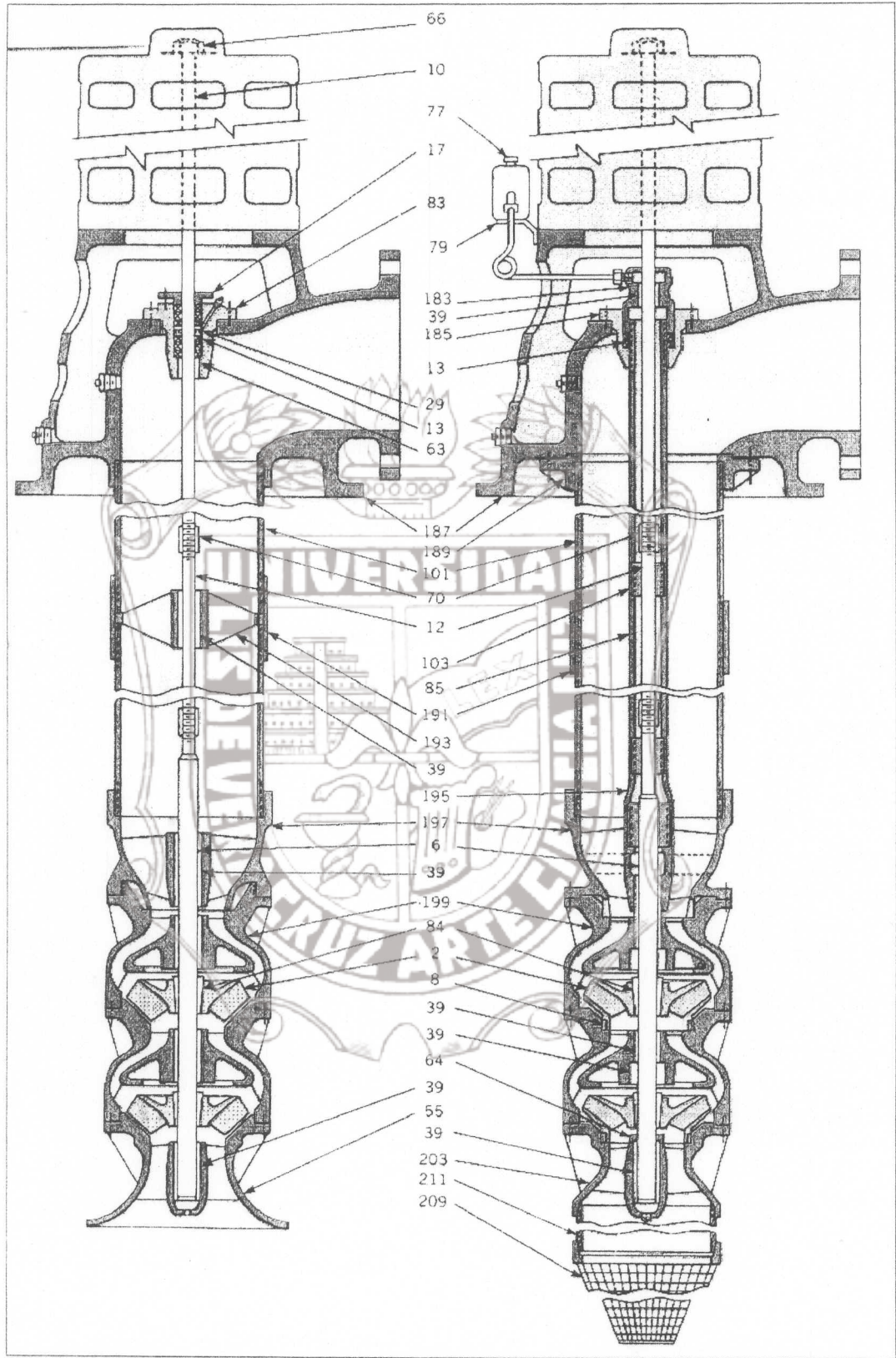


Figura A.9 Bomba TVPP. Partes constitutivas.(Hydraulics Institute, 2000).

Partes Constitutivas de una bomba TVPP. Hydraulic Institute, 2000.

No. Parte	Nombre
2	Impulsor
6	Flecha de la bomba
8	Anillo del impulsor
10	Flecha del cabezal
12	Flecha del Motor (Accionador)
13	Empaque
17	Glándula
29	Anillo de linterna
39	Buje del balero
55	Campana de succión
63	Buje de caja de empaque
64	Collar protector
66	Tuerca de ajuste de flecha
70	Cople de flecha
77	Lubricador
79	Tornillo del lubricador
83	Caja de empaque
84	Cono, candado del impulsor
85	Tubo funda de la flecha
101	Tubo, Columna de descarga
103	Chumaceras para flecha de línea lubricadas por aceite
183	Tuerca tensora
185	Plato tensor, funda
187	Cabezal de descarga sobre superficie
189	Brida, parte superior de la columna
191	Cople, tubo funda
193	Buje retén, flecha de línea lubricada por agua
195	Adaptador del tubo funda
197	Tazón de descarga
199	Tazón intermedio
203	Tazón de succión
209	Colador
211	Tubo de succión

Apéndice B

Pérdidas en columnas de descarga (Sistema Inglés de unidades).

TABLA H_{r1} Pérdidas de carga en columnas de descarga Sistema Inglés de Unidades (pies por 100 pies).

Tamaño de columna (Pulgadas)	Valores:		Rango óptimo (GPM)
	B	X	
6x1 $\frac{1}{2}$ x1	1.5555 x10 ⁻⁰⁵	1.7952	225 a 600
6x2x1 $\frac{1}{4}$	6.5251 x10 ⁻⁰⁵	1.8100	200 a 550
6x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	1.4066 x10 ⁻⁰⁴	1.7406	175 a 450
6x3x1 $\frac{15}{16}$	1.1641 x10 ⁻⁰⁴	1.8559	125 a 325
8x1 $\frac{1}{2}$ x1	6.7021 x10 ⁻⁰⁶	1.8179	700 a 1720
8x2x1 $\frac{1}{4}$	9.5547 x10 ⁻⁰⁶	1.8469	400 a 1300
8x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	9.4961 x10 ⁻⁰⁶	1.8765	450 a 1200
8x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	1.9247 x10 ⁻⁰⁵	1.8198	375 a 960
10x1 $\frac{1}{2}$ x1	2.3441 x10 ⁻⁰⁶	1.8356	1200 a 2800
10x2x1 $\frac{1}{4}$	2.9524 x10 ⁻⁰⁶	1.8223	800 a 2800
10x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	2.3304 x10 ⁻⁰⁶	1.8717	1000 a 2450
10x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	3.4159 x10 ⁻⁰⁶	1.8477	900 a 2200
12x2x1 $\frac{1}{4}$	1.1664 x10 ⁻⁰⁶	1.8210	1800 a 4400
12x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	9.5698 x10 ⁻⁰⁷	1.8621	1600 a 4200
12x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	1.0082 x10 ⁻⁰⁶	1.8741	1500 a 3800
12x3 $\frac{1}{2}$ x2 $\frac{7}{16}$	1.2751 x10 ⁻⁰⁶	1.8749	1400 a 3400
14x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	5.4956 x10 ⁻⁰⁷	1.8657	2200 a 5500
14x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	7.0064 x10 ⁻⁰⁷	1.8492	2200 a 5200
14x3 $\frac{1}{2}$ x2 $\frac{7}{16}$	9.6396 x10 ⁻⁰⁷	1.8274	2000 a 4800
14x4x2 $\frac{11}{16}$ o2 $\frac{15}{16}$	8.3811 x10 ⁻⁰⁷	1.8495	1800 a 4650
14x5x3o3 $\frac{11}{16}$	1.2070 x10 ⁻⁰⁶	1.8328	1800 a 4200
16x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	3.5668 x10 ⁻⁰⁷	1.8279	3400 a 8200
16x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	4.0485 x10 ⁻⁰⁷	1.8236	3200 a 7800
16x3 $\frac{1}{2}$ x2 $\frac{7}{16}$	4.1152 x10 ⁻⁰⁷	1.8346	3000 a 7400
16x4x2 $\frac{11}{16}$ o2 $\frac{15}{16}$	4.4039 x10 ⁻⁰⁷	1.8314	3000 a 7400
16x5x3o3 $\frac{11}{16}$	5.8285 x10 ⁻⁰⁶	1.8099	2800 a 6800
18x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	1.4642 x10 ⁻⁰⁷	1.8834	6000 a 10000
18x3 $\frac{1}{2}$ x2 $\frac{7}{16}$	1.4691 x10 ⁻⁰⁷	1.8949	6500 a 9500
18x4x2 $\frac{11}{16}$ o2 $\frac{15}{16}$	1.7905 x10 ⁻⁰⁷	1.8840	6500 a 9000
18x5x3o3 $\frac{11}{16}$	9.6299 x10 ⁻⁰⁸	1.9858	7000 a 9000

Instituto de Ingeniería y Tecnología
Universidad Veracruzana

Continuación TABLA H_{f1} Pérdidas de carga en columnas de descarga Sistema Inglés de unidades (pies por 100 pies).

Tamaño de columna (Pulgadas)	Valores:		Rango óptimo (GPM)
	B	X	
20x3x1 ¹⁵ / ₁₆ o 2 ³ / ₁₆	7.5164 x10 ⁻⁰⁸	1.8817	8500 a 14500
20x3 ¹ / ₂ x2 ⁷ / ₁₆	1.092 x10 ⁻⁰⁷	1.8594	8500 a 13500
20x4x2 ¹¹ / ₁₆ o 2 ¹⁵ / ₁₆	1.0827 x10 ⁻⁰⁷	1.8752	8500 a 12500
20x5x2 ¹⁵ / ₁₆ o 3 ¹¹ / ₁₆	1.3901 x10 ⁻⁰⁷	1.8782	8500 a 10500
24x3x1 ¹⁵ / ₁₆ o 2 ³ / ₁₆	3.1401 x10 ⁻⁰⁸	1.8550	12500 a 25000
24x3 ¹ / ₂ x2 ⁷ / ₁₆	3.7047 x10 ⁻⁰⁸	1.8506	12500 a 25000
24x4x2 ¹¹ / ₁₆ o 2 ¹⁵ / ₁₆	2.5220 x10 ⁻⁰⁸	1.9052	12500 a 25000
24x5x3o3 ¹¹ / ₁₆	5.7844 x10 ⁻⁰⁸	1.8450	8500 a 20000
30x4x2 ¹¹ / ₁₆ o 2 ¹⁵ / ₁₆	8.1044 x10 ⁻⁰⁹	1.8812	20000 a 50000
30x5x3o3 ¹¹ / ₁₆	2.1427 x10 ⁻⁰⁸	1.8021	18000 a 50000

Las pérdidas de carga en las columnas de descarga se calculan con la fórmula:

$$H_{fc} = L_c \frac{B}{100 \text{ pies}} Q^X$$

en donde:

H_{fc} = Pérdida de carga en la columna de descarga en pies.

L_c = Longitud total de la columna de descarga en pies.

B = Coeficiente obtenido por regresión lineal.

X = Exponente obtenido por regresión lineal.

Los parámetros B y X son los dados en la Tabla para cada tamaño de columna.

Q = Gasto en Galones por Minuto.

TABLA H₁₂ Pérdidas de carga en columnas Sistema Internacional de unidades.

Tamaño de columna (Pulgadas)	Valores de:		Rango óptimo (m ³ · s ⁻¹)
	B	X	
6x1 $\frac{1}{2}$ x1	585.15	1.7952	0.0142 a 0.0379
6x2x1 $\frac{1}{4}$	795.89	1.8100	0.0145 a 0.0379
6x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	874.22	1.7406	0.0110 a 0.0315
6x3x1 $\frac{15}{16}$	<u>2212.8</u>	<u>1.8559</u>	<u>0.0079 a 0.0205</u>
8x1 $\frac{1}{2}$ x1	88.241	1.8179	0.0442 a 0.1085
8x2x1 $\frac{1}{4}$	166.56	1.8469	0.0252 a 0.0820
8x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	220.29	1.8765	0.0284 a .0757
8x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	257.96	1.8198	0.0237 a 0.0606
10x1 $\frac{1}{2}$ x1	36.63	1.8356	0.0757 a 0.1767
10x2x1 $\frac{1}{4}$	40.556	1.8223	0.0505 a 0.1767
10x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	51.600	1.8717	0.0631 a 0.1546
10x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	<u>59.973</u>	<u>1.8477</u>	<u>0.0568 a 0.1388</u>
12x2x1 $\frac{1}{4}$	15.819	1.8210	0.1136 a 0.2776
12x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	19.32	1.8621	0.1009 a 0.2650
12x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	22.86	1.8741	0.0946 a 0.2397
14x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	11.49	1.8657	0.1388 a 0.3470
14x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	12.477	1.8492	0.1388 a 0.3281
14x3 $\frac{1}{2}$ x2 $\frac{7}{16}$	13.92	1.8274	0.1262 a 0.3028
14x4x2 $\frac{11}{16}$ o2 $\frac{15}{16}$	14.98	1.8495	0.1136 a 0.2934
14x5x3o3 $\frac{11}{16}$	<u>18.36</u>	<u>1.8328</u>	<u>0.1136 a 0.2650</u>
16x2 $\frac{1}{2}$ x1 $\frac{1}{2}$ o1 $\frac{11}{16}$	5.1728	1.8279	0.2145 a 0.5174
16x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	5.6307	1.8236	0.2019 a 0.4921
16x3 $\frac{1}{2}$ x2 $\frac{7}{16}$	6.3681	1.8346	0.1893 a 0.4669
16x4x2 $\frac{11}{16}$ o2 $\frac{15}{16}$	6.6052	1.8314	0.1893 a 0.4669
16x5x3o3 $\frac{11}{16}$	<u>7.0978</u>	<u>1.8099</u>	<u>0.1767 a 0.4290</u>
18x3x1 $\frac{15}{16}$ o2 $\frac{3}{16}$	3.6329	1.8834	0.3785 a 0.6309
18x3 $\frac{1}{2}$ x2 $\frac{7}{16}$	4.0731	1.8949	0.4101 a 0.5994

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Continuación TABLA H_{f2} Pérdidas de carga en columnas Sistema Internacional de unidades.

