

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**ANÁLISIS DE AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE  
BOMBEO UTILIZANDO CONVERTIDORES DE FRECUENCIA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
POR

**OSWALDO AUGUSTO PÉREZ PÉREZ**

ASESORADO POR EL ING. JORGE LUIS PÉREZ RIVERA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE  
**INGENIERO ELECTRICISTA**

GUATEMALA, ENERO DE 2010

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
FACULTAD DE INGENIERÍA



**NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA**

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	Inga. Glenda Patricia García Soria
VOCAL II	Inga. Alba Maritza Guerrero de López
VOCAL III	Ing. Miguel Ángel Dávila Calderón
VOCAL IV	Br. José Milton De León Bran
VOCAL V	Br. Isaac Sultán Mejía
SECRETARIA	Inga. Marcia Ivonne Véliz Vargas

**TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO**

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Julio Rolando Barrios Archila
EXAMINADOR	Ing. Armando Gálvez Castillo
EXAMINADOR	Ing. Gustavo Benigno Orozco Godinez
SECRETARIO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco

## **HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR**

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

### **ANÁLISIS DE AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBEO UTILIZANDO CONVERTIDORES DE FRECUENCIA,**

tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, con fecha 17 de abril de 2008.



Oswaldo Augusto Pérez Pérez

Guatemala 09 de octubre de 2009.

Ing. Mario Renato Escobedo Martínez.  
Director  
Escuela Mecánica Eléctrica  
Presente

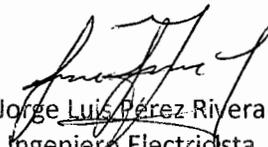
Ingeniero Escobedo:

De manera atenta me dirijo a usted, para hacer de su conocimiento que se ha concluido con la asesoría del informe final del **Trabajo de Graduación** denominado: ANÁLISIS DE AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBEO UTILIZANDO CONVERTIDORES DE FRECUENCIA, elaborado por el estudiante de la carrera de Ingeniería Eléctrica, Oswaldo Augusto Pérez Pérez.

El presente trabajo de investigación, cumple con los objetivos que dieron origen al mismo, por lo tanto me permito recomendar su aprobación.

Agradeciendo la atención a la presente, me suscribo de usted.

Atentamente,



Jorge Luis Pérez Rivera  
Ingeniero Electricista

Asesor del Trabajo de Graduación.



Ref. EIME 46.2009  
Guatemala, 10 de NOVIEMBRE 2009.

Señor Director  
Ing. Mario Renato Escobedo Martínez  
Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica  
Facultad de Ingeniería, USAC.

Señor Director:

**Me permito dar aprobación al trabajo de Graduación titulado:  
ANÁLISIS DE AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE  
BOMBEO UTILIZANDO CONVERTIDORES DE FRECUENCIA,  
del estudiante Oswaldo Augusto Pérez Pérez, que cumple con los  
requisitos establecidos para tal fin.**

Sin otro particular, aprovecho la oportunidad para saludarle.

Atentamente,

**ID Y ENSEÑAD A TODOS**

Ing. José Guillermo Bedoya Barrios  
Coordinador del Área de Potencia

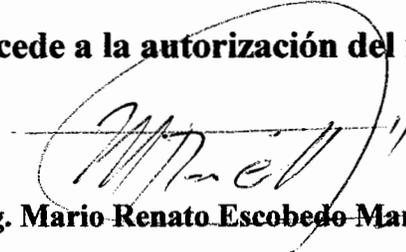


JGBB/sro



REF. EIME 72. 2009.

**El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, después de conocer el dictamen del Asesor, con el Visto Bueno del Coordinador de Área, al trabajo de Graduación del estudiante; Oswaldo Augusto Pérez Pérez titulado: ANÁLISIS DE AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBEO UTILIZANDO CONVERTIDORES DE FRECUENCIA, procede a la autorización del mismo.**

  
**Ing. Mario Renato Escobedo Martínez**



**GUATEMALA, 12 DE NOVIEMBRE 2,009.**



El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, al trabajo de graduación titulado: **ANÁLISIS DE AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS DE BOMBEO, UTILIZANDO CONVERTIDORES DE FRECUENCIA**, presentado por el estudiante universitario **Oswaldo Augusto Pérez Pérez**, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE

Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos  
Decano

A large, stylized handwritten signature in black ink, positioned above the printed name of the Dean.

Guatemala, enero 2010



## **AGRADECIMIENTOS A:**

Dios	Tú eres mi fortaleza y sustento, mi boca y corazón sabrán agradecerlo todos los días; oh Dios hasta el rincón de esta tierra, exclamaré tus prodigios y que no hay otro Dios como tú. SALMO 71.
Mis padres	Quiero que sientan que el objetivo logrado también es de ustedes y que la fuerza que me ayuda a conseguirlo fue su apoyo. Con cariño y admiración.
Mi hermano	Por brindarme su cariño y aprecio durante mi formación profesional
Ing. Jorge Pérez Rivera	Por apoyarme, con su experiencia, asesorando este trabajo.
Universidad de San Carlos de Guatemala	Por su invaluable tarea de formación.
Facultad de Ingeniería	Por permitirme formar parte de ella.
Mis catedráticos	Por su enseñanza dentro y fuera de los salones.

## **ACTO QUE DEDICO A:**

**Dios**                      A Él sea la honra y gloria de todos los acontecimientos de mi vida.

**Mis padres**              Carlos Oswaldo Pérez Pedroza y Maria Luisa Pérez Peralta de Pérez, en reconocimiento por todo el amor y apoyo brindado a través de mis estudios.

**Mi hermano**              Karil David Pérez Pérez, porque quiero ser un ejemplo a seguir.

**Mi familia en general**      Respetuosamente.

**La Facultad de Ingeniería**

**La Universidad de San Carlos de Guatemala**

## ÍNDICE GENERAL

<b>ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....</b>	<b>XI</b>
<b>GLOSARIO.....</b>	<b>XIX</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>XXI</b>
<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>XXIII</b>
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>XXV</b>
<b>1. SISTEMAS DE BOMBEO.....</b>	<b>1</b>
1.1 Generalidades.....	1
1.1.1 Requerimientos de bombeo.....	1
1.1.2 Términos usados en bombeo.....	1
1.1.3 Partes de un sistema de bombeo.....	3
1.2 Bombas centrífugas.....	4
1.2.1 Introducción a las bombas centrífugas.....	4
1.2.1.1 Utilización de bombas centrífugas.....	4
1.2.1.2 Definición de la bomba centrífuga.....	4
1.2.1.3 Descripción de la bomba centrífuga.....	4
1.2.1.4 Funcionamiento de la bomba centrífuga.	5
1.2.1.5 Clasificación de la bomba centrífuga.....	7
1.2.2 Teoría fundamental.....	9
1.2.2.1 Carga dinámica total.....	9
1.2.2.2 Curva CDT – caudal.....	9
1.2.2.3 Potencia, eficiencia y par motor.....	10
1.2.2.4 Punto de operación.....	12
1.2.3 Similitud y parámetros de rendimiento.....	13
1.2.3.1 Velocidad específica: diseño impulsor.....	13
1.2.3.2 Clasificación de curvas de diferente $N_s$ ....	15

1.2.3.3	Leyes de afinidad.....	15
1.2.3.4	Relación parabólica: curvas de eficiencia constante.....	19
1.2.3.5	Curvas a diferentes velocidades de operación.....	23
1.2.4	Aspecto y uso de los bombas centrífugas usadas en los sistemas de bombeo.....	27
1.2.4.1	Aspecto y uso de una bomba tipo centrífuga horizontal.....	27
1.2.4.2	Aspecto y uso de bombas para pozo profundo.....	28
1.2.4.2.1	Aspecto y uso de bombas con motor en la superficie.....	29
1.2.4.2.2	Aspecto y uso de una bomba con motor sumergible.....	31
1.2.5	La curva del sistema y el punto de operación.....	33
1.2.5.1	Punto de operación de una bomba centrífuga horizontal.....	33
1.2.5.1.1	Carga estática total.....	33
1.2.5.1.2	Curva de fricción del sistema.....	34
1.2.5.1.3	Carga de velocidad.....	36
1.2.5.1.4	Carga dinámica total (CDT).....	36
1.2.5.1.5	Punto de operación de la bomba operando a velocidad constante.....	38
1.2.5.1.6	Punto de operación de la bomba a varias velocidades.....	39
1.2.5.2	Punto de operación de bombas para pozo profundo.....	41
1.2.5.2.1	Términos usados en el bombeo de pozos.....	41
1.2.5.2.2	Longitud de la columna.....	42
1.2.5.2.3	Diámetro de la columna ( $D_c$ ).....	43

1.2.5.2.4	Altura dinámica total (HDT).....	43
1.2.5.2.5	Número de etapas.....	44
1.2.5.2.6	Potencia al eje de la bomba.....	44
1.2.5.2.7	Empuje axial.....	45
1.2.6	Condiciones de la succión.....	45
1.2.6.1	Condiciones de la succión en una bomba centrífuga horizontal.....	45
1.2.6.1.1	Cabeza neta positiva de succión.....	46
1.2.6.1.2	Cavitación.....	49
1.2.6.1.3	Influencia de la velocidad de operación de la bomba en la CNPS.....	51
1.2.6.1.4	Velocidad específica de succión.....	53
1.2.6.2	Condiciones de la succión en bombas para pozo profundo.....	53
1.2.7	Montaje e instalación de la bomba centrífuga.....	54
1.2.7.1	Montaje e instalación de una bomba centrífuga horizontal.....	54
1.2.7.2	Montaje e instalación de bombas para pozo profundo.....	58
1.2.7.2.1	Montaje e instalación de una bomba para pozo profundo con motor en la superficie.....	60
1.2.7.2.2	Montaje e instalación de una bomba para pozo profundo con motor sumergible.....	64
1.2.8	Operación de la bomba centrífuga.....	68
1.2.8.1	Variables en los sistemas de bombeo.....	68
1.2.8.1.1	Presión estática variable.....	68
1.2.8.1.2	Sistema de fricción variable.....	70
1.2.8.2	Dinámica de las variables totales en los equipos de bombeo.....	70

1.2.8.2.1	Variable en el sistema de una bomba centrífuga horizontal.....	74
1.2.8.2.2	Variable en el sistema de una bomba para pozo profundo con motor en la superficie.....	77
1.2.8.2.3	Variable en el sistema de una bomba para pozo profundo con motor sumergible.....	80
1.2.8.3	Golpe de ariete.....	82
1.2.8.3.1	Golpe de ariete por interrupción del bombeo....	82
1.2.8.3.2	Golpe de ariete por puesta en marcha de la bomba.....	84
1.2.8.4	Vibración y ruido en las bombas.....	85
1.2.8.4.1	Velocidad crítica lateral.....	85
1.2.8.4.2	Velocidad crítica torsional.....	87
1.2.8.5	Puesta en marcha de la bomba centrífuga.....	87
1.2.8.5.1	Últimas observaciones a la bomba antes de poner a funcionar una bomba por primera vez.....	87
1.2.8.5.2	Procedimiento a seguir para el arranque de la bomba por primera vez.....	88
1.2.8.6	Problemas mecánicos e hidráulicos que afectan el buen funcionamiento de la bomba centrífuga.....	90
1.2.8.7	Anomalías en el funcionamiento de la bomba por problemas propias del pozo.....	93
1.2.9	Mantenimiento de la bomba centrífuga.....	94
1.2.10	Selección de la bomba centrífuga.....	95
1.2.10.1	Altura del manantial.....	95
1.2.10.2	Velocidad de operación.....	96
1.2.10.3	Curva característica.....	96

1.2.10.4	Materiales de la bomba.....	97
1.2.11	Controles de operación y de protección de la bomba centrífuga.....	98
<b>2</b>	<b>MOTORES ELÉCTRICOS USADOS EN SISTEMAS DE BOMBEO.....</b>	<b>99</b>
2.1	Descripción del motor.....	99
2.2	Algunas características de aplicación y mantenimiento.....	99
2.2.1	Factor de servicio.....	99
2.2.2	Indicación de la resistencia de aislamiento.....	101
2.2.3	Resistencia de los devanados del motor y de los cables de alimentación.....	103
2.3	Características de funcionamiento del motor trifásico de inducción.....	105
2.3.1	Velocidad y par.....	105
2.3.2	Funcionamiento del motor a frecuencia constante.....	105
2.3.3	Regulación de la velocidad del motor de inducción.....	107
2.3.4	Operación del motor a frecuencia variable.....	111
2.3.4.1	Operación del motor por debajo de la frecuencia base.....	112
2.3.4.2	Operación del motor por encima de la frecuencia base.....	114
2.4	Gobierno del motor de inducción.....	116
2.4.1	Controles y protecciones eléctricas de la bomba y el motor.....	116
2.4.1.1	Controles y protecciones para el motor.....	117
2.4.1.2	Protecciones para la bomba.....	118
2.4.2	Arrancadores para regular la velocidad del motor de inducción.....	122

<b>3</b>	<b>EL CONVERTIDOR DE FRECUENCIA.....</b>	<b>123</b>
3.1	Descripción y características generales.....	123
3.1.1	Funcionamiento básico.....	123
3.1.2	Tipos básicos de convertidores de frecuencia.....	125
3.1.2.1	Rectificador controlado motor de corriente continua.....	125
3.1.2.2	Convertidores de frecuencia para motores de inducción.....	126
3.1.2.2.1	Nueva generación de convertidores de frecuencia para motores de inducción.....	130
3.1.2.3	Regulador de tensión para el arranque de motores de inducción.....	131
3.2	Composición de un convertidor de frecuencia.....	131
3.2.1	Etapa rectificadora.....	132
3.2.1.1	Rectificadores no controlados de tensión fija.....	132
3.2.1.2	Rectificadores controlados de tensión variable.....	134
3.2.2	Etapa intermedia.....	135
3.2.3	Etapa del ondulator o inversor.....	136
3.2.4	Etapa de control.....	138
3.3	Principales modos de funcionamiento.....	140
3.3.1	Convertidor de frecuencia unidireccional.....	141
3.3.2	Convertidor de frecuencia bidireccional.....	143
3.3.3	Funcionamiento a par constante.....	143
3.3.4	Funcionamiento a par variable.....	144
3.3.5	Funcionamiento a potencia constante.....	145
3.4	Aplicaciones de los convertidores de frecuencia.....	146
3.5	Principales funciones de los convertidores de frecuencia electrónicos.....	147
3.5.1	Aceleración controlada.....	147

3.5.2	Variación de velocidad.....	147
3.5.3	Regulación de la velocidad.....	148
3.5.4	Deceleración controlada.....	149
3.5.5	Inversión del sentido de marcha.....	150
3.5.6	Frenado.....	150
3.5.7	Protección integrada.....	150
3.5.7.1	Otras protecciones integradas en los convertidores.....	152
3.6	Selección de un convertidor de frecuencia.....	152
3.7	Ventajas de la utilización del convertidor de frecuencia en el arranque de motores de inducción.....	154
3.8	Inconvenientes de la utilización del convertidor de frecuencia en el arranque de motores de inducción.....	154
3.9	Instalación eléctrica circuito de potencia.....	155
3.9.1	Protecciones exteriores a los convertidores los convertidores de frecuencia.....	155
3.9.1.1	Circuito recomendado.....	155
3.9.1.1.1	Interruptor automático.....	156
3.9.1.1.2	Contactador de línea.....	156
3.9.1.1.3	Inductancia de línea.....	157
3.9.1.1.4	Filtro de radio perturbaciones.....	158
3.9.1.1.5	Resistencia de frenado.....	158
<b>4</b>	<b>PLANTEAMIENTO Y SOLUCIÓN DEL PROBLEMA.....</b>	<b>159</b>
4.1	Generalidades del pozo 7 de una empresa de embotellado.....	159
4.2	Equipo seleccionado.....	160
4.2.1	Operación de la bomba a 3,450 RPM.....	163
4.2.1.1	Dimensionamiento del motor sumergible.....	170

4.2.1.2	Operación actual del pozo 7 en una industria de embotellado.....	171
4.2.2	Solución del problema operando la bomba a velocidad variable.....	172
4.2.2.1	Análisis de la bomba.....	172
4.2.2.2	Selección del motor operando la bomba a velocidad variable.....	177
4.2.2.3	Manera en que operara el sistema automático para el control de flujo operando la bomba a varias velocidades: visión general.....	182
<b>5</b>	<b>ANÁLISIS OPERACIONAL Y ECONÓMICO DEL SISTEMA PROPUESTO.....</b>	<b>185</b>
5.1	Análisis operacional de los sistemas actual y propuesto.....	185
5.1.1	Corriente del motor y golpe de ariete durante el arranque y paro del bombeo.....	185
5.1.2	Control del flujo.....	186
5.1.3	Supervisión de la presión.....	187
5.1.4	Carga dinámica total y carga axial del cojinete de carga del motor.....	187
5.1.5	Factor de potencia y armónicos.....	188
5.1.6	Consumo de energía.....	189
5.1.6.1	Sistema actual.....	189
5.1.6.2	Sistema propuesto.....	190
5.2	Análisis económico de los sistemas actual y propuesto.....	195
5.2.1	Generalidades.....	195
5.2.2	Elementos económicos comunes de las dos opciones....	196
5.2.3	Costo anual simplificado del sistema actual.....	197

5.2.3.1	Costo anual equivalente simplificado de la inversión inicial.....	198
5.2.3.2	Costo anual del consumo eléctrico.....	199
5.2.3.3	Salario anual del personal.....	201
5.2.3.4	Costo total anual equivalente simplificado del sistema actual.....	202
5.2.4	Costo anual simplificado del sistema propuesto.....	202
5.2.4.1	Costo anual equivalente simplificado de la inversión inicial.....	203
5.2.4.2	Costo anual del consumo eléctrico.....	204
5.2.4.3	Costo total anual equivalente simplificado del sistema propuesto.....	205
5.2.5	Análisis económico final.....	205
5.2.6	Tiempo de amortización de la inversión.....	206
	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>209</b>
	<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>211</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>213</b>



# ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

## FIGURAS

1	Partes de una bomba centrífuga tipo voluta o espiral	5
2	Plano de una bomba tipo difusor	6
3	Curva de carga dinámica total (H) vs. caudal de una bomba centrífuga en el punto de mejor operación	10
4	Curvas de potencia y eficiencia de una bomba común en sistemas de bombeo	11
5	Velocidad específica Vs. diseño del impulsor	14
6	Curvas normalizadas de bombas centrífugas a diferentes velocidades específicas	16
7	Ejemplo del uso de las leyes de afinidad	19
8	Relación parabólica entre H (carga) y Q (caudal)	20
9	Ejemplo del uso de la relación parabólica	22
10	Obtención de curvas a diferentes velocidades	24
11	Bomba Goulds modelo 3420 24x30-32 velocidad variable	26
12	Aspecto de una bomba centrífuga horizontal	28
13	Equipos de bombeo para pozo profundo	30
14	Bombas para pozo profundo	32
15	Cargas de succión de una bomba centrífuga horizontal	34
16	Curva de fricción del sistema de bombeo	35
17	Curva del sistema	37
18	Punto de operación de una bomba centrífuga	38
19	Punto de operación de una bomba, operando a varias velocidades	40

20	Información necesaria para el cálculo de una bomba para pozo profundo	42
21	Determinación de la región de cavitación	48
22	Influencia de la velocidad de operación en la cabeza neta positiva de succión (CNPS)	52
23	Recomendaciones para el montaje de una bomba centrífuga horizontal	55
24	Montaje de una bomba tipo turbina en un tanque a poca profundidad	59
25	Perfil de montaje e instalación de una bomba para pozo profundo con motor en la superficie	61
26	Perfil de montaje e instalación de una bomba para pozo profundo con motor sumergible	65
27	Opciones para asegurar el enfriamiento de un motor sumergible	67
28	Variación de la carga estática en el sistema de bombeo	69
29	Variación de la velocidad para mantener el flujo constante en los diferentes niveles de carga estática	69
30	Fricción variable por medio de diferentes aberturas de la válvula de descarga	71
31	Variación de la carga y el flujo durante el arranque de una bomba centrífuga	72
32	Curvas características típicas a velocidad constante para una bomba de velocidad específica baja	73
33	Variación del par durante el arranque de una bomba de baja velocidad específica	74

34	Regulación del flujo de una bomba centrífuga, regulando su velocidad, mientras la carga estática va en aumento hasta el punto de operación normal	76
35	Curva de abatimiento, de descenso relativamente rápido, de un pozo particular	78
36	Regulación del flujo y de la presión de una bomba centrífuga, regulando su velocidad	81
37	Suspensión del bombeo de una bomba disminuyendo lentamente la velocidad, para evitar el golpe de ariete	83
38	Curvas carga-capacidad de tres bombas centrífugas de diferente velocidad específica	97
39	Partes de un motor sumergible	100
40	Influencia de la variación del voltaje sobre las características del motor de inducción, manteniendo la frecuencia constante	106
41	Características de funcionamiento de un motor trifásico de inducción sumergible marca Hitachi	107
42	Variación del par, y por tanto del deslizamiento, regulando la tensión en bornes en un motor de inducción	109
43	Curva de regulación del voltaje en un motor de inducción para regular la velocidad durante el arranque y paro del bombeo	109
44	Efecto de la variación de la frecuencia manteniendo constante el voltaje	112
45	Relación voltaje y corriente del estator vs. frecuencia	113
46	Comportamiento del par para un amplio rango de frecuencias	114

47	La relación voltaje frecuencia del controlador gobierna las características par y potencia del motor	115
48	Diagrama elemental para el control de un motor, en un sistema de bombeo	116
49	Diagrama de conexión básico de un guardanivel	119
50	Diagrama de bloques de un convertidor de frecuencia	124
51	Esquema de un rectificador controlado para motores de C.C.	126
52	Tres tipos de controladores de frecuencia variable	127
53	Arrancador para un motor de inducción trifásico y forma de onda de la corriente de alimentación	131
54	Rectificador trifásico de media onda	133
55	El rectificador trifásico de media onda o puente de Graetz	134
56	Composición de la etapa intermedia	136
57	Composición de la etapa del ondulator	137
58	Composición de la etapa de control de un convertidor	140
59	Cuadrante par velocidad de un convertidor de frecuencia	141
60	Esquema de un convertidor de frecuencia unidireccional	142
61	Curva de funcionamiento a par constante	143
62	Curva de funcionamiento a par variable	144
63	Curva de funcionamiento a potencia constante	145
64	Principio de funcionamiento de la regulación de velocidad	149
65	Esquema recomendado para el circuito de potencia en la instalación de un convertidor de frecuencia	155
66	Curva de abatimiento del pozo 7, para una producción de 226 GPM	160
67	Curva de recuperación del pozo 7, a partir del abatimiento	161

68	Curva Flujo – HDT de la bomba del pozo 7 de a 3,450 rpm.	162
69	Fricción por columna y accesorios en pies para el pozo 7.	164
70	Determinación del punto de operación de la bomba del pozo 7, a tres diferentes cargas estáticas, curvas A, B y C, fricción por columna y accesorios: curvas D, E, F y G: fricción por columna y accesorios más fricción del sistema de distribución	165
71	Curva a varias velocidades de la bomba del pozo 7	173
72	Curvas de potencia y eficiencia a varias velocidades de la bomba del pozo 7	175
73	Dimensiones del motor sumergible seleccionado	178
74	Curva potencia – tiempo del motor eléctrico sumergible, operando a varias velocidades	194

## TABLAS

I	Propiedades del agua	8
II	Variación de la presión atmosférica	47
III	Problemas de vibración, como consecuencia de la velocidad crítica lateral	86
IV	Causas de desperfectos mecánicos e hidráulicos en el funcionamiento de las bombas	91
V	Influencia de la velocidad del agua y de la temperatura en el factor de servicio de un motor sumergible	101
VI	Valores de resistencia entre todos los conductores y la correspondiente condición, para motores sumergibles	103

	marca Franklin	
VII	Valores normales de resistencia en ohmios, de diferentes devanados de motores eléctricos sumergibles marca Franklin	104
VIII	Evaluación de algunos puntos de la curva de la bomba de la figura 66.	163
IX	Pérdida por fricción en pies, ofrecida por la columna y accesorios en la descarga de la bomba del pozo 7	165
X-a	Variables de la bomba con carga estática de 450 pies	169
X-b	Variables de la bomba con carga estática máxima	169
XI	Puntos de curvas a varias velocidades de la bomba del pozo 7	174
XII	Puntos de carga – flujo para las curvas de potencia constante de la bomba del pozo 7	175
XIII	Valores aproximados a 225 gpm para siete velocidades diferentes de la bomba del pozo 7, cuyas curvas son representadas en la figura 70.	177
XIV	Dimensiones del motor sumergible seleccionado	178
XV	Evaluación de algunos puntos de las curvas de la figura 39.	180
XVI	Evaluación de variables de la bomba para las siete velocidades a un flujo de 225 gpm, conforme se produce el máximo abatimiento del pozo	191
XVII	Evaluación aproximada de las variables de la bomba para las siete velocidades a un flujo de 225 gpm, conforme se produce el máximo abatimiento del pozo, usando los valores listados en la tabla XVI.	193
XVIII	Cálculo aproximado del consumo total de energía del	195

	motor en 24 horas, para el caso del sistema propuesto, utilizando la figura 72	
XIX	Costo simplificado de la inversión inicial y costo anual equivalente del equipo para el sistema actual	198
XX	Cargos de consumo eléctrico para el pozo	200
XXI	Cargos de consumo eléctrico en quetzales del pozo 7, para el sistema actual, y sus correspondientes totales en un mes y en un año	201
XXII	Salario mensual y anual del personal en el caso del sistema actual	202
XXIII	Cálculo del costo total equivalente simplificado para el sistema actual del pozo	202
XXIV	Costo simplificado de la inversión inicial y costo anual equivalente simplificado del equipo para el sistema propuesto	203
XXV	Cargos de consumo eléctrico en quetzales del pozo para el sistema propuesto, y sus correspondientes totales en un mes y en un año	205
XXVI	Cálculo del costo total equivalente simplificado para el sistema propuesto del pozo	205



## GLOSARIO

<b>Alabe</b>	Cada uno de los conductores o canales de un impulsor de una bomba sobre los que se ejerce la fuerza de acción al fluido.
<b>Armónico</b>	Componente de orden mayor que uno de la serie Fourier de una onda periódica.
<b>Buje</b>	Pieza central para la sujeción de las piezas destinadas a girar en torno a un eje.
<b>Cavitante</b>	Punto de operación de una bomba en el cual se produce cavitación.
<b>Chumacera</b>	Soporte de un árbol de transmisión.
<b>Difusor</b>	Conducto que sirve para aminorar la velocidad de circulación de un fluido aumentando su presión.
<b>Distorsión</b>	Es la contaminación que sufren las señales senoidales en presencia de dispositivos no lineales.
<b>Electrónica de Potencia</b>	La electrónica de potencia engloba las aplicaciones de elementos electrónicos y componentes asociados a la conversión, control y acondicionamiento de la energía.

<b>Estopa</b>	Junta a base de fibras retorcidas, actualmente de teflón, que se usa en las bombas para sellar y lubricar chumaceras lubricadas por agua (estoperos).
<b>Filtros de armónicos</b>	Distintas configuraciones de inductancias y capacitares cuyo punto de resonancia se ubica cerca de los armónicos presentes para limitar la distorsión de armónicos.
<b>Rodete</b>	Objeto en forma de rueda.
<b>Tiristor</b>	Designación que incluye todos los dispositivos semiconductores que presentan un funcionamiento inherente como dispositivos de corte y conducción, en oposición a aquellos que presentan un cambio gradual en la conducción. Los TRIAC y los SCR forma parte de la familia de los tiristores.
<b>Trinquete</b>	Mecanismo que permite el arrastre en un sentido, a la vez que impide el funcionamiento en el otro sentido, de un elemento de rotación.
<b>Voluta</b>	Que tiene forma de espiral.

## RESUMEN

El énfasis de este trabajo de graduación trata un tema de importancia para estos tiempos; es el ahorro de energía en los suministros de agua. Como es de nuestro conocimiento existen nuevos desarrollos tecnológicos en el control de sistemas de bombeo de agua que utilizados de forma correcta podemos aprovechar de manera eficiente nuestros recursos energéticos que es un gran beneficio para contribuir con el desarrollo de nuestro país.

El 25-50% del total de costos de energía eléctrica en una industria dedicada a la producción de agua que está relacionada a la operación de las bombas y a nivel global el 20-25% del consumo de energía eléctrica, el cual es usado en la operación de bombeo, surge allí la importancia de realizar un estudio para reducir los costos de energía con la implementación de convertidores de frecuencia en el bombeo de agua que obtenemos otro beneficio, la optimización de operación de dicho sistema en comparación con un sistema que está diseñado para operar con un arrancador.

Se puede sacar gran ventaja en los sistemas de suministro de agua, ya que éstos trabajan a través de bombas centrífugas o sumergibles, las cuales son motores eléctricos utilizados para tal aplicación, y con la implementación de convertidores de frecuencia en el accionamiento de dichos sistemas junto con un control automatizado, se puede ajustar la velocidad en función de la demanda, debido a que el sistema trabaja en el punto que le sistema demanda consumiendo de esta manera la energía necesaria con lo cual podemos reducir los costos de energía cuando el sistema no este operando bajo condiciones nominales, con ello podemos realizar una comparación con un sistema operando en iguales condiciones con la diferencia que este esta diseñado para

trabajar con un sistema utilizando arrancador, lo cual lleva a realizar una investigación para encontrar un cálculo y un modelo, a través de mediciones realizadas en los dos sistemas de accionamientos mencionados anteriormente y realizando una comparación de los datos obtenidos en la investigación, se puede seleccionar la mejor solución en relación a costos y operación, a través de datos confiables.

## OBJETIVOS

- **GENERAL**

Determinar que el uso de convertidores de frecuencia en sistemas de bombeo, se justifica para obtener mejores condiciones de funcionamiento y ahorro en el consumo de energía, con la ayuda de un control eléctrico automático que gobernará dicho convertidor.

- **ESPECÍFICOS:**

1. Explicar el principio del convertidor de frecuencia para entender por qué es un equipo de alta eficiencia en el control de motores y determinar qué hace que este ahorre energía.
2. Informar sobre los tipos de motores eléctricos, usados en sistemas de bombeo y su relación con los parámetros hidráulicos, según la potencia y velocidad que este último debe entregar.
3. Demostrar que la recuperación de la inversión inicial con un sistema con convertidores de frecuencia es aproximadamente entre 0.5 a 2.5 años, basados en ahorro de energía con la ayuda de gráficas e instrumentos de medición de energía.



## INTRODUCCIÓN

Buena parte del agua suministrada por una industria dedicada a la producción de agua, proviene de estaciones de bombeo, las cuales están constituidas por bombas sumergibles instaladas en pozos y un pequeño número de bombas instaladas en tanques de rebombeo o en nacimientos. Estas bombas son impulsadas por motores trifásicos de inducción de los siguientes tres tipos: sumergibles, dentro de los pozos; verticales de superficie, en pozos y en tanques horizontales, en tanques.

Gran número de bombas en las estaciones no bombean el agua hacia tanques, sino directamente hacia la red de distribución o de consumo, frecuentemente por medio de apertura y cierre de válvulas. Esto repercute en la repentina variación de la demanda (caudal) y de la presión para determinadas estaciones de bombeo. Es decir, la presión es dependiente del consumo de agua, por lo que si este disminuye demasiado, la presión puede llegar a un valor excesivo, y puede romper las tuberías del sistema e incluso dañar el equipo hidráulico. En el extremo contrario, al haber mucha demanda o una fuga, la presión en la descarga de la bomba puede bajar bruscamente y elevarse el caudal a tal punto que el equipo puede sufrir serios daños. En resumen, en este caso, la carga hidráulica de las bombas no es constante.

Para evitar que la presión o el caudal lleguen a valores peligrosos, en los casos en que esto ocurre, en cada estación de bombeo se encuentra permanentemente un operador (una persona) quien activa o desactiva el equipo dentro de un rango de presión o caudal previamente establecido, este control puede hacerse de manera automática a través de un equipo adecuado.

Los parámetros hidráulicos de la bombas, presión versus caudal, son dependientes en forma inversa, aunque no linealmente, para determinada

velocidad de rotación del eje de la bomba; y para cada velocidad de rotación, la bomba presenta una curva característica presión versus caudal. Por tanto, es posible controlar la presión y/o el caudal de la bomba controlando la velocidad del motor que la impulsa. Esto es posible variando la frecuencia y el voltaje de alimentación del motor y supervisando la presión y/o caudal de la tubería de descarga de la bomba.

Entre los variadores de velocidad eléctricos, debido a los avances de los últimos años de la electrónica, se ha incrementado el uso del inversor de frecuencia. Este tipo de variador convierte el voltaje y la frecuencia de la red que, normalmente, son fijos, en voltaje y frecuencia ajustables. La velocidad del motor de inducción es directamente proporcional a la frecuencia que se le aplica. Para que el motor pueda entregar desde el arranque el torque nominal, y mantener constantes la impedancia y corriente del motor, el inversor de frecuencia ajusta automáticamente el voltaje aplicado al motor.

Si se varía la velocidad de los motores eléctricos que impulsan las bombas puede regularse la presión y el caudal. Si se considera que estos motores eléctricos son de corriente alterna del tipo inducción, y que el tipo de carga demandada por la bomba es de torque variable, es decir, el torque es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad y, por consiguiente, la potencia absorbida por el motor es directamente proporcional al cubo de la velocidad, puede esperarse, en el mejor de los casos, que al reducir la velocidad del motor a un 80% de la nominal, disminuya la potencia absorbida por el motor a un 51% de la nominal, esta es la principal razón para aplicar los convertidores de frecuencia, ahorrar el consumo de energía de los motores que accionan sistemas de bombeo.

Lo anterior permitirá no desperdiciar energía o, en otras palabras, mantener un control de la presión y/o caudal a través de la velocidad de la bomba; consecuentemente, esto se traduce en un ahorro energético, este es precisamente el énfasis de este trabajo, en el cual encuentra aplicación la tecnología de estado sólido: los convertidores de frecuencia con la ayuda de los autómatas programables para controlarlos; además, de algunos transductores hidráulicos. El trabajo de graduación busca la aplicación de convertidores de frecuencia, para administrar la energía y mejorar las condiciones de operación de los sistemas de bombeo, para resolver el problema planteado.

Así pues, este trabajo, en ningún momento tiene como fin el diseño de sistemas hidráulicos, su enfoque es un estudio energético, por medio de parámetros hidráulicos y eléctricos. Sin embargo, para llevarlo a cabo comprensiblemente, es necesario exponer brevemente algunos parámetros hidráulicos de las bombas y de los sistemas de bombeo; aunque exhaustivamente.

Se detallarán características físicas y de operación de las bombas de agua en condiciones de velocidad variable, observando su comportamiento en conjunto presión-caudal, potencia-caudal, utilizando en especial bombas de tipo centrífugo, usados en este caso.

A continuación se presenta el equipo gobernador de velocidad para los motores asíncronos que impulsan las bombas. Se explican las posibilidades de ahorrar energía en un sistema al reducir la velocidad de un motor de inducción mediante el uso de dichos dispositivos. Se llevará a cabo un breve diseño de control para el sistema de bombeo, el cual gobernará el convertidor de frecuencia, en función de las variables hidráulicas del bombeo.

Finalmente, se hace una evaluación del consumo de energía de la estación de bombeo, utilizando convertidores de frecuencia, con el sistema automático propuesto, comparándolo respecto de otros tipos de operaciones de bombeo. Demostraremos que la recuperación de la inversión inicial con un sistema con convertidores de frecuencia es aproximadamente entre 0.5 a 2.5 años basados en ahorro de energía.

# 1. SISTEMAS DE BOMBEO

## 1.1. Generalidades

### 1.1.1. Requerimiento de bombeo

El bombeo del agua es necesario esencialmente en los siguientes tres casos:

- a) El nivel de altura de la fuente disponible respecto al nivel del área a servir no es suficiente, o es menor, de tal forma que el agua no puede fluir por gravedad.
- b) Se desea incrementar presión dentro del sistema.
- c) Se desea elevar el agua a un nivel superior.

### 1.1.2. Términos usados en bombeo

**A. Gasto, capacidad o caudal (Q).** Los términos, gasto, capacidad y caudal significan lo mismo.

Bombear quiere decir, trasportar cierto volumen de líquido en un tiempo determinado, lo cual se denomina caudal. Las unidades más comunes de caudal son:

- Metros cúbicos por hora:  $m^3/h$
- Litros por segundo (Sistema métrico): Lts/s
- Galones por minuto (Sistema inglés): gpm

Si se desplaza un caudal (Q) a una velocidad V, a través de un tubo lleno, de sección transversal A, se establece, aproximadamente, que:

$$Q = A * V \quad (\text{Gal/min}) \quad (1-1)$$

**B. Gravedad específica.** Es un término relativo que expresa la densidad de los fluidos, haciendo referencia al agua a una temperatura de 39.2°F:

$$\text{Gravedad específica} = SG = \frac{\text{Densidad del líquido a bombear}}{\text{Densidad del agua a 39.2°F}} \quad (\text{ft/seg}^2) \quad (1-2)$$

La gravedad específica del agua varía con la temperatura, tal como se muestra más adelante en la tabla I.

**C. Presión, carga y altura.** Una columna de fluido estático (de altura h) se traduce en una presión (p), disponible en el extremo inferior de dicha columna, según la relación:

$$P = \rho * g * h \quad (\text{Lbs/plg}^2) \quad (1-3)$$

Donde:  $\rho$  = densidad;  $g$  = gravedad.

Si en una columna de agua (de altura h en pies) se conoce la presión p, en Lbs/plg<sup>2</sup> (PSI), entonces la altura estará dada por:

$$h = \frac{P * 2.31}{SG} \quad (\text{pies}) \quad (1-4)$$

### 1.1.3. Partes de un sistema de bombeo

- a) **Fuente:** es el punto de abastecimiento de agua a bombear. Puede ser un río, nacimiento, lago, manantial, un tanque de captación de caudal a baja presión, o un pozo profundo.
- b) **Bomba hidráulica:** es el dispositivo mecánico utilizado para desplazar el agua hacia el punto deseado.
- c) **Tuberías y accesorios:** tubos, codos, válvulas, etc. son necesarios para la conducción del agua hacia el lugar de consumo.
- d) **Medio de impulsión de la bomba centrífuga:** la bomba requiere de un medio de impulsión que le proporcione la energía mecánica de rotación necesaria, la que a su vez transfiere al fluido como energía hidráulica. La elección del medio de impulsión depende de la facilidad de obtener cierto tipo de energía, economía de la misma y facilidad de controlarla. Por tal motivo, hoy en día se prefiere el motor eléctrico, aunque existen además motores diesel, de gasolina y turbinas hidráulicas.
- e) **Elementos de control, protección y supervisión:** como en todo proceso, un sistema de bombeo durante su operación necesita ser controlado (ponerlo en marcha o suspenderlo a voluntad nuestra, según las necesidades), protegido contra ciertas condiciones indeseables de operación (alto o bajo caudal, o alta presión de bombeo; alto o bajo voltaje o alta corriente en el motor, etc.), y necesitamos, además, supervisar periódica o continuamente, los parámetros bajo los cuales está operando, tanto el equipo hidráulico (caudal, presión) como eléctrico (voltaje, amperaje, potencia etc.), para detectar que toda marcha en condiciones aceptables, o bien para cuantificar costos de operación por unidad del producto bombeado (cálculos económicos).

## **1.2. Bombas centrífugas**

### **1.2.1. Introducción a las bombas centrífugas**

#### **1.2.1.1. Utilización de bombas centrífugas**

Se emplean más bombas que cualquier otra máquina industrial, excepto el motor eléctrico, lo cual es debido a que se usa en toda clase de sistemas para calefacción, circulación, transferencia, drenaje, presurización y distribución de agua. Existen diversos tipos de bombas de acuerdo a su funcionamiento: centrífugas, reciprocantes, rotatorias, de desplazamiento por diferencia de presión, regenerativas, etc. El tipo de bomba más común, especialmente en sistemas de bombeo, es la centrífuga. Esta sección se refiere exclusivamente a ella y al agua como fluido.

#### **1.2.1.2. Definición de la bomba centrífuga**

Es un dispositivo mecánico que toma energía mecánica de una fuente externa y por la acción centrífuga de rotación la transfiere al líquido, haciendo que su energía (del líquido) aumente en forma de presión, de elevación, de movimiento o en las tres formas.