Tamaño de columna (Pulgadas)	Valores de:		Rango óptimo (m ³ . s ⁻¹)
	B	X	
18x4x2 ¹¹ / ₁₆ o 2 ¹⁵ / ₁₆	4.4655	1.8840	0.4101 a 0.5070
18x5x3o3 ¹¹ / ₁₆	6.4295	1.9858	0.4416 a 0.5678
20x3x1 ¹⁵ / ₁₆ o 2 ³ / ₁₆	1.8338	1.8817	0.5363 a 0.9148
20x3 ¹ / ₂ x 2 ⁷ / ₁₆	2.1473	1.8594	0.5363 a 0.8517
20x4x2 ¹¹ / ₁₆ o 2 ¹⁵ / ₁₆	2.4808	1.8752	0.5363 a 0.7886
20x5x3o3 ¹¹ / ₁₆	3.2787	1.8782	0.5363 a 0.6625
24x3x1 ¹⁵ / ₁₆ o 2 ³ / ₁₆	0.5919	1.8550	0.8235 a 1.5773
24x3 ¹ / ₂ x 2 ⁷ / ₁₆	0.6693	1.8506	0.8235 a 1.5773
24x4x2 ¹¹ / ₁₆ o 2 ¹⁵ / ₁₆	0.7725	1.9052	0.8235 a 1.5773
24x5x3o3 ¹¹ / ₁₆	0.9897	1.8450	0.5363 a 1.2618
30x4x2 ¹¹ / ₁₆ o 2 ¹⁵ / ₁₆	0.1968	1.8812	1.2618 a 3.155
30x5x3o3 ¹¹ / ₁₆	0.2420	1.8021	1.1356 a 3.155

Las pérdidas de carga en las columnas de descarga se calculan con la fórmula:

$$H_{fc} = L_c \frac{B}{30.4878} Q^X$$

en donde

H_{fc} = Pérdidas de carga en la columna de descarga en metros.

L_c = Longitud total de la columna de descarga en metros.

B y X son el coeficiente y exponente respectivamente dados en la Tabla H_{f2} para cada tamaño de columna.

Q = Gasto en m³. s⁻¹.

Tabla B.1 Rugosidad absoluta (ϵ) en Tuberías nuevas. (Hydraulic Institute, 2000).

Material del tubo:	ϵ (metros)	ϵ (pies)
Acero comercial	4.5732×10^{-5}	1.500×10^{-4}
Acero inoxidable	4.5732×10^{-5}	1.500×10^{-4}
Hierro forjado	4.5732×10^{-5}	1.500×10^{-4}
Hierro Fundido sin revestir	2.5915×10^{-4}	8.500×10^{-4}
Hierro Fundido (revestido de asfalto)	1.2200×10^{-4}	4.000×10^{-4}
Hierro Galvanizado	1.5244×10^{-4}	5.000×10^{-4}
Concreto	$0.0017^{(1)}$	$0.006^{(1)}$
Asbesto - Cemento	1.5244×10^{-6}	5.000×10^{-6}
PVC (Hidraulico)	2.2000×10^{-5}	7.213×10^{-5}
Polietileno	2.9700×10^{-5}	9.730×10^{-5}

Tabla B.2 Coeficientes de resistencia K para válvulas de compuerta. (Crane Co. 1981).

Diámetro	K	
	Roscada	Bridada
½"	2.70	1.35
¾"	2.50	1.25
1"	2.30	1.15
1¼"	2.20	1.10
1½"	2.10	1.05
2"	1.90	0.95
2½", 3"	1.80	0.90
4"	1.70	0.85
5"	1.60	0.80
6"	1.50	0.75
8-10"	1.40	0.70
12-16"	1.30	0.65
18-24"	1.20	0.60

Tabla B.3 Coeficientes de resistencia K para válvulas de retención de columpio. (Crane Co., 1981).

Diámetro	K
½"	0.0216
¾"	0.2000
1"	0.184
1¼"	0.176
1½"	0.168
2"	0.152
2½", 3"	0.144
4"	0.136
5"	0.128
6"	0.120
8-10"	0.112
12-16"	0.104
18-24"	0.096

Instituto de Ingeniería y Tecnología Universidad Veracruzana

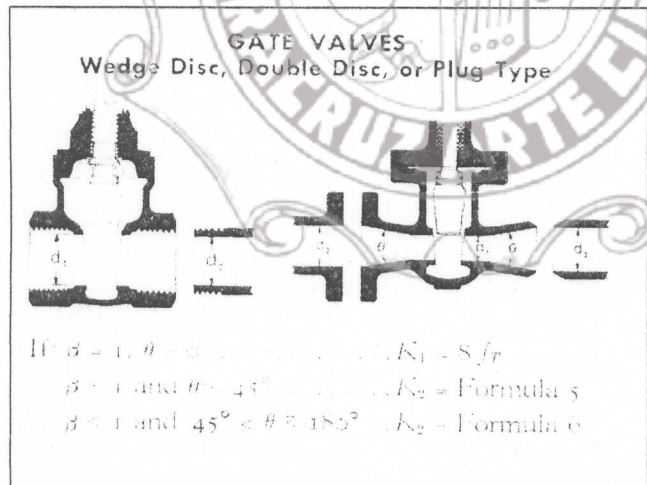


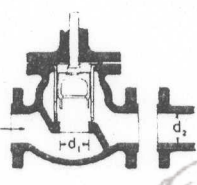
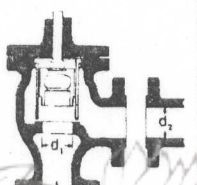
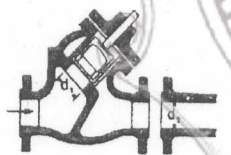
Tabla B.4 Coeficiente de resistencia K para válvulas de Globo y ángulo. (Crane Co., 1981).

		Válvulas Check	
		K	
Diámetro	Roscadass	Ext. Soldables	
	600 FT	55 FT	
1"	16.20	1.485	
2"	15.00	1.375	
3"	13.80	1.265	
4"	13.20	1.210	
1 1/4"	12.60	1.155	
1 1/2"	11.40	1.045	
2"	10.80	0.990	
2 1/2 a 3"	10.20	0.935	
4"	9.60	0.880	
5"	9.00	0.825	
6"	8.40	0.770	
8-10"	7.80	0.715	
12-16"	7.20	0.660	
18-24"			

Tabla B.5 Coeficientes de resistencia K para válvulas check elevadoras y de extremos soldables. (Crane Co., 1981).


		Válvulas Check	
		K	
Diámetro	Roscadass	Ext. Soldables	
	600 FT	55 FT	
1"	16.20	1.485	
2"	15.00	1.375	
3"	13.80	1.265	
4"	13.20	1.210	
1 1/4"	12.60	1.155	
1 1/2"	11.40	1.045	
2"	10.80	0.990	
2 1/2 a 3"	10.20	0.935	
4"	9.60	0.880	
5"	9.00	0.825	
6"	8.40	0.770	
8-10"	7.80	0.715	
12-16"	7.20	0.660	
18-24"			

Tabla B.7 Coeficientes de resistencia K para válvulas check de cierre rápido, tipos Globo y ángulo. (Crane Co., 1981).

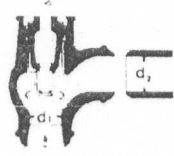
STOP-CHECK VALVES (Globe and Angle Types)		K		
		Globo(400f _T)		Angulo(200f _T)
		Diámetro	β=1	β=1
		1/2"	10.80	5.40
		3/4"	10.00	5.00
		1"	9.20	4.60
		1 1/4"	8.80	4.40
		1 1/2"	8.40	4.20
		2"	7.60	3.80
		2 1/2", 3"	7.20	3.60
		4"	6.80	3.40
		5"	6.40	3.20
		6"	6.00	3.00
		8 a 10"	5.60	2.80
		12 a 16"	5.20	2.60
		18 a 24"	4.80	2.40
<p>If: $\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$ If: $\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$</p> <p>$\beta < 1 \dots K_2 = \text{Formula 7}$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Formula 7}$</p> <p>Minimum pipe velocity for full disc lift $= 55 \beta^2 \sqrt{V}$ Minimum pipe velocity for full disc lift $= 75 \beta^2 \sqrt{V}$</p> <p>$\beta = \frac{d_1}{d_2}$</p> <p>$V = \frac{1}{\gamma} = \text{Volumen específico del agua}$</p>				
		K		
		Diámetro	Globo(300f _T)	Angulo(350f _T)
		1/2"	8.10	9.45
	3/4"	7.50	8.75	
	1"	6.90	8.05	
	1 1/4"	6.60	7.70	
	1 1/2"	6.30	7.35	
	2"	5.70	6.65	
	2 1/2", 3"	5.40	6.30	
	4"	5.10	5.95	
	5"	4.80	5.60	
	6"	5.25	5.25	
	8-10"	4.20	4.90	
	12-16"	3.90	4.55	
	18-24"	3.60	4.20	
<p>If: $\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$ If: $\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$</p> <p>$\beta < 1 \dots K_2 = \text{Formula 7}$ $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Formula 7}$</p> <p>Minimum pipe velocity (fps) for full disc lift $= 60 \beta^2 \sqrt{V}$</p>				

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tabla B.8 Coeficientes de resistencia K para válvulas check de pistón, globo y ángulo. (Crane Co., 1981).



If:
 $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_r$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Formula 7}$




If:
 $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_r$
 $\beta < 1 \dots K_2 = \text{Formula 7}$

K	
Diámetro	Globo y Angulo K=55f _r
1/2"	1.485
3/4"	1.375
1"	1.265
1 1/4"	1.210
1 1/2"	1.155
2"	1.045
2 1/2", 3"	0.990
4"	0.935
5"	0.880
6"	0.825
8-10"	0.770
12-16"	0.715
18-24"	0.660

Minimum pipe velocity (fps) for full disc lift
 $= 140 \beta^2 \sqrt{V}$

Tabla B.9 Coeficientes de resistencia K para válvulas de Mariposa. (Crane Co., 1981).

BUTTERFLY VALVES

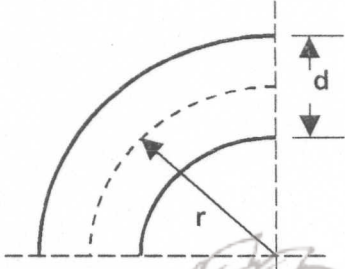


Sizes 2 to 8" . . . K = 45 f_r
 Sizes 10 to 14" . . . K = 35 f_r
 Sizes 16 to 24" . . . K = 25 f_r

Diámetro	K
2"	1.215
2 1/2", 3"	0.810
4"	0.765
5"	0.720
6"	0.675
8"	0.630
10"	0.490
12"	0.455
14"	0.455
16"	0.325
18-24"	0.300

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tabla B.10 Coeficientes de resistencia K para codos de extremos soldables o bridados. (Crane Co., 1981).



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

Tabla B.11 Valores de f_T para usarse con los valores de K dados en la Tabla B.9. (Crane Co., 1981).

Díámetro Nominal	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2, 3"	4"	5"	6"	8-10"	12-16"	18-24"
Factor de Fricción f _T	0.027	0.025	0.023	0.022	0.021	0.019	0.018	0.017	0.016	0.015	0.014	0.013	0.012

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

Apéndice C.

BOMBAS TVPP. DATOS TÉCNICOS

Tabla C.1 Rangos de presión de los tazones. (Fairbanks Morse Pumps,1999).