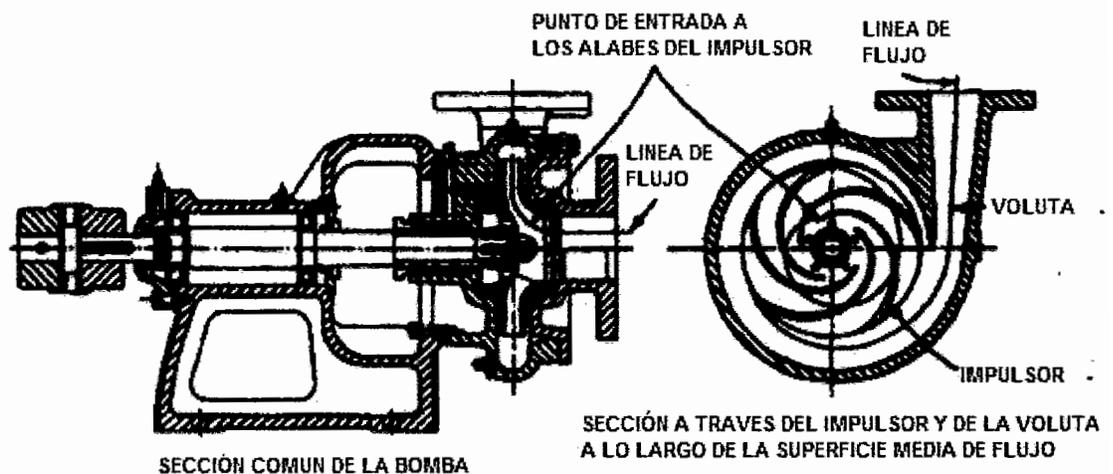
#### **1.2.1.3. Descripción de la bomba centrífuga**

Una bomba centrífuga está constituida por un grupo de álabes concéntricos rotatorios, cuyo conjunto se denomina impulsor, albergados dentro de una cubierta o carcasa.

Los álabes imparten energía al fluido por intermedio de la fuerza centrífuga. Es decir, la bomba, consta esencialmente de dos partes principales (véase la figura 1).

1. Un elemento rotatorio que incluye el impulsor o rotor y el eje.
2. Un elemento estacionario que incluye la carcasa, apoyos y sellos.

Figura 1. Partes de una bomba centrífuga tipo voluta



Fuente: Igor J Karassik. **Manual de bombas**. Pág. 2-33

#### 1.2.1.4. Funcionamiento de la bomba centrífuga

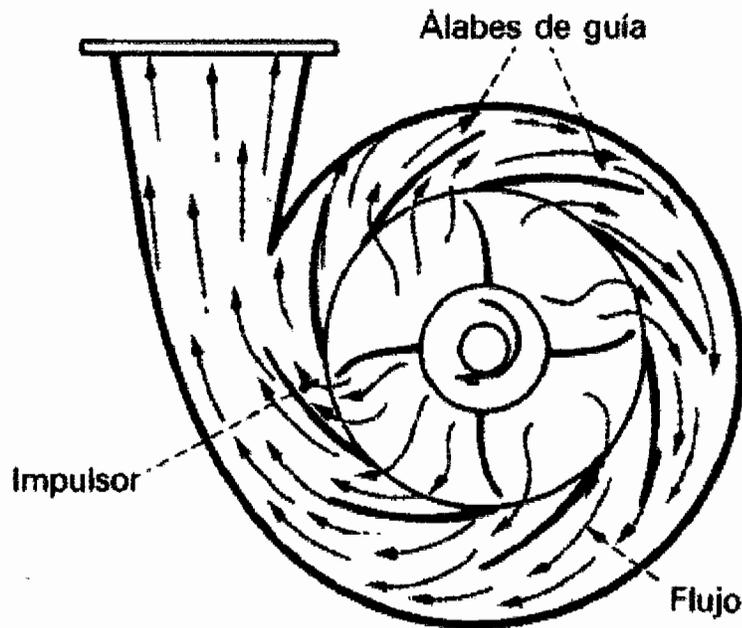
Al estar la bomba llena del líquido (cebada), el impulsor en su movimiento de rotación, por acción de la fuerza centrífuga, impulsa el líquido que ocupa el canal formado por los álabes, contra el cuerpo de la bomba, en dirección radial y axial hacia la tubería de descarga. Al desplazarse el líquido origina una diferencia de presión que hace avanzar más líquido para llenar el espacio que trata de dejar el primer volumen de fluido considerado.

Este movimiento continuo de fluido se mantiene alimentado por la fuente de succión, sobre la cual debe actuar una determinada presión, la atmosférica, con la que se logra una altura de succión constante.

Para convertir la energía mecánica en energía hidráulica se usan dos diseños:

- a) Por medio de una voluta que es la misma carcasa en forma de espiral respecto al impulsor que aumenta el área libre hacia la salida de la tubería de descarga (figura 1).
- b) Concéntrico al rodete se disponen unos álabes fijos, llamados difusores, que por formar canales de áreas crecientes hacia la periferia reducen la velocidad del agua y aumentan la presión (figura 2).

Figura 2. Plano de una bomba tipo difusor



Fuente: Igor J. Karassik. Manual de bombas. Pág. 2-33

### **1.2.1.5. Clasificación de la bomba centrífuga**

Además de la clasificación de las bombas centrífugas en voluta y difusor, por la conversión de energía, por la manera en que están construidas y por la forma en que operan, también se les puede subdividir en otras categorías.

Aquí se consideran, únicamente, las bombas centrífugas horizontales y las bombas para pozo profundo. Ambas presentan grandes ventajas y desventajas, siendo las de las bombas centrífugas horizontales, su facilidad de instalación e inspección, su gran eficiencia, bajo costo, etc. Pero, por otro lado, presentan problemas en el lado de la succión y problemas de cebado.

Las bombas para pozo profundo no presentan los problemas de succión mencionados; sin embargo, son más costosas que las anteriores. Es claro que en ciertos casos es obligatoria su escogencia. El líquido a manejar es el agua con las propiedades mostradas en las tablas I-a y I-b.

**Tabla I. Propiedades del agua**

Temperatura		Presión de Vapor		Gravedad específica
°F	°C	Lbs./Plg <sup>2</sup> ABS.	Pies de cabeza	
32	0	0.0885	0.2	0.9999
33	0.56	0.0922	0.21	0.9999
34	1.11	0.096	0.22	0.9999
35	1.67	0.1	0.23	1
36	2.22	0.104	0.24	1
37	2.78	0.1082	0.25	1
38	3.33	0.1126	0.26	1
39	3.89	0.1171	0.27	1
40	4.44	0.1217	0.28	1
41	5	0.1265	0.29	1
42	5.56	0.1315	0.3	1
43	6.11	0.1367	0.32	1
44	6.67	0.142	0.33	0.9999
45	7.22	0.1475	0.34	0.9999
46	7.78	0.1532	0.35	0.9999
47	8.33	0.1591	0.37	0.9999
48	8.89	0.1653	0.38	0.9998
49	9.44	0.1716	0.4	0.9998
50	10	0.1781	0.41	0.9997
51	10.56	0.1849	0.43	0.9997
52	11.11	0.1918	0.44	0.9996
53	11.67	0.199	0.46	0.9996
54	12.22	0.2064	0.48	0.9995
55	12.78	0.2141	0.5	0.9994
56	13.33	0.222	0.51	0.9994
57	13.89	0.2302	0.53	0.9993
58	14.44	0.2386	0.55	0.9992
59	15	0.2473	0.57	0.9991
60	15.56	0.2563	0.59	0.999

Temperatura		Presión de Vapor		Gravedad específica
°F	°C	Lbs./Plg <sup>2</sup> ABS.	Pies de cabeza	
62	16.67	0.2751	0.64	0.9989
64	17.78	0.2952	0.68	0.9987
66	18.89	0.3164	0.73	0.9985
68	20	0.339	0.79	0.9982
70	21.11	0.3661	0.84	0.998
75	23.69	0.4298	0.99	0.9974
80	26.67	0.5069	1.17	0.9966
85	29.44	0.5969	1.39	0.9959
90	32.22	0.6982	1.62	0.995
95	35	0.8153	1.89	0.9941
100	37.78	0.949	2.21	0.9931
110	43.33	1.275	2.98	0.9906
120	48.89	1.692	3.96	0.9888
130	54.44	2.223	5.21	0.9857
140	60	2.889	6.79	0.9833
150	65.56	3.718	8.75	0.9803
160	71.11	4.741	11.2	0.9773
170	76.67	5.992	14.2	0.9738
180	82.22	7.51	17.9	0.9702
190	87.78	9.339	22.3	0.9667
200	93.33	11.53	27.7	0.9632
210	98.89	14.12	34	0.9592
220	104.4	17.19	42	0.9552
230	110	20.78	50	0.9512
240	115.6	24.97	61	0.9467
250	121.1	29.83	73	0.9423
260	126.7	35.43	87	0.9373
270	132.2	41.85	104	9331
280	137.8	49.2	123	0.9281
290	143.3	57.56	144	0.9232

(a)

Temperatura °C	Densidad Kg/m <sup>3</sup>	Viscosidad cinética x10 <sup>6</sup> m <sup>2</sup> /s	Modulo de elasticidad N/m <sup>2</sup>
4	1000	1.6	208.12
10	1000	1.3	214.45
16	1000	1.1	219.37
21	999	0.98	224.29
27	995	0.86	228.51
32	994	0.76	231.32
49	987	0.57	234.13
100	958	0.3	213.04

(b)

Fuente: American Turbine. **Catálogo**

## **1.2.2. Teoría fundamental**

Los siguientes conceptos corresponden a una bomba operando a velocidad constante.

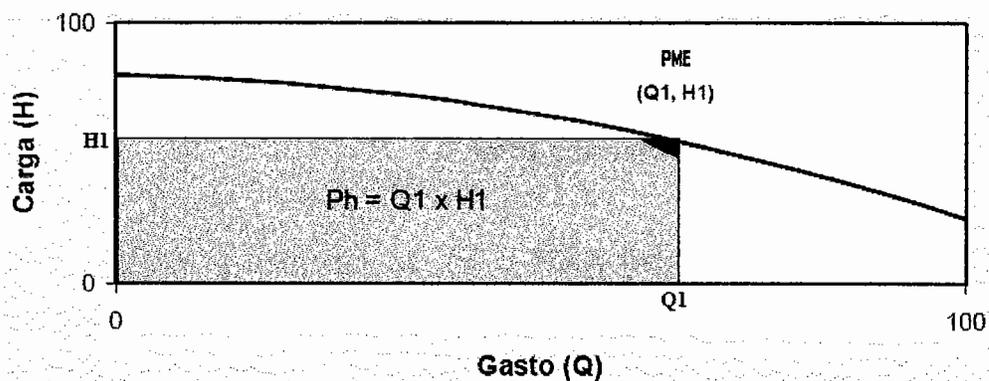
### **1.2.2.1. Carga dinámica total**

La Carga Dinámica Total (CDT o H), se refiere a la presión total que experimenta la bomba centrífuga justo en la salida de la bomba (descarga), expresada en pies de columna de agua, según la ecuación (1-4). Esta carga, además de la columna de líquido que experimenta la bomba al estar llena la tubería de descarga y de succión, incluye todas las pérdidas que se verán en la sección 1.2.5.1.

### **1.2.2.2. Curva CDT – caudal**

Cuando la bomba está operando, a velocidad constante, el caudal (Q) varía con la CDT como se muestra en la figura 3, cuya forma puede variar según el diseño del impulsor como se verá en la sección 1.2.3.

**Figura 3. Curva de Carga Dinámica Total vs. caudal de una bomba centrífuga en el Punto de Mejor Eficiencia (PME)**



Fuente: elaboración propia

### 1.2.2.3. Potencia, eficiencia y par motor

La potencia hidráulica transmitida al fluido WHP (Water Horse Power por sus siglas en inglés) en HP, es función del caudal Q, en gpm y de la CDT, en pies, en la descarga de la bomba:

$$WHP = \frac{Q * CDT * SG}{3,960} \quad (HP) \quad (1-5)$$

Donde, SG: gravedad específica del agua (tabla I-a).

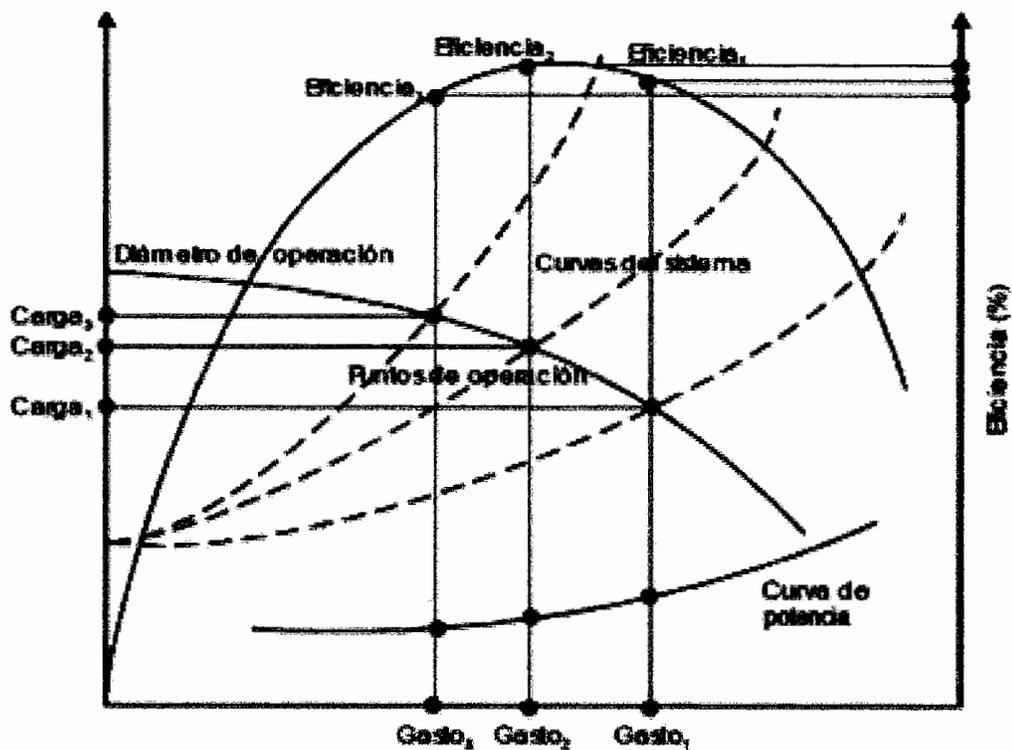
La eficiencia (Ef.) es la relación entre la potencia hidráulica transmitida al fluido, WHP, salida de la bomba, y la potencia proporcionada en el eje de la bomba, BHP (Brake Horse Power por sus siglas en inglés), por el motor.

$$Ef = \frac{WHP}{BHP} = \frac{Q * CDT * SG}{3,960 * BHP} \quad (\%) \quad (1-6)$$

Donde, BHP: potencia de frenado del motor, o potencia mecánica transmitida al eje de la bomba.

Las curvas de eficiencia y potencia de uso común son las mostradas en la figura 4, aunque pueden variar según el diseño del impulsor (sección 1.2.3).

Figura 4. **Curvas de potencia y eficiencia de una bomba común en sistemas de bombeo**



Fuente: Igor J Karassik. **Manual de bombas**. Pág. 2-47

Por supuesto, BHP es mayor que WHP, debido a las pérdidas mecánicas (cojinetes, estoperos y demás fricciones e inercia), pérdidas volumétricas (fugas de agua a través de laberintos internos y prensa estopas) y pérdidas hidráulicas (por fricciones fluidas en todos los pasajes de flujo, incluyendo los álabes del impulsor).

Puesto que la potencia es el producto del torque por la velocidad, el par motor M, o torque (momento de rotación), de una bomba, puede estimarse usando las dimensionales apropiadas por medio de la fórmula:

$$M = \frac{5,250 * BHP}{N} \text{ (Lbs - pies)} \quad (1-7)$$

Donde: M = par de la bomba en Lbs-pies,  
BPH = potencia al eje de la bomba en HP,  
N = velocidad en rpm.

Si la bomba opera a velocidad constante, el par es proporcional a BHP, por lo que la curva del par será de la misma forma que la de BHP (figura 4), por supuesto, con las magnitudes de escala apropiadas.

#### **1.2.2.4. Punto de operación**

La curva CDT, (H – Q), posee un punto en el cual la bomba puede operar a máxima eficiencia a velocidad constante (figuras 3 y 4). Este Punto de Máxima Eficiencia (PME) es el de operación óptima de la bomba, no solo por la máxima eficiencia, si no porque idealmente la vida del impulsor y de toda la bomba es máxima en éste punto. Por lo tanto, al seleccionar una bomba para determinadas condiciones hidráulicas, debe procurarse que opere en puntos cercanos al PME.

Operar una bomba muy a la izquierda del PME, significa operarla a bajo caudal y a alta presión. El bajo caudal debido a la poca lubricación y consecuente elevación de la temperatura, puede ocasionarle daños a los sellos e impulsor, e incluso producir cavitación (sección 1.2.6.1.2).

La alta presión puede producir esfuerzos y ruptura de las partes mecánicas de la bomba debido al elevado empuje axial.

Si se opera una bomba muy a la derecha del PME la bomba operará a baja presión y alto caudal. El elevado caudal puede producir cavitación y consecuentemente serios daños a la bomba, especialmente en el impulsor; como se verá en las “condiciones de la succión”.

### **1.2.3. Similitud y parámetros de rendimiento**

#### **1.2.3.1. Velocidad específica: diseño del impulsor.**

Un fabricante puede producir cierto tipo de bombas diseñadas en una variedad de tamaños, donde las relaciones interiores guardan cierta relación de escala. Estas unidades son, por lo tanto, geoméricamente similares.

La eficiencia de cada una de las unidades será prácticamente la misma, si estas se operan en condiciones semejantes (similitud dinámica). El análisis del diseño de una serie de impulsores con relación a su tipo y proporción condujo al concepto de la velocidad específica, la cual se calcula así:

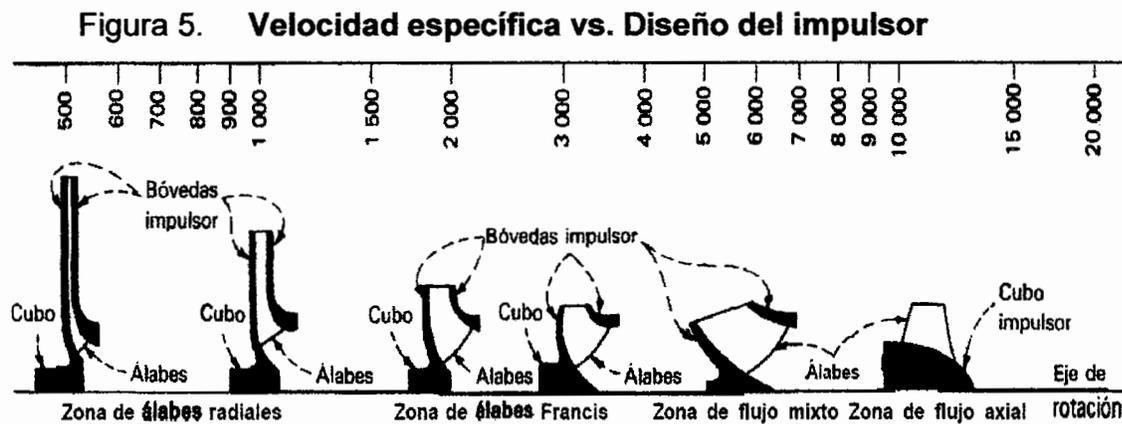
$$N_s = \frac{N * Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (rpm) \quad (1-8)$$

Donde, en el sistema inglés:  $N_s$ : velocidad específica;  $N$ : velocidad de la bomba en rpm;  $Q$ : caudal en gpm a máxima eficiencia;  $H$ : carga total por etapa en pies a máxima eficiencia.  $N_s$  no es dimensionalmente una velocidad, el valor numérico depende de las unidades asignadas a  $N$ ,  $Q$  y  $H$ .

En el sistema métrico se usa: N: rpm, Q: Lts/s., H: Metros. Por lo que el factor de transformación de un sistema a otro es:

$$(N_s)_{\text{Métrico}} = 0.614(N_s)_{\text{Inglés}} \quad (\text{rpm}) \quad (1-9)$$

La figura 5 muestra la clasificación del diseño del impulsor versus velocidad específica. Podemos notar que conforme la relación entre el diámetro de salida (D2) y el diámetro del ojo de entrada (D1) decrece se incrementa la velocidad específica. Dicha relación es igual a 1 cuando el impulsor trabaja con flujo totalmente axial.



Fuente: Goulds. **Manual de bombas centrífugas.** Pág. 575

Los impulsores que operan con flujo radial, con velocidad específica de 600 o menos, producen su carga (presión) a través de fuerza centrífuga. Conforme se incrementa el valor de la velocidad específica, la bomba desarrolla su presión, parte por fuerza centrífuga y parte por fuerza axial. Cuando  $N_s$  es igual o mayor de 10,000 la presión es generada únicamente por fuerzas axiales.

### 1.2.3.2. Clasificación de curvas de diferente Ns

Un método útil para comparar las características específicas, es la de normalizar una condición de operación seleccionada, normalmente de la máxima eficiencia, así:

$$q = \frac{Q}{Q_n}, \quad h = \frac{H}{H_N}, \quad \text{y} \quad p = \frac{P}{P_n} \quad (1-10)$$

En donde el subíndice n designa valores para el punto de máxima eficiencia.

La figura 1-6, A, B y C muestra el comportamiento de la carga (H), la potencia (BHP) y la eficiencia de bombas de diferente velocidad específica, con respecto a la capacidad, en donde las magnitudes absolutas han sido normalizadas.

### 1.2.3.3. Leyes de afinidad

Para una serie de impulsores geoméricamente similares operando en condiciones dinámicamente similares, esto es, a velocidades específicas y eficiencias idénticas, se cumple que:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} * \frac{D_1^3}{D_2^3} \quad (1-11-a)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} * \frac{D_1^2}{D_2^2} \quad (1-11-b)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1^5}{n_2^5} * \frac{D_1^5}{D_2^5} \quad (1-11-c)$$

Donde los subíndices 1 y 2 se refieren a las condiciones de operación no cavitantes; las variables descritas son:

Q: Caudal

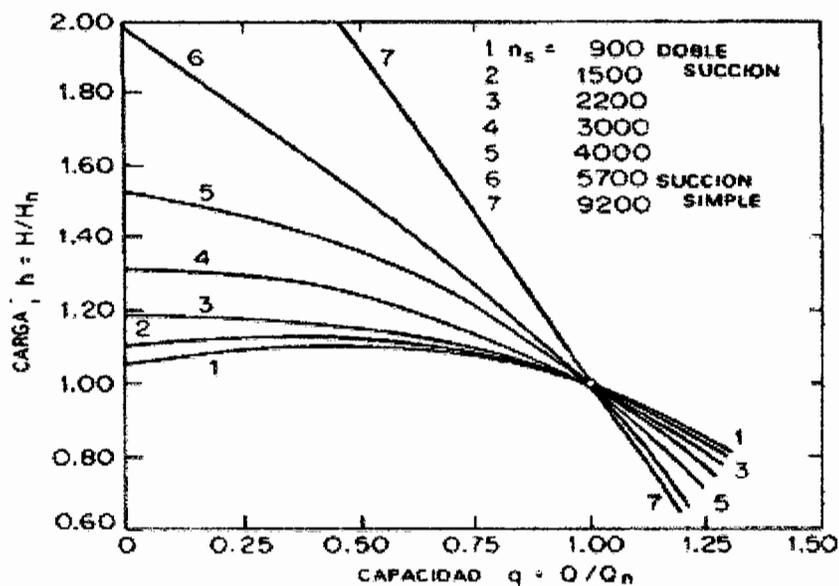
H: Altura o carga

n: Velocidad de operación

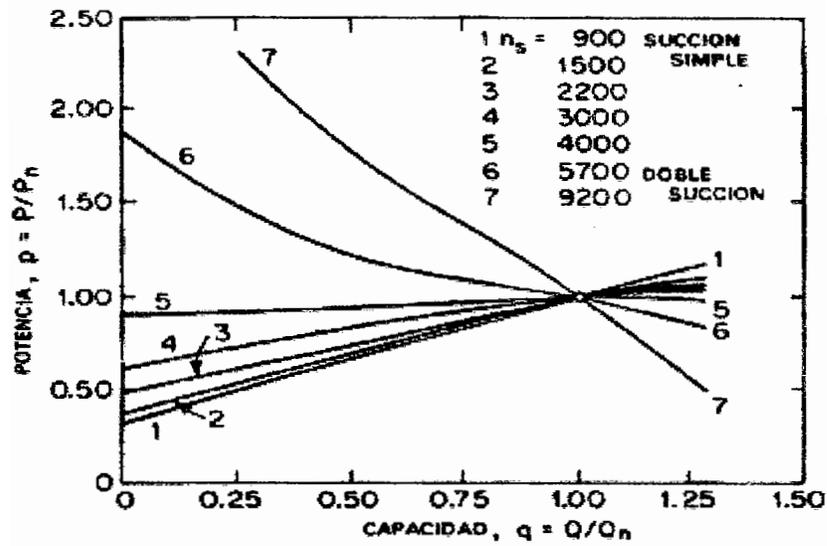
D: Diámetro exterior del impulsor

P: Potencia, en HP, la cual puede ser BHP o WHP

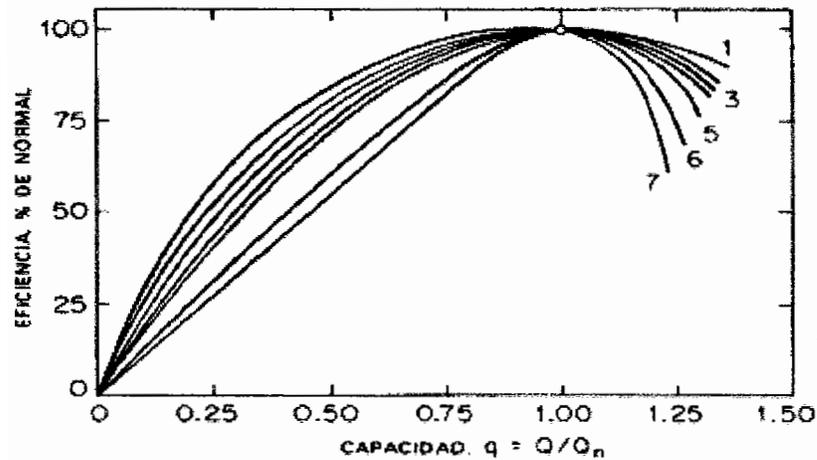
Figura 6. **Curvas normalizadas de bombas centrífugas a diferentes velocidades específicas.**



A- Carga Vrs. capacidad



B- Potencia Vrs. capacidad



C- Eficiencia Vrs. capacidad

Fuente: Igor J. Karassik. **Manual de bombas**. Pág. 2-135

Con las ecuaciones 1-11, conocidas como leyes de afinidad, puede extenderse la información de operación de un impulsor o bomba con impulsores idénticos, con diámetro  $D_1$ , operando a una velocidad  $n_1$  y con parámetros  $Q_1$ ,  $H_1$  y  $P_1$ , a otra condición de operación dinámicamente similar ( $N_s$  y eficiencia constante) con diámetro  $D_2$ , operando a velocidad  $n_2$  y con parámetros  $Q_2$ ,  $H_2$  y  $P_2$ . Puesto que nuestro interés se concentra en los cambios de velocidad, si suponemos que  $D_1 = D_2$ , las ecuaciones 1-11 se convierten en:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1-12-a)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \quad (1-12-b)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \quad (1-12-c)$$

El ejemplo 1, ilustrará la aplicación de dichas ecuaciones.

**Ejemplo 1.** Se dispone de una bomba y su curva característica, para una velocidad de operación de 1,350 rpm; se opera a 1,650 rpm contra una altura fija de 50 metros. Determinar el caudal.

Solución:

$$n_1 = 1,350 \text{ RPM}, \quad n_2 = 1,650 \text{ RPM}, \quad H_2 = 50 \text{ m}, \quad H_1 = ? \quad Q_1 = ? \quad Q_2 = ?$$

De (1-12-b):

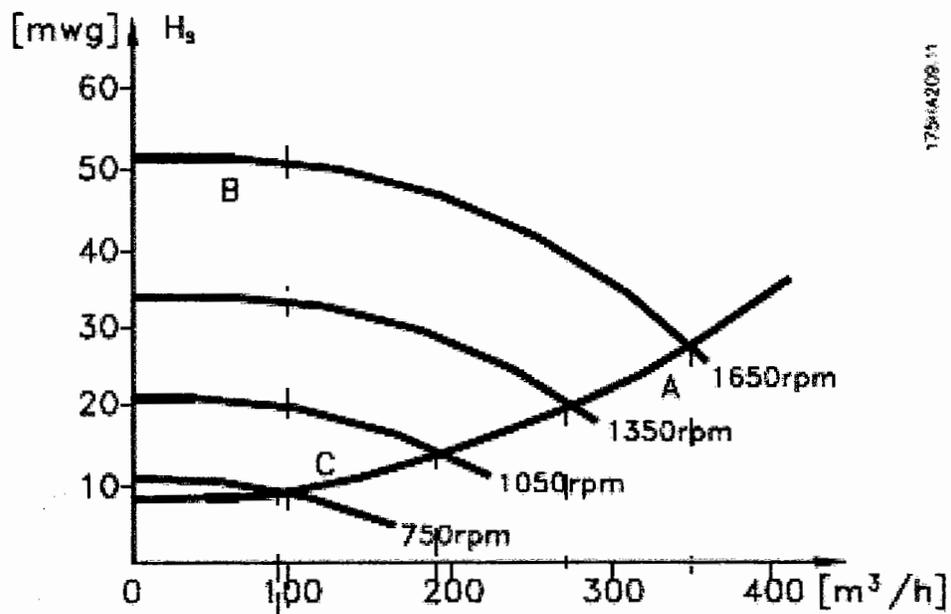
$$H_1 = H_2 * \frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{50(1,350)^2}{(1,650)^2} = 33.47 \text{ metros}$$

Como se dispone de la curva a 1,350 rpm, entonces se lee el valor  $Q_1$  correspondiente a  $H_1 = 33.47$  metros. De esta revisión se encuentra en la figura 7 que  $Q_1 = 280\text{m}^3/\text{h}$ .

De la ecuación (1-12-a):

$$Q_2 = Q_1 * \frac{n_1}{n_2} = \frac{280(1,650)}{(1,350)} = 342.22 \text{ m}^3/\text{h}$$

Figura 7. Ejemplo del uso de las leyes de afinidad, control de caudal por variación de velocidad de la bomba.



Fuente: Drives Danfoss. **Manual de funcionamiento.** Pág. 11.

La eficiencia, desde luego, será la misma en los dos casos.

#### 1.2.3.4. Relación parabólica: curvas de eficiencia constante.

Las ecuaciones de afinidad 1-12, a y b, corresponden a una variación parabólica entre  $Q$  y  $H$ .

De la ecuación (1-12-a):

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

Y de la ecuación (1-12-b),

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}$$

Es decir,

$$\frac{Q_1^2}{Q_2^2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{H_1}{H_2}$$

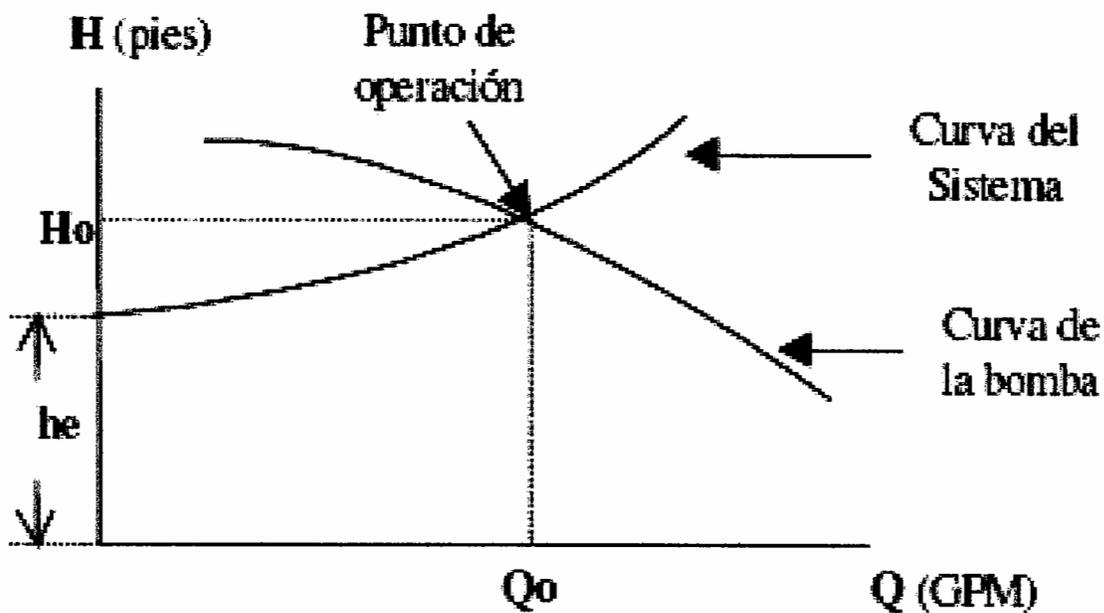
O sea,

$$\frac{Q_1^2}{H_1} = \frac{Q_2^2}{H_2} = \frac{Q_n^2}{H_n} = K$$

Por tanto,

$$Q^2 = K * H \quad (1-13)$$

Figura 8. Relación parabólica entre H (carga) y Q (caudal)



Fuente: Elaboración propia.

Teóricamente, esta relación parabólica corresponde a la forma de las curvas de igual eficiencia, pues sus puntos pertenecen a condiciones de operación de la bomba, Q y H, hidráulicamente similares, las cuales se caracterizan por tener eficiencia y  $N_s$  constantes. En la práctica, la validez de esta relación parabólica es aceptable. Su curva se ve en la figura 8.

Para determinar la constante K, se requiere un punto de la parábola, que puede ser el de intersección con una curva característica para una velocidad particular. Los demás puntos de la parábola se obtienen variando la velocidad de operación de la bomba. El ejemplo 2 ilustrará el uso de la anterior ecuación.

**Ejemplo 2.** Seleccionar una bomba para satisfacer las siguientes condiciones de operación:

Normal:	$Q_1$	=	38 Lts/s	$H_1$	=	27 m
Máxima:	$Q_{Max}$	=	57 Lts/s	$H_{Max}$	=	20 m
Mínima:	$Q_{Min}$	=	25 Lts/s	$H_{Min}$	=	18 m

Las tres condiciones de operación exigen velocidades diferentes, las cuales deben determinarse.

La elección de la bomba se realiza con base en las condiciones normales de operación, consultando curvas características hasta lograr una que con los datos  $Q = 38$  Lts/s y  $H = 27$  m, se logre una eficiencia lo más próxima a la óptima (PME).

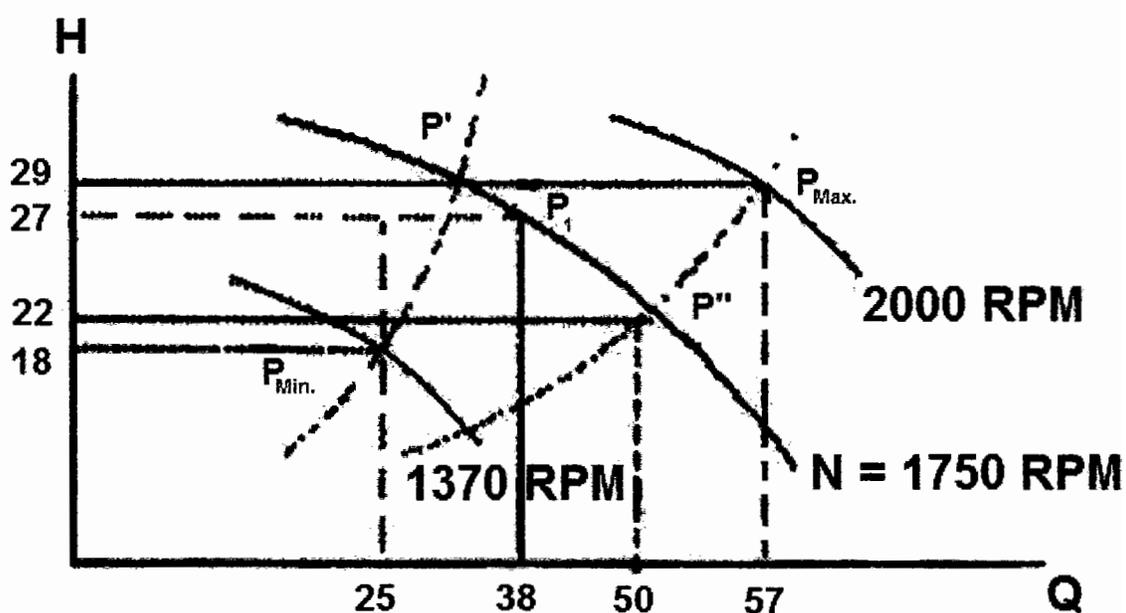
Suponiendo que la elección recae sobre una determinada bomba que opera a  $N = 1,750$  rpm, que satisface las condiciones normales requeridas (punto  $P_1$ ) con una eficiencia de  $E_f = 82.5\%$ , cuya curva característica suponemos representada en la figura 9, en donde, además, localizamos los puntos  $P_{Max}$  y  $P_{Min}$ . Así, determinamos para  $P_{Max}$  y  $P_{Min}$  de la ecuación 1-13,

$$K_{Max.} = \frac{(57)^2}{29} = 112$$

y,

$$K_{Min.} = \frac{(25)^2}{18} = 34.7$$

Figura 9. Ejemplo del uso de la relación parabólica



Fuente: Elaboración propia

De éste modo se encuentran las ecuaciones de las parábolas correspondientes a  $P_{Max}$  y  $P_{Min}$ :

$$Q^2 = 112 H(\text{máximo}); \quad y, \quad Q^2 = 34.7 H(\text{mínimo})$$

Se construyen unos cuantos puntos de cada parábola, se trazan y se determinan en el gráfico los puntos de intersección P' y P''.

Los puntos P' y P'' obtenidos de la curva son:

$$P' = (Q = 32, H = 29.5)$$

$$P'' = (Q = 50, H = 22.3)$$

Las velocidades de operación correspondientes para P' y P'' son, de la ecuación 1-12-a:

$$\frac{32}{25} = \frac{1,750}{N_{\text{Min}}} \quad \text{o sea, } N_{\text{Min.}} = 1,370 \text{ rpm}$$

y,

$$\frac{50}{25} = \frac{1,750}{N_{\text{Max}}} \quad \text{o sea, } N_{\text{Max.}} = 2,000 \text{ rpm}$$

#### 1.2.3.5. Curvas a diferentes velocidades de operación

Como puede deducirse de los ejemplos resueltos, es posible construir una curva características para una velocidad, a partir de la curva de otra velocidad, para un mismo tipo de bomba.

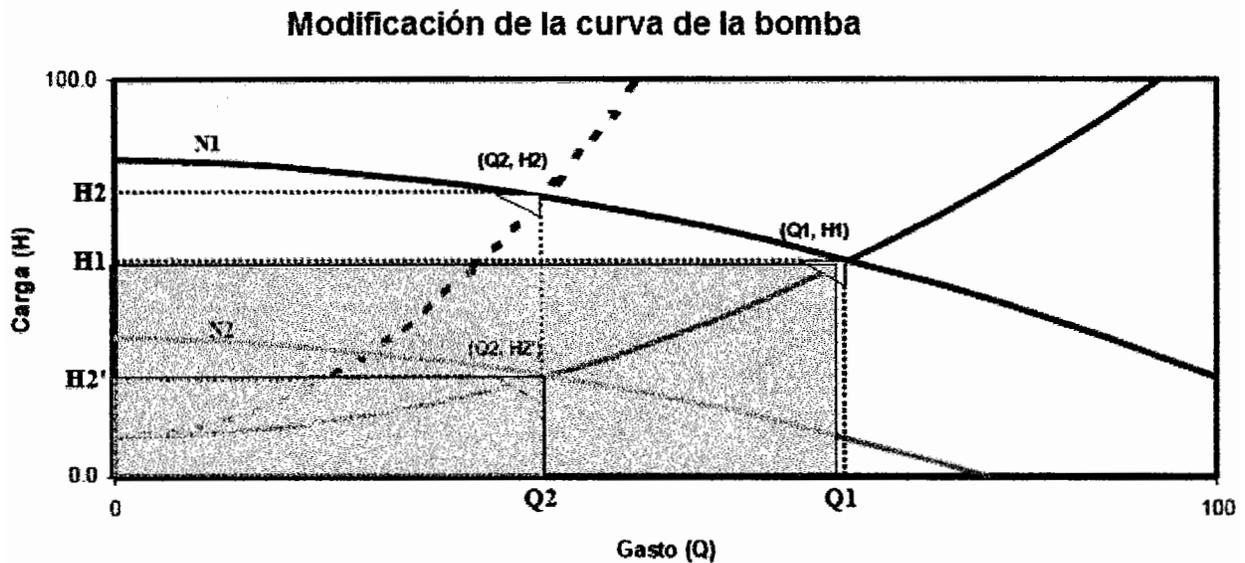
Por ejemplo, con relación al ejemplo 2 y a la figura 9, es posible construir las curvas características para  $N_{\text{max}} = 2,000 \text{ rpm}$  y  $N_{\text{min}} = 1370 \text{ rpm}$ . Expondremos el caso para  $N = 2000 \text{ rpm}$ . Se toman puntos de eficiencia conocida de la curva característica conocida, P<sub>1</sub> por ejemplo; tal como se muestra en la figura 10.