Construcción Estándar ^{(1), (2), (3), (4)}					
Modelo Tazón	PSI	$\frac{KN}{m^2}$ o Kpascales ⁽⁵⁾	Modelo Tazón	PSI	$\frac{KN}{m^2}$ o Kpascales ⁽⁵⁾
6M-7000	826	5695.07	20MC-6970	271	1868.48
7M-7000	823	5674.38	20HC-6920	390	2688.96
8M-7000	804	5543.38	21H-7000	465	3206.06
10M-7000	475	3275.01	24MC(T4)-6970	369	2544.17
10XH-7000	661	4557.43	24MC(T6)-6970	432	2978.54
10XHH-7000	661	4557.43	24HC-6920	498	3433.59
11M-7000	488	3364.64	24XHC-6920	492	3392.22
11H-7000	488	3364.64	27M-7000	377	2599.37
12L-7000	415	2861.32	28MC-6970	401	2764.80
12M-7000	380	2620.00	28HC-6920	432	2978.54
12H-7000	456	3144.00	28XHC-6920	493	3399.12
12XH-7000	400	2757.90	30HC-6920	352	2426.96
13H-7000	380	2620.00	31M-7000	485	3343.96
14M-7000	433	2985.43	32MC-6970	416	2868.22
14XH-7000	609	4198.91	32HC-6920	457	3150.90
15H-7000	476	3281.90	32XHC-6920	377	2599.32
16HC-6920	408	2813.06	34H-7000	363	2502.80
16XH-6920	451	3109.54	36MC-6970	375	2585.53
17M-7000	460	3171.59	36HC-6920	371	2557.96
17H-7000	452	3116.43	36-XHC-6920	429	2957.85
18MC-6920	521	3592.17	42HC-6920	481	3316.38
18MC-6970	338	2330.43	48HC-6920	337	2323.53
18HC-6920	497	3426.69	57H-7000	329	2268.38
18XHC-6920	499	3440.48			

NOTAS:

- ⁽¹⁾ Construcción estándar es tazones de Hierro Fundido.
- ⁽²⁾ La máxima presión de prueba hidrostática es 1.5 veces el valor PSI (o Kpascales) que se muestran.
- ⁽³⁾ Los límites de PSI (o Kpascales) que se muestran son presiones de operación máximas, incluyendo la carga a gasto cero si la bomba está operando en esta condición.
- ⁽⁴⁾ Si la brida de los tazones gotea es necesario instalar juntas entre ellas.
- ⁽⁵⁾ 1 PSI = 6.894757 Kpascales.

$$1 \text{ KPascal} = 1 \frac{KN}{m^2}$$

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tabla C.2 Reducción de eficiencia por materiales especiales.(Fairbanks Morse Pumps,1999).

Diámetro de bomba y Figura Número.	Tazones e impulsores de bronce	Tazones estándar con impulsores de Monel, Ni-Resist o acero inoxidable	Tazones e impulsores de Monel, Ni-Resist o acero inoxidable
6M -7000			
7M -7000	0	3	5
8M -7000	0	2	4
10M-7000			
10XH-7000			
11M-7000	0	2	4
11H-7000			
10XHH-7000			
12H-7000	0	3.5	8
12XH-7000			
12L-7000			
12M-7000	0	2	3
13H-7000			
14XH-7000	0	2	4
14M-7000			
15H-7000	0	2	4
16HC-6920			
16XHC-6920			
17M-7000	0	2	5
17H-7000			
18MC-6920			
18MC-6970			
18HC-6920	0	2	5
18XHC-6920			
20MC-6970			
20HC-6920	0	2	4

TABLA C.3 Rangos de potencia al freno (en Hp) de flechas de tazones.(Fairbanks Morse Pumps,1999).

Diámetro de flecha y tazón	Velocidad (RPM)	Potencia al freno disponible a la carga axial Libras de: Newton							
		500 (2224)	1000 (4448)	2000 (8896)	3000 (13344)	5000 (22240)	7500 (33360)	10000 (44480)	20000 (88960)
1"	3550	135	135	135	134	132	127		
6 M	1770	67	67	67	67	65	63		
7 M	1170	44	44	44	44	43	42		
	880	33	33	33	33	32	31		
	100	3.82	3.82	3.81	3.79	3.72	3.59		
1 ³ / ₁₆ (30.1625 mm) 8 M	3550	--	231	231	230	228	225	219	
	1770	--	115	115	115	114	112	109	
	1170	--	76	76	76	75	74	72	
	880	--	57	57	57	56	55	54	
	100	--	6.53	6.52	6.50	6.44	6.34	6.19	
1 ⁷ / ₁₆ (36.51 mm) 10 M 10XH 11M 11H	3550			422	422	420	417	413	382
	1770			210	210	209	208	206	190
	1170			139	139	138	137	136	126
	880			104	104	104	103	102	94
	705			84	83	83	82	82	76
	100			11.91	11.90	11.86	11.77	11.65	10.78
1 ¹¹ / ₁₆ (42.86 mm) 10XHH 12L 12M 12H 13H	3550			698	698	697	694	690	665
	1770			348	348	347	346	344	331
	1170			230	230	229	228	227	219
	880			173	173	172	172	171	164
	705			138	138	138	137	137	132
	585			115	115	114	114	113	109
	100			19.68	19.67	19.63	19.56	19.46	18.75
	Velocidad (RPM)	3000 (13344)	5000 (22240)	7500 (33360)	10000 (44480)	20000 (88960)	30000 (133440)	50000 (222400)	65000 (289120)
1 ¹⁵ / ₁₆ 49.21mm 12XH 14M 14XH 15H	3550	1075	1074	1072	1068	1047	1010		
	1770	536	535	534	532	522	503		
	1170	354	354	353	352	345	332		
	880	266	266	265	264	259	250		
	705	213	213	212	212	207	200		
	585	177	177	176	176	172	166		
100	30.29	30.26	30.20	30.11	29.50	28.46			
	Velocidad (RPM)	3000 (13344)	5000 (22240)	7500 (33360)	10000 (44480)	20000 (88960)	30000 (133440)	50000 (222400)	65000 (289120)
2 ³ / ₁₆ 55.56mm 16HC 17M 17H	1770	793	793	792	790	781	765		
	1170	524	524	523	522	516	506		
	880	394	394	393	393	388	380		
	705	316	315	315	315	311	304		
	585	262	262	261	261	258	253		
	505	226	226	226	225	222	218		
100	44.84	44.82	44.76	44.68	44.15	43.25			

Continuación TABLA C.3 Rangos de potencia al freno (en Hp) de flechas de tazones.(Fairbanks Morse Pumps,1999).

	Velocidad (RPM)	3000 (13344)	5000 (22240)	7500 (33360)	10000 (44800)	20000 (88960)	30000 133440	50000 222400	65000 289120	
2 ⁷/₁₆ 61.91mm	1770		1154	1153	1152	1143	1129	1084		
	1170		762	762	761	756	746	716		
	16XHC		573	573	572	568	561	539		
	18MC		459	459	458	455	450	431		
	(6920)		381	381	380	378	373	358		
	18HC		329	329	328	326	322	309		
	100		65.21	65.16	65.09	64.62	63.84	61.25		
2 ⁷/₁₆ 61.91 mm	1770		1073	1073	1071	1061	1043	986		
	1170		709	709	708	701	689	651		
	18XHC		533	533	532	527	518	490		
	21H		427	427	426	422	415	392		
		585		354	354	354	350	344	325	
		505		306	305	305	302	297	281	
	100		60.67	60.61	60.53	59.95	58.97	55.71		
2 ¹/₂ 63.50 mm	1170		751	751	750	744	735	705		
	880		565	565	564	560	553	530		
	18MC		453	452	452	448	443	425		
	(6970)		375	375	375	372	367	352		
	20MC		324	324	323	321	317	304		
	(6970)		64.26	64.21	64.14	63.67	62.88	60.29		
2 ¹¹/₁₆ (68.26 mm)	1170		1024	1024	1023	1018	1010	983		
	880		770	770	769	766	759	739		
	20HC		617	617	616	613	608	592		
		585		512	512	511	509	505	491	
		505		442	442	441	439	436	424	
		100		87.58	87.54	87.48	87.05	86.35	84.04	
3 ³/₁₆ (80.96 mm)	1170		1589	1588	1588	1582	1574	1546		
	880		1195	1195	1194	1190	1184	1163		
	705		957	957	956	953	948	931		
	27M		794	794	794	791	787	773		
		505		686	685	685	683	679	667	
		100		135.84	135.80	135.73	135.29	134.55	132.16	
3 ⁷/₁₆ (87.31mm)	1170		1993	1993	1992	1987	1979	1954		
	880		1499	1499	1498	1495	1489	1469		
	705		1201	1201	1200	1197	1193	1177		
	24MC		996	996	996	993	989	977		
	24XHC		860	860	860	858	854	843		
	28MC		170.42	170.38	170.33	169.91	169.23	167.02		
3 ¹¹/₁₆ (93.66mm)	1170		2461	2461	2460	2456	2448	2424		
	880		1851	1851	1850	1847	1841	1823		
	705		1483	1483	1482	1480	1475	1461		
	31M		1230	1230	1230	1228	1224	1212		
	34H		1062	1062	1062	1060	1056	1046		
		100		210.41	210.37	210.32	209.94	209.30	207.25	

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Continuación...TABLA C.3 Rangos de potencia al freno (en Hp) de flechas de tazones.(Fairbanks Morse Pumps,1999).

	Velocidad (RPM)	15000 (66720)	20000 (88960)	30000 (133440)	50000 (222400)	65000 (289120)	85000 (378080)		
4" (101.60mm)	880	1928	1927	1922	1908	1892			
	705	1545	1544	1540	1528	1515			
	24HC	585	1282	1281	1278	1268			
	28HC	505	1106	1106	1103	1094	1085		
	28XHC	440	964	963	961	954	946		
	30HC 32MC	100	219.19	219.01	218.49	216.83	215.02		
4 1/2 (114.30 mm)	880	2695	2693	2689	2676	2662			
	705	2159	2158	2154	2144	2132			
	585	1791	1790	1788	1779	1769			
	36MC	505	1546	1545	1543	1536	1527		
	440	1347	1346	1344	1338	1331			
	100	306.27	306.11	305.65	304.16	302.55			
5" (127.00 mm)	880	3693	3692	3688	3676	3664			
	705	2959	2958	2955	2945	2935			
	32HC	585	2455	2454	2452	2444	2435		
	32XHC	505	2119	2118	2116	2110	2102		
	36HC	440	1846	1846	1844	1838	1832		
	36XHC	100	419.73	419.58	419.16	417.83	416.38		
	880	4975	4974	4971	4960	4949	4929		
5 1/2 (139.70 mm)	705	3986	3985	3982	3974	3965	3949		
	42HC	585	3307	3307	3304	3297	3290	3276	
	48HC	505	2855	2854	2852	2846	2840	2828	
	57H	440	2487	2487	2485	2480	2474	2464	
	100	565.45	565.32	564.94	563.74	562.43	560.15		

1. La Tabla C.3 está basada sobre material de la flecha ASTM-A582-416.
2. Para otros rangos diferentes de los mostrados arriba use la siguiente fórmula:

$$\text{Bhp} = \frac{\text{RPM}}{100} \cdot \text{Bhp a 100 RPM}$$

En donde:

Bhp = Potencia al freno disponible.

RPM = Velocidad del impulsor en Revoluciones por minuto.

Bhp a 100 RPM según el valor dado en la Tabla C.3.

Ejemplo; flecha de 1 11/16 a 2300 RPM, 5000 libras de carga axial.

$$\text{Bhp (Disponible)} = \frac{2300}{100} (19.63) = 451.49 \text{ Hp}$$

3. Multiplicadores para varios materiales de flechas.

Tipo	Multiplicadores	
Diámetro flecha	1", 2 3/16"	2 7/16", 5 1/2"
304/316	0.55	0.50
17-4PH	1.45	1.40
Monel	0.70	0.65
K-Monel	1.45	1.40

Tabla C.4 Máxima longitud de columna.(Fairbanks Morse Pumps,1999).

Diámetro de Columna Pulgs/m m	Cédula Número	Espesor de la pared Pulgadas / mm	Máxima longitud de la columna			
			Columna. Roscada (pies)/(m)	Peso Total (lbs)/(KN)	Columna. Bridada (pies)/(m)	Peso Total (lbs)/(KN)
4/101.6	40	0.237/6.0	1100/335.37	12000/53.38	300/91.46	3200/14.23
5/127.0	40	0.258/6.6	1100/335.37	16000/71.17	300/91.46	4400/19.57
6/152.4	40	0.280/7.1	1100/335.37	21000/93.41	400/121.95	7600/33.81
8/203.2	30	0.277/7.0	950/289.63	23500/104.53	400/121.95	9900/44.04
10/254.0		0.279/7.1	800/243.90	25000/111.21	350/106.71	11000/48.93
12/304.8	30	0.350/8.4	900/274.39	39500/175.70	350/106.71	15500/68.95
14/355.6	30	0.375/9.5	1000/304.88	55000/244.65	300/91.46	16500/73.40
16/406.4	30	0.375/9.5			300/91.46	19000/84.52
18/457.2	ND	0.375/9.5			350/106.71	25000/111.21
20/508.0	20	0.375/9.5			350/106.71	27500/122.33
24/609.6	20	0.375/9.5			350/106.71	33000/146.79
30/762.0	ND	0.375/9.5			325/99.09	38000/169.03
36/914.4	ND	0.375/9.5			325	46500/206.84

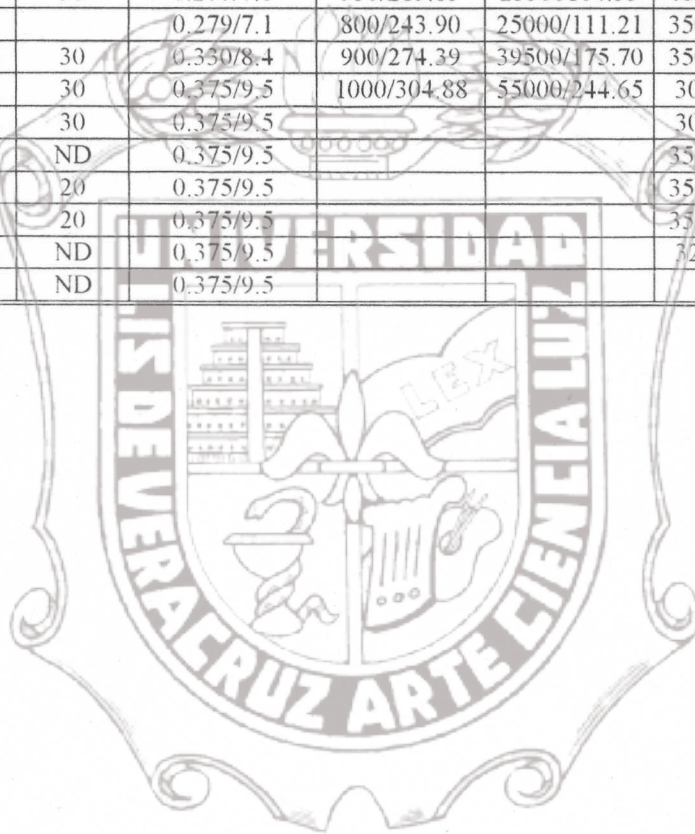


Tabla C.5 Pesos colgando de cabezales de descarga. (Fairbanks Morse Pumps,1999).

Cabezal de descarga → de	12X4"C	16 1/2" x6" CT	16 1/2" x8" CT	16 1/2" x10" C	20"x12"H
Presión de descarga → de	0-125 PSI 0-862KN/m ²	0-125 PSI 0-862KN/m ²	0-125 PSI 0-862KN/m ²	0-125 PSI 0-862KN/m ²	0-125 PSI 0-862KN/m ²
Diámetro Columna ↓					
4"	9000/40.03	--	--	20000/88.96	--
6"	9000/40.03	11500/51.15	--	20000/88.96	--
8"			15000/66.72	20000/88.96	20000/88.96
10"			--	20000/88.96	20000/88.96
12"			--	20000/88.96	20000/88.96
14"			--	--	--

Tabla C.6 Rangos de flechas de línea. (Fairbanks Mores Pumps,1999).

Diámetro de flecha y Peso por pie de la flecha	Velocidad (RPM)	Potencia al freno disponible (Bhp) a la carga axial Libra de: KN							
		500 (2.22)	1000 (4.45)	2000 (8.9)	3000 (13.3)	5000 (22.2)	7500 (33.4)	10000 (44.5)	20000 (89.0)
1" (25.4 mm) Ks=2.8 Lbs/pie =40.86 N/m	3550	126	126	125	124	122	117		
	1770	62	62	62	62	61	58		
	1170	41	41	41	41	40	38		
	880	30	30	30	30	30	28		
	100	3.6	3.6	3.5	3.5	3.4	3.3		
1 1/4" (31.75 mm) Ks=4.2 Lbs/pie =61.29 N/m	3550		234	233	232	231	227	221	
	1770		116	116	116	115	113	110	
	1170		77	77	76	76	74	73	
	880		57	57	56	56	55	54	
	100		6.6	6.6	6.6	6.5	6.4	6.2	
1 1/2" (38.10 mm) Ks=6.0 Lbs/pie =87.56 N/m	3550			410	409	407	404	399	364
	1770			204	204	203	201	199	181
	1170			135	135	134	133	131	120
	880			100	100	99	99	97	82
	705			81	81	81	80	79	72
100			11.6	11.5	11.5	11.4	11.3	10.3	
1 11/16" (42.86 mm) Ks=8.1 Lbs/pie 118.20 N/m	3550			605	604	603	600	596	566
	1770			301	301	300	299	297	282
	1170			199	199	198	197	196	186
	880			148	148	147	147	146	138
	705			120	120	119	118	118	112
585			99	99	99	98	98	93	
100			17.1	17.0	17.0	16.9	16.8	16.0	
Diámetro	RPM	3000 13.34	5000 22.24	7500 33.36	10000 44.48	20000 88.96	30000 133.45	50000 222.41	65000 289.13
1 15/16" (49.21 mm) Ks=10.6 lbs/pie 154.7N/m	3550	918	916	913	909	877	823	--	--
	1770	457	457	455	453	437	410	--	--
	1170	302	302	301	299	289	271	--	--
	880	225	224	223	222	215	201	--	--
	705	182	182	181	180	174	163	--	--
585	151	151	150	149	144	135	--	--	
100	25.87	25.82	25.73	25.61	24.73	23.20	--	--	

Instituto de Ingeniería Universidad Veracruzana

Continuación Tabla C.6 Rangos de flechas de línea. (Fairbanks Morse Pumps,1999).

Diámetro	RPM	3000	5000	7500	10000	20000	30000	50000	65000
		13.34	22.24	33.36	44.48	88.96	133.45	222.41	289.13
2 ³ / ₁₆ " (55.56mm) Ks=13.6 lbs/pie 198.5N/m	1770	620	620	618	616	601	577	--	--
	1170	410	409	408	407	397	381	--	--
	880	305	304	303	302	295	283	--	--
	705	247	246	246	245	239	229	--	--
	585	205	204	204	203	198	190	--	--
	505	177	176	176	175	171	164	--	--
	100	35.07	35.03	34.94	34.82	34.01	32.60	--	--
2 ⁷ / ₁₆ " (61.91 mm) Ks =17.0 lbs/pie 248.1N/m	1770	--	859	857	855	842	820	745	--
	1170	--	568	566	565	557	542	493	--
	880	--	422	421	420	414	403	366	--
	705	--	342	341	340	335	326	297	--
	585	--	284	283	282	278	271	246	--
	505	--	245	244	244	240	234	212	--
	100	--	48.57	48.44	48.33	47.60	46.36	42.14	--
2 ¹¹ / ₁₆ " (68.26 mm) Ks =21.0 lbs/pie 306.47N/m	1770	--	1151	1150	1148	1137	1117	1051	--
	1170	--	761	760	759	751	738	695	--
	880	--	566	565	564	558	549	517	--
	705	--	458	458	457	452	445	418	--
	585	--	380	380	379	375	369	347	--
	505	--	328	328	327	324	318	300	--
	100	--	65.07	65.00	64.90	64.24	63.13	59.43	--
2 ¹⁵ / ₁₆ " (74.61 mm) Ks =25.0 lbs/pie 364.85N/m	1770	--	--	1508	1506	1495	1477	1419	--
	1170	--	--	996	995	988	976	938	--
	880	--	--	741	740	735	726	697	--
	705	--	--	600	599	595	588	565	--
	585	--	--	498	497	494	488	469	--
	505	--	--	430	429	426	421	405	--
	100	--	--	85.2	85.1	84.5	83.5	80.2	--
3 ³ / ₁₆ " (80.96 mm) Ks =27.1 lbs/pie 395.5N/m	1170	--	--	--	1272	1265	1255	1220	--
	880	--	--	--	946	941	933	907	--
	705	--	--	--	767	762	756	735	--
	585	--	--	--	636	632	627	610	--
	505	--	--	--	549	546	541	526	--
	440	--	--	--	478	476	472	458	--
	100	--	--	--	108.8	108.2	107.3	104.3	--
3 ⁷ / ₁₆ " (87.31 mm) Ks =31.6 lbs/pie 461.17N/m	1170	--	--	--	1597	1591	1580	1547	--
	880	--	--	--	1187	1183	1175	1151	--
	705	--	--	--	980	958	952	932	--
	585	--	--	--	798	795	790	773	--
	505	--	--	--	689	686	682	668	--
	440	--	--	--	600	598	594	582	--
	100	--	--	--	136.5	136.0	135.1	132.3	--

NOTAS

¹ la Tabla C.6 está basada sobre material AISI – 1045.

² Para otros rangos de velocidad que aquellos marcados arriba utilice la siguiente ecuación:

$$B_{hp} = \frac{RPM}{100} (B_{hp}) \text{ a } 100 \text{ RPM}$$

Ejemplo; Flecha de $1 \frac{11}{16}$ " a 2300 RPM, 5000 lbs de carga axial

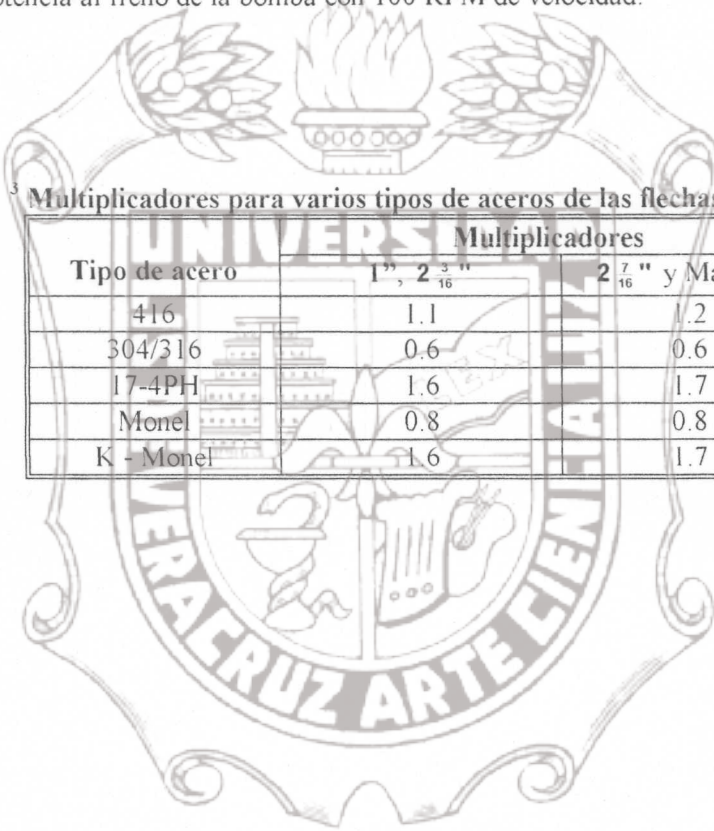
$$B_{hp} = \frac{2300}{100} (17.0) = 391.0 B_{hp}$$

en estas ecuaciones:

B_{hp} = Potencia al freno disponible en hp.

RPM = Velocidad de operación de la bomba en Revoluciones por minuto.

B_{hp} = Potencia al freno de la bomba con 100 RPM de velocidad.



3 Multiplicadores para varios tipos de aceros de las flechas de línea.

Tipo de acero	Multiplicadores	
	1", 2 ³ / ₁₆ "	2 ⁷ / ₁₆ " y Mayores
416	1.1	1.2
304/316	0.6	0.6
17-4PH	1.6	1.7
Monel	0.8	0.8
K - Monel	1.6	1.7

Tabla C.7 Constantes de alargamiento flechas abiertas. (Fairbanks Morse Pumps,1999).