El punto P1, a N = 1750 rpm sería:

$$P_1 = (Q_1 = 38, H_1 = 27); \quad \text{y} \quad P_1' : (Q_1' : H_1')$$

Los cuales hay que encontrar a N = 2000 rpm.

Figura 10. **Obtención de curvas a diferentes velocidades.**



Fuente: elaboración propia

De las ecuaciones 1-12, a y b:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \text{ o sea, } \frac{38}{Q_2} = \frac{1,750}{2000}, \text{ y } Q_1' = 43.5 \text{ Lts/s}$$

y,

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \text{ entonces } \frac{27}{H_1'} = \frac{(1,750)^2}{2000^2}, \text{ y } H_1' = 35 \text{ m}$$

Con lo cual queda determinado el nuevo punto P<sub>1</sub>' , (Q<sub>1</sub>'=43.5, H<sub>1</sub>'=35) de la nueva curva característica n = 2,000 rpm.

De forma similar, se localizan los puntos que sean necesarios para trazar la curva característica deseada.

La potencia que debe proporcionar el motor a n = 1,750 rpm en el punto P'' (figura 10) se calcula así:

$$Q = 50 \frac{\text{Lts}}{\text{s}} = 793.56 \text{ gpm}$$

$$H = 22.3 \text{ m} = 73.13 \text{ pies}$$

$$\text{ef} = 78 \%$$

De la ecuación 1-6 obtenemos, suponiendo SG = 1,

$$\text{BHP} = \frac{\text{gpm} * \text{pies} * \text{SG}}{3,960 * \text{ef}} = \frac{(793.5) * (73.1)}{3,960 * 0.78} = 18.8 \text{ HP}$$

Sobre esta misma curva de eficiencia a n = 2,000 rpm, punto P<sub>Max</sub>, tenemos que,

$$Q = 57 \frac{\text{Lts}}{\text{s}} = 904.6 \text{ gpm}$$

$$H = 29 \text{ m} = 95.1 \text{ pies}$$

$$\text{ef} = 78 \%$$

Entonces,

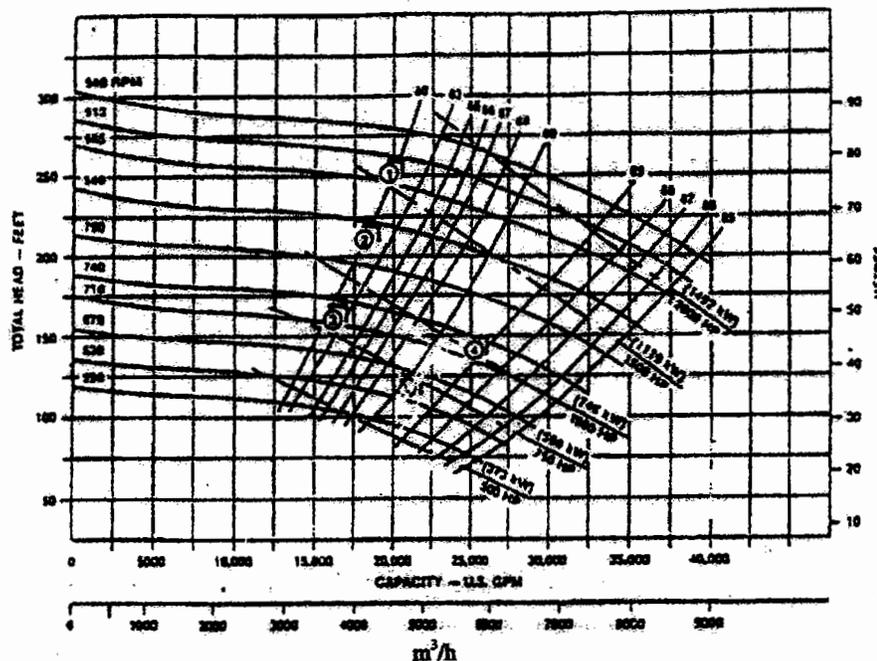
$$\text{BHP} = \frac{(904.6) * (95.1)}{3,960 * 0.78} = 27.8 \text{ HP}$$

O bien, de la ecuación 1-12-c:

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}; \quad \text{O bien,} \quad \frac{18.8}{BHP_2} = \frac{(1750)^3}{(2000)^3}; \quad \text{lo cual} \quad BHP_2 = 28 \text{ HP}$$

La figura 11 muestra las curvas de una bomba a varias velocidades. Esta fue obtenida experimentalmente por la firma Goulds Pumps Inc. de esta curva práctica es posible comprobar que para una curva cualquiera de eficiencia constante, cada uno de los puntos (Q, H) de intersección con las diferentes curvas de velocidad constante, satisface la relación parabólica ( $Q^2 = KH$ ), con una aproximación sorprendente. Así, también, dos puntos cualquiera de intersección de una curva de eficiencia constante, con dos curvas cualquiera de velocidad constante, satisfacen las leyes de afinidad descritas por las ecuaciones 1-12. En la misma figura vemos, además, las curvas de potencia constante; estas son casi líneas rectas.

Figura 11. Bomba Goulds modelo 3420 24x30-32 velocidad variable



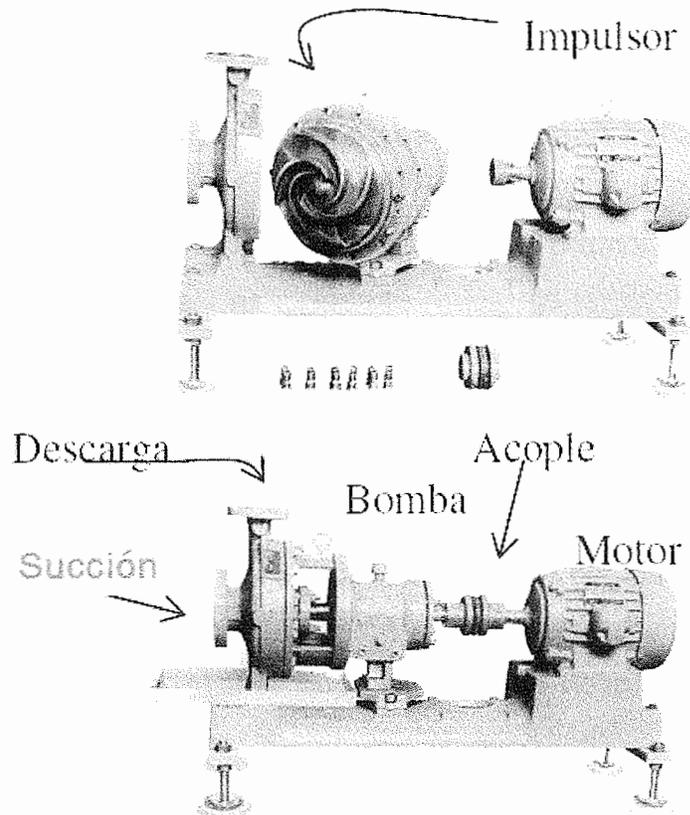
## **1.2.4. Aspecto y uso de las bombas centrífugas en los sistemas de bombeo**

### **1.2.4.1. Aspecto y uso de una bomba tipo centrífuga horizontal**

Como su nombre lo sugiere, está diseñada para operar en forma horizontal, es decir, el eje sobre el cual giran los impulsores es paralelo a la horizontal. Su diseño de impulsor corresponde a velocidades específicas bajas, de 500 a 1,500. Está prevista para trabajar en la superficie y generalmente acoplada directamente al motor; aunque en ocasiones la transmisión puede efectuarse a través de fajas o engranajes. Su aplicación se limita a fuentes de agua cuya profundidad respecto a la superficie del terreno es pequeña (altura de succión), detalles que se verán en la sección 1.2.5.1. Para sistemas de bombeo, se construyen en potencias que van desde  $\frac{1}{2}$  HP hasta 1,000 HP o más.

Las hay de un solo impulsor, de etapas múltiples en serie o bien doble etapa en paralelo (doble sección). La figura 12 muestra el aspecto de una bomba centrífuga horizontal.

Figura 12. **Aspecto de una bomba centrífuga horizontal.**



Fuente: Goulds. **Manual de bombas centrífugas.**

#### 1.2.4.2. **Aspecto y uso de bombas para pozo profundo**

La explotación del agua subterránea exige la utilización de equipos especiales de bombeo, debido esencialmente a dos razones:

- 1) El tamaño reducido de los pozos (usualmente entre 4 y 16 pulgadas de diámetro) no permite albergar una bomba del tipo convencional;
- 2) El nivel del agua dentro del pozo con respecto a la superficie supera ampliamente, en la mayoría de los casos, la máxima altura estática de succión permisible (máximo teórico 10.33 metros).

Fue necesario diseñar un tipo especial de bomba para instalarla dentro de los pozos, que consiste fundamentalmente en un grupo de impulsores de diámetro reducido montados en serie y acoplados a un mismo eje por medio del cual se transmite la potencia del motor. Todo el conjunto encerrado por una tubería que sirve de conducto del agua.

En los sistemas de bombeo se usan dos tipos de bombas para pozo profundo, tal como se describe a continuación.

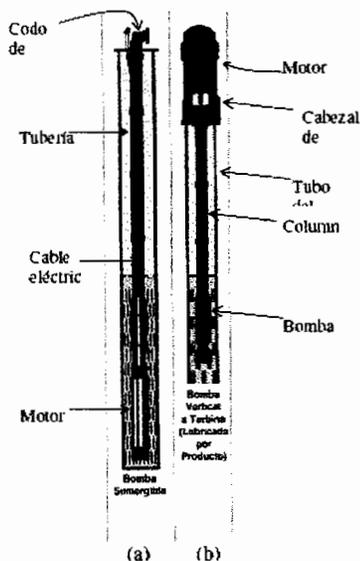
#### **1.2.4.2.1. Aspecto y uso de Bombas con motor en la superficie**

De manera general, está bomba consta de:

- El motor eléctrico con el cabezal y engranaje (éste último, solo si es necesario).
- La columna, la cual comprende el eje de transmisión con sus cojinetes y tubo de conducción.
- La bomba, o juego de tazones e impulsores, y
- El tubo de succión y caldera.

Las figuras 13-b y 14-a muestran el aspecto de éste tipo de bomba.

Figura 13. Equipos de bombeo para pozo profundo.



Fuente: Vertical turbine & submersible pumps, American Turbine. **Catálogo**

Las partes principales de éste equipo de bombeo son:

- El motor eléctrico: generalmente es de eje vertical con flecha hueca, a través de la cual se realiza el acople con el eje de la bomba. Cuando se requiere para la bomba una velocidad diferente a la disponible por los motores eléctricos, es necesario un engranaje de ángulo recto para transmitir la potencia. En éste caso el motor eléctrico es de eje horizontal.
- El cabezal: forma la base de apoyo para el conjunto de la bomba. Descansa sobre un cimiento de concreto construido sobre el tubo forro del pozo. Por su parte superior se apoya el motor eléctrico o el cabezal de engranes, según el caso; en su parte inferior lleva la conexión para el tubo de la columna (vertical), y a un extremo va acoplada la tubería de conducción (horizontal); en su parte central posee un sello (estopero) entre el tubo protector y la flecha o eje.

- La columna lubricada por agua: es la más frecuente en sistemas de bombeo, aunque existe también la columna lubricada por aceite, por lo cual, describiremos únicamente la primera. Está constituida por el tubo vertical por el cual se conduce el agua, en cuyo interior se encuentra alojado el eje de transmisión de potencia hacia la bomba. Este eje es mantenido en su centro por una serie de bujes de goma especial (arañas) instalados cada cierta distancia, los cuales son lubricados por el mismo fluido bombeado. Debido a la eventual presencia de arena en el agua, para disminuir el desgaste del eje en los puntos de contacto con los bujes se aplica un manguito de acero inoxidable muy duro.

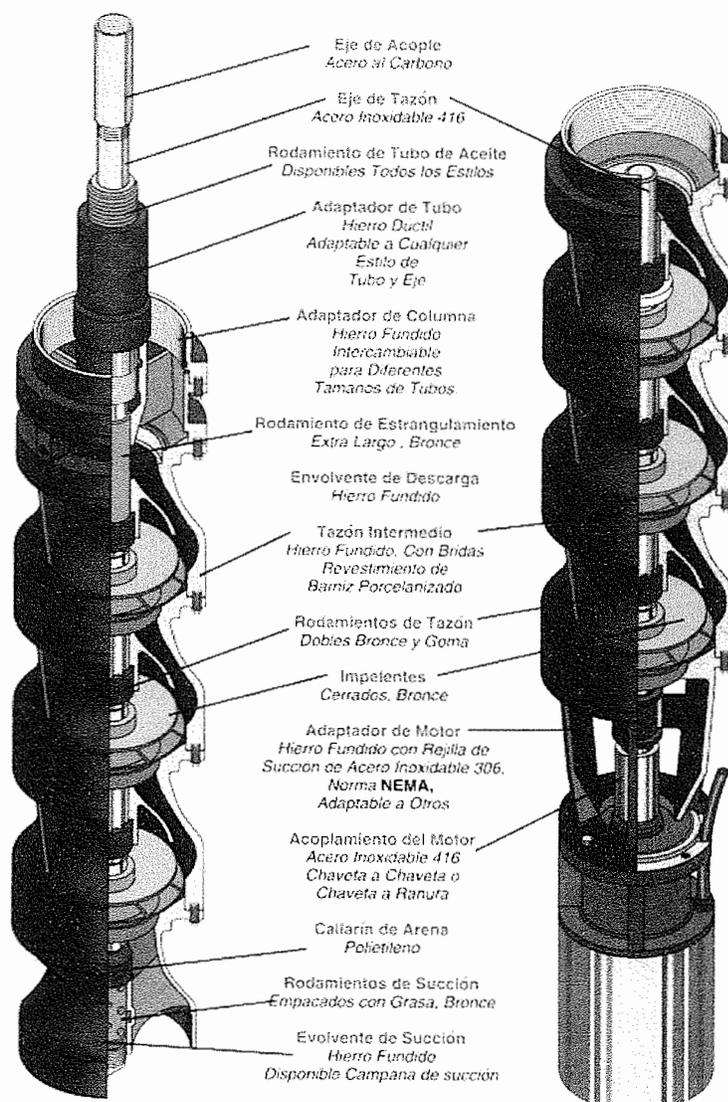
#### **1.2.4.2.2. Aspecto y uso de una bomba con motor sumergible**

Este tipo de bomba (figura 14-b) lleva el motor acoplado en su parte inferior y, en consecuencia, permanecen sumergidos juntos dentro del agua que se bombea, tal como lo muestra la figura 13-a. El uso de éste tipo de bomba presenta inconvenientes con respecto al tamaño reducido que se tiene para montar conjuntamente a la bomba y al motor con el cable de alimentación de éste último y a la necesidad de extremar las condiciones de protección por la permeabilidad del agua. No obstante, éste tipo de equipo tiene grandes ventajas con respecto con motor en la superficie.

La instalación con motor en la superficie presenta los siguientes inconvenientes prácticos: exige un cabezal complicado y costoso y una columna de mayor costo que un simple tubo de descarga; mayor costo de instalación por la complejidad de la construcción; un gran riesgo de deterioro de la bomba, por la delicadeza del ajuste; y, un mantenimiento complicado y costoso.

Al instalarla con motor sumergible, se logran las siguientes ventajas: en lugar de un cabezal costoso se emplea un simple codo; en lugar de la complicada columna, se emplea un simple tubo de conducción y un cable eléctrico trifásico; no se necesita tubo de succión ni coladera; la instalación se simplifica y el mantenimiento es mínimo.

**Figura 14. Bombas para pozo profundo**



(También disponible lubricada por producto)

Fuente: Vertical Turbine & submersible pumps, American Turbine. **Catálogo**

## **1.2.5. La curva del sistema y el punto de operación**

### **1.2.5.1. Punto de operación de una bomba centrífuga horizontal**

La discusión de los siguientes conceptos determina el punto de operación. Para tal efecto véase la figura 15.

#### **1.2.5.1.1. Carga estática total**

Se refiere a la carga, en pies, de columna de agua que experimente la bomba por estar llenas las tuberías de succión y de descarga:

$$H_e = H_d \pm H_s \quad (\text{pies}) \quad (1-14)$$

Donde:  $H_e$ : altura o carga estática;

$H_d$ : altura de descarga, medida desde el eje de la bomba hasta el punto donde es descargado el fluido.

$H_s$ : altura de succión, medida desde el nivel superior del tanque de succión hasta el eje de la bomba. Se usa “+  $H_s$ ” cuando el nivel del tanque de abastecimientos está sobre el eje de la bomba, figura 15-b (succión positiva). Se usa “-  $H_s$ ” cuando el nivel mencionado está debajo del eje de la bomba, figura 15-a (succión negativa).

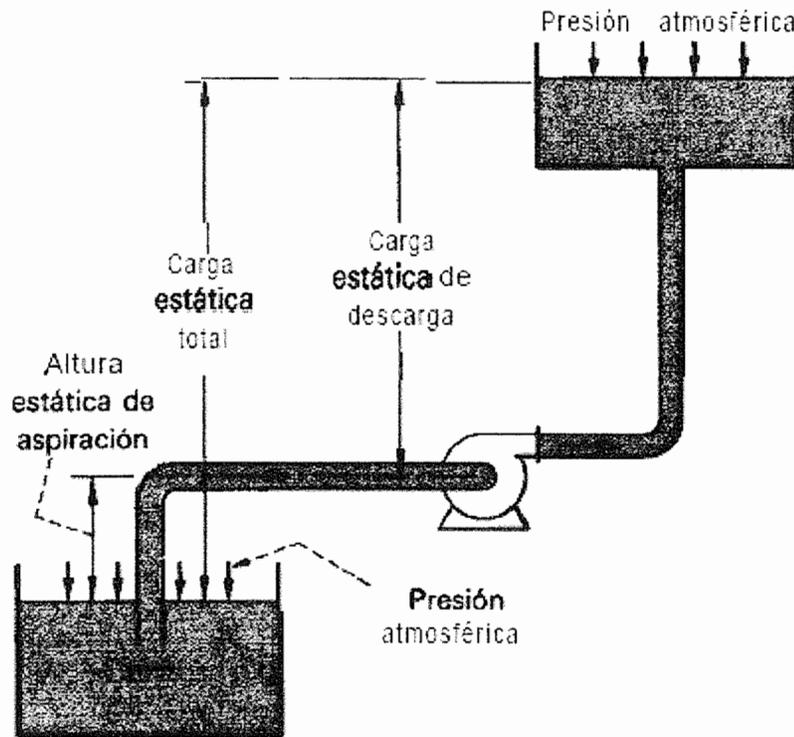
### 1.2.5.1.2. Curva de fricción del sistema

En general, las pérdidas por fricción de un fluido a través de tuberías y accesorios pueden expresarse de la forma:

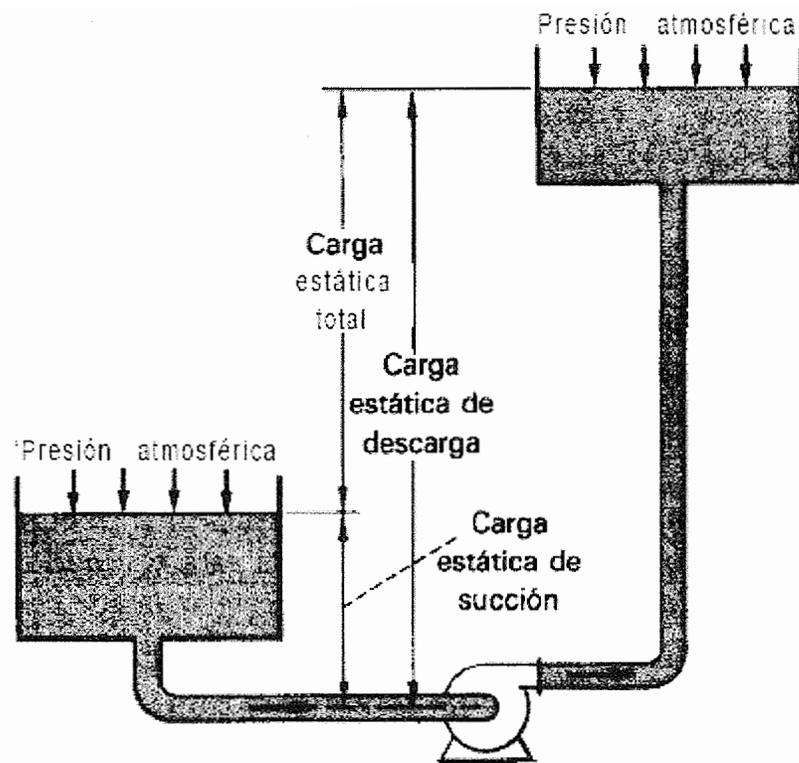
$$h_f = KQ^n \quad (f/l/b_f / b_m) \quad (1-15)$$

Donde:  $h_f$ : fricción que experimenta el fluido a través de tuberías y accesorios;  $Q$ : Caudal;  $K$  y  $n$ : constantes que dependen del material y dimensiones de la tubería y accesorios. Su representación gráfica se muestra en la figura 16.

Figura 15: Cargas de succión de una bomba centrífuga horizontal



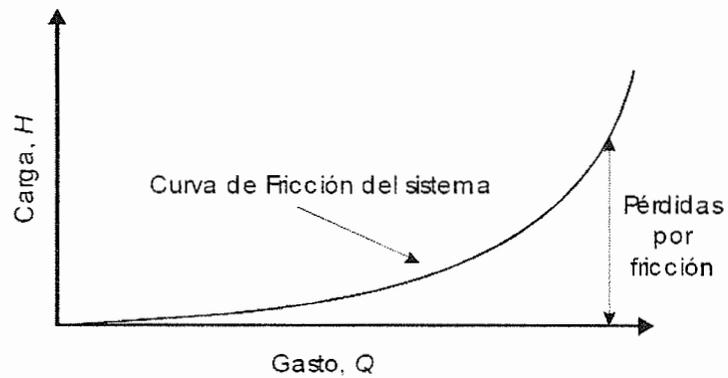
a. Nivel de succión debajo de la línea de centros de la bomba



b. Nivel de succión encima-de la línea de centros de la bomba

Fuente: Manual de bombas centrífugas Goulds

Figura 16. Curva de fricción del sistema de bombeo



Fuente: Tyler G.Hicks, BME, "Bombas su selección y aplicación" edición 1960

$H_f$  puede descomponerse en fricción en la descarga ( $h_{fd}$ ) y fricción en la succión ( $h_{fs}$ ):

$$h_f = h_{fd} + h_{fs} \quad (fl/lb_f / lb_m) \quad (1-16)$$

A su vez  $h_{fd}$  y  $h_{fs}$  suelen descomponerse en fricción en tuberías y accesorios en la descarga y en la succión.

En la práctica, las pérdidas por fricciones en tuberías y accesorios se obtienen de tablas dadas por los fabricantes, con base en las rugosidades de los materiales y diámetros de los tubos y accesorios, para una serie discreta de caudales que se requieran transportar.

#### 1.2.5.1.3. Carga de velocidad

La carga de velocidad es función de la velocidad del flujo bombeado:

$$h_v = \frac{v^2}{2g} \quad (pies) \quad (1-17)$$

Donde:  $h_v$ : carga por velocidad del fluido, en pies;  $V$ : velocidad del fluido en pies/s;  $g$ : gravedad ( $32.2 \text{ pies/s}^2$ ). La velocidad del fluido puede calcularse, en forma aproximada, con la ecuación (1-1).

#### 1.2.5.1.4. Carga dinámica total (CDT)

La CDT es la suma de las tres variables descritas anteriormente:

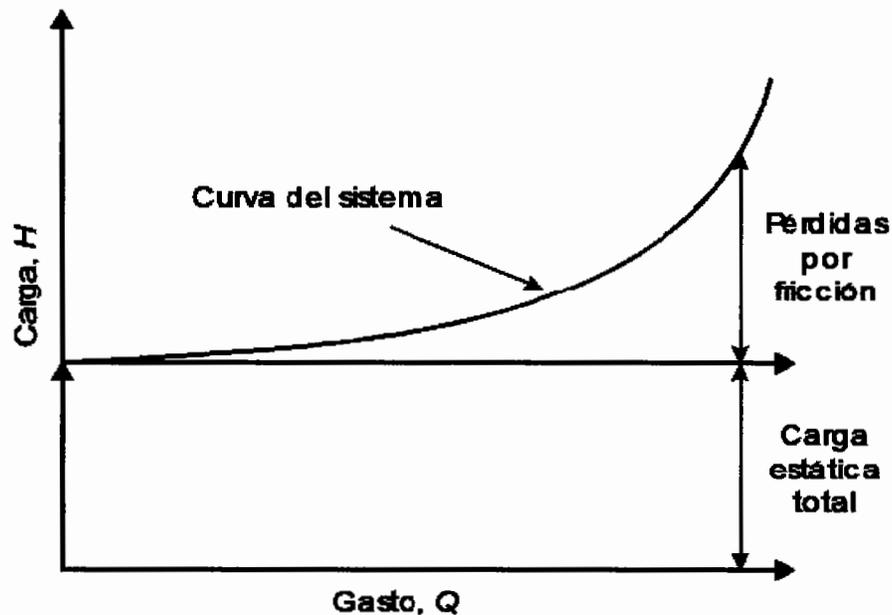
$$CDT = h_e + h_f + h_v \quad (pies) \quad (1-18)$$

En la práctica, en la mayoría de los casos,  $h_v$  es mucho menor que  $h_e$  y  $h_f$  de tal forma que  $h_v$  puede despreciarse, por lo tanto la CDT resulta ser:

$$CDT = h_e + h_f \quad (\text{pies}) \quad \text{donde } (h_v = 0) \quad (1-19)$$

La ecuación 1-19 describe el comportamiento característico de una línea de conducción incluyendo accesorios. Su representación grafica, mostrada en la figura 17, recibe el nombre de curva de cabeza del sistema o característica de servicio, y permite conocer la CDT para cualquier caudal  $Q$ . La carga estática  $h_e$ , en la mayoría de los casos, resulta ser casi constante, salvo en algunas circunstancias como se verá después. En tanto que la curva de fricción  $h_f$ , es función del caudal que fluya a través de la línea o conducto.

Figura 17. Curva de operación del sistema de bombeo.

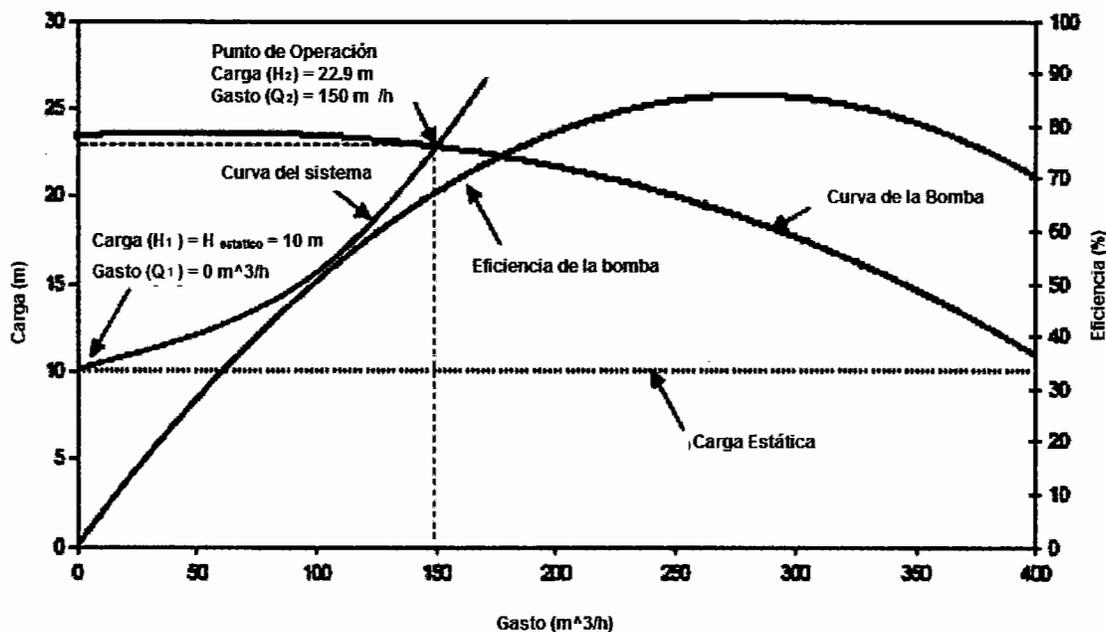


Fuente: Tyler G.Hicks, BME, "Bombas, su selección y aplicación" pág. 124

### 1.2.5.1.5. Punto de operación de la bomba a velocidad constante

Si la bomba opera a una velocidad determinada, el caudal que puede suministrar en determinadas condiciones o punto de operación, puede determinarse superponiendo la curva del sistema sobre el gráfico de la curva característica de la bomba.

Figura 18. Punto de operación de una bomba centrífuga



Fuente: Tyler G.Hicks, BME, "Bombas su selección y aplicación"

La intersección de estas dos curvas será el punto de operación de la bomba, tal como se muestra en la figura 18.

#### 1.2.5.1.6. Punto de operación de la bomba a varias velocidades.

La figura 19 muestra las curvas de una bomba operando a varias velocidades sobre la cual se observa, además, una supuesta curva del sistema 1 (CS1).

El punto de operación (Q, H) de la bomba estará dado por la intersección de la CS1 con la curva de velocidad a la cual este operando la bomba.

Por ejemplo, si la bomba opera a 940 rpm, lo hará en el punto P1 (véase figura 19) correspondiente a un caudal y CDT de alrededor 37,800 gpm y 210 pies, con una eficiencia del 86% y una potencia al eje superior a los 2,000 HP aproximadamente,

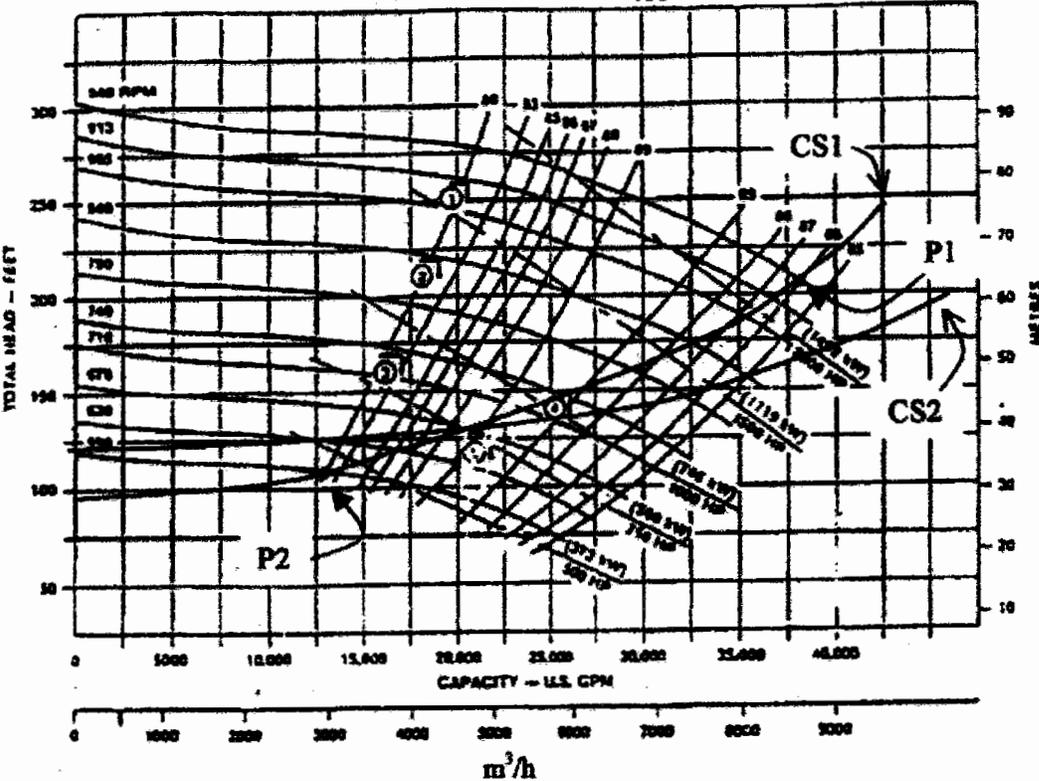
$$\text{BHP} = \frac{(37,800 \text{ gpm}) * (210 \text{ pies})}{3,960 * 0.86} = 2,330 \text{ HP}, \text{ SG} = 1$$

Igualmente, si la bomba opera a 590 rpm, lo hará en el punto P2, correspondiente a 13,750 gpm, con una CDT de 108 pies, al 83% de eficiencia y con una potencia inferior a 500 HP

$$\text{BHP} = \frac{(13,750 \text{ gpm}) * (108 \text{ pies})}{3,960 * 0.83} = 452 \text{ HP}, \text{ SG} = 1$$

En la misma figura 19, puede observarse también la curva de un segundo sistema (CS2). Supongamos que, por alguna maniobra de válvulas, la bomba es obligada a descargar en éste segundo sistema. Supongamos, además, que la bomba no debe operar a bajo caudal en regiones hacia la izquierda de la curva del 80% de eficiencia, ni tampoco a altos caudales en regiones hacia la derecha de la curva del 85% de eficiencia, por las razones descritas en las secciones 1.2.2.4 y 1.2.3.5 con las anteriores limitantes al descargar la bomba en el sistema 2, en la figura 19 podemos ver que la bomba no deberá operar a velocidades superiores a las 840 rpm, ni a velocidades inferiores a las 630 rpm.

Figura 19. Punto de operación de una bomba operando a varias velocidades.



Fuente: Modificación de la figura 11.

Al aumentar la velocidad del impulsor, en la práctica se ha encontrado aumentos de hasta 15% de eficiencia para aumentos del 100% de la velocidad. Los incrementos son menores a incrementos de velocidad menores. Sin embargo, la vida del motor y de la bomba disminuirá al aumentar la velocidad, ya que aumentan los daños por abrasión y desgaste, particularmente en las bombas si el flujo contiene partículas sólidas en suspensión. Adicionalmente, el peligro por cavitación aumenta al aumentar la velocidad, a menos que se cumpla con ciertos requerimientos en la succión, como se verá después.

Por tanto, al operar una bomba a varias velocidades, lo más aconsejable y prudente es hacerlo a velocidades inferiores de la velocidad nominal de operación especificada por el fabricante.

#### **1.2.5.2. Punto de operación de bombas para pozo profundo**

En esencia, los conceptos descritos para la bomba centrífuga horizontal, para el establecimiento del punto de operación, son también válidos para las bombas para pozo profundo, con algunas modificaciones que se ajustan al caso particular de cada pozo.

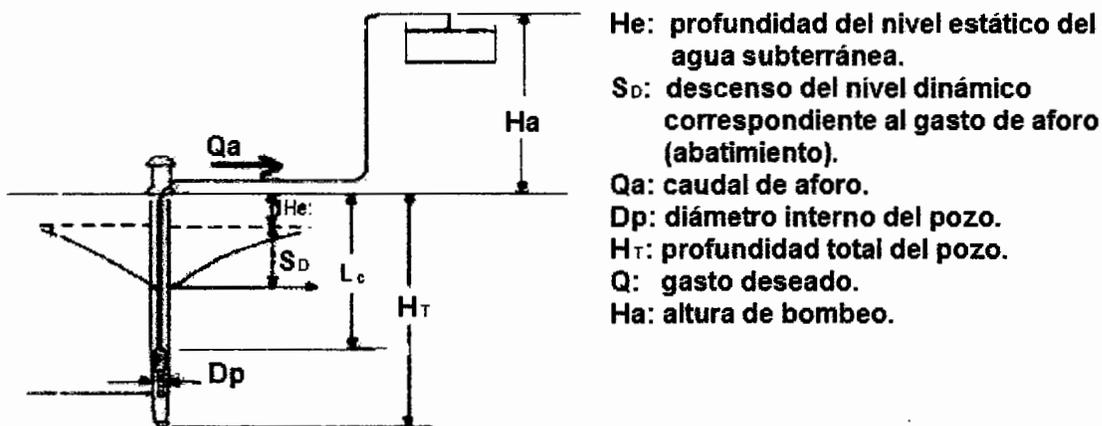
##### **1.2.5.2.1. Términos usados en el bombeo de pozos**

- Nivel estático. Es el nivel del agua subterránea cuando no se está bombeando; o bien, es el nivel después de un tiempo relativamente prolongado, sin extraerle agua al pozo.
- Abatimiento. Es el descenso del agua subterránea cuando se está bombeando.

- Nivel dinámico. Es el nivel del agua subterránea cuando se está bombeando un caudal Q; éste nivel varía de acuerdo con el caudal extraído.

Para el cálculo de la CDT se toman en consideración los datos característicos del pozo, cuya información mínima requerida es la siguiente (figura 20).

Figura 20. Información necesaria para el cálculo de una bomba para pozo profundo.



Fuente: H. W. King y E. F. Brater. **Manual de Hidráulica.**

#### 1.2.5.2.2. Longitud de la columna ( $L_c$ )

Se determina por la fórmula

$$L_c = H_e + S_D + L_s \quad (\text{pies}) \quad (1-20)$$

Donde:  $L_s$  es una longitud de ajuste por seguridad que usualmente se toma entre 4.5 y 6 pies, para asegurar que la bomba éste sumergida adecuada a pesar del envejecimiento del pozo.

El nivel dinámico, es la suma del nivel estático más el abatimiento o descenso  $S_D$ .

La longitud de la columna determina la profundidad a la que será colocada la bomba, y dado que  $S$  es función de  $Q$ , debe conocerse la curva de abatimiento del pozo (figura 35) para establecer  $S$  al gasto  $Q$  deseado ( $S_D$ ).

#### 1.2.5.2.3. Diámetro de la columna ( $D_c$ )

Lo determinan dos factores: el diámetro del pozo y la magnitud de las pérdidas por fricción en la columna misma.

Para pozos de diámetro pequeño, generalmente el diámetro de la columna es dos pulgadas menor. Para pozos de diámetros grandes, es usual realizar una evaluación de costos entre las pérdidas por fricción y el costo de la columna, ya que un mayor diámetro ofrece menor fricción pero su costo es mayor.

#### 1.2.5.2.4. Altura dinámica total (HDT)

Generalmente se determina así:

$$HDT = H_e + S + H_a + \frac{v^2}{2g} + h_L \text{ (pies)} \quad (1-21)$$

Donde:

$\sum h_L$  = pérdidas totales en la tubería de conducción  
+ pérdidas por fricción en la columna  
+ pérdidas en la coladera  
+ pérdidas en el tubo de succión  
+ pérdidas en el cabezal de descarga

El cálculo de las pérdidas se hace con los datos suministrados por el fabricante.

#### 1.2.5.2.5. Número de etapas

Se calcula así:

$$n = \frac{HDT}{h} \quad (1-22)$$

Donde h es la cabeza desarrollada por un impulsor elegido (se ve en la curva característica) al caudal Q deseado en el punto de mejor eficiencia.

Puesto que n debe ser entero, si el obtenido no se aproxima a un entero, se escogerá otra bomba y se evaluará de nuevo n; o bien, se harán correcciones de otro tipo, Lc o Dc, por ejemplo.