6900/7000 APPLICATION & REFERENCE DATA									
STRETCH CONSTANTS									
Open Lineshaft — AWWA Column									
Pump	Col	Shaft	K	K'	Pump	Col	Shaft	K	K'
6M	4	1	4.5315	2.0161	12L	6	1	26.4782	2.6019
6M	4	1 1/4	1.5825	2.0161	12L	6	1 1/4	15.5046	2.6019
7M	4	1	9.7411	2.0161	12L	6	1 1/2	9.6368	2.6019
7M	4	1 1/4	5.2887	2.0161	12L	6	1 3/8	6.9037	2.6019
8M	4	1	8.2163	2.0161	12L	6	1 3/16	4.5120	2.6019
8M	4	1 1/4	4.2040	2.0161	12L	8	1	22.1803	3.5401
8M	5	1	6.2259	2.3387	12L	8	1 1/4	11.1749	3.5401
8M	5	1 1/4	2.1503	2.3387	12L	8	1 1/2	5.2682	3.5401
8M	5	1 1/2	0.8574	2.3387	12L	8	1 3/4	2.5075	3.5401
8M	6	1	4.7502	2.6019	12L	8	1 3/8	0.0586	3.5401
8M	6	1 1/4	0.6337	2.6019	12M	6	1	26.0466	2.6019
8M	6	1 1/2	-1.5092	2.6019	12M	6	1 1/4	16.5761	2.6019
10M	4	1	17.6190	2.0161	12M	6	1 1/2	10.4414	2.6019
10M	4	1 1/4	10.8531	2.0161	12M	6	1 3/8	7.5863	2.6019
10M	5	1	15.1402	2.3387	12M	6	1 3/16	5.0720	2.6019
10M	5	1 1/4	8.3511	2.3387	12M	8	1	23.7041	3.5401
10M	5	1 1/2	4.7842	2.3387	12M	8	1 1/4	12.2036	3.5401
10M	6	1	13.3484	2.6019	12M	8	1 1/2	6.0281	3.5401
10M	6	1 1/4	6.5184	2.6019	12M	8	1 3/8	3.1393	3.5401
10M	6	1 1/2	2.9015	2.6019	12M	8	1 3/16	0.5737	3.5401
10M	6	1 3/8	1.2456	2.6019	12H	6	1	40.3051	2.6019
10XH	6	1	39.6079	2.6019	12H	6	1 1/4	24.9678	2.6019
10XH	6	1 1/4	24.4907	2.6019	12H	6	1 1/2	16.7297	2.6019
10XH	6	1 1/2	16.3720	2.6019	12H	6	1 3/8	12.6744	2.6019
10XH	6	1 3/8	12.5737	2.6019	12H	6	1 3/16	9.4483	2.6019
10XH	8	1	34.9348	3.5401	12H	8	1	35.6120	3.5401
10XH	8	1 1/4	19.7857	3.5401	12H	8	1 1/4	20.2430	3.5401
10XH	8	1 1/2	11.6282	3.5401	12H	8	1 1/2	11.9559	3.5401
10XH	8	1 3/8	7.7962	3.5401	12H	8	1 3/16	6.0770	3.5401
10XHH	6	1	50.2977	2.6019	12H	8	1 3/8	4.5997	3.5401
10XHH	6	1 1/4	31.8069	2.6019	12XH	6	1	55.8160	3.5401
10XHH	6	1 1/2	21.0556	2.6019	12XH	6	1 1/4	33.8831	3.5401
10XHH	6	1 3/8	17.1851	2.6019	12XH	6	1 1/2	22.0406	3.5401
10XHH	6	1 3/16	13.0157	2.6019	12XH	6	1 3/8	16.4548	3.5401
10XHH	8	1	45.3189	3.5401	12XH	6	1 3/16	11.4304	3.5401
10XHH	8	1 1/4	26.7963	3.5401	12XH	10	1	51.1963	4.4683
10XHH	8	1 1/2	16.8063	3.5401	12XH	10	1 1/4	29.2415	4.4683
10XHH	8	1 3/8	12.1021	3.5401	12XH	10	1 1/2	17.3721	4.4683
10XHH	8	1 3/16	7.8815	3.5401	12XH	10	1 3/8	11.7629	4.4683
11M	6	1	20.4362	2.6019	12XH	10	1 3/16	6.7032	4.4683
11M	6	1 1/4	11.3694	2.6019	13H	8	1	55.8160	3.5401
11M	6	1 1/2	6.5374	2.6019	13H	8	1 1/4	33.8831	3.5401
11M	6	1 3/8	4.3032	2.6019	13H	8	1 1/2	22.0406	3.5401
11M	8	1	16.3110	3.5401	13H	8	1 3/16	16.4548	3.5401
11M	8	1 1/4	7.2124	3.5401	13H	8	1 3/8	11.4304	3.5401
11M	8	1 1/2	2.3415	3.5401	13H	10	1	51.1963	4.4683
11M	8	1 3/8	0.0737	3.5401	13H	10	1 1/4	29.2415	4.4683
11H	6	1	41.8737	2.6019	13H	10	1 1/2	17.3721	4.4683
11H	6	1 1/4	26.3414	2.6019	13H	10	1 3/8	11.7629	4.4683
11H	6	1 1/2	17.5343	2.6019	13H	10	1 3/16	6.7032	4.4683
11H	6	1 3/8	13.5511	2.6019					
11H	8	1	37.1358	3.5401					
11H	8	1 1/4	21.2717	3.5401					
11H	8	1 1/2	12.7257	3.5401					
11H	8	1 3/8	8.7089	3.5401					

$$\text{Stretch} = \frac{L(HK + 2HK' - LK') \times S.G.}{10,000,000}$$

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

Continuación Tabla C.7 Constantes de alargamiento para flechas abiertas. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

6900/7000
APPLICATION & REFERENCE DATA

32

STRETCH CONSTANTS
Open Lineshaft — AWWA Column

Pump	Col	Shaft	K	K'	Pump	Col	Shaft	K	K'
14M	8	1	35.4427	3.5401	17M	12	1 1/4	59.9699	4.4816
14M	8	1 1/2	20.1287	3.5401	17M	12	1 1/2	39.0479	4.4816
14M	8	1 1/2	11.8815	3.5401	17M	12	1 3/4	29.1189	4.4816
14M	8	1 3/4	8.0068	3.5401	17M	12	1 3/4	20.1055	4.4816
14M	8	1 3/4	4.5424	3.5401	17M	12	2 1/8	14.0465	4.4816
14M	8	2 1/8	2.2749	3.5401	17M	14	1 1/4	59.2060	4.3180
14M	10	1	31.2374	4.4683	17M	14	1 1/2	38.2695	4.3180
14M	10	1 1/4	15.9014	4.4683	17M	14	1 3/4	28.3281	4.3180
14M	10	1 1/2	7.6273	4.4683	17M	14	1 3/4	19.2958	4.3180
14M	10	1 3/4	3.7294	4.4683	17M	14	2 1/8	13.2152	4.3180
14M	10	1 3/4	0.2296	4.4683	17H	12	1 1/4	50.9018	4.4816
14M	10	2 1/8	2.0782	4.4683	17H	12	1 1/2	32.5094	4.4816
14XH	10	1	83.9820	4.4683	17H	12	1 3/4	23.7844	4.4816
14XH	10	1 1/4	51.1547	4.4683	17H	12	1 3/4	15.8685	4.4816
14XH	10	1 1/2	33.3793	4.4683	17H	12	2 1/8	10.5528	4.4816
14XH	10	1 3/4	24.9594	4.4683	17H	14	1 1/4	50.2939	4.3180
14XH	10	1 3/4	17.3371	4.4683	17H	14	1 1/2	31.8872	4.3180
14XH	10	2 1/8	12.2379	4.4683	17H	14	1 3/4	23.1497	4.3180
14XH	12	1	61.6466	4.4816	17H	14	1 3/4	15.2150	4.3180
14XH	12	1 1/4	48.7954	4.4816	17H	14	2 1/8	9.8776	4.3180
14XH	12	1 1/2	30.9906	4.4816	21H	14	1 1/2	56.8889	4.3180
14XH	12	1 3/4	22.5453	4.4816	21H	14	1 3/4	43.4351	4.3180
14XH	12	1 3/4	14.8845	4.4816	21H	14	1 3/4	31.2007	4.3180
14XH	12	2 1/8	9.7413	4.4816	21H	14	2 1/8	22.9520	4.3180
15H	10	1	64.7418	4.4683	21H	14	2 1/8	17.1452	4.3180
15H	10	1 1/4	38.2950	4.4683	21H	16	1 1/2	53.6461	4.9878
15H	10	1 1/2	23.9855	4.4683	21H	16	1 3/4	40.1859	4.9878
15H	10	1 3/4	17.2151	4.4683	21H	16	1 3/4	27.9416	4.9878
15H	10	1 3/4	11.0966	4.4683	21H	16	2 1/8	19.6818	4.9878
15H	10	2 1/8	7.0158	4.4683	21H	16	2 1/8	13.8624	4.9878
15H	12	1	62.8420	4.4816	Stretch = $\frac{L(HK + 2HK' - LK') \times S.G.}{10,000,000}$				
15H	12	1 1/4	36.3713	4.4816					
15H	12	1 1/2	22.0325	4.4816					
15H	12	1 3/4	15.2387	4.4816					
15H	12	1 3/4	9.0796	4.4816					
15H	12	2 1/8	4.9547	4.4816					

Instituto de Ingeniería de la Universidad Veracruzana

Continuación Tabla C.7 Constantes de alargamiento. para flechas abiertas. (Fairbanks Morse Pumps,1999).

6900/7000
APPLICATION & REFERENCE DATA 33

STRETCH CONSTANTS
Open Lineshaft — 0.250" Wall Column

Pump	Col	Shaft	K	K'	Pump	Col	Shaft	K	K'
8M	6	1	3.7407	2.9581	12L	6	1	25.7762	2.9581
8M	6	1 1/4	0.3600	2.9581	12L	6	1 1/4	14.8183	2.9581
8M	6	1 1/2	-2.4837	2.9581	12L	6	1 1/2	8.9698	2.9581
10M	6	1	12.4606	2.9581	12L	6	1 1 1/16	6.2594	2.9581
10M	6	1 1/4	5.6464	2.9581	12L	6	1 1 1/16	3.8870	2.9581
10M	6	1 1/2	2.0487	2.9581	12L	8	1	21.0925	3.9623
10M	6	1 1 1/16	0.4095	2.9581	12L	8	1 1/4	10.0981	3.9623
10XH	6	1	39.0918	2.9581	12L	8	1 1/2	4.2049	3.9623
10XH	6	1 1/4	23.9903	2.9581	12L	8	1 1 1/16	1.4558	3.9623
10XH	6	1 1/2	15.8909	2.9581	12L	8	1 1 1/16	-0.9753	3.9623
10XH	6	1 1 1/16	12.1092	2.9581	12M	6	1	27.3670	2.9581
10XH	8	1	33.9770	3.9623	12M	6	1 1/4	15.9141	2.9581
10XH	8	1 1/4	18.8389	3.9623	12M	6	1 1/2	9.7956	2.9581
10XH	8	1 1/2	10.6949	3.9623	12M	6	1 1 1/16	6.9582	2.9581
10XH	8	1 1 1/16	6.8745	3.9623	12M	6	1 1 1/16	4.4692	2.9581
10XHH	6	1	49.9328	2.9581	12M	8	1	22.6318	3.9623
10XHH	6	1 1/4	31.4577	2.9581	12M	8	1 1/4	11.1424	3.9623
10XHH	6	1 1/2	21.5258	2.9581	12M	8	1 1/2	4.9803	3.9623
10XHH	6	1 1 1/16	16.8719	2.9581	12M	8	1 1 1/16	2.1037	3.9623
10XHH	6	1 1 1/16	12.7279	2.9581	12M	8	1 1 1/16	-0.4446	3.9623
10XHH	8	1	44.4669	3.9623	12H	6	1	39.7988	2.9581
10XHH	8	1 1/4	25.9553	3.9623	12H	6	1 1/4	24.4773	2.9581
10XHH	8	1 1/2	15.9797	3.9623	12H	6	1 1/2	16.2584	2.9581
10XHH	8	1 1 1/16	11.2862	3.9623	12H	6	1 1 1/16	12.4138	2.9581
10XHH	8	1 1 1/16	7.0833	3.9623	12H	6	1 1 1/16	9.0190	2.9581
11M	6	1	19.5487	2.9581	12H	8	1	34.6611	3.9623
11M	6	1 1/4	10.5976	2.9581	12H	8	1 1/4	19.3031	3.9623
11M	6	1 1/2	5.7848	2.9581	12H	8	1 1/2	11.0395	3.9623
11M	6	1 1 1/16	3.5674	2.9581	12H	8	1 1 1/16	7.1622	3.9623
11M	8	1	15.1634	3.9623	12H	8	1 1 1/16	3.7026	3.9623
11M	8	1 1/4	6.0758	3.9623	12XH	8	1	55.0700	3.9623
11M	8	1 1/2	1.2184	3.9623	12XH	8	1 1/4	33.1491	3.9623
11M	8	1 1 1/16	-1.0377	3.9623	12XH	8	1 1/2	21.3200	3.9623
11H	6	1	41.3896	2.9581	12XH	8	1 1 1/16	15.7458	3.9623
11H	6	1 1/4	25.5731	2.9581	12XH	8	1 1 1/16	10.7392	3.9623
11H	6	1 1/2	17.0852	2.9581	12XH	10	1	49.8690	5.0297
11H	6	1 1 1/16	13.1187	2.9581	12XH	10	1 1/4	27.9236	5.0297
11H	8	1	36.2004	3.9623	12XH	10	1 1/2	16.0657	5.0297
11H	8	1 1/4	20.3473	3.9623	12XH	10	1 1 1/16	10.4666	5.0297
11H	8	1 1/2	11.8148	3.9623	12XH	10	1 1 1/16	5.4220	5.0297
11H	8	1 1 1/16	7.8096	3.9623	13H	8	1	55.0709	3.9623
					13H	8	1 1/4	33.1491	3.9623
					13H	8	1 1/2	21.3200	3.9623
					13H	8	1 1 1/16	15.7458	3.9623
					13H	8	1 1 1/16	10.7392	3.9623
					13H	10	1	49.8690	5.0297
					13H	10	1 1/4	27.9236	5.0297
					13H	10	1 1/2	16.0657	5.0297
					13H	10	1 1 1/16	10.4666	5.0297
					13H	10	1 1 1/16	5.4220	5.0297

Stretch = $\frac{L(HK + 2HK' - LK') \times S.G.}{10,000,000}$

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

Continuación Tabla C.7 Constantes de alargamiento. para flechas abiertas. (Fairbanks Morse Pumps,1999).

6900/7000
APPLICATION & REFERENCE DATA

34

STRETCH CONSTANTS
Open Lineshaft — 0.250" Wall Column

Pump	Col	Shaft	K	K'	Pump	Col	Shaft	K	K'
14M	8	1	34.4900	3.9623	17M	12	1 1/4	56.7069	6.0345
14M	8	1 1/4	19.1870	3.9623	17M	12	1 1/2	35.8075	6.0345
14M	8	1 1/2	10.9533	3.9623	17M	12	1 11/16	25.8981	6.0345
14M	8	1 11/16	7.0903	3.9623	17M	12	1 5/8	16.9146	6.0345
14M	8	1 5/8	3.6436	3.9623	17M	12	2 1/16	10.8896	6.0345
14M	8	2 1/16	1.3963	3.9623	17M	14	1 1/4	53.7405	6.6626
14M	10	1	29.7324	5.0297	17M	14	1 1/2	32.8324	6.6626
14M	10	1 1/4	14.4058	5.0297	17M	14	1 11/16	22.9156	6.6626
14M	10	1 1/2	6.1433	5.0297	17M	14	1 5/8	13.9206	6.6626
14M	10	1 11/16	2.2554	5.0297	17M	14	2 1/16	7.8826	6.6626
14M	10	1 5/8	1.2292	5.0297	17H	12	1 1/4	47.3929	6.0345
14M	10	2 1/16	3.5198	5.0297	17H	12	1 1/2	29.0232	6.0345
14XH	10	1	82.9466	5.0297	17H	12	1 11/16	20.3178	6.0345
14XH	10	1 1/4	50.1287	5.0297	17H	12	1 5/8	12.4319	6.0345
14XH	10	1 1/2	32.3648	5.0297	17H	12	2 1/16	7.1500	6.0345
14XH	10	1 11/16	23.9548	5.0297	17H	14	1 1/4	44.5206	6.6626
14XH	10	1 5/8	16.3478	5.0297	17H	14	1 1/2	26.1422	6.6626
14XH	10	2 1/16	11.2658	5.0297	17H	14	1 11/16	17.4293	6.6626
14XH	12	1	78.0621	6.0345	17H	14	1 5/8	9.5320	6.6626
14XH	12	1 1/4	45.2294	6.0345	17H	14	2 1/16	4.2372	6.6626
14XH	12	1 1/2	27.4473	6.0345	21H	14	1 1/2	52.3499	6.6626
14XH	12	1 11/16	19.0216	6.0345	21H	14	1 5/8	38.9207	6.6626
14XH	12	1 5/8	11.3906	6.0345	21H	14	1 11/16	26.7236	6.6626
14XH	12	2 1/16	6.2614	6.0345	21H	14	2 1/16	18.5175	6.6626
15H	10	1	63.5351	5.0297	21H	14	2 5/16	12.7583	6.6626
15H	10	1 1/4	37.0977	5.0297	21H	16	1 1/2	47.5082	7.6677
15H	10	1 1/2	22.7997	5.0297	21H	16	1 5/8	34.0694	7.6677
15H	10	1 11/16	16.0393	5.0297	21H	16	1 11/16	21.8579	7.6677
15H	10	1 5/8	9.9360	5.0297	21H	16	2 1/16	10.6352	7.6677
15H	10	2 1/16	5.8723	5.0297	21H	16	2 5/16	7.8576	7.6677
15H	12	1	58.9207	6.0345	Stretch = $\frac{LHK + 2HK' - LK'}{10,000,000} \times S.G.$				
15H	12	1 1/4	32.4685	6.0345					
15H	12	1 1/2	18.1523	6.0345					
15H	12	1 11/16	11.3781	6.0345					
15H	12	1 5/8	5.2489	6.0345					
15H	12	2 1/16	1.1580	6.0345					

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Tabla C.8 Pérdidas de potencia en flechas, en HP por cada 100 pies de columna. (Fairbanks Morse Pumps,1999).

Diámetro Flecha ▼	Pérdidas de potencia en flechas HP por cada 100 pies (30.4878 m) de longitud										
	Velocidad (RPM)										
	3600	2900	1800	1500	1200	1000	900	750	720	600	514
1"	1.10	0.88	0.55	0.45	0.35	0.30	0.27				
1 1/4"	1.50	1.35	0.81	0.68	0.52	0.44	0.40				
1 1/2"	2.30	1.90	1.20	0.96	0.75	0.60	0.55				
1 11/16"	2.80	2.40	1.40	1.20	0.94	0.78	0.70	0.60	0.55	0.49	
1 15/16"	3.70	3.10	1.90	1.60	1.20	1.00	0.90	0.79	0.72	0.63	
2 3/16"			2.30	2.00	1.50	1.40	1.30	1.20	1.10	0.80	
2 7/16"			2.90	2.40	1.90	1.60	1.40	1.30	1.20	0.96	0.88
2 11/16"			3.40	2.90	2.30	1.90	1.70	1.60	1.50	1.30	1.10
2 15/16"			4.10	3.50	2.70	2.30	2.00	1.80	1.70	1.40	1.10
3 3/16"			5.20	4.30	3.40	2.80	2.50	2.10	2.00	1.70	1.50
3 7/16"			6.00	4.80	3.90	3.30	3.00	2.40	2.30	1.90	1.50
3 11/16"			7.00	5.90	4.50	3.80	3.50	2.80	2.70	2.10	1.70
4"					4.90	4.00	3.70	3.20	3.00	2.50	2.30
4 1/2"						5.00	4.40	4.00	3.70	3.10	2.60
5"								4.90	4.50	3.80	3.40
5 1/2"										4.30	3.90
6"											4.50

Tabla C.9 Dimensiones de motores Eléctricos Verticales de flecha hueca.(Norma NEMA,2000).

The diagram shows a cross-section of a vertical hollow shaft motor. It features a central shaft with a hollow top section. A dashed line indicates the height of the motor, labeled 'CD'. A horizontal double-headed arrow indicates the width of the motor, labeled 'BD'. A label 'Balero de carga axial' points to the top of the shaft. The motor is mounted on a base with cooling fins.

Potencia (Hp) (1)	Armazón (2)	No. de Polos (3)	RPM (4)	Voltaje (5)	CD (Pulg.) (6)	BD (Pulg.) (7)	CAT (lbs) (8)
10	213TP	2	3485	220/440	20	10	1100
10	215TP	4	1721	220/440	20	10	1350
10	256TP	6	1200	220/440	20	10	1550
15	215TP	2	3425	220/440	20	10	1300
15	254TP	4	1757	220/440	23.92	10	1600
15	284TP	6	1200	220/440	24	10	1750
20	254TP	2	3505	220/440	23.92	10	1500
20	256TP	4	1750	220/440	23.92	10	1900
25	256TP	2	3516	220/440	23.92	10	1600
25	284TP	4	1752	220/440	25.344	10	2100
30	284TP	2	3535	220/440	25.344	10	1800
30	286TP	4	1767	220/440	25.344	10	2300
40	285TP	2	3530	220/440	25.344	10	2000
40	324TP	4	1772	220/440	30.531	16. ^{1/2}	2700
50	324TP	2	3520	220/440	30.531	16. ^{1/2}	2300
50	326TP	4	1780	220/440	30.531	16. ^{1/2}	3100
60	326TP	2	3550	220/440	30.531	16. ^{1/2}	2600
60	364TP	4	1778	220/440	32.188	16. ^{1/2}	3500
75	364TP	2	3550	220/440	32.188	16. ^{1/2}	3000
75	365TP	4	1772	220/440	32.188	16. ^{1/2}	3850
100	365TP	2	3550	220/440	32.188	16. ^{1/2}	3000
100	404TP	4	1781	220/440	36.720	16. ^{1/2}	4400
100	444TP	6	1180	220/440	40.438	16. ^{1/2}	4900
125	444TP	2	3530	220/440	40.438	16. ^{1/2}	3000
125	405TP	4	1770	220/440	36.720	16. ^{1/2}	5000
125	445TP	6	1175	220/440	40.438	16. ^{1/2}	5500
150	444TP	2	3565	220/440	40.438	16. ^{1/2}	3000
150	444TP	4	1760	220/440	40.438	16. ^{1/2}	5500
150	445TP	6	1180	220/440	40.438	16. ^{1/2}	6100
200	445TP	2	3550	220/440	40.438	16. ^{1/2}	4000
200	445TP	4	1772	220/440	40.438	16. ^{1/2}	6400
200	445TP	6	1180	220/440	40.438	16. ^{1/2}	7350
250	445TP	2	3550	220/440	40.438	16. ^{1/2}	4000
250	445TP	4	1780	220/440	40.438	16. ^{1/2}	6400
300	449TP	4	1773	220/440	48.93	16. ^{1/2}	6400
350	449TP	4	1740	220/440	48.93	16. ^{1/2}	6400

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

Apéndice D

D.1 Cálculos de Potencia y Eficiencia.

La energía suministrada al líquido por la bomba o energía de salida, se llama potencia con agua (**Whp** por sus iniciales en inglés) y en este sistema se calcula con la fórmula siguiente:

$$Whp = \frac{q(H_T)}{33,000} \quad (D.1)$$

en donde:

q = Gasto en masa del líquido bombeado en Libras de líquido por minuto.

H_T = Carga Total suministrada por la bomba en pies.

Cuando el peso específico (γ) del agua es de 62.30 libras . pie³ (a 68° F) entonces:

$$Whp = \frac{QH_T}{3960} \quad (D.2)$$

Donde:

Q =Gasto volumétrico bombeado en GPM.

H_T =Carga total suministrada por la bomba en pies.

3960= Factor de conversión de unidades.

Si el peso específico del líquido manejado por la bomba es diferente de 62.30 libras . pie³ la ecuación (D.2) se escribe

$$Whp = \frac{QH_T \text{ s.g.}}{3960} \quad (D.3)$$

en donde:

Q = Gasto de operación del equipo de bombeo en GPM.

H_T = Carga Total de la bomba en pies.

$s.g. = \frac{\gamma}{\gamma_{\text{agua}}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{agua}}}$ = Peso específico relativo o gravedad específica. Para el agua a 68° F

y en general para cualquier temperatura $s.g. = 1$.

La potencia al freno (Bhp) de una bomba centrífuga, es la potencia que se requiere para frenarla desde la velocidad de operación de régimen hasta la velocidad cero.

La velocidad de operación de cualquier bomba centrífuga se da en revoluciones por minuto (RPM).

Instituto de Ingeniería
Universidad Veracruzana

La potencia al freno se puede calcular con la fórmula siguiente:

$$Bhp = Ehp(\eta_m); \quad (D.4)$$

en donde:

Bhp = Potencia al freno en Hp.

η_m = Eficiencia del motor.

Ehp = Potencia eléctrica de entrada al motor y se calcula con:

$$Ehp = \frac{Kw}{0.746}$$

en donde:

Kw = Kilowatts.

La eficiencia hidráulica o eficiencia de la bomba, se calcula con:

$$\eta_B = \frac{Whp}{Bhp}; \quad (D.5)$$

η_B = Eficiencia de la bomba.

Whp = Potencia operando con agua.

Bhp = Potencia al freno.

Si resolvemos para Bhp en esta ecuación y sustituimos el valor de Whp dado por (D.3) obtenemos:

$$Bhp = \frac{QH_T s.g.}{K_{00} \eta_B}; \quad (D.6)$$

en donde; $K_{00} = 75$, cuando Q se da en Litros $\cdot s^{-1}$ y H_T en metros y $K_{00} = 3960$, cuando Q se da en GPM y H_T se mide en pies. En ambos casos, para el agua s.g. = 1.

La eficiencia global (η_0) de una bomba accionada con un motor eléctrico se calcula con la fórmula siguiente:

$$\eta_0 = \frac{Whp}{Ehp}; \quad (D.7)$$

Combinando las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$\eta_0 = \eta_B \eta_m; \quad (D.8)$$

Para calcular la potencia requerida en **H_p** por el motor de una bomba centrífuga, se puede utilizar la llamada *Fórmula de la Marina* (propuesta por la U. S. Navy U. S. A.), la cual se escribe:

$$Bhp = Whp \left(1.05 + \frac{1.35}{Whp + 3} \right); \quad (D.9)$$

en donde **Whp** se calcula con la fórmula (D.3) escrita en la forma siguiente:

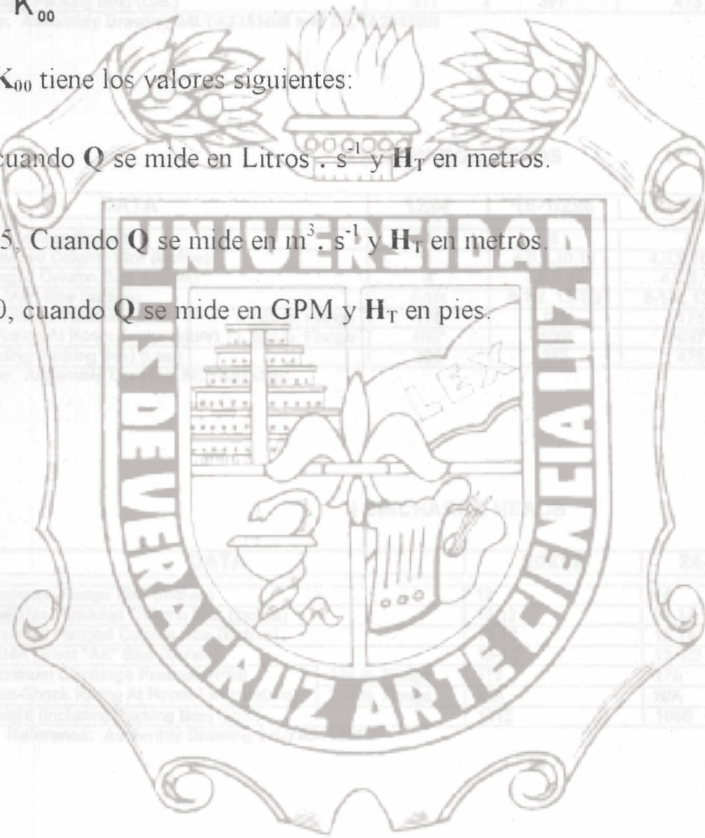
$$Whp = \frac{QH_T s.g.}{K_{00}}; \quad (D.10)$$

en donde **K₀₀** tiene los valores siguientes:

K₀₀ =75, cuando **Q** se mide en Litros · s⁻¹ y **H_T** en metros.