#### 1.2.5.2.6. Potencia al eje de la bomba

La potencia en HP será:

$$BHP = \frac{gpm * CDT \text{ en pies} * SG}{3,960 * ef} + \text{pérdida mec.} + \text{pérdida misc.} \quad (HP) \quad (1-23)$$

Solo el primer término de la ecuación anterior se usa en el caso de las bombas con motor sumergible.

### **1.2.5.2.7. Empuje axial**

Finalmente, el empuje axial, en libras, será:

$$E = K_T * HDT * K_a n_{\text{etapas}} + K_s \text{ long. del eje} \quad (\text{Lbs}) \quad (1-24)$$

Donde el primer término se refiere al empuje hidráulico; los otros dos incluyen el efecto del peso de los impulsores y del eje. Las constantes ( $K_T$ ,  $K_a$  y  $K_s$ ), se obtienen de los catálogos e información del fabricante. HDT y Long. del eje se expresan en pies.

El primer término de la ecuación 1-24 ( $K_T HDT$ ) es el empuje soportado por los impulsores y tazones de la bomba, lo cual, limita en la práctica el máximo número de etapas a la que puede trabajar una determinada bomba. La ecuación 1-24, en su totalidad, define la carga axial soportada por el cojinete de carga del motor, ya sea sumergible o de superficie.

### **1.2.6. Condiciones de la succión**

#### **1.2.6.1. Condiciones de la succión en una bomba centrífuga horizontal**

La succión solo es posible por acción de la presión atmosférica que actúa sobre la superficie del pozo que alimenta la bomba. Puesto que la presión en la entrada de la bomba es menor que la atmosférica, existirá limitación en el funcionamiento de la bomba si se hace la instalación en forma que tienda a producirse en la succión de la bomba; presiones menores a la del vapor del agua a la temperatura de operación.

Teóricamente, al nivel del mar, la presión atmosférica es:

$$P = 14.7 \frac{\text{Lbs}}{\text{plg}^2} = 101,497 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Y, si la densidad del agua es  $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$ ; y la gravedad  $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ , entonces, de la ecuación (1-3):

$$h = \frac{P}{\rho * g} = \frac{101,947}{1000 * 9.8} = 10.3 \text{ metros}$$

Esto es, el máximo ascenso de succión para una bomba centrífuga al nivel del mar, sería idealmente de 10.3 metros; sin embargo, en la práctica es bastante menor, por los motivos que se verán a continuación.

Para la discusión de los siguientes términos véase figura 15.

#### **1.2.6.1.1. Cabeza neta positiva de succión**

Para que el bombeo de un líquido se realice en forma adecuada, la presión en cualquier punto de la succión deberá ser superior a la presión de vapor correspondiente. En esta forma la energía máxima disponible para hacer que el líquido fluya por la tubería de succión dentro de la bomba hasta el impulsor, es la cabeza total de succión menos la presión de vapor del líquido a la temperatura bombeo. La cabeza disponible a la entrada de la bomba recibe el nombre de cabeza neta positiva de succión (CNPS), o NPSH, por sus siglas en inglés (Net Positive Suction Head).

Debe distinguirse entre la CNPS disponible  $\text{CNPS}_D$ , y la CNPS requerida  $\text{CNPS}_R$ . La disponible representa la diferencia entre la cabeza absoluta de succión existente y la presión de vapor respectiva depende de las dimensiones y forma de la instalación en el lado de la succión.

La requerida, función del diseño de la bomba, representa el mínimo margen requerido entre la cabeza de succión y la presión de vapor, al caudal y velocidad de operación dados.

Con referencia a las figuras 15 a y b, la  $CNPS_D$  puede calcularse así:

$$CNPS_D = h_{sa} - h_{vpa} \quad (Pies) \quad (1-25)$$

Donde:  $h_{sa}$ : Cabeza absoluta total en la succión

$h_{vpa}$ : Presión absoluta del vapor, expresada en pies, a la temperatura del agua (tabla I-a).

Pero, 
$$h_{sa} = h_a \pm h_s - h_{fs} \quad (Pies) \quad (1-26)$$

Donde:  $h_a$ : Presión atmosférica en el sitio de bombeo, expresada en pies de columna del líquido a bombear (tabla II).

$h_s$ : Cabeza estática de succión. El signo "+" corresponde al caso de succión positiva el "-" corresponde al de succión negativa

$h_{fs}$ : Cabeza de fricción total en la succión.

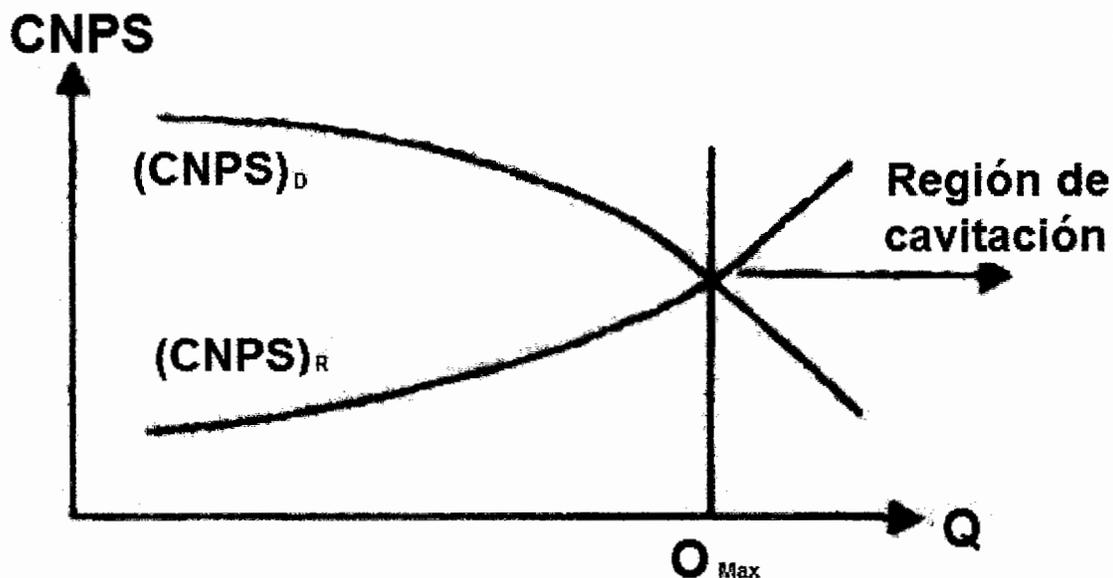
**Tabla II. Variación de la presión atmosférica**

Altitud (altura sobre el nivel del mar)		Presión atmosférica	
Pies	Metros	Lbs/plg <sup>2</sup> Abs.	Pies columna de agua
-1,000	-304.9	15.2	35.1
-500	-152.4	15	34.7
0	0	14.7	34
500	152.3	14.4	33.3
1,000	304.9	14.1	32.8
1,500	457.3	13.8	32.1
2,000	609.8	13.6	31.6
2,500	762.3	13.3	31
3,000	914.8	13	30.5
3,500	1067.3	12.7	29.8
4,000	1219.8	12.4	29.5
4,500	1372.3	12.1	28.2
5,000	1524.8	11.9	27.7
5,500	1677.3	11.6	27.3
6,000	1829.8	11.3	26.6
6,500	1982.3	11	26.1
7,000	2134.8	10.8	25.6
7,500	2287.3	10.6	25.2
8,000	2439.8	10.5	24.7
8,500	2592.3	10	23.1

Fuente: American Turbine. **Catálogo**

A velocidad de operación constante, tanto la CNPS disponible como la requerida varían con el caudal bombeado. La disponible se reduce al aumentar el caudal, por el incremento de las pérdidas por fricción. La requerida, dado que es función de la velocidad del fluido en los pasajes de la succión de la bomba y en la entrada del impulsor, aumenta con el aumento del caudal. La figura 21 muestra la representación gráfica de ambas CNPS. En dicha figura se observa que el punto de intersección de las dos curvas permite conocer el máximo caudal al que puede operar la bomba, a velocidad constante, sin que se presente cavitación.

Figura 21. Determinación de la región de cavitación



Fuente: Tyler G.Hicks, BME, "Bombas, su selección y aplicación"

La curva de la  $CNPS_R$  es proporcionada por el fabricante a una velocidad de operación especificada.

La ecuación 1-25 nos permite calcular durante el diseño de la succión la  $CNPS_D$ , al seleccionar determinadas dimensiones y forma de la instalación de la succión. Al estar la bomba ya instalada, es posible evaluar la  $CNPS_D$  basándose en mediciones de operación:

$$CNPS_D = h_a \pm P_{Ma} + \frac{v^2}{2g} - h_{vpa} \quad (Pies) \quad (1-27)$$

Donde:  $P_{Ma}$ : Presión manométrica de succión, justo en la entrada a la bomba. El signo “+” es para succión positiva, y el “-” es para succión negativa.

$v^2/2g$ : es la carga de velocidad en la succión.

#### **1.2.6.1.2. Cavitación**

Cavitación es un término usado para describir el fenómeno que se produce en una bomba cuando la  $CNPS_D$  es menor que la  $CNPS_R$ , según se ve en la figura 21. En estas condiciones, la presión del líquido se reduce a un valor igual o menor al de la presión de vaporización del líquido, formándose pequeñas burbujas o bolsas de vapor, que al entrar a lo largo de las venas del impulsor, hacia secciones de mayor área, la presión aumenta bruscamente. Esto hace que las bolsas de aire imploten en forma tan rápida que pueda llegar a oírse un ruido como que se estuviera bombeando grava. Las fuerzas ejercidas durante el colapso de las burbujas son generalmente suficientes para provocar pequeños puntos de fatiga en las superficies de las venas del impulsor, pudiendo dañarlo seriamente.

Se presentan varias características acompañando a la cavitación:

1. Ruido y vibración
2. Reducción del caudal debido a la presencia de vapor en la bomba

3. Inestabilidad y reducción de la carga (presión)
4. La potencia así como el consumo de energía pueden ser erráticos

Si este punto de operación se mantiene por un período de tiempo relativamente prolongado se le ocasionará a la bomba daños mecánicos especialmente desgastes y rotura del impulsor. Por lo tanto, como ya se anotó, es necesario que la  $CNPS_D > CNPS_R$ , para evitar así los efectos indeseables de la cavitación.

- Ilustración del uso práctico de la CNPS

Suponiendo que se instala una bomba que opera a  $N_o$  rpm, en una localidad situada a  $H_o$  pies sobre el nivel del mar para bombear un caudal  $Q_o$  gpm de agua a una temperatura  $T_o$  °C; el fabricante nos proporciona la curva de la  $CNPS_R$ , la cual, al revisarla, al caudal  $Q_o$  necesario corresponde a una  $CNPS_{R_o}$ . Debemos evaluar que  $CNPS_D > CNPS_R$ .

De las ecuaciones 1-25 y 1-26,  $CNPS_D = h_a - h_s - h_{fs} - h_{vpa}$

- $h_a$  (presión atmosférica) leemos directamente de la tabla 1-2 correspondiente a la altura  $H_o$  pies sobre el nivel del mar de la instalación. No es posible modificar  $h_a$ .
- $h_s$  (carga estática de succión) depende de la distancia vertical desde el nivel superior de la fuente del líquido hasta el punto donde se instalará la bomba. De ser necesario podemos modificar  $h_s$ .
- $h_{fs}$  (pérdidas por fricción), es función del largo, material (rugosidad) y diámetro de la tubería y accesorios, y del caudal  $Q_o$  que se desea transportar. Se obtiene de tablas dadas por los fabricantes. Es posible modificar a  $h_{fs}$ .

- $h_{vpa}$  (presión de vapor), depende de la temperatura  $T_o$  de operación y la leemos de la tabla I-a; no es modificable.

Supongamos que instalamos la bomba a una cierta altura de un manantial, (lo cual nos da  $h_s$ ); y al usar cierta tubería de succión (lo cual nos proporciona  $h_{fs}$ ), encontramos que  $CNPS_D$  no es mayor que  $CNPS_{R0}$ , por lo que debemos modificar la instalación, pues de lo contrario la bomba cavitará.

Se ha dicho que las variables susceptibles de modificar son:

- $h_s$ : esto acercando la bomba una altura suficiente, para asegurarnos de que  $CNPS_{D0} > CNPS_{R0}$ .
- $H_{fs}$ : seleccionando tubería de mayor diámetro, de material mas liso, o acortando la longitud podemos disminuir las pérdidas por fricción, y evaluamos nuevamente hasta que  $CNPS_{D0} > CNPS_{R0}$ .

En la práctica, el criterio de la modificación dependerá de la facilidad, conveniencia y economía de las variables que intervengan.

#### **1.2.6.1.3. Influencia de la velocidad de operación de la bomba en la CNPS**

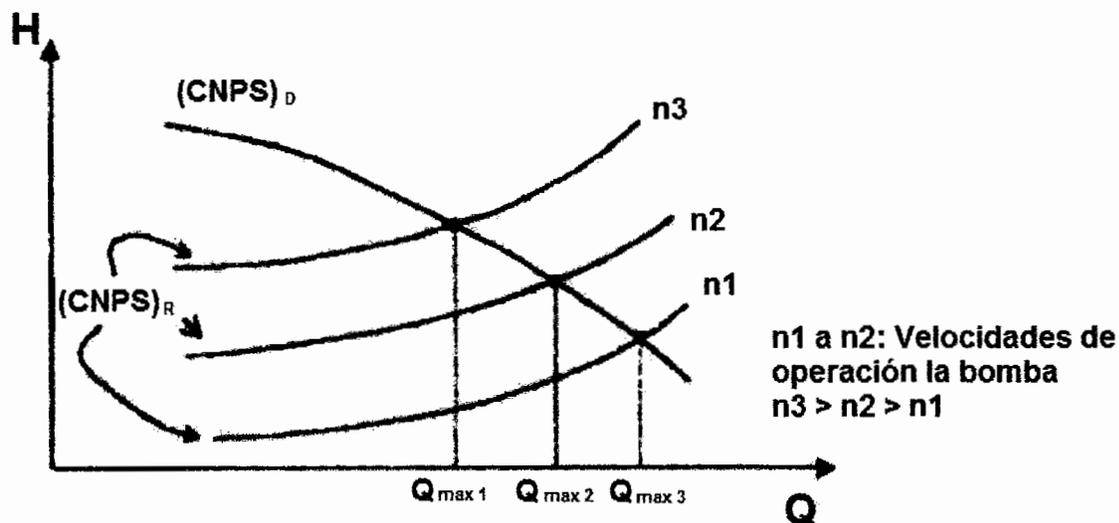
Tal como se indicó, la  $CNPS_D$  varía con el caudal y depende de la forma y dimensiones de la instalación de la succión sobre la cual tenemos cierto control. De manera que, si tenemos una instalación de succión fija, a través de la cual una bomba está succionando un caudal variable, esté afectará a la  $CNPS_D$ , únicamente por variación de las pérdidas de fricción ( $h_{fs}$ ), de la forma en que se mostró en la figura 21. Por lo tanto, la curva de la  $CNPS_D$  no es afectada por la velocidad de operación de la bomba.

La curva de la  $CNPS_R$ , por ser característica del diseño de la Bomba y ser función de la velocidad del fluido en los pasajes de la succión de la bomba; particularmente en las venas de los álabes del impulsor, si es afectada por la velocidad de operación de la bomba.

La experiencia ha mostrado que la  $CNPS_R$  aumenta al aumentar la velocidad; sin embargo, dado que su relación es muy variable de una bomba a otra, no se ha elaborado una relación matemática general.

El fabricante es responsable de proporcionar las curvas de la  $CNPS_R$  a las velocidades necesarias. La figura 22 muestra la forma general en la que la  $CNPS_R$  varía con la velocidad. En ella podemos ver como al aumentar la velocidad, la  $CNPS_R$  aumenta, disminuyendo a su vez el caudal máximo al que la bomba puede operar sin que se presente el problema de cavitación.

Figura 22. Influencia de la velocidad de operación en la  $CNPS$



Fuente: Elaboración propia.

#### 1.2.6.1.4. Velocidad específica de succión

Se trata de un parámetro usado para estimar y prevenir los efectos indeseables de la cavitación. Está definido como:

$$S = \frac{N\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{(\text{CNPS}_D)^3}} \quad (\text{rpm}) \quad (1-28)$$

Las dimensiones para N y Q son las definidas para la velocidad específica  $N_S$ . Generalmente, para bombas pequeñas y medianas los valores de S caen dentro del rango  $7,500 < S < 11,000$ .  $S = 8,000$  es un valor promedio. Para una velocidad específica, dada  $N_S$ , mientras menor sea S, mayor será la seguridad de la bomba contra la cavitación. La experiencia con grandes instalaciones de bombeo ha mostrado que la cavitación comenzó con  $S = 6,000$ , y este valor se recomienda como máximo en bombas grandes (1,000 HP o más).

#### 1.2.6.2. Condiciones de la succión en bombas de pozo profundo

Los fundamentos descritos para la bomba centrífuga horizontal en cuanto a la succión, son también válidos par el caso de las bombas para pozo profundo; sin embargo, en estas últimas, la única variable con la que generalmente se puede jugar para prevenir la cavitación o formación de vórtices (entrada de aire en la succión), es la altura estática de succión, es decir, el sumergimiento de la bomba. Una situación especial ocurre en el caso de las bombas con motor sumergible. Debido a que el enfriamiento del motor es realizado por el mismo flujo bombeado, en algunos casos es necesario colocarle al motor un tubo a manera de camisa, desde la parte superior de la coladera de succión de la bomba hasta la parte inferior del motor, con el propósito de asegurar que la totalidad del flujo succionado por la bomba enfríe el cuerpo del motor.

La instalación de éste tubo en la succión, en algunos casos deberá evaluarse como fricción adicional, ya que, puede necesitar la bomba mayor sumergencia, para evitar efectos indeseables. Generalmente, el fabricante proporciona las curvas de sumergimiento y de  $CNPS_R$  vs. caudal, por etapa, a una velocidad de operación especificada.

### **1.2.7. Montaje e instalación de la bomba centrífuga**

#### **1.2.7.1. Montaje e instalación de una bomba centrífuga horizontal**

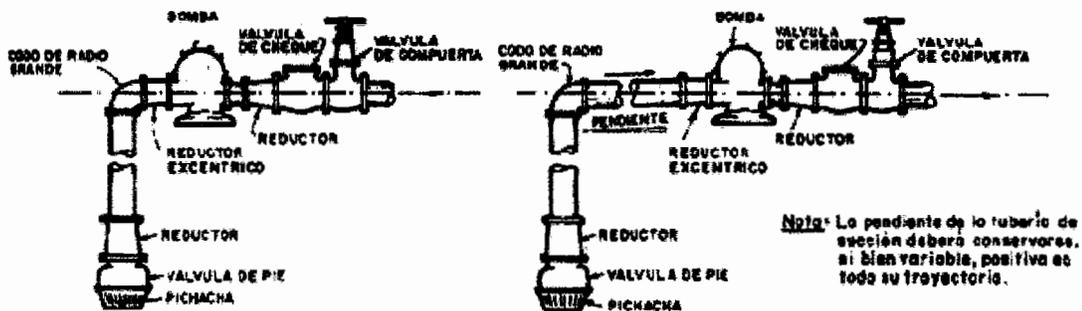
A continuación se presentan los aspectos de primordial importancia durante el montaje, que influyen sobre la adecuada operación de la bomba centrífuga horizontal.

- a) Base. Debe ponerse especial atención al diseño y elaboración de la base que apoyara la bomba y motor, pues una inadecuada sujeción podría ocasionar vibraciones durante la operación.
- b) Alineamiento y acoplamiento. La alineación del motor y la bomba es necesaria para evitar problemas de vibración y sobre esfuerzos en los cojinetes y chumaceras. Los acoples o fajas de transmisión deberán ser de dimensiones y materiales adecuados para cada caso particular
- c) Tubería y accesorios. Como referencia, para la siguiente descripción, véase figura 23.

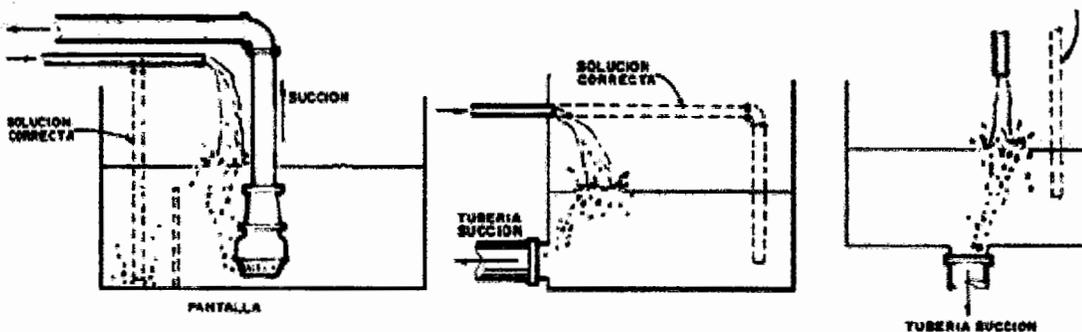
- ❖ Tubería. Las dimensiones y forma de montar las tuberías tiene un efecto importante en el funcionamiento de la bomba. Debe tomarse cuidadosas consideraciones en las sumergencia de la succión, diámetros de las tuberías de succión y de descarga, y de los soportes o anclajes de las mismas.

Generalmente, para disminuir la fricción lo que disminuye el riesgo de cavitación, el diámetro de la tubería de succión es mayor que el diámetro de entrada a la bomba. La selección costo-diámetro debe tomar en consideración lo discutido en relación a la cavitación (sección 1.2.6).

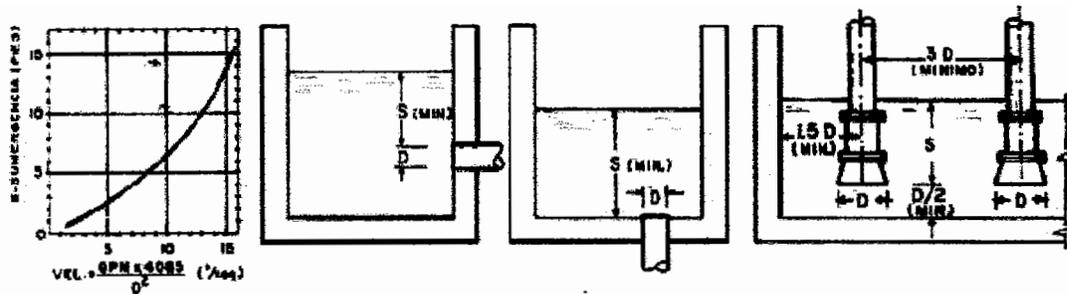
Figura 23. **Recomendaciones para el montaje de una bomba centrífuga horizontal**



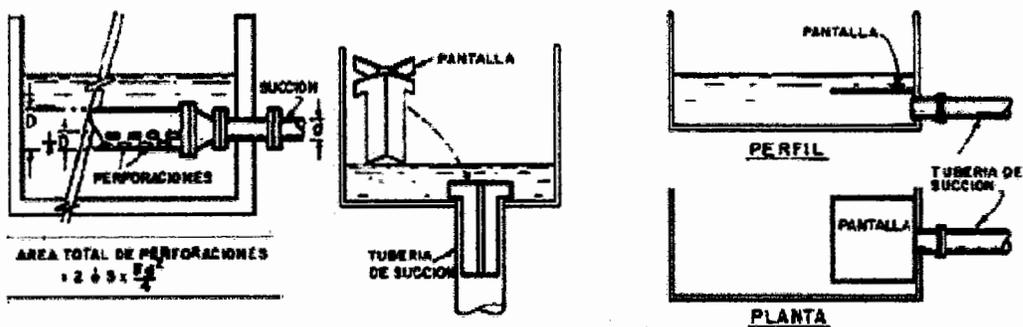
**PREVENCIÓN CONTRA LA FORMACIÓN DE BOLSAS DE AIRE EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN**  
(CORRECTO ORDENAMIENTO DE LOS DISTINTOS ACCESORIOS)



**PREVENCIÓN CONTRA LA ENTRADA DE AIRE A LA TUBERÍA DE SUCCIÓN**



**Nota:** TODAS LAS DIMENSIONES SON LAS MINIMAS RECOMENDABLES.



**PREVENCIÓN CONTRA LA FORMACIÓN DE REMOLINOS**

Fuente: Chang Lian, Joselino. **Consideraciones sobre montaje, operación y mantenimiento de sistemas municipales de bombeo.** Tesis. Pág. 41

❖ **Accesorios.**

- En el lado de la succión:
  - Válvula de pie. Se instala en la entrada de la succión con el fin de mantener el cebado de la bomba cuando se suspende la operación de la misma, en el caso de succión negativa. Se le debe proteger por medio de una coladera o pichacha gruesa para evitar la penetración de material sólido. Esta válvula deberá permanecer bien sumergida para evitar la formación de un vórtice donde penetre aire dentro de la bomba.
  - Reductor excéntrico. Se instala con el objeto de evitar que se forme una bolsa de aire en la succión.

- Codo radio grande. Es necesario para disminuir las pérdidas por fricción que se producen con mayor magnitud en los codos normales. El codo deberá separarse a dos veces su diámetro como mínimo, de la entrada de succión de la bomba, para evitar que se forme separación de vapor, flujo no equilibrado y/o llenado no uniforme del impulsor.
- En la descarga:
  - Válvula de cheque o de retención. Su función es evitar la rotación invertida de la bomba y motor en el caso de escurrimiento del líquido en sentido contrario, al suspender la operación de la bomba.
  - Válvula de compuerta. Proporciona el cierre total de la descarga, por si eventualmente es necesario desmantelar la bomba para su mantenimiento.
  - Válvula de alivio de presión. Solo si el caso lo amerita se coloca en derivación en la línea de descarga. Su objetivo es proteger la tubería, accesorios, y bomba de exceso de presión (no se muestra en la figura 23).
  - Válvula contra presión de aire. Se coloca sobre la línea de descarga con el objeto de descargar las eventuales bolsas de aire que pudiera tener la bomba, generalmente durante el inicio de su operación, a pesar de haber sido cebada (no se muestra en la figura 23).
  - Todas las tuberías, conexiones y válvulas deben ser suspendidas o soportadas sobre anclajes separados y alineados de manera que ningún peso o fuerza actúa sobre la carcasa de la bomba.

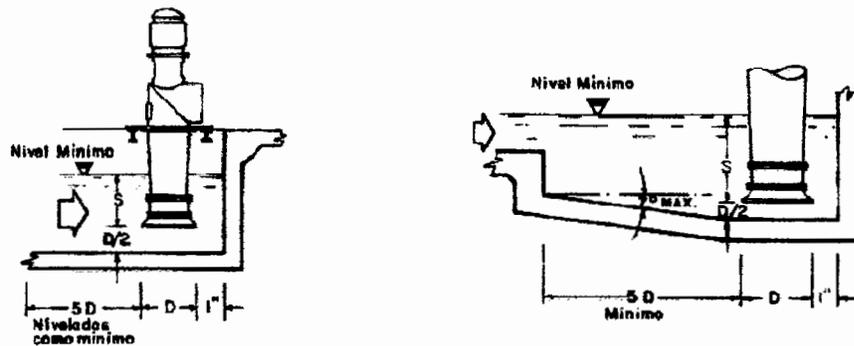
- La tubería de succión deberá ser totalmente hermética, lo mas corta posible y recta y con la menor cantidad posible de cambios de dirección. Ningún punto superior de la tubería de succión debe quedar más alto que el punto superior de la abertura de succión de la bomba y, de preferencia, debe ser horizontal o ligeramente inclinada hacia la bomba para evitar las bolsas de aire.

d) Dispositivos de cebado. En el caso de succión negativa, se necesitan dispositivos de cebado. La bomba no deberá ser operada a menos que la línea de succión y bomba estén llenas de agua. Para ello puede usarse una línea auxiliar conectada a un tanque elevado que se conserva lleno. Otra forma de cebar, es con otra bomba menor usada para esta finalidad. En bombas demasiado grandes, es frecuente usar bombas de vacío, para conseguir que la bomba cebe completamente y rápidamente.

#### **1.2.7.2. Montaje e instalación de bombas para pozo profundo**

El montaje e instalación de una bomba para pozo profundo requiere de una grúa y de un equipo especial. Nos circunscribiremos a las variantes y detalles de instalación que influyen directamente en la correcta operación de la bomba y motor.

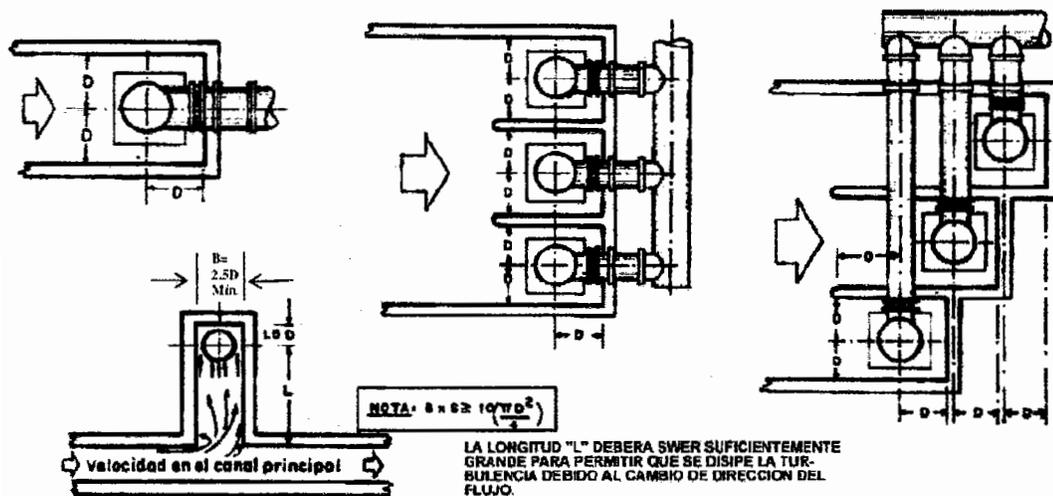
Figura 24. Montaje de una bomba tipo turbina en un tanque a poca profundidad.



**PERFILES**

**NOTA:** TODAS LAS DIMENSIONES SON LAS MINIMAS RECOMENDABLES.

**RECOMENDACIONES PARA EL DISEÑO DEL POZO DE SUCCION DE SUCCION**



**PLANTAS**

Fuente: Chang Lian, Joselino. Consideraciones sobre montaje, operación y mantenimiento de sistemas municipales de bombeo. Trabajo de graduación. Pág. 42

Las bombas para pozo profundo también pueden instalarse en tanques a poca profundidad. Algunos de los cuidados para su montaje, para una bomba con motor en la superficie, se muestra en la figura 24.

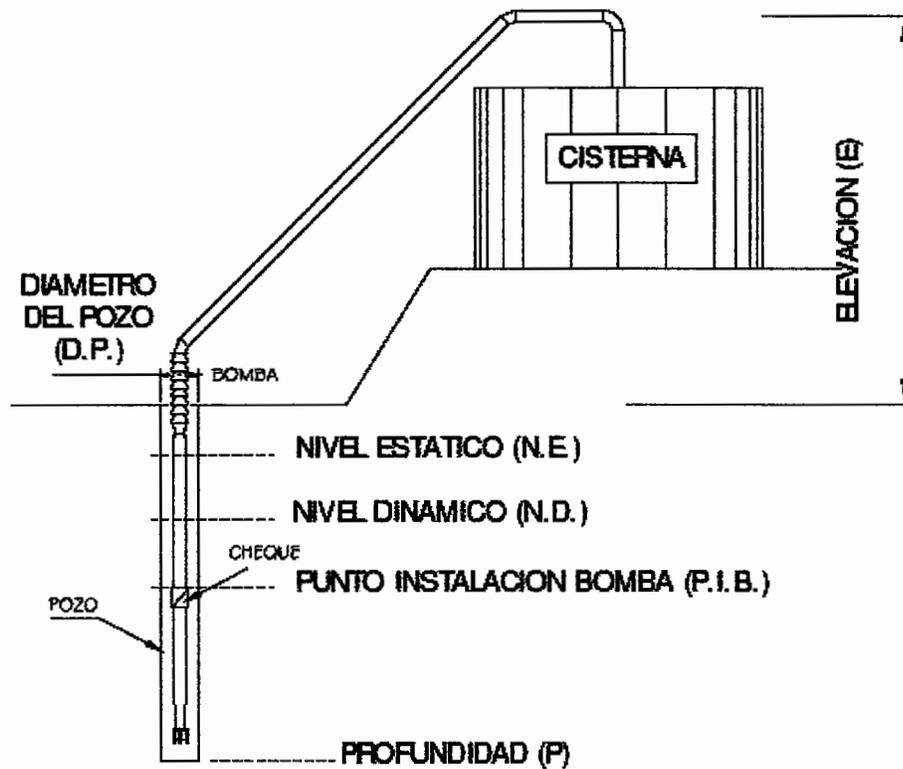
Discutiremos brevemente los detalles de instalación en pozo profundos, por requerir, en estos, de cuidado especial. Los detalles de tubería y accesorios, en el lado de la descarga, después del codo o cabezal de descarga, según el tipo de bomba, son similares a los descritos para la bomba centrífuga horizontal. No así para el lado de la succión, en donde los accesorios serán de acuerdo al tipo de bomba. No se requiere de dispositivos de cebado, pues los dos tipos de bombas se encuentran sumergidos en el agua.

Veamos algunos aspectos adicionales, según el tipo de bomba.

#### **1.2.7.2.1. Montaje e instalación de una bomba para pozo profundo con motor en la superficie**

A continuación se explicaran algunos aspectos importantes para el montaje e instalación de una bomba para pozo profundo con motor en la superficie, se muestra algunos detalles para este tipo de montaje en la figura 25.

Figura 25 Perfil de montaje e instalación de una bomba para pozo profundo con motor en la superficie.



Fuente: Elaboración propia.

A. Electrodo. Su función es evitar que la bomba trabaje con un nivel de sumergimiento menor al requerido por la bomba, o, peor aún, que trabaje en seco. En ciertas condiciones de bombeo, o por el envejecimiento del pozo, es posible que el descenso del nivel dinámico llegue a un punto en el cual el nivel de sumergimiento ya no es suficiente y sea necesario suspender el bombeo. Los electrodos son los sensores del guardanivel, el cual, es un elemento de control del motor eléctrico. Se instala durante el proceso de montaje de la columna, un par de electrodos separados verticalmente una distancia conveniente.

El electrodo alto se instala a unos cuantos pies por debajo del nivel dinámico o máximo descenso del nivel al bombear un caudal  $Q$  deseado, según la curva de abatimiento del pozo.

El electrodo bajo se instala a unos cuantos pies por encima del nivel mínimo de sumergimiento requerido por la bomba.

- B. Ajuste del juego axial de los impulsores. Después de haber instalado la bomba, columna y cabezal, se procederá a montar el motor eléctrico, el cual posee en su parte superior el cojinete de carga. El eje de transmisión de la bomba, se prolonga a través el eje hueco del motor hacia el cojinete de carga, el cual, soportará el peso del eje e impulsor y, al estar operando la bomba, soportará adicionalmente el empuje hidráulico (ecuación 1-24).

Los impulsores de la bomba están diseñados con un juego axial relativamente grande dentro de los tazones. El montaje de los impulsores en el eje y tazones, es una operación importante y delicada, y deberá asegurarse que los juegos axiales, sean iguales para todos los impulsores.

Al ser instalada la bomba, el conjunto de impulsores descansa en definitiva en el eje de transmisión, el cual, descansa a su vez sobre el cojinete de carga por medio de una tuerca y un sistema de seguros que permiten el adecuado ajuste axial de los impulsores. Al operar la bomba se produce un desplazamiento relativo entre impulsores y tazones, debido a la fuerza hidráulica por la diferencia de presiones entre el disco del impulsor y el ojo de succión, que fuerza a los impulsores como émbolos hacia abajo aumentando la tensión sobre el eje, ocasionando mayor estiramiento en el mismo.

El ajuste de los impulsores dentro de los tazones, por medio de la tuerca mencionada, debe ser tal que dichos impulsores tomen su posición recomendada durante el funcionamiento de la bomba y no cuando éste parada.

El movimiento relativo dentro de los impulsores en operación puede llegar a varios milímetros. Un ajuste muy bajo puede ocasionar que durante el funcionamiento el estiramiento del eje ocasione que los impulsores se arrastren en la parte inferior de los tazones. Un ajuste muy arriba puede ocasionar arrastre de los impulsores con la parte superior de los tazones, o baja velocidad de la bomba, cuando el empuje hidráulico es bajo, es decir, durante el arranque y paro de la bomba.

- C. Protección contra giro en reversa al suspender el bombeo. Debido a que la columna no está provista de un cheque, al suspender el bombeo, el fluido de la columna tenderá a regresarse hacia el pozo, forzando a la bomba y motor a girar en reversa. Para evitar esto, el motor viene previsto con un sistema de trinquete, que permite el giro del motor en un solo sentido. Este sistema se instala antes de realizar el ajuste de los impulsores.
  
- D. Sistema de prelubricación. Antes de operar la bomba gran parte de la columna se encuentra seca. Por tanto, si la columna es relativamente larga, previo al arranque es necesario escurrir agua por el eje y bujes de la columna, ya que, como se indicó con anterioridad, estos son lubricados por el mismo flujo bombeado. Para ello se instala una línea auxiliar de prelubricación conectada a un pequeño tanque elevado que se conserva lleno para éste fin.

Si la de descarga se mantiene llena después de suspender el bombeo, debido al cheque, la prelubricación puede obtenerse instalando un “bypass” (tubo de pequeño diámetro) desde el extremo con carga del cheque hasta el cabezal de descarga.

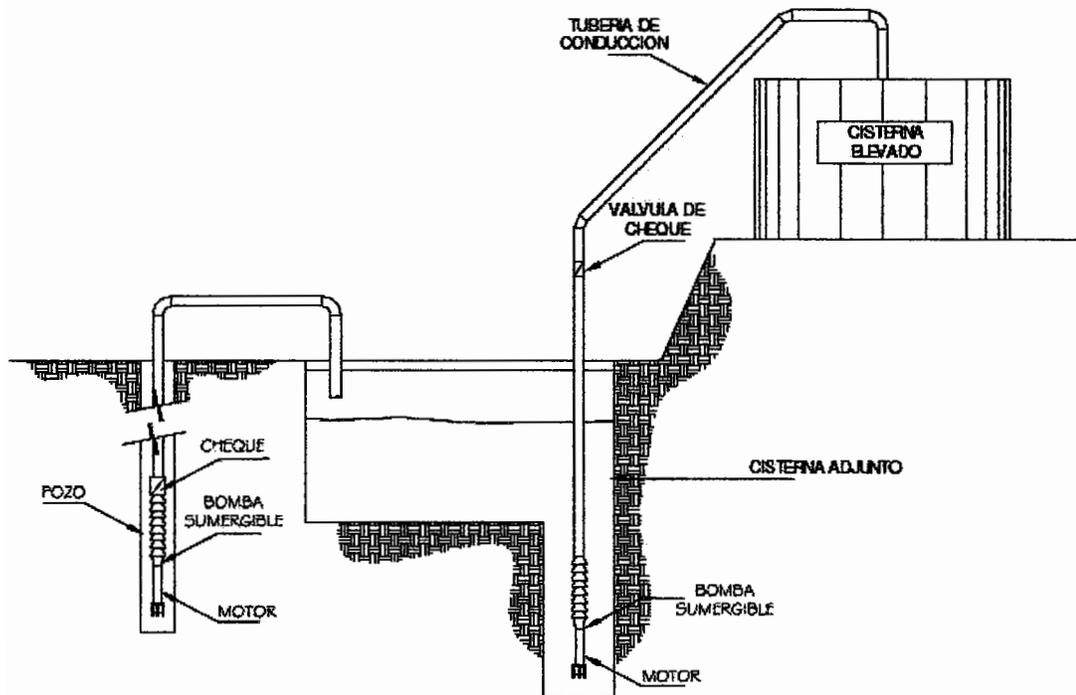
- E. Válvula de lavado. Al iniciar el bombeo por primera vez, o después de estar suspendido determinado tiempo, en algunos pozos es posible que el agua presente turbiedad, por material (arena, lodo, óxido, etc.) que se sedimenta en la profundidad del pozo. Como no es deseable que esta suciedad ingrese a la red de descarga, debe instalarse en la misma, una válvula en derivación, antes de la válvula de descarga hacia la red. De este modo se podrá “lavar” el pozo el tiempo necesario, abriendo la válvula de lavado y cerrando la válvula hacia la red.