K₀₀ =0.075, Cuando **Q** se mide en m³ · s⁻¹ y **H_T** en metros.

K₀₀ =3960, cuando **Q** se mide en GPM y **H_T** en pies.



Apéndice E.

Tabla E.1 Datos técnicos cabezales de descarga. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

DATA		12X4 C	16-1/2x6 T	16-1/2x8 CT	16-1/2x10 C
Discharge Flange Size (Inches)		4	6	8	10
Available Threaded Column Size (Inches)		4,6	6	8	4,6,8,10,12
Available Flanged Column Size (Inches)		4,6	N/A	N/A	4,6,8,10
NEMA Driver "AK" Size (Inches)		8-1/4	8-1/4, 13-1/2	8-1/4, 13-1/2	8-1/4, 13-1/2
Maximum Discharge Pressure (PSI) (Non-Shock Rating At Room Temperature)	125 lb. Flange	175	175	175	175
	250 lb. Flange	N/A	N/A	N/A	N/A
Weight (Including Packing Box) (Lbs.)		311	397	413	479
Reference: Assembly Drawing 24LYA2363BM and 24LYA2363BN					

D DISCHARGE HEADS

DATA		12x4	16-1/2x6	16-1/2x8	20x10
Discharge Flange Size (Inches)		4	6	8	10
Available Threaded Column Size (Inches)		4	4,6,8,10,12	4,6,8,10,12	4,6,8,10,12
Available Flanged Column Size (Inches)		4	4,6,8,10	4,6,8,10	4,6,8,10
NEMA Driver "AK" Size (Inches)		8-1/4	8-1/2, 13-1/2	8-1/4, 13-1/2	13-1/2
Maximum Discharge Pressure (PSI) (Non-Shock Rating At Room Temperature)	125 lb. Flange	175	175	175	175
	250 lb. Flange	400*	400*	400*	400*
Weight (Including Packing Box) (Lbs.)		325	352	476	532
Reference: Assembly Drawing 24LYA2363BL					

H DISCHARGE HEADS

DATA		20X12	24-1/2X14
Discharge Flange Size (Inches)		12	14
Available Threaded Column Size (Inches)		10,12	12,14
Available Flanged Column Size (Inches)		10,12	12,14
NEMA Driver "AK" Size (Inches)		13-1/2	13-1/2
Maximum Discharge Pressure (PSI) (Non-Shock Rating At Room Temperature)	125 lb. Flange	175	175
	250 lb. Flange	N/A	N/A
Weight (Including Packing Box) (Lbs.)		1015	1660
Reference: Assembly Drawing 24LYA2363BF			

*ON WATER LUBRICATED APPLICATIONS, AN OPTIONAL 400 PSI PACKING BOX IS REQUIRED TO OPERATE AT THE MAXIMUM DISCHARGE PRESSURE RATING OF 400 PSI.

Continúa Tabla E.1 Datos técnicos cabezales de descarga.(Fairbanks Morse Pumps,1999).

L HEADS						
Data	12x4	16-1/2x6	16-1/2x8	20x10	20x12	24-1/2x14
Discharge Flange Size (Inches)	4	6	8	10	12	14
Available Threaded Column Size (Inches)	4,6	4,6,8	6,8,10	10,12	10,12	12,14
Available Flanged Column Size (Inches)	4,6	4,6,8	6,8,10	10,12	10,12,14	12,14,16
NEMA Driver "AK" Size (Inches)	8-1/4	13-1/2	13-1/2	13-1/2	13-1/2	13-1/2
Maximum Discharge Pressure (PSI)	125 lb. Flange 175	175	175	175	175	175
(Non-Shock Rating At Room Temperature)	250 lb. Flange 400*	400*	400*	400*	400*	400*
Weight (Including Packing Box) (Lbs.)	355	405	530	910	1100	1490
Reference: Assembly Drawing 24LYA2363BP						

T HEADS						
Data	12x4	16-1/2x6	16-1/2x8	20x10	24-1/2x12	24-1/2x14
Discharge Flange Size (Inches)	4	6	8	10	12	14
Available Threaded Column Size (Inches)	4,6	6,8	8,10	10,12	12,14	14,16
Available Flanged Column Size (Inches)	4	6	8	10	12	14
NEMA Driver "AK" Size (Inches)	8-1/4	13-1/2	13-1/2	13-1/2	13-1/2	13-1/2
Maximum Discharge Pressure (PSI)	125 lb. Flange 175	175	175	175	175	175
(Non-Shock Rating At Room Temperature)	250 lb. Flange 400*	400*	400*	400*	400*	400*
Weight (Including Packing Box) (Lbs.)	420	570	800	1132	1436	2500
Reference: Assembly Drawing 24LYA2363BC						

*ON WATER LUBRICATED APPLICATIONS AN OPTIONAL 400 PSI PACKING BOX IS REQUIRED TO OPERATE AT THE MAXIMUM DISCHARGE PRESSURE RATING OF 400 PSI.

Supplement 08/99 FAIRBANKS MORSE PUMP

Tabla E.2 Datos técnicos cuerpos de tazones. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

	6A	6B	6D	6F	6M	6G	6J	7M	7A	7D	7B	8B	8M	8P
Bowl Size	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,188	1,188	1,188
Pump Shaft Diameter	100	100	100	100	50	60	60	71	84	84	84	107	82	140
Bowl Weight, 1st Stage	25	25	25	25	-5	16	16	22	30	30	30	37	31	45
Bowl Weight, Ex. Add. Stage	0.36	0.36	0.5	0.5	0.7	0.25	0.25	0.39	0.25	0.25	0.25	0.44	0.37	0.376
Allowable Shaft Stretch	530	530	530	530	826	420	400	823	403	400	400	600	604	400
Maximum Working Pressure	795.00	765.00	795.00	795.00	1339.00	680.00	600.00	1334.50	600.00	600.00	600.00	1200.00	1206.00	600.00
Maximum Hydro Pressure	2.86	3.038	3.88	4.32	4.1	6.28	6.28	8.05	7.56	7.56	7.68	4.11	6.93	10.4
Impeller Eye Area	8733	8473	8373.6	7973.2	4	8378	8303.8	4.4	9747	9747	9747	17377.7	525	1811
Rotor Weight 1st / add stages	0.344	0.344	0.281	0.344	0.43	0.34	0.34	0.5	0.44	0.44	0.44	0.41	0.56	0.56
Maximum Sphere Size	1.5	1.6	2.4	2.5	1.74	2.2	2.1	2.56	3.7	3.7	3.7	2.2	2.32	4.3
Thrust Factor	0.03	0.03	0.03	0.03	0.05	0.00	0.03	0.08	0.1	0.16	0.1	0.13	0.17	0.16
WR2	0.187	0.187	0.25	0.25	0.25	0.125	0.125	0.2	0.125	0.125	0.125	0.25	0.2	0.125
Running Position (above seat)	13	16	21	27	30	28	32	30	23	28	32	14	32	19
Submergence	0.009	0.009	0.009	0.006	0.014	0.009	0.009	0.014	0.009	0.009	0.009	0.009	0.014	0.009
Max. Bowl Bearing Clearance	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
Max. Wear Ring Clearance	5.63	5.63	5.63	5.63	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
Max. Bowl O.D.	5.5	5.5	5.5	5.5	NA	5.5	5.5	NA	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
Suct. Belt O.D.														
Bowl Size	1,188	1,188	1,188	1,188	1,437	1,300	1,500	1,500	1,500	1,500	1,560	1,688	1,688	1,437
Pump Shaft Diameter	140	140	110	110	180	200	220	185	185	185	185	270	270	240
Bowl Weight, 1st Stage	45	45	32	32	49	73	73	67	67	67	67	110	110	75
Bowl Weight, Ex. Add. Stage	0.375	0.375	0.3	0.3	0.63	0.44	0.44	0.92	0.56	0.68	0.66	0.375	0.375	0.68
Allowable Shaft Stretch	420	400	350	350	475	450	450	530	700	700	700	300	300	485
Maximum Working Pressure	600.00	600.00	525.00	525.00	712.50	675.00	675.00	795.00	1050.00	1050.00	1050.00	450.00	450.00	732.00
Maximum Hydro Pressure	13.4	10.4	12.6	12.6	11.19	16.53	19.53	10.15	11.36	11.63	15.5	28.7	28.7	14.88
Impeller Eye Area	1811	1811	1628.7	1627.87	15.75	34.67183	32.27159	30.87145	30.57142	20.37127	10.2	41	41	22
Rotor Weight 1st / add stages	0.56	0.56	0.58	0.68	0.66	0.63	0.94	0.47	0.63	0.84	0.63	0.75	1.25	0.81
Maximum Sphere Size	4.3	4.3	3	2.5	3.8	6	10	3.4	4	4	4	11.3	11.3	5.02
Thrust Factor	0.16	0.16	0.16	0.16	0.32	0.63	0.64	0.44	0.432	0.37	0.43	0.84	0.84	1.03
WR2	0.125	0.125	0.125	0.125	0.2	0.25	0.25	0.437	0.437	0.437	0.437	0.125	0.125	0.2
Running Position (above seat)	20	20	40	48	33	26	36	10	30	20	30	23	23	34
Submergence	0.009	0.009	0.009	0.008	0.014	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.014
Max. Bowl Bearing Clearance	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.023	0.023	0.023	0.023	0.023	0.023	0.023	0.023	0.018
Max. Wear Ring Clearance	7.63	7.63	7.5	7.5	9.63	9.75	9.75	9.63	9.63	9.63	9.63	6.75	9.75	10.86
Max. Bowl O.D.	6.5	6.5	7.5	7.5	10	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	11.5	11.5	11.38
Suct. Belt O.D.														

FAIRBANKS MORSE PUMP

Supplement

Continúa Tabla E.2 Datos técnicos cuerpos de tazones. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

	11H	12B	12C	12D	12F	12K	12S	12M	12E	12G	12I	12N	12U	12W
Bowl Size														
Pump Shaft Diameter	1.437	1.687	1.687	1.687	1.938	1.687	1.687	1.687	1.938	1.938	1.938	1.938	1.938	1.938
Bowl Weight, 1st Stage	236	278	278	278	410	328	328	260	410	410	410	240	240	240
Bowl Weight, Ea. Add. Stage	115	105	105	108	145	123	123	105	145	145	145	130	130	130
Allowable Shaft Stretch	0.8	0.7	0.7	0.7	0.7	0.5	0.5	0.5	0.975	0.975	0.375	0.56	0.56	0.56
Maximum Working Pressure	488	580	550	560	400	410	410	360	400	400	400	400	400	400
Medium Hydro Pressure	732.00	870.00	870.00	870.00	800.00	816.00	816.00	870.00	800.00	800.00	800.00	800.00	800.00	800.00
Impeller Eye Area	22.4	16.4	16.4	16.4	25.5	20.3	20.3	19.4	25.5	25.5	23.5	27.5	37.4	37.4
Rotor Weight 1st/ add stages	33	42,221.3	43,672.3	43,672.3	16.5	80,178.8	47,37.27	26.5	50,031	50,031	66,031	51,27	51,27	51,27
Maximum Sphere Size	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	1.12	1.06	0.84	0.75	0.75	0.75	0.75	1.5	0.75
Thrust Factor	8.71	6	5.2	6.2	5.5	6.5	6	6.33	6.4	6.4	9.4	13.2	13.2	13.2
WR2	1.6	0.95	1	1	1.1	1.52	1.26	1.62	1.3	1.3	1.3	1.68	1.68	1.68
Running Position (above seal)	0.2	0.312	0.312	0.312	0.312	0.125	0.125	0.2	0.126	0.125	0.125	0.125	0.125	0.125
Submergence	30	20	25	25	27	33	46	33	22	23	24	24	30	30
Max. Bowl Bearing Clearance	0.014	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.014	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
Max Wear Ring Clearance	0.018	0.023	0.023	0.023	0.023	0.023	0.023	0.018	0.023	0.023	0.023	0.023	0.023	0.023
Max Bowl O.D.	11.48	11.26	11.26	11.26	11.26	11.75	11.75	12.06	11.38	11.38	11.38	11.5	11.5	11.5
Suct Bell O.D.	11.48	11.5	11.5	11.5	11.6	11.5	11.5	13	13	13	13	13	13	13
Bowl Size														
Pump Shaft Diameter	1.687	1.687	1.687	1.687	2.188	2.188	2.188	1.938	2.188	2.188	2.187	2.187	2.187	2.187
Bowl Weight, 1st Stage	260	278	278	327	700	700	700	378	650	650	486	400	600	684
Bowl Weight, Ea. Add. Stage	120	110	110	157	265	265	265	138	210	210	200	250	250	274
Allowable Shaft Stretch	1	0.64	0.64	0.6	0.7	0.7	0.7	0.93	0.16	0.56	0.86	0.44	0.86	0.81
Maximum Working Pressure	400	400	400	380	400	400	400	433	400	400	476	300	460	452
Maximum Hydro Pressure	600.00	600.00	600.00	670.00	600.00	600.00	600.00	649.50	600.00	600.00	714.00	460.00	600.00	678.00
Impeller Eye Area	34.84	25.5	25.5	26.4	41.2	41.2	41.2	24.8	59	56	37.8	51.2	68.96	50.47
Rotor Weight 1st/ add stages	18	48,525.7	46,525.7	43.3	98,53	98,53	98,53	37.5	88,46	88,46	85.4	86,461.3	65	70.1
Maximum Sphere Size	0.68	1	1	1	1.25	1	1.25	1	1.25	1.25	1.31	1.42	1.38	1.48
Thrust Factor	12.5	13.5	15.2	12.02	15.5	15.5	15.5	6.41	23.2	23.2	14.47	22	21.08	18.54
WR2	1.4	1.45	1.45	3.11	4.15	4.15	4.15	3.55	2.9	2.6	4.01	7.2	7.5	7.82
Running Position (above seal)	0.125	0.125	0.125	0.2	0.125	0.125	0.125	0.2	0.126	0.125	0.2	0.125	0.2	0.2
Submergence	46	33	41	34	30	30	33	56	36	38	34	32	28	25
Max. Bowl Bearing Clearance	0.01	0.01	0.01	0.014	0.010/0.011	0.010/0.011	0.010/0.011	0.014	0.010/0.011	0.010/0.011	0.014	0.010/0.011	0.014	0.014
Max Wear Ring Clearance	0.023	0.023	0.023	0.018	0.023	0.023	0.023	0.018	0.023	0.023	0.018	0.023	0.026	0.026
Max Bowl O.D.	11.75	12.5	12.5	12.9	14.25	14.25	14.25	14	13.63	13.63	15	16.25	16.92	16.92
Suct Bell O.D.	11.5	11.5	11.5	13	17	17	17	1.75	17	17	17.25	17.25	18	18.75

lement 08/99

FAIRBANKS MORSE PUMP

Tabla E.3 Datos técnicos columnas de descarga. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