#### **1.2.7.2.2. Montaje e instalación de una bomba para pozo profundo con motor sumergible**

Esta bomba no requiere de sistema de prelubricación; sin embargo, es necesario cable trifilar sumergible, el cual, se instala mientras se monta el motor, bomba y tubería vertical, al igual que el par de electrodos ya descritos. En la tubería de descarga horizontal también debe instalarse válvula de lavado.

A continuación, algunos detalles adicionales los cuales se muestran en la figura 26

Figura 26. Perfil de montaje e instalación de una bomba para pozo profundo con motor sumergible.



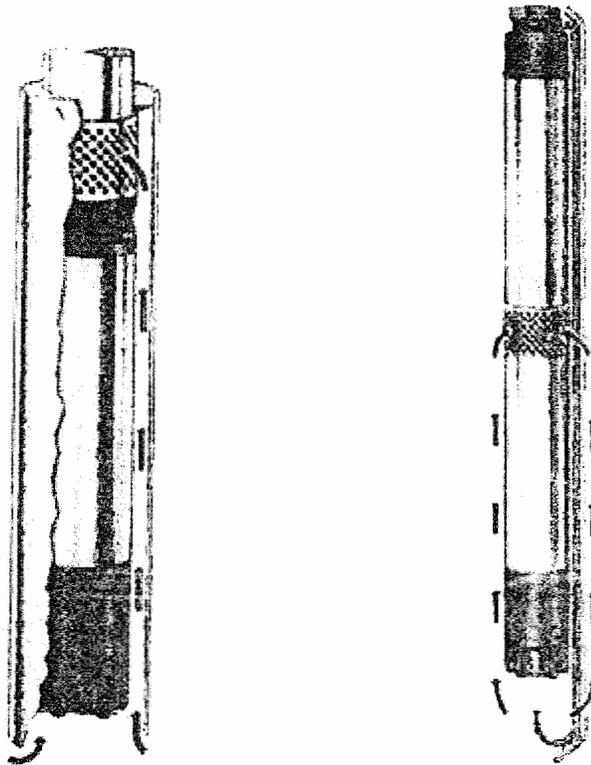
Fuente: Elaboración Propia.

- A. Cheque en la tubería vertical. Debido a que éste tipo de motor y bomba no poseen el sistema de trinquete descrito anteriormente, inmediatamente después de la bomba, se instala un cheque vertical, cuya función es evitar que al suspender el bombeo el agua de la tubería vertical se regrese hacia el pozo y ocasione que la bomba y motor giren en reversa.

B. Longitud de la columna. Su cálculo se discutió en la sección 1.2.5.2.2. su longitud determina la profundidad de colocación de la bomba. Sin embargo, una consideración importante que no debe pasarse por alto durante el montaje del motor y bomba, es la siguiente: si el diámetro interno del pozo es dos pulgadas mayor, o ligeramente mas, que el diámetro externo del motor, debe tenerse información referente a los puntos de entrada del agua subterránea a través de las rejillas a lo largo del pozo. Conocer la profundidad de dichas rejillas es importante; pues, debido a que el agua que succiona la bomba es la que enfría al motor, debe asegurarse que dicho flujo provenga de puntos por debajo de la parte inferior del motor. Si no se cumple con esto, el motor puede sufrir sobrecalentamiento y dañarse. Esta consideración puede afectar ligeramente la longitud de la columna.

C. Camisa inductora de flujo. Cuando el diámetro interno del pozo es bastante mayor de dos pulgadas que el diámetro de la bomba y motor, es necesario considerar la velocidad del flujo del agua que enfría al motor, ya que, su factor de servicio será disminuido con velocidades bajas de flujo. Esta situación se resuelve instalándole al motor una camisa inductora de flujo, que consiste en un tubo, generalmente de diámetro interno dos pulgadas mayor que el diámetro del motor, el cual se coloca desde la parte superior de la coladera de succión de la bomba, taponado en éste extremo hasta la parte inferior del motor. Está camisa aumenta la velocidad de flujo del agua y asegura que la totalidad del mismo circule por el cuerpo del motor, enfriándolo (figura 27-a).

Figura 27. **Opciones para asegurar el enfriamiento de un motor sumergible**



(a) Camisa Inductora de flujo.

(b) Tubo de descarga inductor de flujo

Fuente: Franklin electric. Motores sumergibles. **Manual de aplicación, instalación y mantenimiento.** Pág. 14

Si el flujo succionado por la bomba no enfría totalmente al motor debido a la colocación de la bomba con respecto a las rejillas del pozo, además si el entubado es muy pequeño para una camisa inductora de flujo y no se puede elevar la bomba, debe instalarse un tubo inductor de flujo, así (figura 27-b):

- 1) Roscar un tubo de  $\frac{1}{4}$ " en la salida de la bomba, debajo de la válvula de retención.
- 2) Fijarlo al motor y a la bomba.

- 3) Apuntar el tubo hacia arriba de modo que el flujo se introduzca un pie por debajo del motor.
- 4) Proteger el tubo con espaciadores y hierro angular.

### **1.2.8. Operación de la bomba centrífuga**

Para la correcta operación de la bomba se deberá considerar y evaluar, entre otros, los siguientes aspectos.

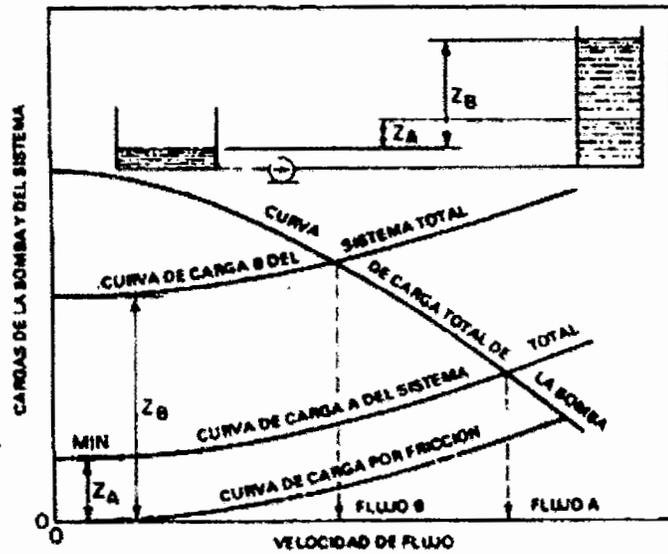
#### **1.2.8.1. Variables en los sistemas de bombeo.**

Hemos descrito como al conocer la curva de la bomba y la curva del sistema es posible establecer el punto de operación de la bomba (sección 1.2.5). El punto de operación puede variar sin variar la velocidad de operación de la bomba, al presentarse en el sistema variación de la carga estática y/o variación de la carga de fricción.

##### **1.2.8.1.1. Presión estática variable**

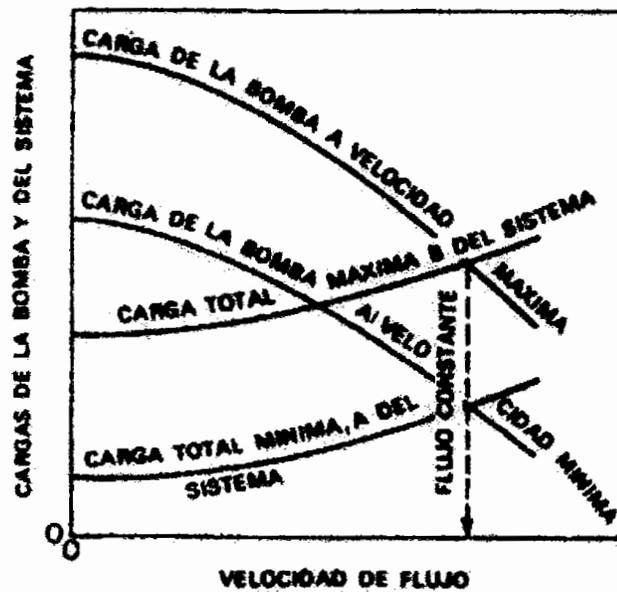
Si la carga estática varía, tal como se ilustra en la figura 28, el caudal de la bomba se reducirá con el incremento de la carga estática y viceversa. Si se desea mantener un gasto constante en la bomba para diferentes condiciones de presión estática, se puede variar la velocidad de operación de la bomba, tal como se ve en la figura 29.

Figura 28. Variación de la carga estática en el sistema de bombeo.



Fuente: Igor J Karassik. Bombas Centrifugas. Pág. 9-12

Figura 29. Variación de la velocidad para mantener el flujo constante en los diferentes niveles de carga estática



Fuente: Igor J. Karassik. Bombas Centrifugas. Pág. 9-13

Es importante seleccionar una bomba centrífuga que tenga un punto óptimo de eficiencia dentro de la gama de operación del sistema, y de preferencia, dicho punto debe coincidir con las condiciones de operación mas frecuentes que se puedan prever para esa bomba.

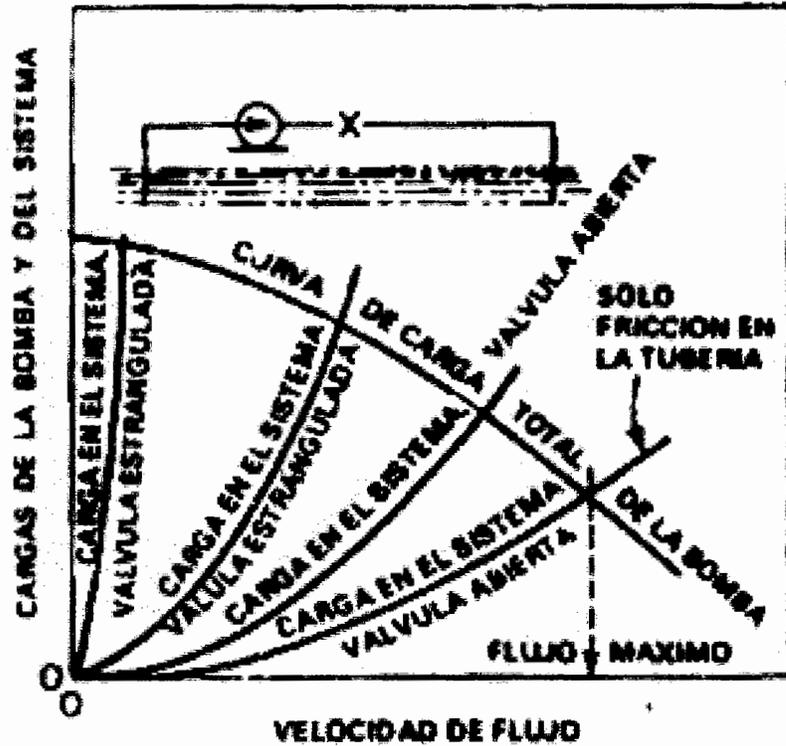
#### **1.2.8.1.2. Sistema de fricción variable**

Una o varias válvulas en la línea de descarga de una bomba centrífuga pueden cambiar la carga de fricción total del sistema y, por tanto, el gasto y carga de la bomba (figura 30).

#### **1.2.8.2. Dinámica de las variables totales en los equipos de bombeo**

Durante el arranque de una bomba centrífuga, y antes de que se establezca el gasto normal de operación, se presentan ciertas condiciones cambiantes que producen o requieren presiones estáticas y, en consecuencia, pares motrices y potencias variables.

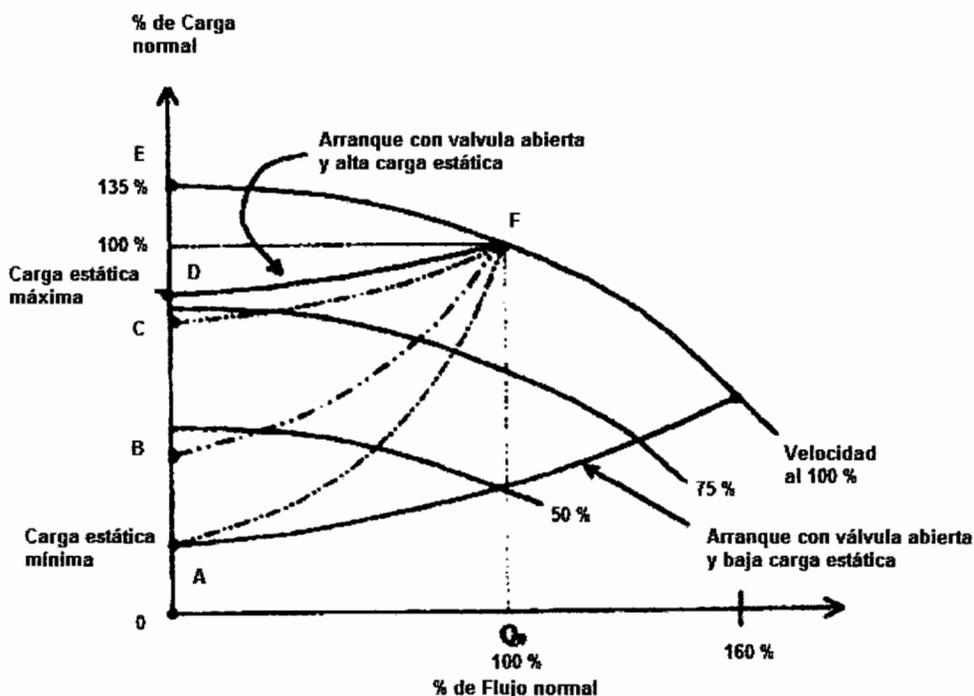
Figura 30. Fricción variable por medio de diferentes aberturas de la válvula de descarga



Fuente: Igor J. Karassik. Bombas Centrifugas. Pág. 9-13

Las bombas centrífugas con diseño de impulsor de flujo radial y mezclado poseen velocidades específicas bajas ( $N_s = 500$  a  $1,000$ ) y medianas ( $N_s = 1,000$  a  $4,000$ ). Estos diseños corresponden a las bombas centrífugas horizontales y para pozo profundo, respectivamente. Estas bombas, tal como se mostró en la figura 6, poseen relaciones de carga, potencia y eficiencia vs. capacidad, más favorables durante el arranque, que las correspondientes a las bombas de alta velocidad específica (flujo axial), las cuales generalmente no se usan en sistemas de bombeo.

Figura 31. Variación de la carga y del flujo durante el arranque de una bomba centrífuga.



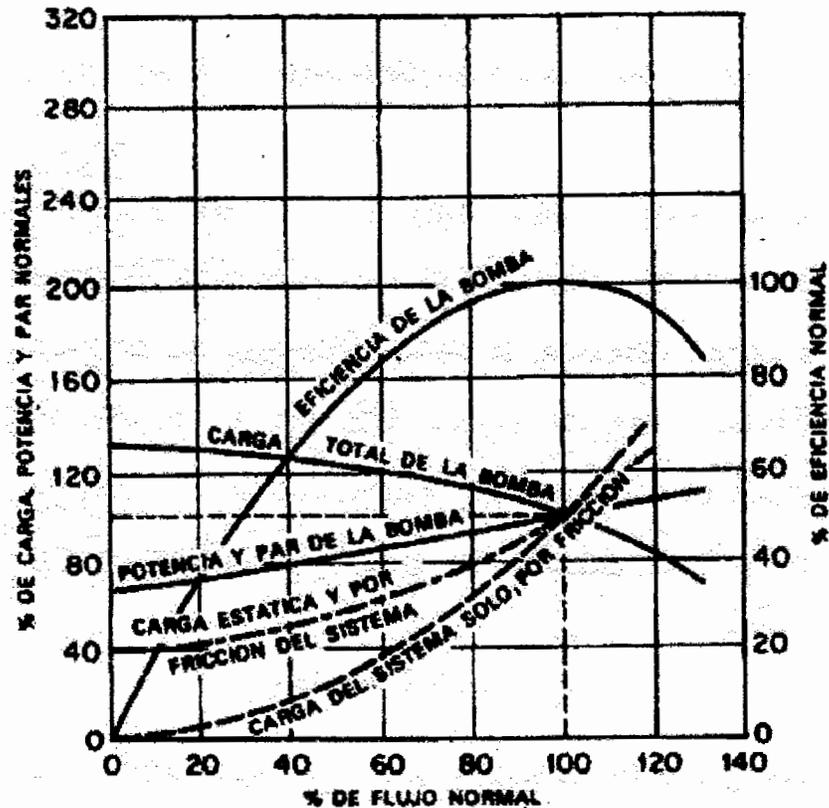
Fuente: Elaboración propia

De este modo, para las bombas usadas frecuentemente en los sistemas de bombeo, la presión que se produce en condiciones de flujo cero, con válvula de descarga cerrada (Punto E, figura 31), no es significativamente mayor que la presión que se obtiene con todo el gasto normal de la bomba (Punto F, Figura 31).

El par motor y potencia en estas condiciones, es menor que el del gasto normal (Figura 32). Cuando la velocidad de la bomba es cero, es decir, cuando el impulsor de la bomba aún no se mueve, el para motor que la bomba requiere para cambiar esa condición no es cero, ya que debe vencer la fricción estática en los cojinetes de la bomba, así como en el estopero o sellos mecánicos.

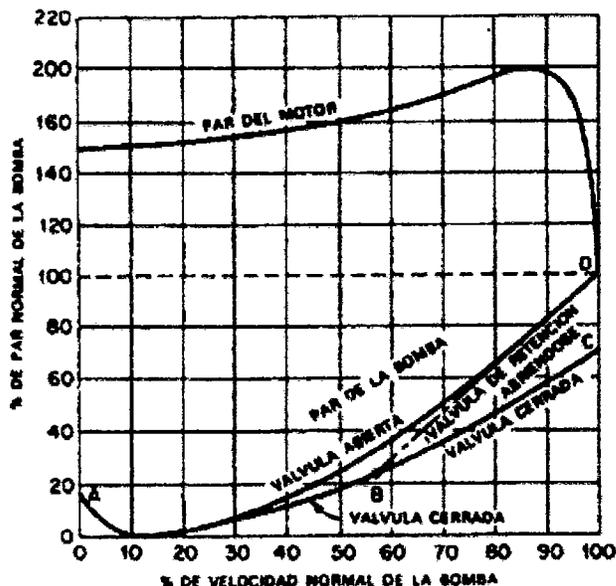
Esta fricción es mayor que la suma de fricción en operación y que el consumo de energía por fricción a velocidades muy bajas del impulsor, lo que explica la bajada de la curva del par entre el cero y el diez por ciento de la velocidad normal del impulsor, como lo muestra la Figura 33. En esta última figura, la curva que representa al par motor del motor eléctrico, es una curva característica de un motor eléctrico de inducción tipo jaula de ardilla clase B.

Figura 32. Curvas características típicas a velocidad constante para una bomba de velocidad específica baja



Fuente: Igor J. Karassik. Bombas Centrifugas. Pág. 9-16

Figura 33. Variación del par durante el arranque de una bomba de baja velocidad específica



Fuente: Igor J. Karassik. **Bombas Centrifugas**. Pag. 9-16

La discusión de los anteriores argumentos ha sido en forma general. En la práctica, las variables dinámicas se relacionan con el diseño y aplicación de cada bomba particular.

#### 1.2.8.2.1. Variable en el sistema de una bomba centrífuga horizontal

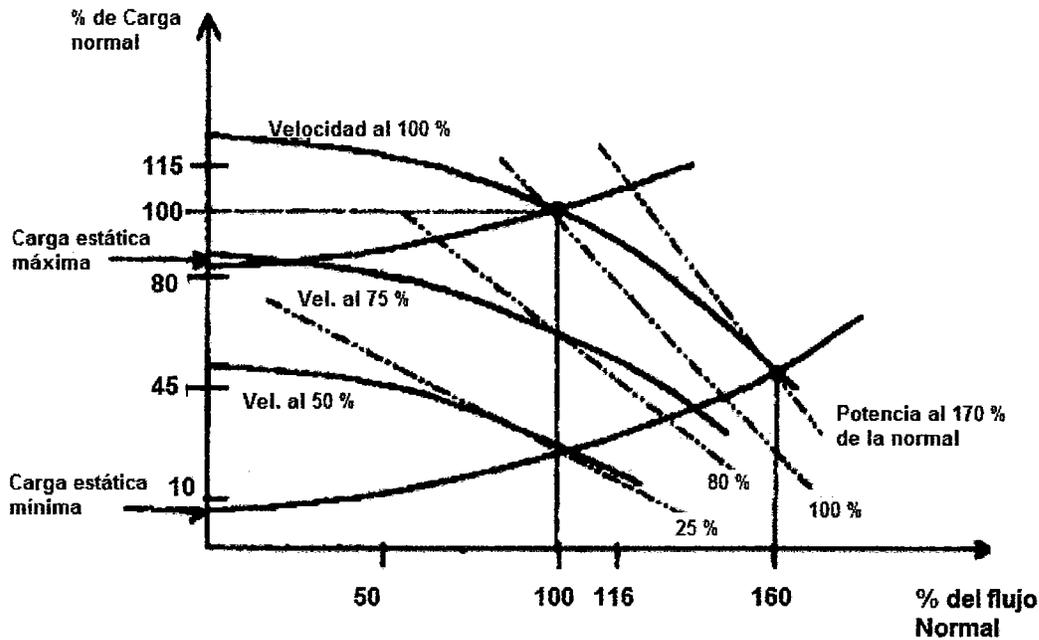
Si la bomba se acelera rápidamente (como es normal con los arrancadores convencionales para los motores eléctricos), y si previo al arranque de la bomba, la red posee poca o ninguna carga estática; la mejor manera de arrancar la bomba centrífuga horizontal, es con válvula cerrada (línea OE de la Figura 31), la cual se abrirá lentamente hasta la condición normal de operación de la bomba (curva EF de la Figura 31). Actualmente, éste procedimiento es posible realizarlo con válvulas de apertura automática.

Las curvas AF, BF, y CF, de la Figura 31, corresponden a las curvas de fricción por estrangulamiento de válvula para mantener el caudal  $Q_0$ , mientras la carga estática va en aumento hasta su operación normal con válvula totalmente abierta (Curva DF).

La regulación de la capacidad también es posible realizarla, sin estrangulamiento de la válvula, regulando la velocidad de operación de la bomba; por ejemplo, manteniendo el flujo constante, tal como se ve en la figura 31. Con éste método, además de evitar presiones excesivas, al cerrar totalmente la válvula durante el arranque se obtiene un ahorro de energía, mientras la carga estática va en aumento, finalizando éste ahorro en el momento en que la carga estática llega a su máximo y la bomba a su velocidad normal de operación, tal como se ilustra en la figura 34.

En caso que la red de descarga mantiene una carga considerable (cuando no se está bombeando), debido a la instalación del cheque, el arranque de la bomba con válvula abierta durante el proceso de aceleración hasta su velocidad de operación normal (Curva ODF, Figura 31), sería similar al que se obtendría si se arrancar la bomba con válvula de descarga cerrada, y luego se abriera ésta rápidamente. Por tanto, en éste caso, es innecesario arrancar la bomba con válvula de descarga cerrada, ya que, la carga y caudal se establecerán a su condición normal, rápidamente.

**Figura 34. Regulación del flujo de una bomba centrífuga, regulando su velocidad, mientras la carga estática va en aumento hasta el punto de operación normal.**



Fuente: Elaboración propia

Es claro que el inconveniente de arrancar la bomba con elevado caudal, no solo se manifestara en el lado de la descarga, demandando al motor una gran potencia, sino también en el lado de la succión, tal como se describió con anterioridad. El elevado caudal podría producir cavitación, así como formación de vórtices y consecuentemente entrada de aire en la succión, lo que haría perder la condición de cebado de la bomba, obligando al operador a suspender el bombeo y proceder a cebar nuevamente.

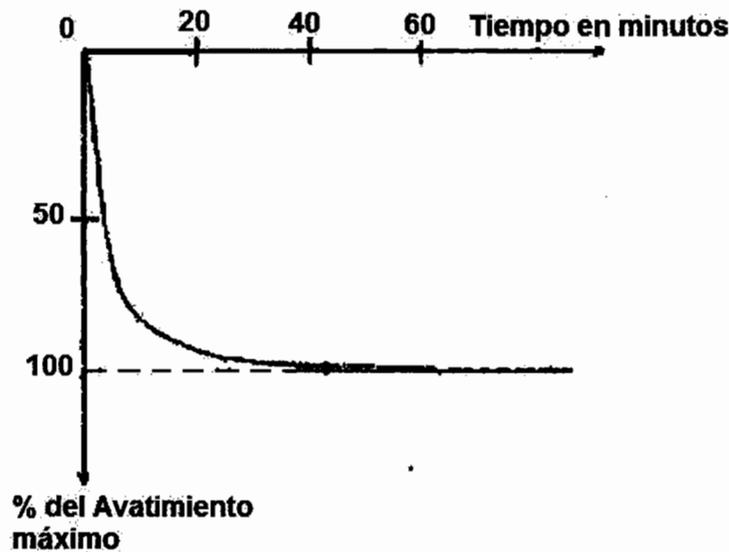
#### **1.2.8.2.2. Variable en el sistema de una bomba para pozo profundo con motor en la superficie**

En éste caso, debido a la ausencia de cheque en la columna vertical, que mantenga la carga de agua, y a la poca profundidad del nivel estático del agua en el pozo, después de un buen tiempo de estar suspendido el bombeo, la bomba durante su arranque y aceleración rápida (con los arrancadores convencionales de los motores eléctricos) con válvula de descarga abierta, experimentará una carga estática baja, lo que la hará trabajar a alto caudal (Figuras 31 y 34). En está condición, la bomba demandará a la vez mayor potencia que la normal, durante el tiempo que tarde en llenarse toda la columna, y el tiempo que tarde el nivel dinámico en descender hasta el abatimiento máximo correspondiente al caudal  $Q$  deseado, para el cual se establecen las condiciones de operación normal de la bomba y motor. Dichos tiempos no son simultáneos. El tiempo de llenado de la columna es corto, segundos o pocos minutos después de haber desarrollado la bomba toda su velocidad, por lo cual el caudal y potencia de la bomba bajarán rápidamente solo un poco. El tiempo de abatimiento máximo es mas largo y diferente para cada pozo, y en algunos casos es relativamente corto, de 20 a 30 minutos. En la figura 35 se muestra la curva de abatimiento de un pozo particular.

En está figura vemos que el descenso es más rápido al inicio y más lento al final. Por tanto, la carga estática va aumentando rápidamente al inicio, haciendo que el caudal y potencia de la bomba bajen también rápidamente al inicio, y más lento después, hasta el final del tiempo de máximo abatimiento.

En éste caso, las caídas de caudal y potencia son relativamente rápidas, de tal forma que pueden ser soportadas por la bomba y el motor, particularmente éste último, cuya potencia no requiere ser escogida basándose en las condiciones de arranque, aumentando su costo, sino con base a las condiciones normales de operación.

Figura 35. **Curva de abatimiento, de descenso relativamente rápido, de un pozo particular.**



Fuente: Tyler G.Hicks, BME, "Bombas su selección y aplicación" pág. 203

No obstante, en algunos pozos, el tiempo de máximo abatimiento es mas largo, de una a tres horas, lo cual ocasiona que las altas magnitudes de caudal y potencia de arranque (por baja carga estática) disminuyan lentamente, hasta llegar las magnitudes normales. El motor podría dañarse si se le permitiera trabajar en estas circunstancias, por lo que, en éste caso sería necesario seleccionar un motor con mayor potencia que la que se requiere en el punto de establecimiento de caudal y potencia normales.

Con el estrangulamiento de la válvula de descarga, o actualmente con el advenimiento de válvulas reguladoras de flujo (las que ofrecen fricción variable para mantener el caudal constante), es posible controlar el caudal y potencia de la bomba durante el abatimiento del pozo, sin requerir de un motor mas grande. Sin embargo, solo es posible regular el caudal después de que el flujo ya ha pasado por la válvula estrangulada, o por la válvula reguladora de flujo, las cuales, hasta hoy, no pueden instalarse cerca de la bomba, en la columna vertical en el interior del pozo.

En estas circunstancias, al iniciar el arranque de la bomba, y dado que la columna vertical se encuentra vacía, el alto caudal al pasar por el cabezal de descarga y ser obligado a curvar sus dirección 90 grados, puede producir un golpe de ariete, situación que se empeora al estar la válvula de descarga estrangulada. Este golpe de ariete se traduce en un elevado empuje axial de corta duración que puede dañar seriamente la bomba y cojinete de carga del motor. En la práctica, con un arrancador convencional para el motor eléctrico, en vez de estrangular la válvula de descarga, durante el arranque de la bomba, es frecuente abrir conjuntamente la válvula de lavado del pozo y la de descarga, para evitar el golpe de ariete. Posteriormente, se cierra la válvula de lavado y se procede a estrangular la válvula de descarga en forma conveniente.

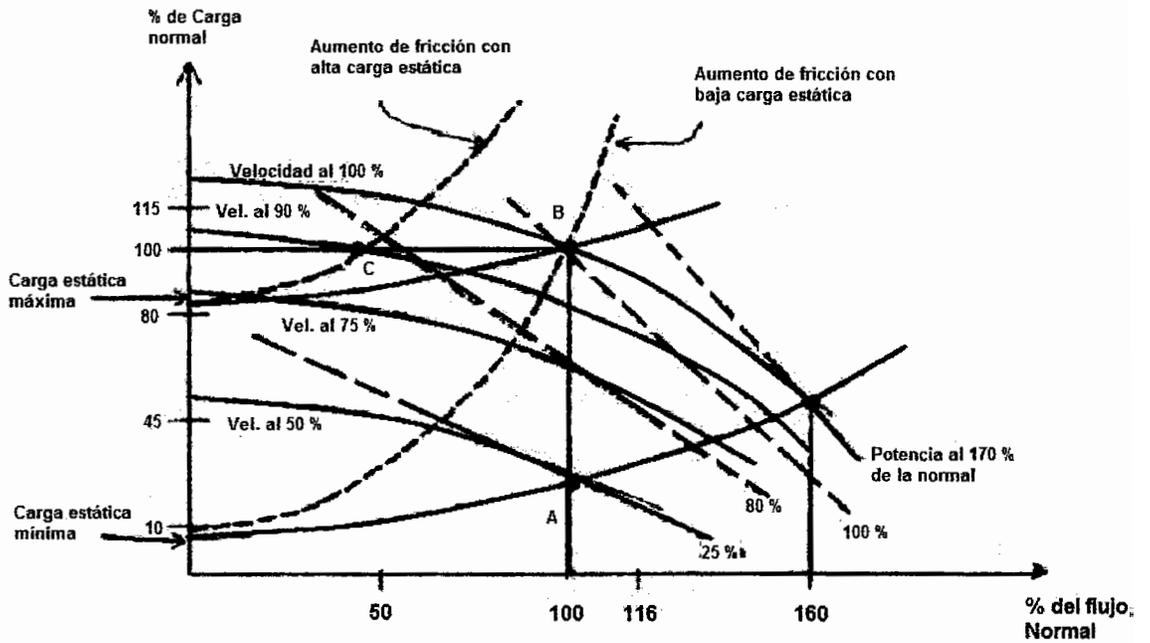
Los anteriores inconvenientes, pueden solucionarse sin maniobra de válvulas, regulando la velocidad de la bomba, acelerándola lentamente durante el arranque, y luego regulando el caudal de la bomba, controlando su velocidad, tal como se describió con anterioridad. Con esta opción, al controlar el caudal durante el abatimiento del pozo se obtendrá, además, un ahorro de energía, dado que la potencia demandada por la bomba será menor hasta llegar al punto de operación normal (máximo abatimiento del pozo), tal como se describió en la figura 34.

### **1.2.8.2.3. Variable en el sistema de una bomba para pozo profundo con motor sumergible**

En éste caso, debido a la presencia del cheque vertical justo después de la bomba, la tubería vertical solo estará vacía durante el primer arranque de la bomba. Por tanto, la totalidad de los problemas descritos para la bomba con motor en la superficie, son similares en éste caso únicamente durante el primer arranque de la bomba. Para los arranques posteriores, debido a que la tubería vertical se mantiene llena, al estar suspendido el bombeo, el problema de baja carga estática durante el arranque, es producida únicamente por la posible poca profundidad del nivel estático, tal como se describió en el caso anterior.

Es frecuente que las bombas para pozo profundo, en las estaciones de bombeo, no estén descargando hacia un tanque, sino directamente a la red de consumidores, esto es, hacia un sistema de fricción variable. La disminución de consumidores en un momento dado aumenta la fricción de descarga, es decir, aumenta la presión o carga de la bomba. Esto disminuirá el caudal y potencia de la bomba, pudiendo en un momento dado producir un efecto deseado, cuando la bomba presenta aún baja carga estática, en forma similar al estrangulamiento de la válvula (Figura 36). Sin embargo, si éste aumento de fricción en la descarga se presenta cuando la bomba experimenta su máxima carga estática, podría producirse una elevada presión que podría provocar daños al equipo hidráulico. Además, el aumento del empuje hidráulico podría sobrecargar el cojinete de carga del motor. Está situación, por supuesto, estaría asociada a un bajo caudal de bombeo, que podría provocar recirculación del fluido que al calentarse se manifestaría en cavitación (sección 1.2.6).

**Figura 36. Regulación del flujo y de la presión de una bomba centrífuga, regulando su velocidad.**



Fuente: elaboración propia

La combinación de las dos variables, carga estática variable y fricción variable, y sus consecuentes inconvenientes, es posible controlarlos regulando la velocidad de la bomba, tal como se muestra en la figura 36, en donde el área encerrada por los puntos A, B y C comprende la región en la que la bomba operaría adecuadamente. Con el supuesto de que a caudales menores a la izquierda del punto C, la bomba presentará problemas de la succión al aumentar demasiado la fricción del sistema por disminución del consumo, se deberá suspender la operación de la bomba.

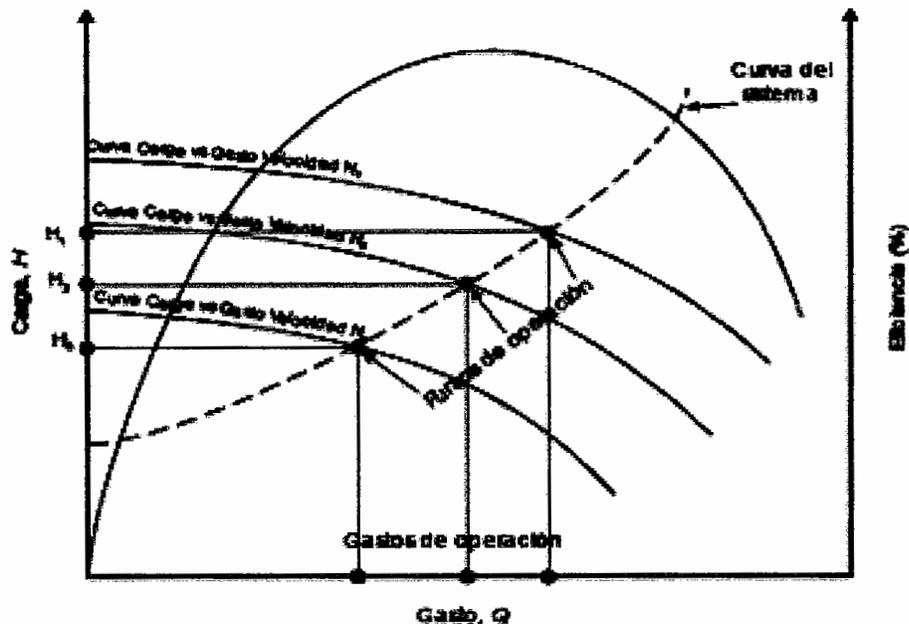
### **1.2.8.3. Golpe de ariete**

El golpe de ariete no es en realidad un parámetro de operación de las bombas, sino un efecto de los cambios repentinos de la magnitud del flujo, o bien, cambios de dirección del fluido, durante la suspensión de la operación de la bomba en algunos casos, durante la puesta en marcha de la misma. Su efecto se traduce en una fuerza destructiva capaz de dañar seriamente todo el equipo hidráulico, especialmente la bomba, incluso los cojinetes del motor por el empuje transmitido a éste.

#### **1.2.8.3.1. Golpe de ariete por interrupción del bombeo**

Al suspender la operación de una bomba, se produce un cambio en la velocidad del fluido en la tubería de descarga. Esto se manifiesta en una onda de presión, cuya magnitud máxima será proporcional al cuadrado de la rapidez del cambio de velocidad del fluido al suspender la operación de la bomba, disminuyendo lentamente la velocidad de operación de la bomba, desde su velocidad nominal hasta una velocidad mínima, en la cual el caudal es casi nulo, determinado por las curvas de velocidad de la bomba y la curva del sistema, como se muestra en la figura 37.

Figura 37. **Suspensión del bombeo de una bomba disminuyendo lentamente la velocidad, para evitar el golpe de ariete.**



Un corte repentino en el suministro de energía eléctrica del motor, lo cual es frecuente en nuestro medio, hará que el caudal disminuya rápidamente desde  $Q_1$  (figura 37) hasta  $Q = 0$ , ocasionando un golpe de ariete. Por eso, lo conveniente es que todo sistema de bombeo esté equipado con las protecciones adecuadas contra golpe de ariete, independientemente del arranque y paro a velocidad variable de la bomba. No obstante, si la suspensión de la bomba se realiza disminuyendo rápidamente su velocidad y si debido a las condiciones de operación es necesario suspender el bombeo con bastante frecuencia, con la misma frecuencia las protecciones contra golpe de ariete estarán accionando, lo que acortará el tiempo de vida útil de las mismas. La suspensión de la bomba a velocidad controlada evitará el golpe de ariete, reservando la intervención de protecciones contra golpe de ariete para el caso de corte en el suministro de energía eléctrica, de manera que el tiempo de vida de dichas protecciones será mayor.

### **1.2.8.3.2. Golpe de ariete por puesta en marcha de la bomba**

Anteriormente, se describieron los motivos por los que la bomba arranca con alto caudal. El golpe de ariete por puesta en marcha de la bomba generalmente es producido cuando el fluido pasa a gran velocidad a través de tuberías que inicialmente se encuentran vacías, y es obligado a cambiar de dirección, o bien, se encuentra con válvulas estranguladas. Las válvulas contra golpe de ariete y sobrepresión protegen efectivamente solo en el caso de suspensión repentino del bombeo. Para el caso en el que la bomba arranque con alto caudal, la solución frecuente es la apertura de válvulas en derivación hacia la atmósfera antes de que el fluido pase por el punto donde se prevé ocurrirá un golpe de ariete, por cambio de dirección de fluido, o bien, por presencia de algún cheque o reducción de diámetro de la tubería.

Una solución, sin maniobra de válvulas, para evitar el golpe de ariete durante el arranque de la bomba en puntos cercanos de la descarga, es disminuyendo el caudal de arranque al acelerar lentamente y en forma controlada la velocidad de la bomba, tal como se mencionó antes.

En las estaciones de bombeo donde el arranque y paro de los motores se realiza en forma automática, basándose en las condiciones de operación de la bomba, es frecuente que después de un corte de energía eléctrica, el motor arranque inmediatamente después del restablecimiento del servicio eléctrico, esto, si dicho motor está capacitado para ello. En estos casos deberá considerarse un mecanismo de retardo de arranque para el motor, ya que si la bomba arranca en el momento en que se está produciendo el golpe de ariete, éste podría agravarse, pudiendo provocar serios daños al equipo hidráulico.

#### **1.2.8.4. Vibración y ruido en las bombas**

Debido a la necesidad de aumentar la potencia hidráulica de las bombas se ha incrementado el tamaño y velocidad de las mismas, lo cual ha hecho necesario la introducción de reglamentos que especifiquen los límites permisibles de ruido y vibración en los sistemas de bombeo y prevean, además, cuando ocurrirán dichos problemas, y los métodos para aminorarlos. A continuación se comentan dos de los parámetros más importantes relacionados con la vibración en el eje como efecto de la velocidad de operación.

##### **1.2.8.4.1. Velocidad crítica lateral**

Se define como la velocidad a la cual se nota una resonancia definida en las vibraciones de un eje en rotación y suele estar cerca de la frecuencia natural sin amortiguar del eje.

La primera velocidad crítica de un eje uniforme con cojinetes rígidos y con un peso concentrado en el centro (impulsor), suele calcularse así,

$$f_w = \frac{79,200 * D * L^2}{[1 + 2(W_i/\mu L)]^{1/2}} \quad (Hz) \quad (1-29)$$

Donde:  $f_w$ : frecuencia en Hz; D: diámetro del eje en pulgadas; L: longitud entre cojinetes en pulgadas;  $W_i$ : peso del impulsor en libras;  $\mu$ : peso del eje por unidad de longitud en Lbs/Plg.

Conociendo la frecuencia en Hz de la velocidad crítica lateral es posible estimar la velocidad, en rpm, crítica de la bomba ( $\text{rpm} = 60f$ ). Los problemas con el rotor de la bomba a frecuencias sub-armónicas, tales como media velocidad y primera velocidad crítica, pueden ocurrir en las bombas de alta velocidad cuando la velocidad de funcionamiento es mayor de dos veces la primera velocidad crítica.

En la tabla III se listan los problemas más comunes que se encuentran en las bombas centrífugas, y pueden utilizarse para el diagnóstico de problemas de vibración.

**Tabla III. Problemas de vibración, como consecuencia de la velocidad crítica lateral.**

Frecuencia Vibratoria	Tipo de problemas	Causa
0 - 40 % velocidad de funcionamiento (VF)	Resonancia por chocoteo del aceite, remolino inducido por fricción, cojinete flojo, sellos flojos, daños a los cojinetes, resonancia de soportes de cojinetes, deformación de la carcaza, pobre ajuste por encogimiento, crítica torsional.	1
40 - 60 % VF	Remolino a baja velocidad, resonancia por chicoteo del aceite, cojinetes gastados, resonancia de soportes, daños en el acoplamiento, pobre ajuste por encogimiento, resonancia de soportes de cojinetes, rozamiento del rotor (axial), rozamiento de los sellos, crítica torsional.	1
60 - 100 % VF	Cojinete flojo, sellos flojos, ajuste pobre por encogimiento, crítica torsional.	1, 2
Velocidad de funcionamiento	Desequilibrio, crítica lateral, crítica torsional, torsional transitoria, resonancia de cimientos, resonancia de soportes de cojinetes, eje doblado, daños en los cojinetes, daños al cojinete de empuje, cojinetes excéntricos, rozamientos del sello, impulsor flojo, acoplamiento flojo, deformación de la carcaza, eje ovalado, vibraciones de la carcaza.	3
2 x VF	Desalineación, acoplamiento flojo, rozamiento del sello, deformación de la carcaza, daños en los cojinetes, acoplamiento flojo, resonancia de los soportes, daños al cojinete de empuje.	1, 2, 3
n x VF	Frecuencia de aspas o álabes, pulsaciones de presión, desalineación, deformación de la carcaza, rozamiento de sello, inexactitud de los engranes.	3, 4
Frecuencia muy alta	Rozamiento del eje, sellos, cojinetes, inexactitud de engranes, traqueteo de cojinetes, ajuste pobre por encogimiento	3, 4
Frecuencias no sincrónicas > VF	Vibraciones de la tubería, resonancia de los cimientos, resonancia de la carcaza, pulsaciones de presión, vibraciones de válvulas, ruido, rozamiento del eje, cavitación.	5

1. *Problemas relacionados con los cojinetes:* Cojinetes de tipo de baja estabilidad, holgura excesiva en los cojinetes, camisas flojas, impurezas en el aceite (viscosidad, temperatura), espuma en el aceite por la presencia de aire o líquido de proceso, lubricación deficiente, cojinetes gastados.

2. *Problemas relacionados con los sellos:* Holgura excesiva, retenes flojos, falta de holgura, sellos gastados.

3. *Problemas relacionados con el diseño de la unidad:* Velocidad crítica, mangas de acoplamiento flojas, gradientes térmicos, el eje no está concéntrico, rigidez inadecuada de los soportes, resonancia de pedestales o soportes, deformación de la carcaza, deficiencias en cojinetes de empuje o equilibrio de empuje, desequilibrio, desequilibrio del acoplamiento, eje doblado, ajustes por encogimiento.

4. *Problemas relacionados con el sistema:* Críticas torsionales, resonancias de pedestales, resonancias de cimientos, desalineación, cargas excesivas en la tubería, inexactitud o desgaste de dientes de engranes, resonancias mecánicas en la tubería..

5. *Problemas relacionados con la circulación en el sistema:* Pulsación, separación de paredes de tubo, área inadecuada para circulación, NPSH inadecuada, resonancia acústica, cavitación.

Fuente: Igor J. Karassik. **Bombas Centrífugas**. Pág. 9-103

#### **1.2.8.4.2. Velocidad crítica torsional**

Las frecuencias torsionales naturales y la respuesta de un sistema de bombas son función de la inercia de masas y de los resortes torsionales en el sistema. En la mayoría de los casos el resorte que gobierna para las frecuencias naturales mas bajas, es la rigidez de los resortes o muelles del acoplamiento. Un sistema sencillo de máquina motriz y bomba se puede calcular con la ecuación,

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K(J_1 + J_2)}{J_1 + J_2}} \quad (\text{Hz}) \quad (1-30)$$

Donde: f: torsión crítica en Hz; K: rigidez del acoplamiento en Plg-Lb/rad; J<sub>1</sub> y J<sub>2</sub>: inercia rotatoria de la máquina motriz y la bomba en Plg-Lbs-s<sup>2</sup>.

Desde un punto de vista práctico, muchos problemas torsionales pueden resolverse con un cambio en la rigidez del acoplamiento, o bien, para efecto de éste trabajo, cambiando ligeramente la velocidad de operación de la bomba.

#### **1.2.8.5. Puesta en marcha de la bomba centrífuga**

##### **1.2.8.5.1. Últimas observaciones antes de poner a funcionar una bomba por primera vez**

Algunas consideraciones importantes son las siguientes:

- A. Con el acoplamiento de la bomba y motor desconectado se deberá comprobar la dirección de rotación del motor, viendo si coincide con la requerida por la bomba, la cual, generalmente se encuentra indicada por una flecha grabada en la carcasa de la misma.

En el caso de la bomba con motor sumergible, no será posible comprobar el sentido de giro sin desacoplar la bomba y motor. La comprobación se realizará poniendo a operar el equipo en un sentido de giro, y observando los parámetros de operación de la bomba (caudal, presión) y motor (corriente, potencia), los cuales, después de un tiempo relativamente corto deberán coincidir con los valores esperados. De no ser así, se procederá a invertir el sentido de giro del motor y se hará una nueva prueba.

- B. Se inspeccionará que los bujes y estopas estén limpios y en buen estado. También se inspeccionará que el nivel de aceite en los cojinetes, si usa, esté al nivel especificado. Esto, tanto para la bomba como para el motor. Es claro que dichas revisiones no serán posibles en el caso de la bomba con motor sumergible.

#### **1.2.8.5.2. Procedimiento a seguir para el arranque de la bomba por primera vez**

El procedimiento a seguir será de acuerdo con el tipo de bomba.

##### **A. Bomba centrífuga horizontal.**

1. Ceban la bomba. Si la bomba posee succión positiva éste procedimiento no será necesario. Como generalmente la succión posee válvula de pie, la ceba de la bomba solo será necesaria para el primer arranque. Eventualmente, al suspender el bombeo, la introducción de sedimentos en la válvula de pie podría ocasionar la pérdida de la ceba, lo que hará necesario ceban antes de arrancar.

2. Arrancar la bomba, según el tipo de bomba, basado en lo tratado en la sección 1.2.7.2.
3. Durante su funcionamiento se deberá inspeccionar lo siguiente:
  - El funcionamiento de la bomba y motor deberá ser suave y sin ruidos irregulares.
  - El prensa – estopas del eje de la bomba deberá dejar salir un poco de agua en forma de goteo, ya que, esto es lo que lubrica las empaquetaduras. Algunas bombas utilizan sellos mecánicos que no dejan que salga agua hacia el exterior de la bomba.
  - Se comprobará que los cojinetes, ejes y chumaceras no se calienten demasiado.
  - Se observarán los parámetros de operación de la bomba (caudal y presión), y del motor (potencia, amperaje, etc.), los cuales deberán estar dentro de los límites aceptables según el caso.

#### B. Bomba tipo turbina.

1. Si la altura de la columna es grande, se procederá pre-lubricar la columna.
2. Tal como se describió en la sección 1.2.7.2.2, esta bomba jamás se arrancará con válvula cerrada por el golpe de ariete que pudiera producirse. En vez de ello, si es necesario, se abrirá la válvula en derivación (de lavado) y se procederá a arrancar la bomba. Una vez se establezca el flujo normal podrá cerrarse dicha válvula, lentamente.

3. Durante su funcionamiento se harán inspecciones similares a las descritas para la bomba centrífuga horizontal.

#### C. Bomba con motor sumergible

Esta bomba no requiere de cebado ni de pre-lubricación y tampoco se arrancará con válvula cerrada. Se inspeccionará su funcionamiento en forma similar a las dos anteriores.

#### **1.2.8.6. Problemas mecánicos e hidráulicos que afectan el buen funcionamiento de la bomba centrífuga.**

La operación normal de la bomba puede ser afectada por desperfectos mecánicos o por problemas hidráulicos. Es común que estos dos tipos de anomalías estén relacionadas entre sí; por ejemplo, un incremento de holgura en las pares móviles, debido a desgaste puede considerarse como una falla mecánica; sin embargo, esto mismo puede ocasionar reducción en el caudal bombeado, sin que necesariamente se pare la bomba o se presenten vibraciones en la misma. A continuación (tablas IV-a, b, c y d) se listan una serie de sistemas y causas posibles de los problemas descritos.

**Tabla IV. Causas de desperfectos mecánicos e hidráulicos en el funcionamiento de las bombas y sus posibles causas.**

Síntomas	Causas posibles
La bomba no conduce caudal.	1, 2, 3, 4, 11, 14, 16, 17, 23
Poco caudal impulsado.	2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 14, 17, 20, 22, 23, 29, 30, 31
Poca presión desarrollada	5, 14, 16, 17, 20, 22, 29, 30, 31,
Perdida de cebado después del arranque	2, 3, 5, 6, 7, 8, 11, 12, 13
Requerimiento excesivo de potencia por parte de la bomba	15, 16, 17, 18, 19, 20, 23, 24, 26, 27, 29, 33, 34, 37
Fuga excesiva en el prensaestopas.	13, 24, 26, 32, 33, 34, 35, 36, 38, 39, 40
Corta vida de los empaques	12, 13, 24, 26, 28, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40
La bomba vibra o hace mucho ruido	2, 3, 4, 9, 10, 11, 21, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 30, 35, 36, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47
Corta vida de los cojinetes o chumaceras	24, 26, 27, 28, 35, 36, 41, 42, 43, 45, 46, 47
La bomba se sobrecalienta y se frena	1, 4, 21, 22, 24, 27, 28, 35, 36, 42

Fuente: **Joselino Chang Lian. Consideraciones sobre montaje, operación y mantenimiento de sistemas municipales de bombeo. Tesis. Pág. 62**

### **Causas posibles por problemas en la succión**

Referencia	Descripción
1	La bomba no esta cebada
2	La bomba o la tubería de succión no se encuentra completamente llena de agua
3	La altura de succión es demasiada alta.
4	Margen insuficiente entre la presión de succión y la presión de vapor
5	Excesiva cantidad de aire o gas en el líquido
6	Bolsas de aire en la línea de succión
7	Entrada de aire dentro de la línea de succión
8	Entrada de aire a la bomba por el prensaestopas
9	Válvula de pie muy pequeña
10	Válvula de pie parcialmente taponada
11	Falta de sugerencia en la tubería de succión
12	El sello hidráulico se encuentra taponado
13	La tapadera de líquido de cierre se encuentra instalada incorrectamente en la caja del prensaestopas, evitando que el líquido de cierre forma el sello

## Causas posibles por problemas en el sistema

Referencia	Descripción
14	Velocidad muy baja
15	Velocidad muy alta
16	Dirección de rotación equivocada
17	Carga total del sistema mayor que la carga de diseño de la bomba
18	Carga total del sistema mas bajo que la carga de diseño de la bomba
19	Densidad del líquido diferente a la diseñada
20	Viscosidad del líquido distinta a la diseñada
21	Operación de la bomba a bajo caudal
22	Operación de bombas en paralelo no adaptables al tipo de operación

## Causas posibles por problemas mecánicos

Referencia	Descripción
23	Presencia de material extraño en el impulsor
24	Hay desalineamiento
25	Falta de rigidez de la cimentación
26	El eje se encuentra curvado
27	Existe roce de una pieza móvil con una pieza estacionaria
28	Desgaste de cojinetes
29	Desgaste de chumaceras
30	Impulsor dañado
31	El sello de la carcasa se encuentra defectuoso, permitiendo fugas internas
32	Eje o manga del eje desgastado o rayado en la empaquetadura
33	Mala colocación del empaque
34	Tipo de empaque no adecuado al tiempo de operación
35	Rotación fuera de centro de eje debido al desgaste de cojinetes o mala alineación
36	Vibraciones causadas por motor desbalanceado
37	Brida de prensaestopas demasiado apretado evitando la lubricación de lo empaques
38	Falta de líquido de enfriamiento en prensaestopas enfriado por agua
39	Excesiva holgura en la parte inferior del prensaestopas entre el eje y la carcasa, esto empuja al empaque hacia el interior de la bomba
40	Suciedad o materia gruesa en el líquido de cierre que provoca el desgaste del eje o su manga
41	Empuje excesivo provocado por falla mecánica en el interior de la bomba o por falla de dispositivo de balance hidráulico, si existe
42	Excesiva cantidad de grasa o de aceite dentro del alojamiento de la chumacera o cojinete o falta de enfriamiento de la misma, lo cual provoca sobrecalentamiento
43	Lubricación pobre
44	Armado o colocación incorrecta de las chumaceras, daños durante su colocación, uso de un par de chumaceras distintas, o colocación incorrecta de juegos de chumaceras
45	Chumaceras sucias
46	Chumaceras oxidadas por entrada de agua a sus alojamientos
47	Enfriamiento excesivo de las chumaceras enfriadas por agua, dando como resultado la condensación de la humedad del ambiente dentro de las chumaceras

### **1.2.8.7. Anomalías en el funcionamiento de la bomba por problemas propios del pozo.**

Actualmente, buen porcentaje del agua suministrada a los sistemas proviene de pozos profundos. Por tanto, es conveniente estar familiarizado con los problemas relacionados con la explotación del agua subterránea. La operación de una bomba en un pozo profundo puede verse afectada por problemas propios del pozo, algunos de los cuales se mencionan a continuación.

- A. Defectos de diseño: (a) exceso de cedazo en la entrada del agua hacia el pozo, (b) aforo mal realizado, (c) diseño inadecuado de la bomba. Estos pueden tener como consecuencia abatimiento del pozo y, consecuentemente, arranques y paros frecuentes del equipo por falta de nivel de agua en el pozo.
- B. Defectos constructivos: (a) filtro granulado mal colocado, (b) defectos en el entubado, (c) materiales defectuosos, (d) falta de verticalidad. Los tres primeros pueden ser causantes de arrastre de arenas, pérdida de capacidad del pozo, desgaste de la bomba y, consecuentemente, disminución del rendimiento de la misma. La falta de verticalidad puede tener consecuencias mecánicas en el eje de transmisión de la columna de la bomba con motor en la superficie.
- C. Problemas regionales: (a) aguas corrosivas, (b) aguas incrustantes, (c) bacterias ferruginosas, (d) abatimientos regionales de los niveles freáticos. El problema (a), puede ser motivo de corrosión de la tubería y del equipo de bombeo. El problema (b), puede ocasionar incrustaciones en las rejillas de entrada del agua al pozo y consecuentemente abatimiento del pozo, por pérdidas de fricción adicionales; o bien, incrustaciones en la bomba produciendo disminución del bombeo.

El mantenimiento periódico para la conservación del pozo puede resolver problemas específicos, mejorar su comportamiento y prolongar su vida útil.

### **1.2.9. Mantenimiento de la bomba centrífuga**

El mantenimiento de un equipo de bombeo se refiere a todos aquellos trabajos y servicios que se deben hacer regularmente o a cada cierto número de horas de trabajo para conseguir que el equipo funcione en las mejores condiciones y lograr el mayor tiempo de vida útil posible. De ello su vital importancia.

Se distinguen dos tipos de mantenimiento: preventivo y servicios de reparación o correctivo.

El mantenimiento preventivo abarca todos aquellos trabajos menores que deben efectuarse periódicamente y a cada cierto número de horas de trabajo, tales como cambio de aceite, engrase de chumaceras, cambio de estopas, etc. Para ello, es necesario utilizar el manual de instrucciones de manejo y mantenimiento y, especialmente, de lubricación del equipo que cada fabricante proporciona, y adaptarlo a las condiciones atmosféricas y operacionales locales con el objeto de elaborar un programa de mantenimiento preventivo.

Los servicios de reparación son aquellos que tienen como finalidad subsanar los desperfectos que se producen como consecuencia natural del desgaste, o daño y rotura de piezas debidas a su uso continuo. Estos servicios requieren de herramienta, equipo y de personal mas especializado. Un buen programa de mantenimiento preventivo disminuirá la frecuencia de mantenimiento correctivo.

## **1.2.10. Selección de la bomba centrífuga**

La adecuada selección de la bomba, basándose en las condiciones del manantial y en las variables de bombeo en la descarga, es una decisión importante que influye sobre manera en la operación satisfactoria de la bomba. A continuación cuatro aspectos importantes.

### **1.2.10.1. Altura del manantial**

Inicialmente, podríamos pensar que la localización de la fuente de agua o manantial determina el tipo de bomba; por ejemplo, si se trata de un nacimiento podríamos imaginar que captando el agua en un tanque, por simplicidad es factible utilizar una bomba centrífuga horizontal. Sin embargo, está presenta los problemas de succión y de ceba descritos con anterioridad.

Otra opción en éste caso sería utilizar una bomba para pozo profundo con motor en la superficie, la cual, por estar instalada en un tanque a poca profundidad, la complejidad de la larga columna se reduce a unos cuantos pies, dando lugar a un arranque sin necesidad de sistema de cebado ni de prelubricación.

Cualquiera de las dos opciones podría ser viable en éste caso, pudiendo ser el costo el factor determinante; sin embargo, el comportamiento de la carga del sistema podría desviarnos, obligadamente hacia uno de los dos tipos de bombas, basándonos en su curva característica, como se verá en la sección 1.2.10.3.

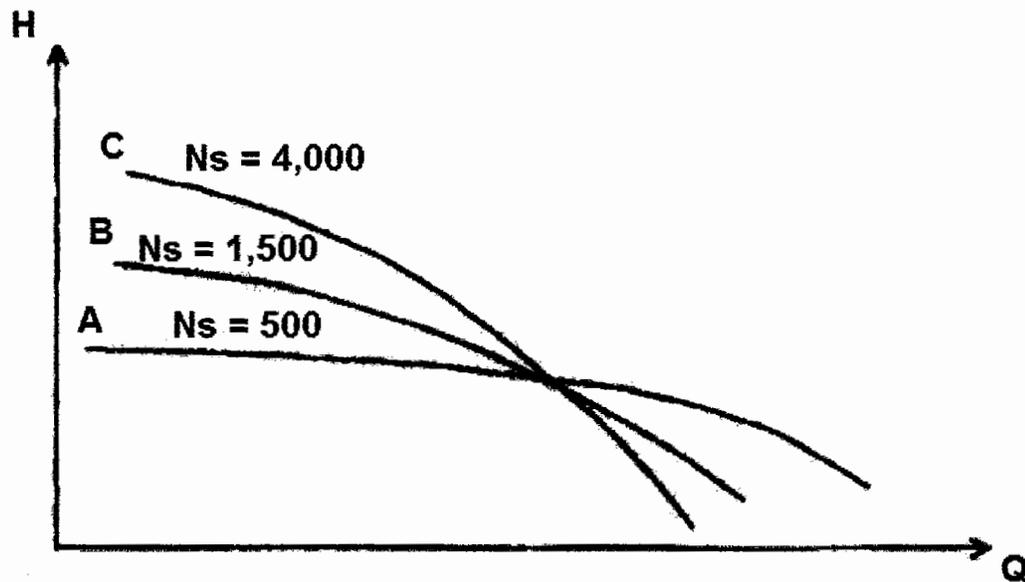
### **1.2.10.2. Velocidad de operación**

Teóricamente, la velocidad de operación es arbitraria, y las leyes de afinidad son una herramienta eficaz en la solución de cualquier problema. No obstante, en la práctica, con los arrancadores convencionales para los motores eléctricos de inducción las velocidades de operación están restringidas a un número finito de posibilidades (ligeramente inferiores a 1,800 rpm, en cuatro polos; o a 3,600 rpm, en dos polos, ambos casos a 60 HZ). En algunas aplicaciones, particularmente para pozo profundo, al carecer entre la gama de bombas ofrecidas por los distintos fabricantes, una que satisfaga las condiciones de carga y capacidad especificadas, a las velocidades establecidas por los motores eléctricos, es frecuente utilizar un cabezal con relación de engranajes para obtener la velocidad adecuada de la bomba, basándose en las leyes de afinidad, y satisfacer así los requerimientos. Con el control de la velocidad del motor es posible obtener la velocidad deseada de la bomba, sin necesidad del complicado mecanismo del cabezal con relación de engranajes.

### **1.2.10.3. Curva característica**

La curva característica carga-capacidad de una bomba, en términos de su velocidad específica  $N_s$  (sección 1.2.3.2), hace que tenga ciertas particularidades que la hace mas o menos apropiada, según las necesidades del bombeo. La figura 38 muestra tres curvas Q-H de tres diferentes velocidades específicas. La curva A, de baja velocidad específica y flujo radial (tipo centrífuga horizontal), manifiesta gran variación de caudal para pequeñas variaciones de presión. La curva C de mediana velocidad específica y flujo mixto (tipo para pozo profundo), contrariamente, presenta pequeñas variaciones de caudal para grandes variaciones de cabeza o presión.

Figura 38. **Curvas carga-capacidad de tres bombas centrífugas de diferente velocidad específica.**



Fuente: elaboración propia.

#### 1.2.10.4. Materiales de la bomba

En cuanto al material de fabricación de la bomba (hierro, acero, bronce, etc.), su conveniencia o necesidad de elección con respecto al costo, depende de las características físicas y químicas del fluido que se va a bombear. Si el agua contiene arena en suspensión, para proteger la máquina se debe elegir una bomba de acero inoxidable, por ejemplo. Por supuesto la elección final será el resultado del estudio del costo, ventajas y desventajas de las opciones viables.

### **1.2.11. Controles de operación y de protección de la bomba centrífuga**

Tal como hemos visto con anterioridad, la bomba debe ser protegida contra las siguientes situaciones:

- Bajo nivel del pozo o manantial.
- Alto o bajo caudal de bombeo.
- Alta presión de carga.
- Golpe de ariete.

Las cuatro situaciones pueden controlarse convenientemente, controlando el arranque, la operación continua, y suspensión del bombeo a velocidades controladas de la bomba; es decir, gobernando al motor en función de parámetros hidráulicos. Por tanto, los elementos y forma de operar de los controles para conseguir las protecciones indicadas, serán discutidos en capítulos posteriores.

## **2. MOTORES ELÉCTRICOS USADOS EN SISTEMAS DE BOMBEO**

### **2.1. Descripción del motor**

El motor eléctrico usado frecuentemente en sistemas de bombeo y que es el caso que nos ocupa, es un motor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla clase B.

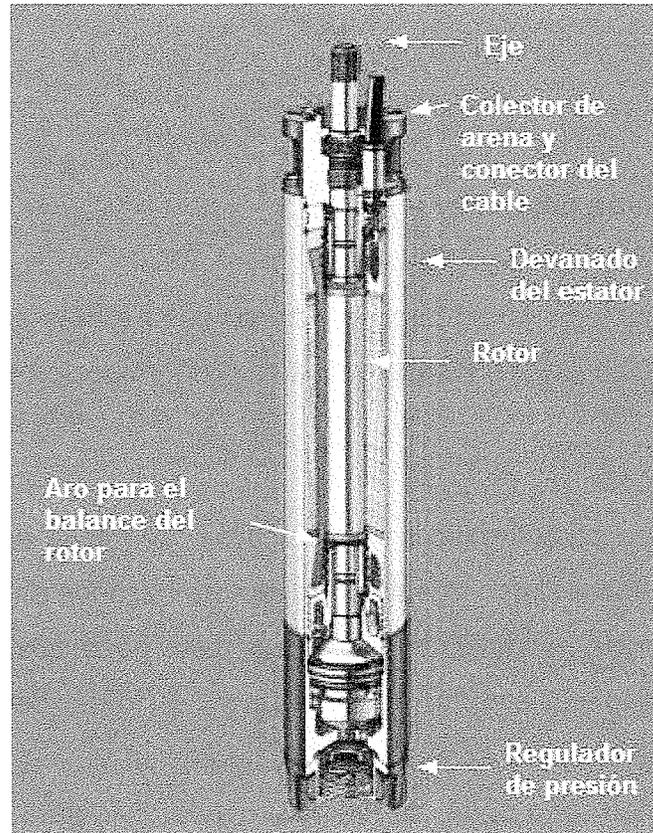
En cuanto a características constructivas, según la aplicación, tal como hemos mencionado, existen tres tipos de motores usados en bombas: (1) motor horizontal, (2) motor vertical de superficie para pozo profundo, y (3) motor sumergible. El aspecto exterior de cada uno y la forma de acoplarse con las correspondientes bombas, se ilustra en las figuras 12 y 13. La figura 39 muestra el corte, mostrando cada parte, de un motor sumergible para pozo profundo.

### **2.2. Algunas características de aplicación y mantenimiento.**

#### **2.2.1. Factor de servicio**

El tiempo de vida que se puede esperar de un motor está relacionado con la temperatura de servicio, pues, la degradación del aislamiento de los devanados es función de ambos términos: temperatura y tiempo. Las diferentes clases de aislamiento establecidas por las diferentes normas internacionales determinan la temperatura de operación, y está la potencia máxima a la cual puede operar la máquina.

Figura 39. Partes de un motor sumergible.



Fuente: Hitachi. Submersible motors. **Service manual & performance characteristics**

Para una determinada clase de aislamiento generalmente el fabricante especifica un incremento de temperatura máxima inferior a la temperatura segura admisible, teniendo así un margen de seguridad. Esta menor temperatura se compensa atribuyendo al motor un factor de servicio, generalmente del 1.15 (a temperatura ambiente normal) cuando trabaja a su tensión nominal. Multiplicando la potencia nominal por éste factor, obtendremos la potencia efectiva que puede suministrar la máquina en servicio continuo si las condiciones son las adecuadas.

Tabla V. **Influencia de la velocidad del agua y de la temperatura en el factor de servicio de un motor sumergible.**

Velocidad del agua	Factor de servicio		
	Temperatura ambiente		
	25 °C	35°C	45°C
0.3	1.1	0.83	0.58
0.5	1.15	0.87	0.61
0.75	1.2	0.91	0.64
1	1.25	0.94	0.66
1.5	1.3	0.98	0.69
2	1.35	1.02	0.72
3	1.4	1.05	0.74
4	1.44	1.08	0.76
5	1.47	1.11	0.78
6	1.5	1.13	0.8
7	1.5	1.15	0.82
8	1.5	1.17	0.83
9	1.5	1.18	0.84
10	1.5	1.19	0.85

Fuente: Hitachi. Submersible motors. **Servicie manual & performance characteristics**

La temperatura ambiente y la forma de enfriamiento (normal o forzada) influyen sobre la temperatura del aislamiento, y por tanto, sobre la potencia máxima a la cual el motor podrá operar en forma segura. Por ejemplo, en el caso de los motores sumergibles, la tabla V lista una serie de valores del factor de servicio para diferentes velocidades del agua que lo enfría y a tres valores distintos de temperatura de dicha agua.

### 2.2.2. Indicación de la resistencia de aislamiento

El aislamiento además de envejecer con el tiempo y la temperatura, envejece también por otros factores tales como exposición a la humedad y a agentes corrosivos, vibraciones, mal manejo del equipo, etc. El nivel de aislamiento de los motores nos da indicación de cuanta vida le queda en operación.

Cuando hablamos de la condición de aislamiento nos referimos a la resistencia que existe entre este a tierra, esta resistencia indica que tan limpio o sano esta un aislamiento. Es fácil diagnosticar una falla en el aislamiento de un motor, utilizar un megger es un buen inicio para probar el aislamiento eléctrico. El megger es un instrumento que sirve para medir la resistencia de un aislamiento de cables, motores o transformadores, el megger esta formado por un generador de tensión en corriente continua en varias escalas, la tensión que aplicarás para medir el nivel de aislamiento para equipos nuevos es el doble de la tensión de servicio, en equipos usados será el mismo nivel de tensión en corriente continua, el valor de resistencia en mega-ohmios se tomará después de un minuto de aplicada la tensión en corriente continua, según la norma IEEE.

La medición del nivel de aislamiento entre todos los conductores y tierra a períodos razonables, incluso antes del primer arranque, es una práctica importante del mantenimiento de los motores en los equipos de bombeo, pues nos será de utilidad para programar la adquisición de cables y motores, con antelación a alguna falla y poder asegurar el suministro de agua a la localidad lo mas frecuente posible.

El caso crítico ocurre, por supuesto, en los motores sumergibles, ya que tanto el motor como gran parte del cable se encuentran sumergidos en el agua. Aunque sus diseños, es para tal circunstancias, el manejo del equipo durante su instalación, podría ocasionarle lastimaduras al cable; o bien, la eventual presencia de químicos no esperados en solución en el agua, podría acelerar el deterioro del aislamiento del cable.

La tabla VI ilustra los valores de resistencia de aislamiento entre los conductores de alimentación y tierra y la correspondiente condición del motor y conductores para los motores sumergibles, esta prueba se realiza a una tensión en corriente continua de 1000 V.

**Tabla VI. Valores de resistencia entre todos los conductores y tierra y la correspondiente condición, para motores sumergibles marca Franklin**

Condición del motor y los conductores	Megahomaje
Un motor nuevo (sin cable de bajada).	20.0 o mas
Un motor usado que puede reinstalarse en el pozo	10.0 o mas
Motor en el Pozo: las indicaciones de resistencia son para el cable de bajada mas el motor	
Un motor nuevo en el pozo	2.0 o mas
Un motor en el pozo en condición bastante buena	0.5 a 2.0
Un motor que puede haber sido dañado por un rayo o con conductores dañados. No extraer la bomba por esta razón.	0.02 a 0.05
Un motor que definitivamente ha sido dañado o con cable dañado. Extraer la bomba y hacer las reparaciones al cable o reemplazar el motor. El motor no fallara por esta única razón, pero probablemente no funcionara por mucho tiempo.	0.01 a 0.02
Un motor que ha fallado o con aislamiento del cable completamente destruido. Extraer la bomba y reparar el cable o reemplazar el motor.	0 a 0.01

Fuente: Franklin Electric. Motores sumergibles. **Manual de aplicación, instalación y mantenimiento.** Pág. 18

### **2.2.3. Resistencia de los devanados del motor y de los cables de alimentación**

Se expondrá el caso del motor sumergible, por ser el más crítico. El deterioro del aislamiento también puede ocasionar cortocircuito en las espiras del devanado del motor, o entre las líneas de alimentación del motor. La tabla VII muestra los rangos normales de resistencia medidas directamente desde los terminales del motor (sin cable de alimentación) para una serie de diferentes potencias de motores sumergibles.

El significado de la medición con respecto a la tabla VII es el siguiente:

1. Si todos los ohmiajes están normales los devanados del motor están en buenas condiciones.
2. Si un ohmiaje es inferior al normal, el motor está cortocircuitado.
3. Si un ohmiaje es superior al normal, el devanado o cable está abierto, o bien hay alguna junta o conexión mala en el cable.

**Tabla VII. Valores normales de resistencia en ohmios, de diferentes devanados de motores eléctricos sumergibles marca Franklin.**

Prefijo del modelo del motor	HP	Resistencia línea a línea
2366536	15	0.22 a 0.27
2366546	20	0.14 a 0.17
2366556	25	0.11 a 0.14
2366566	30	0.10 a 0.12
2366176	40	0.32 a 0.40
2391026	60	0.150 a 0.166

Fuente: Franklin Electric. Motores sumergibles. **Manual de aplicación, instalación y mantenimiento.** Pág. 3

Al estar el equipo instalado la lectura de resistencia entre conductores corresponderá a la del cable total de bajada más la del devanado del motor. El valor de la resistencia total de bajada será función del largo, conductividad (cobre o aluminio) y el área del mismo. El significado de esta medición es similar al anterior caso.

## **2.3. Características de funcionamiento del motor trifásico de inducción**

### **2.3.1. Velocidad y par**

Al ser alimentado el devanado del estator con corriente trifásica equilibrada se creará en el entrehierro un campo magnético giratorio cuya velocidad síncrona es:

$$n_s = \frac{120f}{p} \text{ (rpm)} \quad (2-1)$$

Donde:  $n_s$ : es la velocidad síncrona en rpm;  $f$ : es la frecuencia de la corriente aplicada en Hertzio; y  $p$ : el número de polos.

El rotor del motor girará a una velocidad  $n_o$  inferior a la de sincronismo, dependiendo del par de carga; es decir tendrá un deslizamiento ( $s$ ):

$$s = \frac{n_s - n_o}{n_s} \text{ (\%)} \quad (2-2)$$

En la figura 33 se muestra la curva típica par-velocidad a frecuencia y voltaje nominales de un motor de inducción.

### **2.3.2. Funcionamiento del motor a frecuencia constante**

Si la frecuencia de la corriente de alimentación se mantiene constante, las características de corriente, factor de potencia, eficiencia, corriente de arranque y torque máximo, se verán afectados por variaciones de voltaje, típicamente en la forma mostrada en la figura 40. La figura 41 muestra las curvas características de velocidad, eficiencia, factor de potencia, corriente, potencia de entrada y de salida, de un motor trifásico de inducción sumergible marcha Hitachi de 60 HP.

Figura 40. Influencia de la variación del voltaje sobre las características del motor de inducción, manteniendo la frecuencia constante.

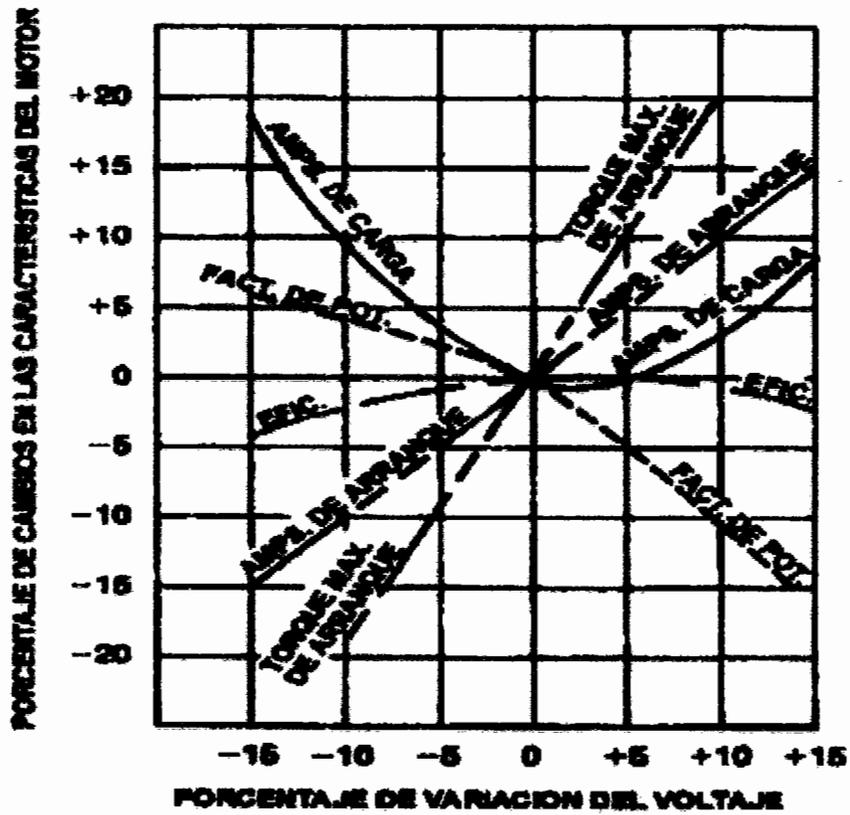
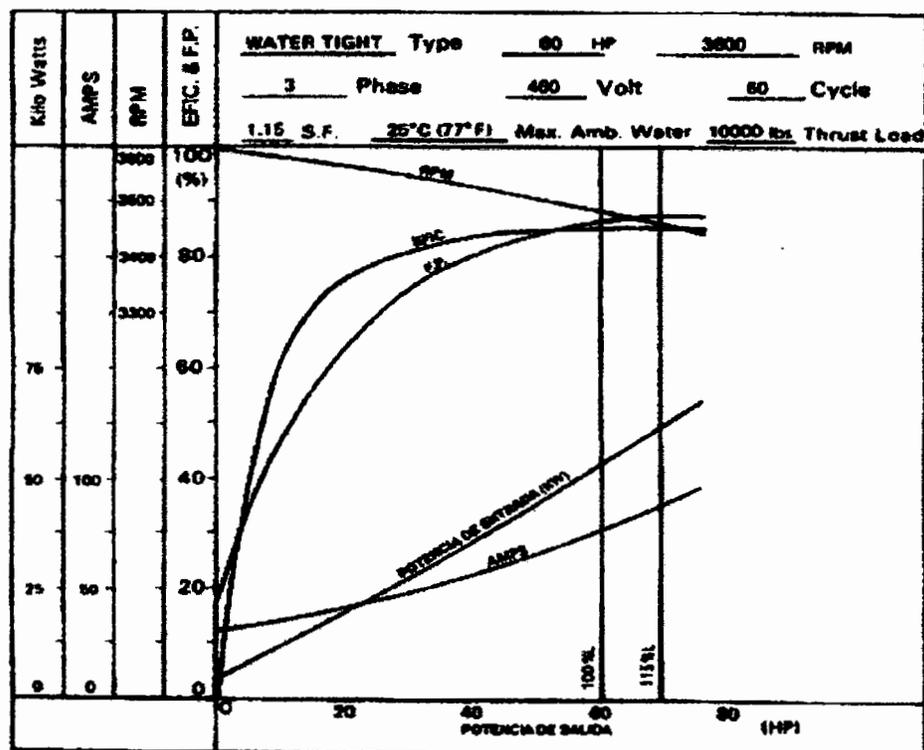


Figura 41. Características de funcionamiento de un motor trifásico de inducción sumergible marca Hitachi.



Fuente: Hitachi. Submersible motors. Service manual & performance characteristics

### 2.3.3. Regulación de la velocidad del motor de inducción

La velocidad del motor de inducción puede variarse: (a) modificando el deslizamiento, o bien, (b) modificando la velocidad síncrona.

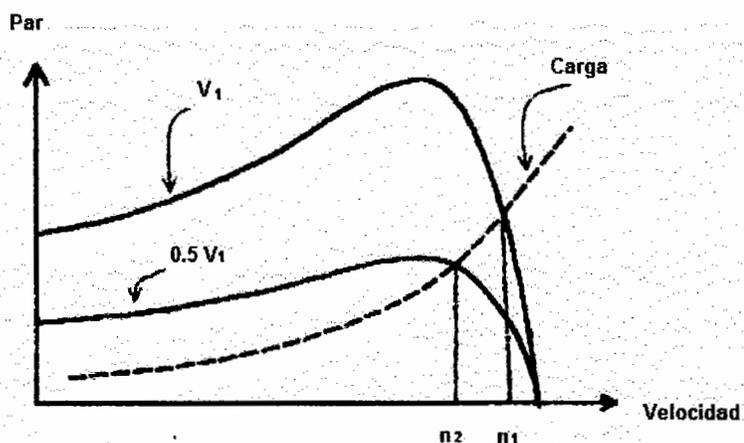
La modificación del deslizamiento en un motor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla es posible únicamente regulando la tensión en bornes. La variación de la velocidad síncrona es posible cambiando el número de polos, o bien, cambiando la frecuencia de la corriente de alimentación.

Esta última opción es la más factible en motores grandes, pues, el cambio del número de polos resulta demasiado caro y complicado.

- Regulación de la tensión en bornes. El par interno desarrollado por un motor de inducción es proporcional al cuadrado de la tensión aplicada a sus terminales, tal como se ilustra en la figura 42. Si el par de carga tiene la característica mostrada con la línea de trazos, la velocidad bajará de  $n_1$  a  $n_2$ , es decir, aumentara el deslizamiento del rotor. Este procedimiento es frecuente en pequeños motores accionando ventiladores. En el caso de las bombas el par de carga generalmente no merma considerablemente la baja la velocidad de la bomba, dependiendo de la curva del sistema hidráulico. Por eso, tal como se mostró en la figura 40, al bajar la corriente aumenta dependiendo del porcentaje de voltaje disminuido en términos del deslizamiento requerido. Al permanecer esta situación por tiempo relativamente prolongado, el aislamiento del devanado del motor podría sobrecalentarse y sufrir un daño serio.