Continúa Tabla E.2 Datos técnicos cuerpos de tazones. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

	18E	18H	19A	19B	20HL	21H	22A	22B	23HL	23HM	23HH	24E	27M	30D
Bowl Size														
Pump Shaft Diameter	2.187	2.187	2.187	2.187	2.187	2.437	2.667	2.667	2.438	2.438	2.438	2.687	3.187	3.187
Bowl Weight, 1st Stage	500	500	610	610	688	600	1200	2000	961	961	961	1300	1388	1880
Bowl Weight, Ea. Add. Stage	350	350	350	350	520	430	550	550	695	695	695	680	940	1057
Allowable Shaft Stretch	0.36	0.36	0.62	0.62	0.44	0.84	0.56	0.56	0.88	0.88	0.88	0.44	1.25	1
Maximum Working Pressure	300	300	300	300	RTF	465	350	350	RTF	RTF	RTF	300	377	300
Maximum Hydro Pressure	450.00	450.00	450.00	450.00	RTF	697.50	525.00	526.00	RTF	RTF	RTF	450.00	565.50	450.00
Impeller Eye Area	59	69.6	82.8	82.8	RTF	77.5	61.44	61.44	RTF	RTF	RTF	115	138.36	146.12
Rotor Weight 1st / add stages	31193	131793	100780	100780	138.5	88	167719	167419	155	155	155	217.2/173	225	177
Maximum Sphere Size	1.62	1.25	1.25	1.25	RTF	1.02	1.42	1.42	RTF	RTF	RTF	1.88	2.75	1.81
Thrust Factor	27	32	31	31	49	20.49	40	44	85	69	69	48	48.63	70
WR2	10.2	10.2	7.45	7.45	18.8	18.8	22	22	36.4	36.4	36.4	40	60	48
Running Position (above seat)	0.125	0.125	0.125	0.125	RTF	RTF	0.25	0.25	RTF	RTF	RTF	0.25	RTF	0.25
Submergence	40	44	32	32	42	31	30	30	51	51	51	40	42	40
Max. Bowl Bearing Clearance	0.010/0.11	0.010/0.11	0.010/0.11	0.010/0.11	RTF	RTF	0.010/0.11	0.010/0.11	RTF	RTF	RTF	0.010/0.11	RTF	0.010/0.11
Max Wear Ring Clearance	0.023	0.023	0.027	0.023	0.028	0.028	0.027	0.027	RTF	RTF	RTF	0.027	0.031	0.027
Max Bowl O.D.	17.5	17.5	18.5	18.5	21.5	18.56	21.5	21.5	23	23	23	24	26.8	27.75
Suct Bell O.D.	17.25	17.25	17.5 or 22.5	17.5 or 22.5	24	20.75	22.5	22.5	26	26	26	22.5	28.11	27
Bowl Size														
Pump Shaft Diameter	3.187	3.587	3.687	RTF	3.437	3.437	3.437	3.437	3.687	3.687	3.687	RTF	RTF	RTF
Bowl Weight, 1st Stage	690	1750	2279	3500	2580	2580	4000	4000	5805	8411	8411	8000	8000	8000
Bowl Weight, Ea. Add. Stage	1057	1200	1765	1400	2150	2150	2370	2370	3352	4657	4657	4500	4500	4500
Allowable Shaft Stretch	1	1	1.25	0.36	1.2	1.2	1.12	0.78	1	1.5	1.5	0.82	0.82	0.82
Maximum Working Pressure	300	485	RTF	363	300	300	350	320	310	300	350	329	329	329
Maximum Hydro Pressure	450.00	727.50	RTF	544.50	450.00	450.00	480.00	480.00	460.00	450.00	450.00	493.50	493.50	493.50
Impeller Eye Area	174	168	283.4	227	256.5	308.4	205	205	270	361.28	460	671	671	671
Rotor Weight 1st / add stages	177	285	479	305	417	417	320	320	425	687	707	875	875	875
Maximum Sphere Size	2.38	3.26	RTF	3.25	2.41	2.41	2.5	2.5	1.5	2.85	3.75	5.25	5.25	5.25
Thrust Factor	65	62.04	137	111	120	115	68	74	100	175	159	260	260	260
WR2	58	83.2	174	171	165	105	160	170	300	440	480	1680	1680	1680
Running Position (above seat)	0.25	RTF	RTF	RTF	0.25	0.25	0.5	0.5	0.5	0.5	0.625	RTF	RTF	RTF
Submergence	47	47	73	60	39	44	32	32	48	44	43	128	128	128
Max. Bowl Bearing Clearance	0.010/0.11	RTF	RTF	RTF	0.013	0.013	0.013	0.013	0.014	0.014	0.014	RTF	RTF	RTF
Max Wear Ring Clearance	0.027	0.034	RTF	0.032	0.027	0.027	0.027	0.027	0.027	0.027	0.027	0.048	0.048	0.048
Max Bowl O.D.	27.75	29.56	32.26	34.75	35.75	35.75	34.25	34.25	40	43	43	55	55	55
Suct Bell O.D.	27	31.3	41.5	32	40	40	34.25	34.25	43	43	43	54	54	54

FAIRBANKS MORSE PUMP

Supplement 08/99

Tabla E.3 Datos técnicos columnas de descarga.(Fairbanks Morse Pumps, 1999).

COLUMN TECHNICAL DATA

Data	4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"
.250 WALL PIPE							
Schedule Number	N/A	N/A	N/A	20	20	20	10
Outside Diameter (Inches)	N/A	N/A	6.625	8.625	10.750	12.750	14.000
Inside Diameter (Inches)	N/A	N/A	6.125	8.125	10.250	12.250	13.500
Wall Thickness (Inches)	N/A	N/A	.250	.250	.250	.250	.250
Weight Per Foot (Lbs./Ft.)	N/A	N/A	17.02	22.36	28.04	33.39	36.71

AWWA STANDARD WALL PIPE							
Schedule Number	40	40	40	30	N/A	30	30
Outside Diameter (Inches)	4.500	5.563	5.625	8.625	10.750	12.750	14.000
Inside Diameter (Inches)	4.026	5.047	6.065	8.071	10.192	12.090	13.250
Wall Thickness (Inches)	.237	.258	.280	.277	.279	.330	.375
Weight Per Foot (Lbs./Ft.)	10.79	14.62	19.67	24.70	31.20	43.77	54.60

.250 WALL AND AWWA STANDARD WALL PIPE									
Exact Column Lengths	Open Lineshaft Construction	5 Foot Section	4'11-1/2"	4'11-1/4"	4'11-1/4"	4'11-1/4"	4'11-1/4"	4'11-1/4"	4'11-1/4"
	Enclosed Lineshaft Construction	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
Coupling Outside Diameter (Inches)	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
	10 Foot Section	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"
Coupling Weight (Lbs.)	20 Foot Section	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"
	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
Flange Outside Diameter (Inches)	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
	10 Foot Section	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"
Flange Weight (Lbs.)	20 Foot Section	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"
	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"

Data	18"	19"	20"	24"	30"	36"
.250 WALL PIPE						
Schedule Number	10	10	10	10	N/A	N/A
Outside Diameter (Inches)	16.000	18.000	20.000	24.000	N/A	N/A
Inside Diameter (Inches)	15.500	17.500	19.500	23.500	N/A	N/A
Wall Thickness (Inches)	.250	.250	.250	.250	N/A	N/A
Weight Per Foot (Lbs./Ft.)	42.05	47.39	52.73	63.41	N/A	N/A

AWWA STANDARD WALL PIPE						
Schedule Number	30	N/A	20	20	N/A	N/A
Outside Diameter (Inches)	16.000	18.000	20.000	24.000	30.000	36.000
Inside Diameter (Inches)	15.250	17.250	19.250	23.250	29.250	32.250
Wall Thickness (Inches)	.375	.375	.375	.375	.375	.375
Weight Per Foot (Lbs./Ft.)	62.50	70.53	78.60	94.62	119.00	143.34

.250 WALL AND AWWA STANDARD WALL PIPE									
Exact Column Lengths	Open Lineshaft Construction	5 Foot Section	4'11-1/4"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
	Enclosed Lineshaft Construction	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
Coupling Outside Diameter (Inches)	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
	10 Foot Section	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"
Coupling Weight (Lbs.)	20 Foot Section	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"
	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
Flange Outside Diameter (Inches)	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"
	10 Foot Section	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"	10'0"
Flange Weight (Lbs.)	20 Foot Section	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"	20'0"
	5 Foot Section	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"	5'0"

FAIRBANKS MORSE PUMP

Supplement 08/99

Instituto de Ingeniería y Universidad Veracruzana

Tabla E.4 Datos técnicos tubos fundas y flechas de línea. (Fairbanks Morse Pumps, 1999).

Enclosing Tube Lineshaft Size	1-1/2"		2"		2-1/2"		3"		3-1/2"		4"		5"	
	80	RTF	80	RTF	80	RTF	80	RTF	80	RTF	80	RTF	80	RTF
Schedule Number	80	RTF	80	RTF	80	RTF	80	RTF	80	RTF	80	RTF	80	RTF
Maximum Setting (Feet)	1.900	2.375	2.875	3.500	4.000	4.500	5.563	6.125	6.688	7.250	7.813	8.375	8.938	9.500
Outside Diameter (Inches)	1.500	1.999	2.323	2.900	3.364	3.826	4.813	5.375	5.938	6.500	7.063	7.625	8.188	8.750
Inside Diameter (Inches)	.200	.718	.776	.300	.318	.337	.355	.373	.391	.409	.427	.445	.463	.481
Wall Thickness (Inches)	3.63	5.02	7.55	10.25	12.50	14.96	17.42	19.88	22.34	24.80	27.26	29.72	32.18	34.64
Weight Per Foot (Lbs./Ft.)	3.718	4.3/4	5	5-1/4	5-1/2	5-3/4	6	6-1/8	6-1/4	6-1/2	6-3/4	6-7/8	7	7-1/8
Connector Bearing Length (Inches)	1.5	3	5	7.5	9	12	15	18	21	24	27	30	33	36
Connector Bearing Weight (Lbs.)														
Shaft Technical Data														
Exact	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"	5.0"
5 Foot Section	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"	10.0"
10 Foot Section	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"	20.0"
20 Foot Section	2.67	4.16	5.01	7.60	10.02	12.78	15.87	19.31	23.06	27.16	31.58	36.35	41.41	46.75
Weight Per Foot (Lbs./Ft.)	5	1.6	1.8	2.3	4.5	5.6	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8	5.8
Shaft Coupling Weight (Lbs.)	.083	.083	.083	.093	.093	.093	.122	.125	.125	.125	.125	.125	.125	.125
Open Lineshaft Sleeve Thickness (Inches)	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Open Lineshaft Sleeve Length (Inches)	6	7	9	1.0	1.2	1.3	1.6	2.5	3.0	3.4	3.6	4.1	4.1	4.1
Open Lineshaft Sleeve Weight (Lbs.)	1.4	2.2	2.6	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
4" Column	2.2	2.7	2.9	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
5" Column	2.7	3.7	4.2	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
6" Column	3.7	5.9	6.9	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
8" Column	5.9	9.8	9.8	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
10" Column	9.8	16.0	16.0	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
12" Column	N/A	N/A	26.5	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
14" Column	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
16" Column	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
20" Column & Larger	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Supplement 08/99

FAIRBANKS MORSE PUMP