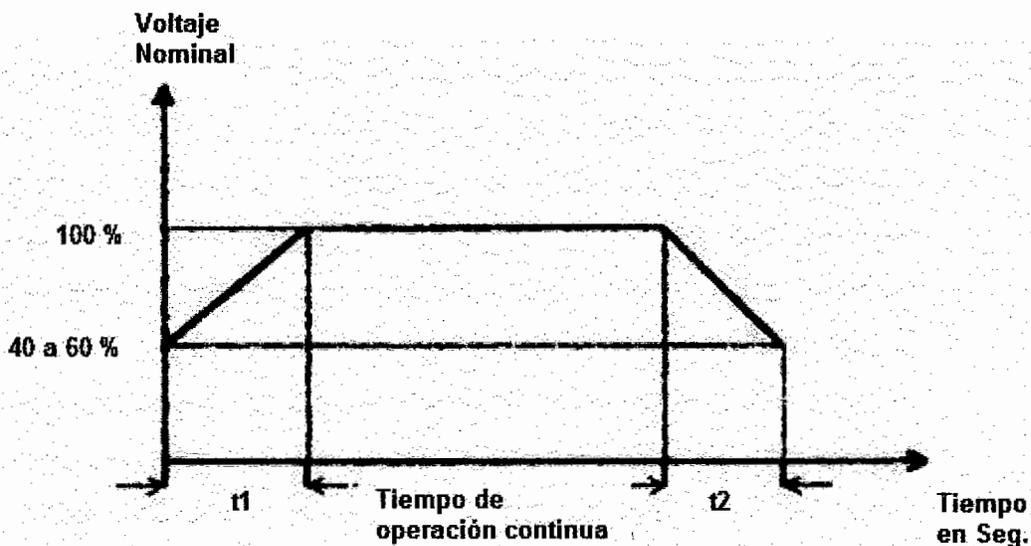
Para que la regulación del voltaje como medio de la modificación de la velocidad en motores de inducción grandes, fuera posible en períodos de tiempo prolongados, se requeriría que el diseño del motor fuera lo suficientemente robusto, lo cual resulta impráctico. Añadamos que desde el punto de vista energético, un motor de inducción disminuye su rendimiento al aumentar su deslizamiento, pues, con esto aumenta las pérdidas en el entrehierro. De modo que el porcentaje de derroche de energía es mayor al bajar la velocidad, por éste método.

Figura 42. Variador del par, y por tanto del deslizamiento, regulando la tensión en bornes en un motor de inducción



Fuente: Fitzgerald, A. E. y otros. Teoría y análisis de máquinas eléctricas. Pág. 347

Figura 43. Curva de regulación del voltaje en un motor de inducción para regular la velocidad durante el arranque y paro del bombeo.



Fuente: Allen-Bradley. Polyphase induction motors. Publication. TR-322.1. Pág. 21

Por lo anterior, el control de la velocidad del motor de inducción en bombas por regulación de la tensión en bornes, se reserva únicamente para el inicio y suspensión del bombeo. Regulando el voltaje en la forma mostrada en la figura 43, en la que el porcentaje de voltaje nominal inicial de arranque depende del par de carga inicial necesario para que el motor pueda acelerar hasta la condición de operación normal.

Está forma de regulación de voltaje es posible obtenerla por medio de arrancadores de estado sólido. Los tiempos  $t_1$  y  $t_2$ , de las rampas de arranque y paro son bastante cortos (4 a 10 segundos) por los motivos ya mencionados.

Con está forma de velocidad controlada del motor, además de disminuir la corriente de arranque, disminuye un poco el problema del golpe de ariete durante el arranque y paro (sección 1.2.8.3), aunque se sigue presentando en menor magnitud. Durante el arranque, especialmente en las turbinas verticales, debido a que el tiempo de llenado de la columna es mayor que el tiempo  $t_1$  (figura 43) del ascenso del voltaje en rampa, lo que ocasiona que el motor desarrolle relativamente rápido toda su velocidad y la bomba un alto caudal dependiendo de las condiciones hidráulicas iniciales (baja carga estática, por ejemplo), antes de que el fluido haya sido obligado a curvar su dirección a través del cabezal de descarga. Durante el paro del bombeo, el golpe de ariete se presenta todavía solo un poco, debido a que el tiempo  $t_2$ , de descenso de la rampa de voltaje, es relativamente corto. De modo que la velocidad del fluido bombeado disminuirá sin producir golpe de ariete solo durante el tiempo  $t_2$ .

Puesto que al finalizar éste, el motor es desenergizado, el fluido bombeado, cuya velocidad aún es considerable, ya que tiende a disminuir bruscamente hasta cero, produciendo aún un golpe de ariete.

En la práctica, el intento de ampliar el tiempo de las rampas de voltaje arranque y paro, o bien, disminuir el voltaje de inicio y corte, con el objeto de lograr un arranque y paro más suaves y disminuir aún más el golpe de ariete, ocasiona el disparo de las protecciones de bajo voltaje o de sobrecorriente del motor, como es de esperar.

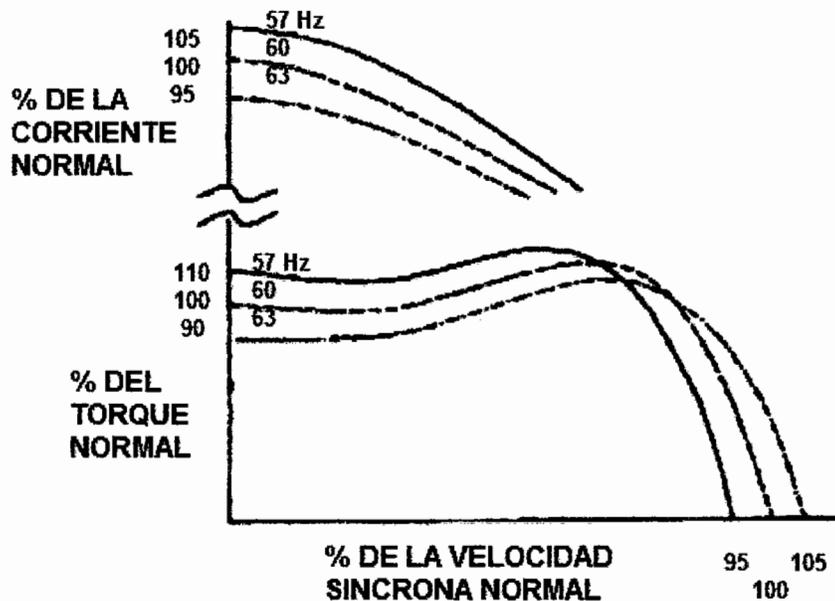
La operación del motor de inducción en amplios rangos de frecuencia variable generalmente va acompañado con cambios de voltaje, tal como se discute a continuación.

#### **2.3.4. Operación del motor a frecuencia variable**

Si el voltaje de alimentación se mantiene constante, normalmente los motores de inducción son manufacturados para tolerar variaciones de frecuencia de alrededor de  $\pm 5\%$ . Esto tiene el efecto mostrado en la figura 44, en la curva par-velocidad del motor, y en la corriente del motor.

Cuando se desee operar un motor de inducción en un amplio rango de frecuencias, con el objeto de regular la velocidad síncrona, se deben tomar las siguientes consideraciones.

Figura 44. Efecto de la variación de la frecuencia manteniendo constante el voltaje



Fuente: Allen-Bradley. Polyphase induction motors. Publication TR-322.1. Pág. 21

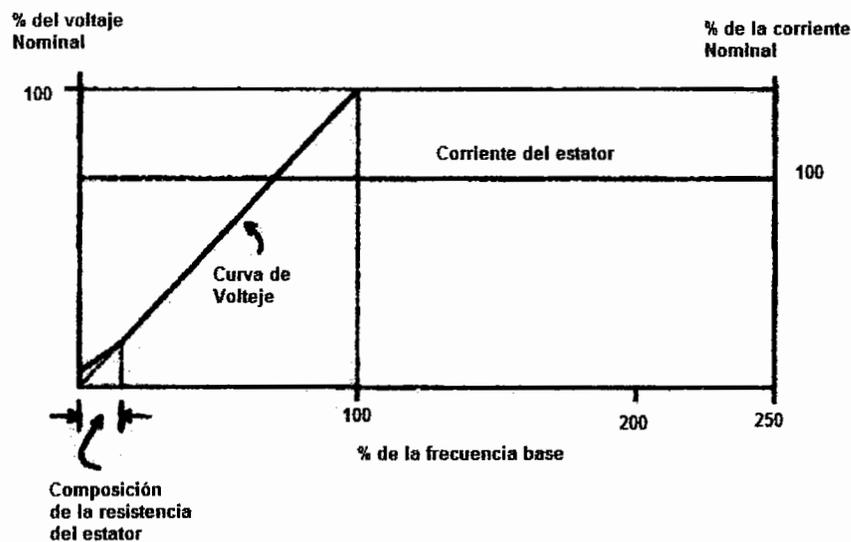
### 2.3.4.1. Operación del motor por debajo de la frecuencia base

El circuito equivalente de un motor de inducción (no mostrado), está constituido por resistencias y reactancias inductivas. Generalmente, a frecuencias arriba de alrededor de los 15 Hz las resistencias inductivas dominan sobre las resistencias. Esto ocasiona que de forma aproximada,

$$I \approx \frac{V}{f} \text{ (A)} \quad (2-3)$$

De modo que a frecuencias por debajo de la frecuencia base (60 Hz, en nuestro medio), y arriba de los 15 Hz, la corriente aumentará si el voltaje permaneciera constante (igual al nominal). Por eso, por debajo de la frecuencia base es necesario que la razón voltaje/frecuencia permanezca constante, haciendo que la corriente y flujo en el entrehierro permanezcan constantes. Puesto que el par es proporcional al flujo en el entrehierro, a frecuencias por debajo de la frecuencia base el motor podrá operar a torque constante. La figura 45 muestra las relaciones de voltaje y corriente al variar la frecuencia.

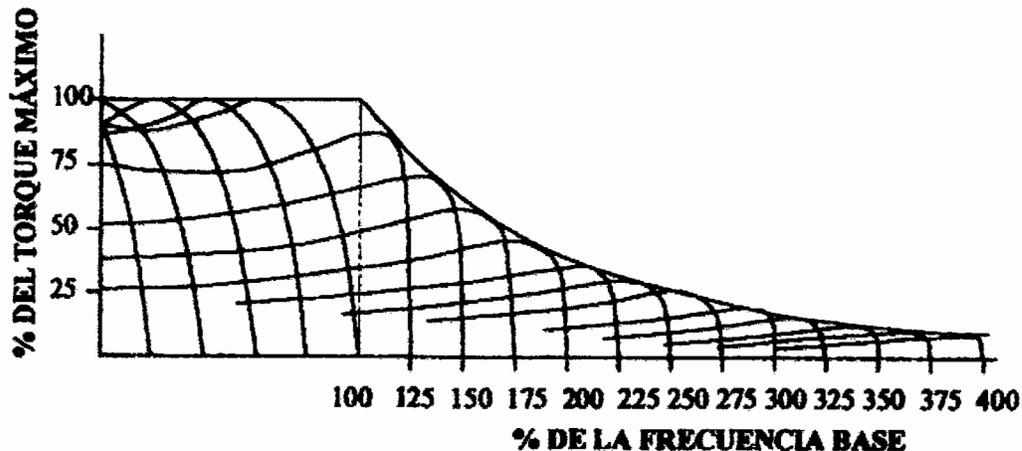
Figura 45. **Relación voltaje y corriente del estator vs. Frecuencia**



Fuente: Kenneth McNaughton, **selección, uso y mantenimiento de bombas**. Pág. 305

En frecuencias inferiores de alrededor de los 15 Hz, como es de esperar las resistencias dominan sobre las reactancias. Esto hace que al mantenerse la razón voltaje/frecuencia constante, el par decrezca, y por eso es necesario aplicar un voltaje adicional para compensar éste efecto, y lograr así que el par permanezca constante (figura 45). La figura 46 muestra la forma de las curvas par-velocidad del motor para un amplio rango de frecuencias.

Figura 46. Comportamiento del par para un amplio rango de frecuencias



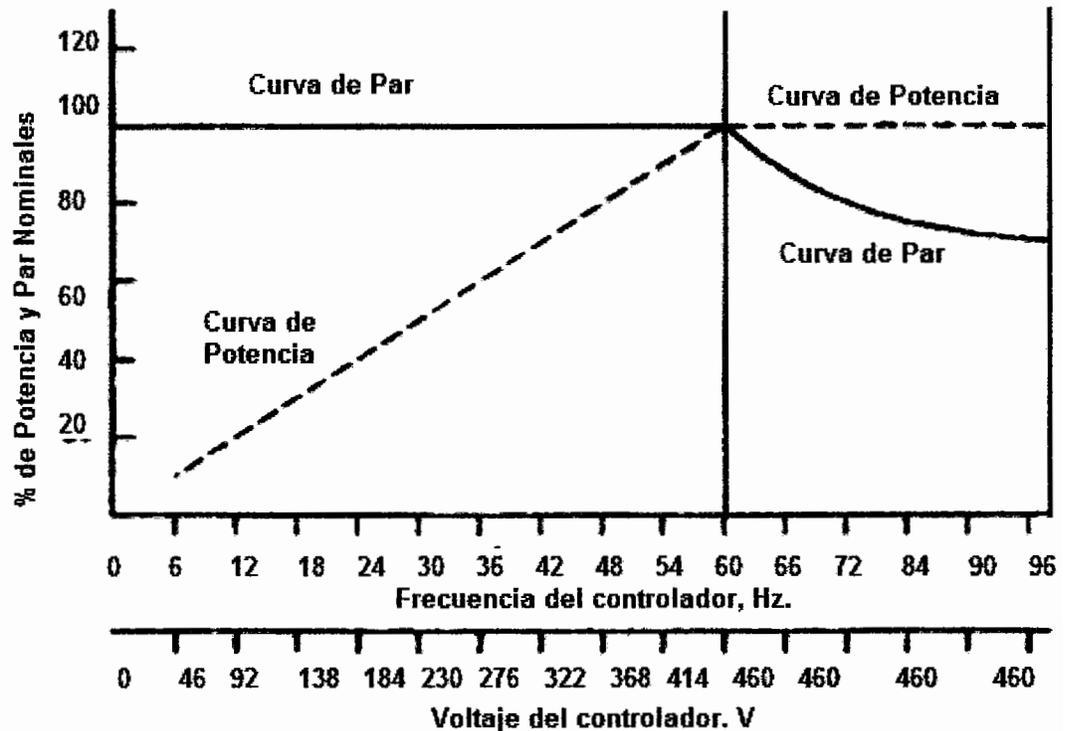
Fuente: Allen-Bradley. Polyphase induction motors. Publication TR-322.1. Pág. 26

#### 2.3.4.2. Operación del motor por encima de la frecuencia base

A la frecuencia base se llega al voltaje nominal del motor. Por eso a frecuencias por encima de la frecuencia base el voltaje se mantiene constante, lo que ocasiona que al aumentar la frecuencia la razón voltaje/frecuencia disminuya, ocasionando que el torque se reduzca (figura 46), y el motor solo puede entregar potencia constante.

Por su parte, la figura 47 muestra las relaciones de potencia y par típicas para un rango de frecuencia desde 6 hasta 96 Hz, y el correspondiente voltaje que debe entregar el variador de frecuencia.

Figura 47. La relación voltaje frecuencia del controlador gobierna las características par y potencia del motor.



Fuente: Kenneth McNaughton, selección, uso y mantenimiento de bombas. Pág. 305

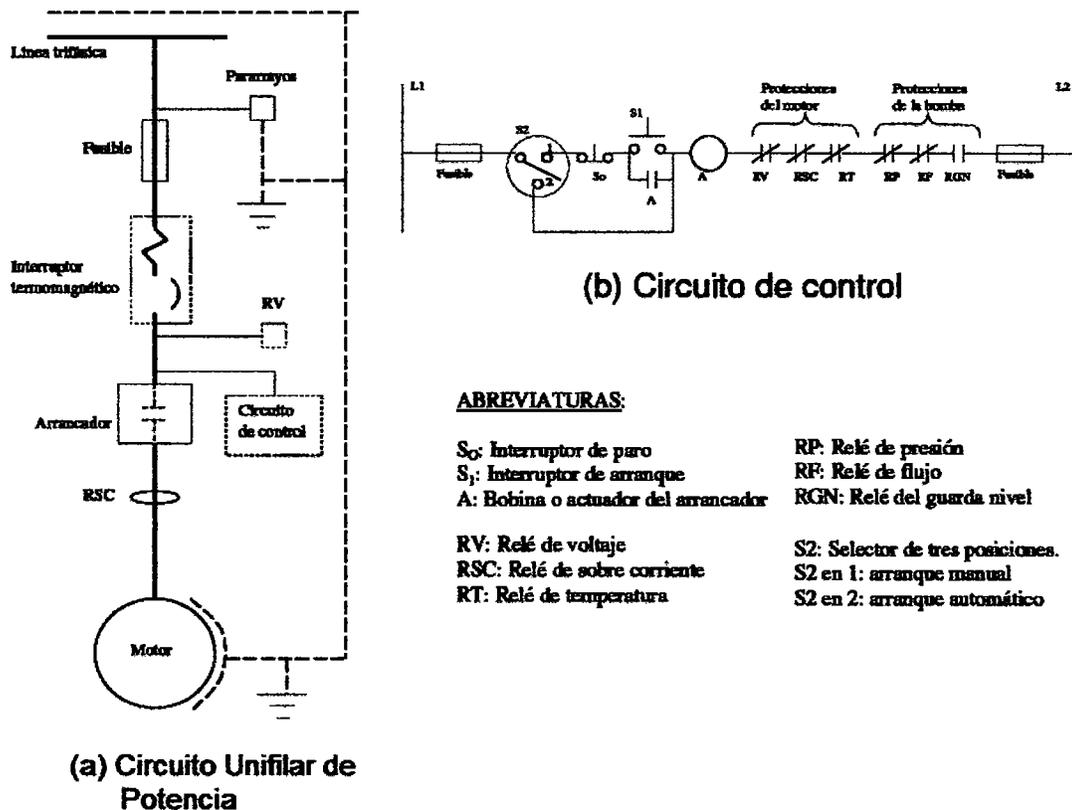
Al aumentar la velocidad de una bomba centrífuga está demanda mayor potencia, si el punto de operación permanece lo mas cerca posible de la curva de mayor eficiencia, como debe de ser. Puesto que el motor arriba de la frecuencia base solo puede entregar potencia constante, debido al decremento del par, para operar una bomba centrífuga más allá de la velocidad base, y cerca del punto de mejor eficiencia, se requerirá un motor mas robusto. A esto añadamos que al aumentar la velocidad de la bomba, se incrementan los problemas por cavitación y por desgaste. Este último problema también aumentara en el motor al aumentar la velocidad del mismo. Con estos argumentos concluimos que lo conveniente es operar al motor y bomba, por debajo de la velocidad base.

## 2.4. Gobierno del motor de inducción

### 2.4.1. Controles y protecciones eléctricas de la bomba y motor

El gobierno eléctrico de un motor se divide fundamentalmente en dos circuitos: circuito de fuerza o potencia y circuito de mando o de control. Puesto que la operación de la bomba depende del impulsor del motor, la bomba es controlada y protegida gobernando al motor.

Figura 48. Diagrama elemental para el control de un motor, en un sistema de bombeo.



Fuente: Igor J. Karassik. **Bombas Centrifugas**. Pág. 2-172

Los elementos que a continuación se describen, son los fundamentales para el control y protección adecuados del motor y bomba. Los hay electromecánicos y electrónicos, no entraremos en detalles. La figura 48 muestra los circuitos fundamentales de fuerza y de control para el gobierno de un motor de inducción, que impulsa una bomba.

#### **2.4.1.1. Controles y protecciones para el motor**

- Arrancador: provee o corta directamente el suministro de energía eléctrica del motor, por acción directa de un operador externo, o por acción de algún relevador de protección. Es el alma del circuito de potencia.
- Relevador de sobre corriente: su objetivo es proteger contra sobrecargas de corriente del motor. Actualmente, algunos protegen también contra baja carga del motor.
- Relevador de voltaje: protege al motor contra bajo o alto voltaje, desbalance excesivo entre líneas, y pérdida de una fase.
- Interruptor termomagnético: protege contra corrientes de sobre carga mayores que el relevador de corriente, incluso contra cortocircuitos. Esto es, protege al arrancador.
- Fusibles de potencia: estos elementos protegen contra cortocircuitos mayores que el caso anterior. Es decir, protege al interruptor termomagnético.

- Relevador de temperatura: su función es proteger al motor (incluso a algunos sumergibles), contra el exceso de temperatura.
- Pararrayos: su objetivo es proteger al motor contra la inducción de voltajes provenientes de descargas electroatmosféricas. El rayo busca por naturaleza el camino de mayor conductividad hacia la tierra, y un profundo estrato de agua en el subsuelo puede ser un buen camino.

De manera que la conexión de la tierra del pararrayos, en el caso de los motores sumergibles, debe tener especial cuidado, para evitar los efectos perniciosos del rayo, los cuales generalmente no se dejan ver de inmediato.

#### **2.4.1.2. Protección para la bomba**

Puesto que su función es asegurar que la bomba trabaje en condiciones apropiadas, los siguientes elementos tienen retroalimentación directa hacia el circuito de control del motor.

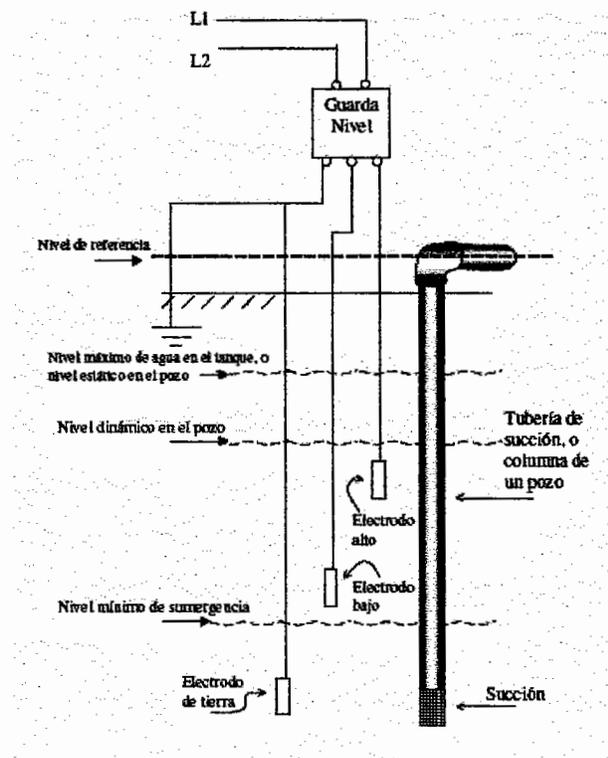
- Guardanivel

Su función es asegurar que la bomba no trabaje debajo de la sumergencia mínima requerida, o peor aún, que trabaje en seco, (véase la sección 1.2.7.2). Con referencia a la figura 49, la operación del guardanivel, en esencia, es la siguiente: después de un buen tiempo de estar suspendido el bombeo, el nivel del agua estará arriba del electrodo alto. Esto hace que la conductividad del agua (por los minerales en suspensión) “cortocircuite” los electrodos, los cuales accionaran un relevador en el guardanivel, cuya incorporación en el circuito de control del motor, permitirá que la bomba pueda ponerse en marcha.

Al estar bombeando, el caudal extraído al tanque o pozo, hará que el nivel del agua descienda. Si por alguna circunstancia, el descenso del agua continua, y se descubre el electrodo alto, pero el nivel del agua aún está arriba del electrodo bajo, la corriente en el agua seguirá fluyendo a través de los electrodos bajo y de tierra, y la operación del motor continuará y, por tanto, el bombeo también.

Si el abatimiento del nivel de la fuente de agua continua, a tal punto que se descubre el electrodo bajo (cuya altura es ligeramente superior al nivel mínimo de sumergencia requerido por la bomba a un caudal dado), la corriente ya no podrá fluir por el agua, y el relevador del guardanivel ordenará la suspensión de la operación del motor y, por tanto, del bombeo.

Figura 49. Diagrama de conexión básico de un guardanivel



Fuente: Igor J. Karassik. **Bombas Centrifugas**. Pág. 2-175

Con la suspensión del bombeo, la fuente de agua inicia su recuperación. Si el panel de control del motor está en el modo de re arranque automático, el bombeo iniciará nuevamente al recuperarse la fuente a un cierto nivel. Si durante la recuperación, el agua cubre al electrodo bajo, pero aún no al electrodo alto, el bombeo aún no inicia, sino hasta que el agua cubra también al electrodo alto. Al reiniciar el bombeo, dependiendo de las circunstancias hidráulicas, el ciclo de abatimiento podría repetirse.

Esta forma de operación del guardanivel, en pozos cuyo envejecimiento ocasiona abatimientos frecuentes, evita los re arranques del motor en tiempos muy cortos, que tanto daño le hacen. Es conveniente tener especial cuidado en la identificación de los electrodos, especialmente en los pozos profundos; pues, en muchos casos los re arranques intermitentes repetidos del motor son ocasionados por una mala identificación de los electrodos, y no por abatimientos frecuentes.

- Relevador o transductor de presión

Su función es controlar que la bomba trabaje dentro de un rango de baja y/o alta presión, por las circunstancias que ya hemos comentado. En la figura 48 se muestra en el circuito de control del motor, un relevador de presión, cuyo actuador (no mostrado), generalmente consiste en un interruptor de presión conectado a la línea de descarga de la bomba. Este interruptor de presión es frecuente en el suministro de agua a domicilios o a un número pequeño de consumidores, a través de un sistema hidroneumático. Para el caso que nos ocupa, las instalaciones de dicho interruptor, cuando la bomba descarga hacia un sistema de fricción variable puede evitar que la bomba trabaje a alta presión.

Por supuesto, para éste caso, con el objeto de evitar los re arranques intermitentes, se debe incluir en el circuito de control del motor un sistema de retardo para cada re arranque del motor cuya suspensión previa haya sido por alta presión.

Por la finalidad de estos apuntes, se sugiere un transductor de presión, con cuya conversión en el voltaje o corriente y retroalimentada al circuito de control del motor, es posible regular la velocidad de la bomba y por tanto la presión de bombeo.

- Relevador o transductor de flujo

Su función es controlar que la bomba trabaje dentro de un rango de bajo y/o alto caudal. El relevador de flujo mostrado en la figura 48, en realidad no es común en los sistemas de bombeo. Sin embargo, la instalación de un interruptor de flujo en la descarga de una bomba, cuyo bombeo es hacia un tanque elevado (es decir carga hidráulica constante), puede ser de utilidad cuando se presenta una fuga ocasionada por una ruptura en la línea, en puntos cercanos de la bomba (recordemos que el efecto de esto, es ocasionar un alto caudal de bombeo). Por supuesto, para evitar los re arranques intermitentes, se deben tomar las consideraciones de retardo de tiempo, similares al caso anterior.

Igualmente al caso anterior, se sugiere un transductor de flujo, con cuya conversión en voltaje o corriente y retroalimentada al circuito de control del motor, es posible regular la velocidad de la bomba y por tanto el flujo bombeado.

#### **2.4.2. Arrancadores para regular la velocidad del motor de inducción**

Los arrancadores convencionales (electromecánicos), han y siguen cumpliendo una función importante para el arranque de los motores de inducción, cuya velocidad en régimen permanente permanece fija. Los diferentes tipos de arrancadores a tensión reducida (estrella-delta, autotransformadores, etc.), satisfacen las necesidades para motores grandes, disminuyendo la corriente de arranque y logrando un arranque relativamente suave; pero, no son útiles cuando el énfasis es regular la velocidad del motor en régimen permanente, sin modificar el número de polos.

La aplicación de la electrónica en la relevación de potencia, ha permitido la sustitución de los arrancadores basados en relés por componentes semiconductores con notables ventajas. Esto ha dado origen a los arrancadores de estado sólido. Con estos es posible arrancar el motor (y suspender su operación) a frecuencia constante y con voltaje reducido en rampa, obteniendo una aceleración mas suave que con los arrancadores electromecánicos, tal como se describió con anterioridad. Sin embargo, con éste tipo de arrancador, hemos visto que, no es posible controlar la velocidad en motores grandes en régimen permanente.

Otro tipo de arrancador o controlador de estado sólido, con el cual si es posible controlar la velocidad del motor de inducción en régimen permanente, y que es el punto de nuestro interés, es el convertidor de frecuencia. Este será presentado en el capítulo siguiente.

## **3. EL CONVERTIDOR DE FRECUENCIA**

### **3.1. Descripción y características generales**

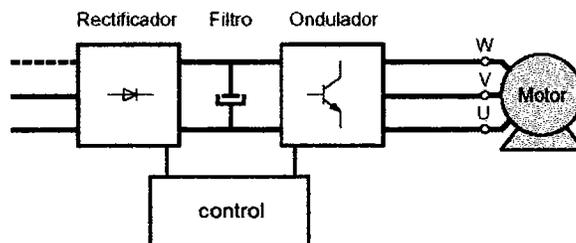
#### **3.1.1. Funcionamiento básico**

Un convertidor de frecuencia rectifica la tensión CA de alimentación en tensión CC, después de lo cual dicha tensión CC se convierte en CA con amplitud y frecuencia variables.

De éste modo, el motor recibe una tensión y frecuencia variables, lo que permite una regulación infinitamente variable de la velocidad en motores CA trifásicos estándar y en motores síncronos de magnetización permanente.

Los variadores son convertidores de energía encargados de modular la energía que recibe el motor. Otra definición sería, los convertidores de frecuencia son dispositivos electrónicos que permiten variar la velocidad y el par de los motores asíncronos trifásicos, convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión de red en magnitudes variables, tal como se describió en la sección 2.3.4. La figura 50 muestra un diagrama de bloques elemental de un convertidor de frecuencia.

Figura 50. Diagrama de bloques de un convertidor de frecuencia.



Fuente: Automation Danfoss Drives. La Guía de Diseño del FC 300 VLT. Pág. 19

Se utilizan estos equipos cuando las necesidades de la aplicación sean:

- Dominio de par y la velocidad
- Regulación sin golpes mecánicos
- Movimientos complejos
- Mecánica delicada

El control de los motores eléctricos mediante conjuntos de conmutación Todo o Nada es una solución bien adaptada para el accionamiento de una amplia gama de máquinas. No obstante, conlleva limitaciones que pueden resultar incómodas en ciertas aplicaciones.

Los problemas que surgen en el arranque de motores asíncronos utilizando accionamientos todo o nada convencionales son los siguientes:

- El pico de corriente en el arranque puede perturbar el funcionamiento de otros aparatos conectados a la red,
- Las sacudidas mecánicas que se producen durante los arranques y las paradas pueden ser inaceptables para la máquina así como para la seguridad y comodidad de los usuarios,
- Funcionamiento a velocidad constante.

Los convertidores de frecuencia electrónicos eliminan estos inconvenientes. Estos dispositivos son adecuados para motores de corriente alterna, garantizan la aceleración y deceleración progresivas y permiten adaptar la velocidad a las condiciones de explotación de forma muy precisa. Según la clase del motor.

### **3.1.2. Tipos básicos de convertidores de frecuencia**

#### **3.1.2.1. Rectificador controlado motor de corriente continua**

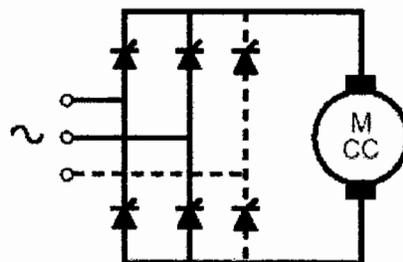
Proporciona, a partir de una red de corriente alterna monofásica o trifásica, una corriente continua con control del valor medio de la tensión. Los semiconductores de potencia constituyen un puente de Graetz, monofásico o trifásico (figura 51). El puente puede ser mixto (diodos/tiristores) o completo (sólo tiristores). Está última solución es la más frecuente porque permite un mejor factor de forma de la corriente suministrada.

El motor de corriente continua más utilizado tiene la excitación separada, salvo para pequeñas potencias, en las que suelen usarse frecuentemente motores de imán permanente. La utilización de éste tipo de variadores de velocidad se adapta bien a todas las aplicaciones. Los únicos límites vienen impuestos por el propio motor de corriente continua, en especial por la dificultad de conseguir velocidades elevadas y la necesidad de mantenimiento (sustitución de las escobillas).

Los motores de corriente continua y sus variadores asociados han sido las primeras soluciones industriales. Después de más de una década, su uso va en constante disminución en beneficio de los convertidores de frecuencia.

En efecto, el motor asíncrono es a la vez más robusto y más económico que un motor de corriente continua. Contrariamente a los motores de corriente continua, los asíncronos se han estandarizado con envoltente IP55, siendo por tanto prácticamente insensibles al entorno (goteo, polvo y ambientes peligrosos).

Figura 51. **Esquema de un rectificador controlado para motores de C.C.**



Fuente: Rashid, Muhamad H. **Electrónica de potencia, circuitos, dispositivos y aplicaciones.** Pág. 35

### 3.1.2.2. **Convertidores de frecuencia para motores de inducción**

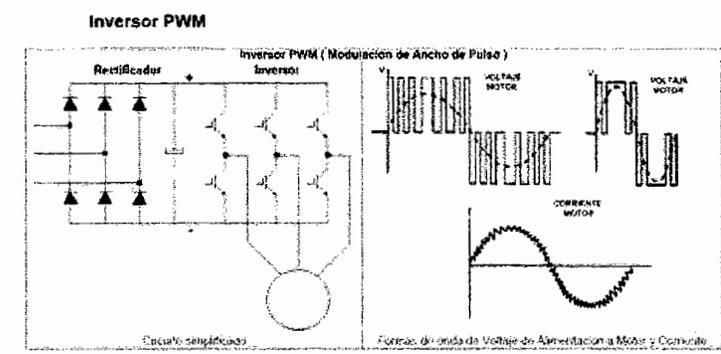
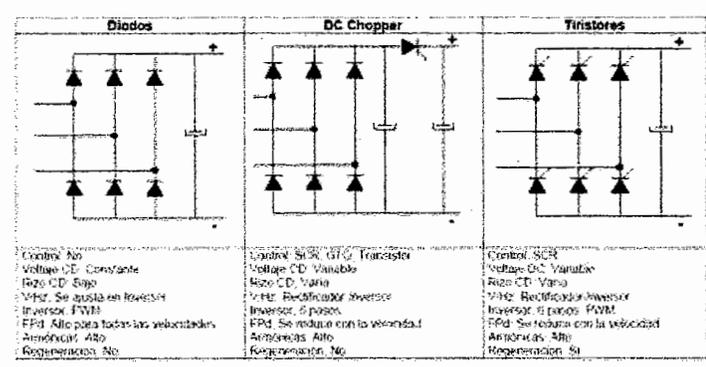
Hay tres tipos básicos de controladores de frecuencia ajustable hasta para 500 HP para motores de inducción. En cada uno se utiliza una técnica diferente para convertir la corriente alterna de la línea en corriente directa y, luego, variar la corriente directa para que sea más o menos igual que la corriente alterna. Cada uno tiene sus ventajas.

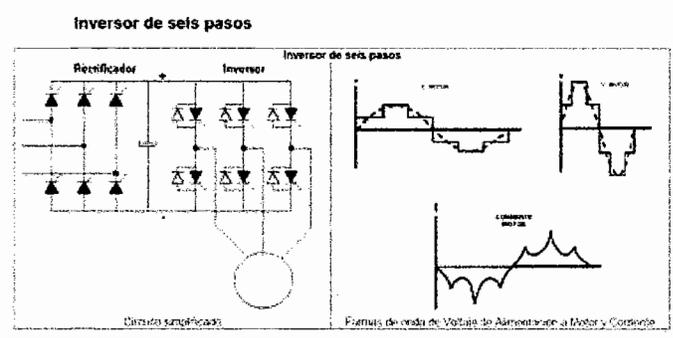
En la unidad motriz con inversor de *entrada de voltaje variable (VVI)*, figura 52, se utiliza un rectificador controlado con diodos y modulador en unidades analógicas, mejor conocido como chopper (que no se ilustra), para transformar el voltaje de entrada de corriente alterna en corriente directa de voltaje variable.

La frecuencia de la salida se controla con la conmutación en secuencia de los transistores o los tiristores en el inversor, en seis pasos discretos para producir la salida con la forma de onda ilustrada. La corriente sigue al voltaje en una onda más o menos senoidal.

El controlador de VVI es el sistema regulador más sencillo entre los tres tipos de unidades motrices con frecuencia variable, aunque incluye la máxima cantidad de componentes de filtro de corriente directa, que consisten en un inductor de corriente directa y capacitores (condensadores) de filtro que filtran el voltaje de entrada al inversor y almacenan energía para uso temporal.

Figura 52. Tres tipos de controladores de frecuencia variable





Fuente: Kenneth McNaughton. **Selección, uso y mantenimiento de bombas.**  
 Pág. 305

En la unidad motriz con inversor de *entrada de la fuente de corriente (Current-Source-Input, CSI)*, figura 52, se utiliza un rectificado controlado, o rectificador con diodos y chopper para convertir la corriente alterna en corriente directa de potencia variable. La corriente detectada en los transformadores en la línea de corriente alterna es la base para variar el rectificador controlado.

La sección del inversor produce corriente de frecuencia variable en seis pasos y el voltaje sigue a la corriente, con crestas de conmutación debidas al disparo de los tiristores como se ilustra.

La ventaja principal de la unidad motriz con CSI es que puede producir control completo de la corriente del motor con lo que se tiene control completo del par. Sin embargo, esta característica de control de corriente necesita un inductor de filtro grande y un regulador semicomplejo, por la dificultad de controlar el motor solo con la corriente.

En la unidad motriz con *inversor de modulación de anchura de impulsor (Pulse-Width-Modulated, PWM)*, se utiliza un rectificador de diodos para producir un voltaje constante de corriente directa. Por ello el inversor controla el voltaje y la frecuencia. Para ello se varía la anchura y la frecuencia de los impulsos de salida de modo que el voltaje eficaz sea más o menos senoidal.

Debido a que el controlador de PWM le presenta al motor una simulación muy aproximada de la potencia de onda senoidal, se requieren pocos componentes. Sin embargo, las complejas formas de onda para conmutación en el inversor requieren el empleo del regulador de máxima complejidad en las unidades motrices descritas y las pérdidas por conmutación pueden ser elevadas.

Cada tipo de unidad motriz tiene ventajas específicas:

- A velocidad máxima y con plena carga, la eficiencia de la unidad motriz es más crítica por la gran cantidad de potencia que debe manejar. No obstante, los tres tipos citados de unidades motrices de frecuencia ajustable tiene eficiencia bastante aproximada, del 85 al 90% incluso el controlador y el motor.
- Las eficiencias de los tres tipos de unidades motrices pueden variar según el caballaje nominal y las condiciones de funcionamiento. Las unidades para alto caballaje tiene mayor eficiencia además de que funcionan más cerca de su capacidad nominal máxima de diseño.
- Las pérdidas en el motor están en función de la corriente de carga, que es la misma, sin que importe el tipo de unidad.
- El controlador de CSI conserva mayor eficiencia que los otros cuando se reduce la velocidad. Las pérdidas por conmutación, que se relacionan con la conmutación o apagado de los tiristores en el inversor y que son un importante factor en las pérdidas totales en el controlador, varían en proporción con el par y la corriente.

### **3.1.2.2.1. Nueva generación de convertidores de frecuencia para motores de inducción**

Los mayores adelantos en los convertidores de frecuencia han consistido en el perfeccionamiento de los interruptores de estado sólido, en particular el rectificador controlado de silicio (RCS o SCR, por sus siglas en inglés), que todavía en los equipos grandes. No obstante, lo bueno que son los SCR convencionales, no han sido la solución perfecta en los complejos circuitos de los controladores de corriente alterna. El problema es que los SCR introducen complejidad adicional; una vez encendidos hay que apagarlos periódicamente con lo que se conoce como circuito de conmutación.

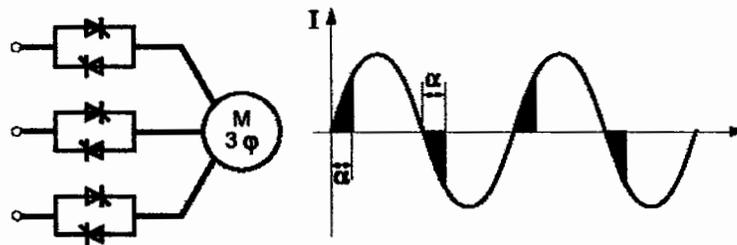
Sin embargo, últimamente, el perfeccionamiento de los controladores de corriente alterna tuvo un nuevo adelanto. Se introdujo una nueva generación de controladores basados en transistores de potencia grandes, para 460 V, en lugar de los SCR. Los transistores tienen la ventaja de que no necesitan un voluminoso circuito de conmutación. Por tanto, los nuevos controladores son más sencillos y confiables, a la vez que más pequeños y menos costosos que los basados en SCR.

Otro adelanto en los controladores de corriente alterna que han simplificado los sistemas a base de SCR es el interruptor o conmutador por compuerta (GTO). Es un SCR pero se paga con una señal negativa en la terminal de compuerta, en lugar de necesitar un circuito de conmutación para interrumpir el paso de la señal.

### 3.1.2.3. Regulador de tensión para el arranque de motores de inducción

Suministra, a partir de una red de corriente alterna, una corriente alterna de frecuencia fija igual a la de la red, mediante el control del valor eficaz de la tensión, modificando el ángulo de retardo de disparo de los semiconductores de potencia, dos tiristores montados en antiparalelo en cada fase del motor como se muestra en la figura 53. Aunque estos no son convertidores de frecuencia son dispositivos muy utilizados en la actualidad gracias al adelanto que se tiene en la electrónica de potencia, éste equipo puede ser una alternativa para muchas aplicaciones en donde no se requiera un control de velocidad, pero donde es necesario arranque y paradas con rampa.

Figura 53. Arrancador para un motor de inducción trifásico y forma de onda de la corriente de alimentación



Fuente: Cuaderno técnico n.º 204 Schneider Electric, **Protecciones BT y convertidores de frecuencia**. Pág. 6

## 3.2. Composición de un convertidor de frecuencia

Un regulador electrónico de velocidad está formado por circuitos que incorporan transistores de potencia como el IGBT (transistor bipolar de puerta aislada) o tiristores, siendo el principio básico de funcionamiento transformar la energía eléctrica de frecuencia industrial en energía eléctrica de frecuencia variable.

Esta variación de frecuencia se consigue mediante dos etapas en serie. Una etapa rectificadora que transforma la corriente alterna en continua, con toda la potencia en el llamado circuito intermedio y otra inversora que transforma la corriente continua en alterna, con una frecuencia y una tensión regulables, que dependerán de los valores de consigna. A esta segunda etapa también se le suele llamar ondulator. Todo el conjunto del convertidor de frecuencia recibe el nombre de inversor.

El modo de trabajo puede ser manual o automático, según las necesidades del proceso, dada la enorme flexibilidad que ofrecen los reguladores de velocidad, permitiendo hallar soluciones para obtener puntos de trabajo óptimos en todo tipo de procesos, pudiendo ser manejados por ordenador, PLC, señales digitales o de forma manual por medio de la etapa de control, a continuación se explicará la función de cada una de estas etapas en el dispositivo.

### **3.2.1. Etapa Rectificadora**

Convierte la tensión alterna en continua mediante rectificadores de diodos, tiristores, a continuación se describen dos tipos de rectificadores utilizados frecuentemente en los convertidores.

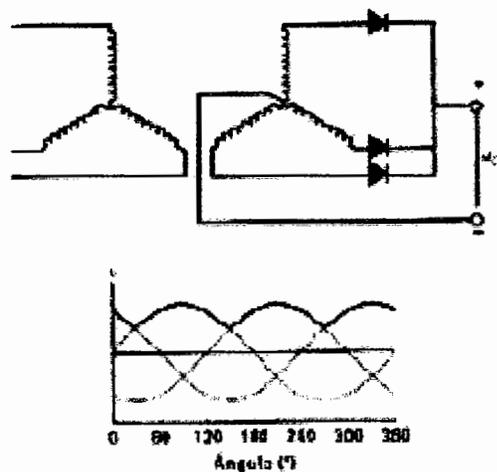
#### **3.2.1.1. Rectificadores no controlados de tensión fija.**

El fenómeno de la rectificación se da porque los diodos van conmutando cíclicamente al circuito de corriente directa sobre las fases de corriente alterna. Es la tensión de está red la que va forzando el paso a conducción o bloqueo de los diodos, a está conmutación se le llama forzada.

Si sólo se rectifican las semiondas positivas de la tensión alterna tenemos un montaje de media onda y si se rectifican ambas semiondas, tenemos un montaje de onda completa.

En los montajes de media onda (figura 54) la tensión no es continua pura, ya que exhibe cierto grado de rizado u oscilación en torno a su valor medio. Los diodos que conducen en cada momento son aquellos en los que la tensión de la fase en la que van conectados supera a la de las otras dos.

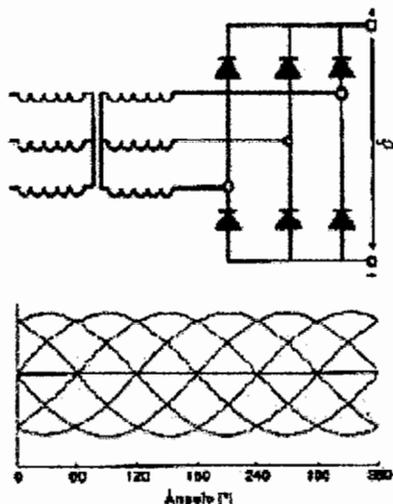
Figura 54. Rectificador trifásico de media onda



Fuente: Rashid, Muhamad H. **Electrónica de potencia, circuitos, dispositivos y aplicaciones.** Pág. 39

El rectificador trifásico de onda completa o puente de Graetz (figura 55), está formado por seis diodos y tiene la ventaja del menor rizado. Este puente es de los más empleados en las aplicaciones industriales de potencia.

Figura 55. El rectificador trifásico de media onda o puente de Graetz



Fuente: Rashid, Muhamad H. **Electrónica de potencia, circuitos, dispositivos y aplicaciones.** Pág. 39

### 3.2.1.2. Rectificadores controlados de tensión variable.

Los esquemas son similares a los anteriores, cambiando los diodos por semiconductores controlables, que normalmente son tiristores, así lograremos que la tensión de salida sea variable y con prestaciones más interesantes debido a esta circunstancia.

El puente trifásico de onda completa o de Graetz es el más empleado desde el punto de vista industrial, ya que tiene las siguientes ventajas:

- Cargamos simétricamente línea trifásica.
- Se absorben menos armónicos de intensidad en la línea trifásica.
- La tensión continua es de rizado con menor amplitud y por tanto los filtros para alisado son menores.
- Las prestaciones dinámicas son mayores, ya que con seis pulsos se puede variar el ángulo de encendido seis veces por período.

### 3.2.2. Etapa intermedia

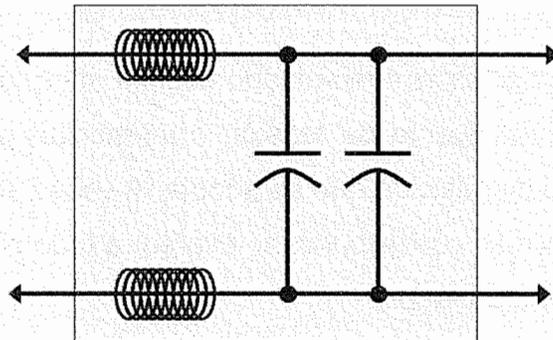
La etapa central es el denominado circuito intermedio de continua y que puede funcionar como fuente de tensión o intensidad para la etapa final del ondulator, según la disposición que se adopte. A veces al ondulator se le llama inversor, aunque es más correcto llamar inversor a todo el conjunto (rectificador, circuito intermedio y ondulator).

La función del circuito intermedio es alimentar la tercera etapa, es decir el ondulator, y esto puede hacerlo funcionando como fuente de tensión, en cuyo caso se colocaría un condensador electrostático entre los terminales (+) y (-) para mantener constante la tensión y daría lugar a un inversor con circuito intermedio de tensión.

Cuando el circuito intermedio funciona como fuente de intensidad para el ondulator, se pone una inductancia en serie con una de sus ramas, su función es mantener constante la intensidad, y estaríamos hablando de un inversor con circuito intermedio de intensidad, además, el circuito intermedio es un filtro para suavizar la tensión rectificadora y reducir la emisión de armónicos (figura 56).

Según la configuración que se adopte las características del inversor son distintas y condiciona cuestiones tales como: armónicos, resistencia de frenado, gama de potencias, accionamiento para un solo motor o varios a la vez, etc.

Figura 56. Composición de la etapa intermedia



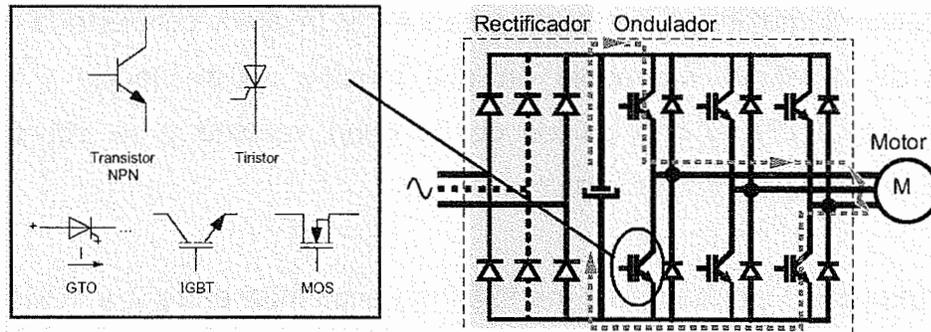
Fuente: Automation Danfoss Drives. **Teoría de convertidores de frecuencia.** Pág. 15

### 3.2.3. Etapa del Ondulador o Inversor

El ondulador es un conmutador electrónico que comunica alternativamente la tensión o intensidad continua del circuito intermedio sobre las fases del motor de corriente alterna conectado a su salida, dicho de otra manera convierte la tensión continua, en otra de tensión y frecuencia variable mediante la generación de pulsos.

La disposición más común es el puente trifásico de Graetz y está formado por semiconductores controlables que pueden ser tiristores, tiristores desconectables por puerta (GTO), transistores de potencia, IGBT o MOSFET (transistor de efecto campo de óxido metálico) como se muestra en la figura 57. De los anteriores el que más se está utilizando para motores industriales de BT es el IGBT. Actualmente se emplean IGBT's (Isolated Gate Bipolar Transistors, por sus siglas en inglés) para generar los pulsos controlados de tensión. Los equipos más modernos utilizan IGBT's inteligentes que incorporan un microprocesador con todas las protecciones por sobrecorriente, sobretensión, baja tensión, cortocircuitos, puesta a masa del motor, sobretemperaturas, etc.

Figura 57. Composición de la etapa del ondulator



Fuente: Cuaderno técnico No. 208, Schneider Electric, **convertidores de frecuencia y arrancadores electrónicos**. Pág.4/ 6

En función de la mayor o menor perfección del sistema de conmutación lograremos que las ondas de tensión a la salida hagan que las corrientes absorbidas se acerquen más o menos al sistema trifásico senoidal.

Hay distintas formas de regular la tensión de salida del inversor como son:

- Variar el valor de la tensión en el circuito intermedio.
- Variar el ancho de la zona de conducción de cada semionda de salida.
- Variar la tensión de salida en función de la proporción entre los tiempos de conexión y desconexión de los semiconductores de potencia mediante la técnica de regulación PWM (iniciales de Modulación del Ancho de Pulso, en inglés). Además de regular la salida, éste método tiene la ventaja de generar una onda de tensión de salida que mejora notablemente la onda de intensidad absorbida por el motor, lo cual hace que el motor funcione de forma semejante a si estuviera alimentado por tensiones senoidales de la red. Con ello se logra la grandísima ventaja de emplear motores normalizados de fabricación en serie sin la necesidad de fabricar motores específicos para poder ser regulados por convertidores.

En la etapa intermedia se usan condensadores y bobinas para disminuir los armónicos y mejorar el factor de potencia, el Inversor convierte la tensión continua de la etapa intermedia en una tensión de frecuencia y tensión variables. Los IGBT envían pulsos de duración variable y se obtiene una corriente casi senoidal en el motor.

La frecuencia portadora de los IGBT se encuentra entre 2 a 16kHz. Una portadora con alta frecuencia reduce el ruido acústico del motor pero disminuye el rendimiento del motor y la longitud permisible del cable hacia el motor. Por otra parte, los IGBT's generan mayor calor.

#### **3.2.4. Etapa de control**

Esta etapa controla los IGBT para generar los pulsos variables de tensión y frecuencia. Y además controla los parámetros externos en general, etc. Los convertidores más utilizados utilizan modulación PWM (Modulación de Ancho de Pulsos) y usan en la etapa rectificadora puente de diodos rectificadores.

En los arrancadores y variadores modernos, todas las funciones se controlan mediante un microprocesador que gestiona la configuración, las órdenes transmitidas por un operador o por una unidad de proceso y los datos proporcionados por las medidas como la velocidad, la corriente, etcétera, tal y como se muestra en la figura 58.

Las capacidades de cálculo de los microprocesadores, así como de los circuitos dedicados (ASIC) han permitido diseñar algoritmos de mando con excelentes prestaciones y, en particular, el reconocimiento de los parámetros de la máquina arrastrada.

A partir de estas informaciones, el microprocesador gestiona las rampas de aceleración y deceleración, el control de la velocidad y la limitación de corriente, generando las señales de control de los componentes de potencia. Las protecciones y la seguridad son procesadas por circuitos especializados (ASIC) o están integradas en los módulos de potencia (IPM).

Los límites de velocidad, las rampas, los límites de corriente y otros datos de configuración, se definen usando un teclado integrado o mediante PLC (sobre buses de campo) o mediante PC.

Del mismo modo, los diferentes comandos (marcha, parada, frenado) pueden proporcionarse desde interfaces de diálogo hombre/máquina, utilizando autómatas programables o PC.

Los parámetros de funcionamiento y las informaciones de alarma, y los defectos pueden verse mediante displays, diodos LED, visualizadores de segmentos o de cristal líquido o pueden enviarse hacia la supervisión mediante un bus de terreno.

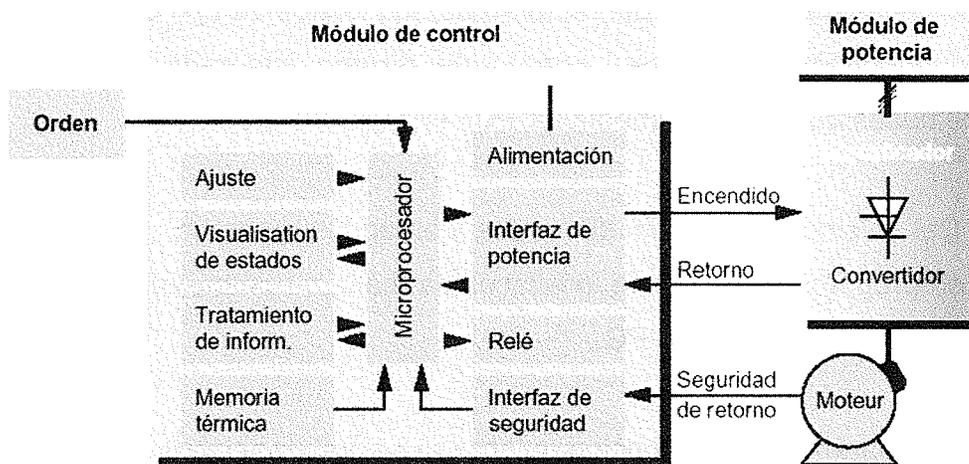
Los relés, frecuentemente programables, proporcionan información de:

- fallos (de red, térmicos, de producto, de secuencia, de sobrecarga),
- vigilancia (umbral de velocidad, pre-alarma, final de arranque).

Las tensiones necesarias para el conjunto de circuitos de medida y de control son proporcionadas por una alimentación integrada en el variador y separadas galvánicamente de la red.

Las señales de control para arranque, parada y variación de velocidad (potenciometro o señales externas de referencia) estén aisladas galvánicamente para evitar daños en sensores o controles y evitar ruidos en la etapa de control.

Figura 58. **Composición de la etapa de control de un convertidor**



Fuente: Cuaderno técnico No. 208, Schneider Electric, **convertidores de frecuencia y arrancadores electrónicos**. Pág.4/ 13

### 3.3. Principales modos de funcionamiento

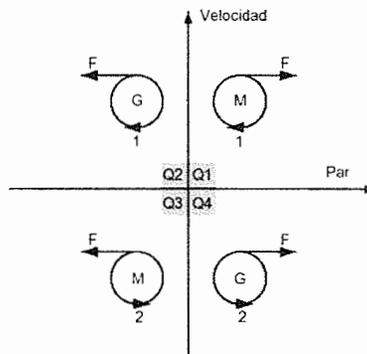
Los convertidores de frecuencia pueden, según el convertidor electrónico, o hacer funcionar un motor en un solo sentido de rotación, y se llaman «unidireccionales», o en los dos sentidos de la marcha, y se llaman entonces «bidireccionales».

Los convertidores son «reversibles» cuando pueden recuperar la energía del motor al funcionar como generador (modo frenado). La reversibilidad se obtiene o retornando la energía hacia la red (puente de entrada reversible), o disipando la energía recuperada en una resistencia con un chopper de frenado.

La figura 59 muestra las cuatro situaciones posibles de la gráfica par-velocidad de una máquina resumidas en la tabla que le acompaña.

Hay que indicar que cuando la máquina funciona como generador recibe una fuerza de arrastre. Este estado se utiliza especialmente para el frenado. La energía cinética disponible en el eje de la máquina, o se transfiere a la red de alimentación, o se disipa en las resistencias, o, para pequeñas potencias, en la misma máquina, como pérdidas.

Figura 59. **Cuadrante par velocidad de un convertidor de frecuencia**



Sentidos rotación	Funcionamiento	Par -C-	Velocidad -n-	Producto C.n	Cuadrante
1 (horario)	Comomotor	sí	sí	sí	1
	Como generador		sí		2
2 (antihorario)	Comomotor			sí	3
	Como generador	sí			4

Fuente: Cuaderno técnico No. 208, Schneider Electric, **convertidores de frecuencia y arrancadores electrónicos**. Pág.4/ 15

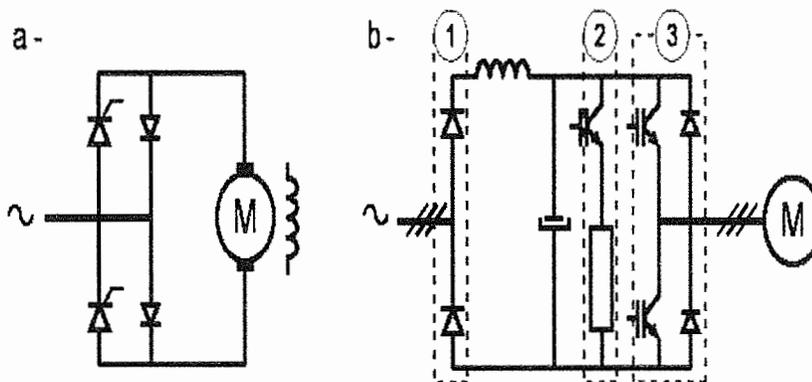
### 3.3.1. Convertidor de frecuencia unidireccional

Este tipo de convertidor, la mayor parte de veces no reversible, se emplea para:

- Un motor C.C., con un convertidor directo (C.A. - C.C.) con un puente mixto con diodos y tiristores (figura 60a),

- Un motor C.A., con un convertidor indirecto (con transformación intermedia en C.C.) con un puente de diodos a la entrada seguido de un convertidor de frecuencia que hace funcionar la máquina en el primer cuadrante (figura 60b). En algunos casos éste montaje puede utilizarse en bidireccional (cuadrantes 1 y 3).

Figura 60. **Esquema de un convertidor de frecuencia unidireccional**



*Esquema de principio: [a] convertidor directo con puente mixto; [b] convertidor indirecto con (1) puente de entrada de diodos (2) unidad de frenado (resistencia y chopper) (3) convertidor de frecuencia.*

Fuente: Automation Danfoss Drives. **La guía de diseño del FC300 VLT.** Pág. 22

Un convertidor indirecto que tiene un chopper de frenado y una resistencia convenientemente dimensionada sirven perfectamente para un frenado momentáneo (ralentización de una máquina elevadora cuando el motor debe desarrollar un par de frenado al bajar para retener la carga).

En caso de funcionamiento prolongado del motor con una carga que lo arrastre, es imprescindible un convertidor reversible, porque la carga es entonces negativa, por ejemplo, en el motor utilizado al frenar en un banco de pruebas.

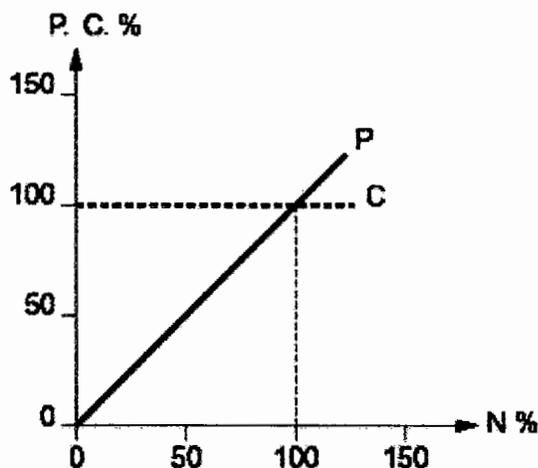
### 3.3.2. Convertidor de frecuencia bidireccional

Este tipo de convertidor puede ser un convertidor reversible o no reversible. Si es reversible, la máquina funciona en los cuatro cuadrantes y puede permitir un frenado importante. Si es no reversible, sólo funciona en los cuadrantes 1 y 3.

### 3.3.3. Funcionamiento a par constante

Se denomina funcionamiento a par constante cuando las características de la carga son tales, que, en régimen permanente, el par solicitado es sensiblemente constante sea cual sea la velocidad (figura 61). Este modo de funcionamiento se utiliza en las cintas transportadoras y en las amasadoras. Para éste tipo de aplicaciones, el variador debe tener la capacidad de proporcionar un par de arranque importante (1,5 veces o más el par nominal) para vencer los rozamientos estáticos y para acelerar la máquina (inercia).

Figura 61. Curva de funcionamiento a par constante



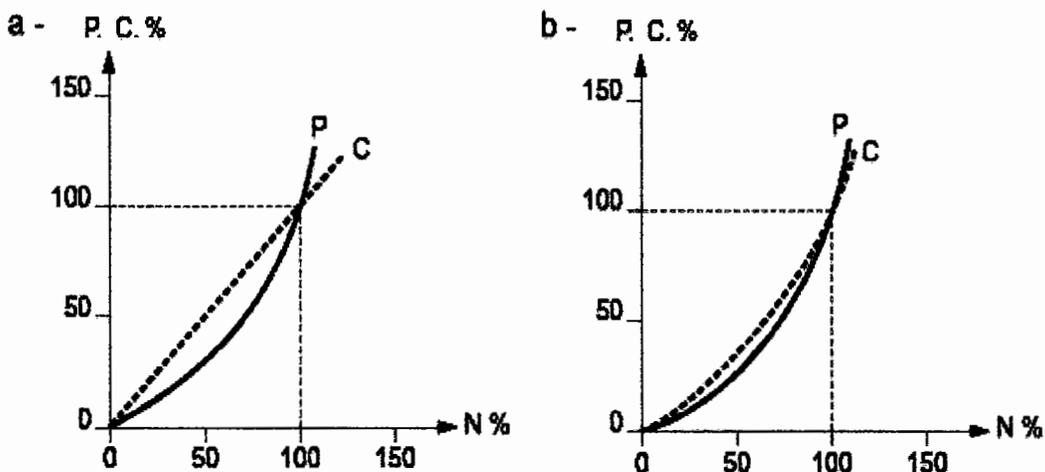
Fuente: Cuaderno técnico No. 208, Schneider Electric, **convertidores de frecuencia y arrancadores electrónicos**. Pág.4/ 17

### 3.3.4. Funcionamiento a par variable

Se denomina funcionamiento a par variable cuando las características de la carga son tales que en régimen permanente, el par solicitado varía con la velocidad. Es en concreto el caso de las bombas volumétricas con tornillo de Arquímedes cuyo par crece linealmente con la velocidad (figura 62 a) o las máquinas centrífugas (bombas y ventiladores) cuyo par varía con el cuadrado de la velocidad (figura 62 b).

Para un convertidor destinado a éste tipo de aplicaciones, es suficiente un par de arranque mucho menor (en general 1,2 veces el par nominal del motor). Muy frecuentemente dispone de funciones complementarias como la posibilidad de omitir las frecuencias de resonancia correspondientes a las vibraciones indeseables de la máquina. Es imposible funcionar más allá de la frecuencia nominal de la máquina porque sería una carga insoportable para el motor y el variador.

Figura 62. Curva de funcionamiento a par variable



Fuente: Cuaderno técnico No. 208, Schneider Electric, **convertidores de frecuencia y arrancadores electrónicos**. Pág.4/ 17

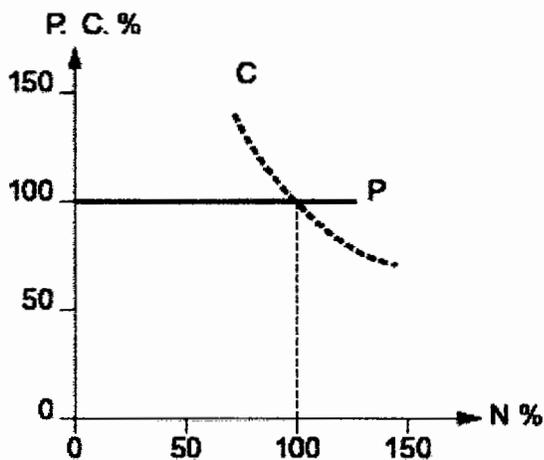
### 3.3.5. Funcionamiento a potencia constante

Es un caso particular del par variable. Se denomina funcionamiento a potencia constante cuando el motor proporciona un par inversamente proporcional a la velocidad angular (figura 63).

Es el caso, por ejemplo, de una enrolladora cuya velocidad angular debe disminuir poco a poco a medida que aumenta el diámetro de la bobina por acumulación de material. Es también el caso de los motores de huso de las máquinas herramienta.

El margen de funcionamiento a potencia constante es por definición limitado: a baja velocidad, por la corriente proporcionada por el convertidor, y a gran velocidad, por el par disponible del motor. En consecuencia, el par motor disponible con los motores asíncronos y la capacidad de conmutación de las máquinas de corriente continua deben ser comprobados.

Figura 63. Curva de funcionamiento a potencia constante



Fuente: Cuaderno técnico No. 208, Schneider Electric, **convertidores de frecuencia y arrancadores electrónicos**. Pág.4/ 18

### **3.4. Aplicaciones de los convertidores de frecuencia**

Los convertidores de frecuencia tienen sus principales aplicaciones en los siguientes tipos de máquinas donde se requiere un control a velocidad variable:

- Cintas transportadoras: Controlan y sincronizan la velocidad de producción de acuerdo al tipo de producto que se transporta, para dosificar, para evitar ruidos y golpes en transporte de botellas y envases, para arrancar suavemente y evitar la caída del producto que se transporta, etc.
- Bombas y ventiladores centrífugos: Controlan el caudal, uso en sistemas de presión constante y volumen variable. En éste caso se obtiene un gran ahorro de energía porque el consumo varía con el cubo de la velocidad, o sea que para la mitad de la velocidad, el consumo es la octava parte de la nominal.
- Bombas de desplazamiento positivo: Control de caudal y dosificación con precisión, controlando la velocidad. Por ejemplo en bombas de tornillo, bombas de engranajes. Para transporte de pulpa de fruta, pasta, concentrados mineros, aditivos químicos, chocolates, miel, barro, etc.
- Ascensores y elevadores: Para arranque y parada suaves manteniendo el par del motor constante, y diferentes velocidades para aplicaciones distintas.
- Centrífugas: Se consigue un arranque suave evitando picos de corriente y velocidades de resonancia.

- Prensas mecánicas y balancines: Se consiguen arranques suaves y mediante velocidades bajas en el inicio de la tarea, se evitan los desperdicios de materiales.
- Máquinas textiles: Para distintos tipos de materiales, inclusive para telas que no tienen un tejido simétrico se pueden obtener velocidades del tipo random para conseguir telas especiales.
- Compresores de aire: Se obtienen arranques suaves con máxima par y menor consumo de energía en el arranque.
- Pozos petrolíferos: Se usan para bombas de extracción con velocidades de acuerdo a las necesidades del pozo.

### **3.5. Principales funciones de los convertidores de frecuencia electrónicos**

#### **3.5.1. Aceleración controlada**

La aceleración del motor se controla mediante una rampa de aceleración lineal o en «S». Generalmente, esta rampa es controlable y permite por tanto elegir el tiempo de aceleración adecuado para la aplicación.

#### **3.5.2. Variación de velocidad**

Un convertidor de frecuencia no puede ser al mismo tiempo un regulador. En éste caso, es un sistema, rudimentario, que posee un mando controlado mediante las magnitudes eléctricas del motor con amplificación de potencia, pero sin bucle de realimentación: es lo que se llama «en bucle abierto».

La velocidad del motor se define mediante un valor de entrada (tensión o corriente) llamado consigna o referencia. Para un valor dado de la consigna, esta velocidad puede variar en función de las perturbaciones (variaciones de la tensión de alimentación, de la carga, de la temperatura). El margen de velocidad se expresa en función de la velocidad nominal.

### **3.5.3. Regulación de la velocidad**

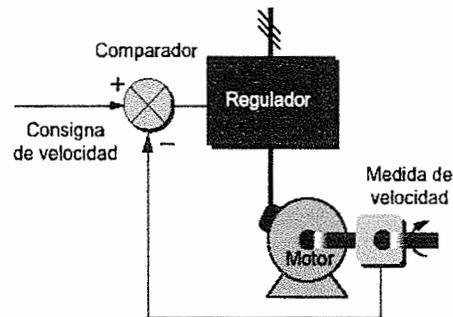
Un regulador de velocidad es un dispositivo controlado (figura 64). Posee un sistema de mando con amplificación de potencia y un bucle de alimentación: se denomina, «bucle abierto».

La velocidad del motor se define mediante una consigna o referencia. El valor de la consigna se compara permanentemente con la señal de alimentación, imagen de la velocidad del motor. Esta señal la suministra un generador tacómetro o un generador de impulsos colocado en un extremo del eje del motor.

Si se detecta una desviación como consecuencia de una variación de velocidad, las magnitudes aplicadas al motor (tensión y/o frecuencia) se corrigen automáticamente para volver a llevar la velocidad a su valor inicial.

Gracias a la regulación, la velocidad es prácticamente insensible a las perturbaciones. La precisión de un regulador se expresa generalmente en % del valor nominal de la magnitud a regular.

Figura 64. **Principio de funcionamiento de la regulación de la velocidad**



Fuente: Cuaderno técnico No. 208, Schneider Electric, **convertidores de frecuencia y arrancadores electrónicos**. Pág.4/ 23

#### 3.5.4. Deceleración controlada

Cuando se desconecta un motor, su deceleración se debe únicamente al par resistente de la máquina (deceleración natural). Los arrancadores y convertidores electrónicos permiten controlar la deceleración mediante una rampa lineal o en «S», generalmente independiente de la rampa de aceleración.

Esta rampa puede ajustarse de manera que se consiga un tiempo para pasar de la velocidad de régimen fijada a una velocidad intermediaria o nula:

- Si la deceleración deseada es más rápida que la natural, el motor debe de desarrollar un par resistente que se debe de sumar al par resistente de la máquina; se habla entonces de frenado eléctrico, que puede efectuarse reenviando energía a la red de alimentación, o disipándola en una resistencia de frenado.
- Si la deceleración deseada es más lenta que la natural, el motor debe desarrollar un par motor superior al par resistente de la máquina y continuar arrastrando la carga hasta su parada.

### **3.5.5. Inversión del sentido de marcha**

La mayoría de los convertidores actuales tienen implementada esta función. La inversión de la secuencia de fases de alimentación del motor se realiza automáticamente o por inversión de la consigna de entrada, o por un orden lógico en un borne, o por la información transmitida a través de una red.

### **3.5.6. Frenado**

Este frenado consiste en parar un motor pero sin controlar la rampa de desaceleración. Con los arrancadores y convertidores de frecuencia para motores asíncronos, esta función se realiza de forma económica inyectando una corriente continua en el motor, haciendo funcionar de forma especial la etapa de potencia. Toda la energía mecánica se disipa en el rotor de la máquina y, por tanto, este frenado sólo puede ser intermitente. En el caso de un convertidor para motor de corriente continua, esta función se realiza conectando una resistencia en bornes del inducido.

### **3.5.7. Protección integrada**

Los convertidores modernos aseguran tanto la protección térmica de los motores como su propia protección. A partir de la medida de la corriente y de una información sobre la velocidad (si la ventilación del motor depende de su velocidad de rotación).

Un microprocesador calcula la elevación de temperatura de un motor y suministra una señal de alarma o de desconexión en caso de calentamiento excesivo.

Los convertidores modernos aseguran la protección del motor contra las sobrecargas:

- Por una limitación instantánea de la corriente eficaz a 1,5 veces la corriente nominal aproximadamente,
- Por un cálculo permanente del  $I^2t$ , teniendo en cuenta la velocidad (la inmensa mayoría de los motores son autoventilados, y el enfriamiento es menos eficaz a velocidad baja).

Nótese que cuando una línea sólo alimenta a un motor y su convertidor, esta protección de sobrecarga del motor asegura simultáneamente la protección de sobrecarga del conjunto equipo y cableado. Además, los convertidores de frecuencia, están dotados de protecciones contra:

- Los cortocircuitos entre fases y entre fase y tierra,
- Las sobretensiones y las caídas de tensión,
- Los desequilibrios de fases,
- El funcionamiento en monofásico.

En caso de cortocircuito entre fases a la salida del convertidor (en bornes del motor o en un lugar cualquiera de la línea entre el convertidor y el motor), se detecta la sobreintensidad en el convertidor y se envía muy rápidamente una orden de bloqueo a los IGBT. La corriente de cortocircuito se interrumpe en algunos microsegundos, lo que asegurará la protección del convertidor. Esta corriente muy breve es suministrada esencialmente por el condensador de filtrado asociado con el rectificador y es pues inapreciable en la línea de alimentación.

### **3.5.7.1. Otras protecciones integradas en los convertidores**

Los convertidores disponen de otras funciones de autoprotección contra:

- Los recalentamientos de sus componentes electrónicos que podrían significar su destrucción. Un captador colocado sobre disipador térmico provoca la parada del convertidor de frecuencia, cuando la temperatura sobrepasa un cierto umbral.
- Los huecos de tensión de la red: esta protección es necesaria para evitar algún funcionamiento inadecuado de los circuitos de control y del motor, así como toda sobreintensidad peligrosa cuando la tensión de red retoma su valor normal.
- Las sobretensiones a frecuencia industrial de la red: se trata de evitar las eventuales destrucciones de sus componentes.
- El corte de una fase (para los variadores trifásicos): porque la alimentación en monofásico que sustituye a la alimentación en trifásico provoca un aumento de la corriente absorbida.

### **3.6. Selección de un convertidor de frecuencia**

Para definir el equipo más adecuado para resolver una aplicación de variación de velocidad, deben tenerse en cuenta los siguientes aspectos:

- Tipo de carga: Par constante, par variable, potencia constante, cargas por impulsos.
- Tipo de motor: De inducción rotor jaula de ardilla o bobinado, corriente y potencia nominal, factor de servicio, rango de voltaje.

- Rangos de funcionamiento: Velocidades máximas y mínimas. Verificar necesidad de ventilación forzada del motor.
- Par en el arranque: Verificar que no supere los permitidos por el variador. Si supera el 170% del par nominal es conveniente sobredimensionar al variador.
- Frenado regenerativo: Cargas de gran inercia, ciclos rápidos y movimientos verticales requieren de resistencia de frenado exterior.
- Condiciones ambientales: Temperatura ambiente, humedad, altura, tipo de gabinete y ventilación.
- Aplicación mono o multimotor: Prever protección térmica individual para cada motor. La suma de las potencias de todos los motores será la nominal del variador.
- Consideraciones de la red: Microinterrupciones, fluctuaciones de tensión, armónicas, factor de potencia, corriente de línea disponible, transformadores de aislación.
- Consideraciones de la aplicación: Protección del motor por sobretensión y/o sobrecarga, contactor de aislación, bypass, re arranque automático, control automático de la velocidad.
- Aplicaciones especiales: Compatibilidad electromagnética, ruido audible del motor, bombeo, ventiladores y sopladores, motores en paralelo, etc.

### **3.7. Ventajas de la utilización del convertidor de frecuencia en el arranque de motores de inducción**

- El convertidor no tiene elementos móviles, ni contactos.
- La conexión del cableado es muy sencilla.
- Permite arranques suaves, progresivos y sin saltos.
- Controla la aceleración y el frenado progresivo.
- Limita la corriente de arranque.
- Permite el control de rampas de aceleración y deceleración regulables en el tiempo.
- Consigue un ahorro de energía cuando el motor funcione parcialmente cargado, con acción directa sobre el factor de potencia
- Puede detectar y controlar la falta de fase a la entrada y salida de un equipo.
- Protege al motor.
- Puede controlarse directamente a través de un autómatas o microprocesador.
- Se obtiene un mayor rendimiento del motor.
- Nos permite ver las variables (tensión, frecuencia, rpm, etc).

### **3.8. Inconvenientes de la utilización del convertidor de frecuencia en el arranque de motores de inducción**

- Es un sistema caro, pero rentable a largo plazo.
- Requiere estudio de las especificaciones del fabricante.
- Requiere un tiempo para realizar la programación.

### 3.9. Instalación eléctrica circuito de potencia

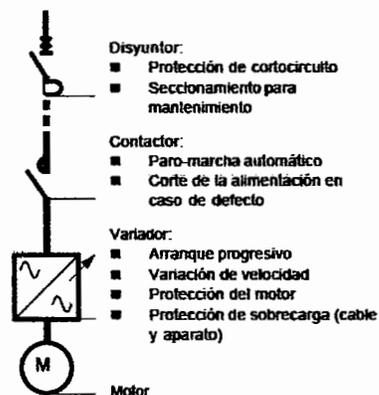
#### 3.9.1. Protecciones exteriores a los convertidores de frecuencia

Estas protecciones están también previstas para intervenir en caso de defecto interno del convertidor (destrucción del puente rectificador por ejemplo), el dispositivo de protección de la línea asegura el corte de la corriente de defecto, aunque éste dispositivo normalmente no pueda proteger los componentes del variador, su apertura automática limita las consecuencias de tales defectos.

##### 3.9.1.1. Circuito recomendado

El circuito para utilizar un convertidor debe constar con algunos de los siguientes elementos, que con frecuencia se presenta según la figura 65, en esta figura se indican las funciones incluidas en los diferentes aparatos (interruptor automático, contactor y convertidor de frecuencia).

Figura 65. Esquema recomendado para el circuito de potencia en la instalación de un convertidor de frecuencia.



Fuente: Cuaderno técnico No. 208, Schneider Electric, **convertidores de frecuencia y arrancadores electrónicos**. Pág.4/ 25

#### **3.9.1.1.1. Interruptor automático**

Son interruptores destinados para la maniobra, protección y seccionamiento de circuitos. Su función primordial es proteger los circuitos contra la destrucción por arranque bloqueado, sobrecarga, cortocircuito y avería de un conductor externo en redes trifásicas.

Su elección está determinada por la capacidad de la potencia de cortocircuito y de los valores nominales de voltaje y corriente de la carga del circuito.

#### **3.9.1.1.2. Contactador de línea**

Este elemento garantiza un seccionamiento automático del circuito en caso de una emergencia o en paradas por fallas. Su uso junto con el interruptor automático garantiza la coordinación tipo 2 de la salida y facilita las tareas de puesta en marcha, explotación y mantenimiento.

La selección es en función de la potencia nominal y de la corriente nominal del motor en servicio y categoría de empleo AC1

Coordinación de tipo 2 significa que en caso de cortocircuito:

- No se admite ningún daño ni pérdida de ajuste,
- Se debe conservar el aislamiento,
- La salida-motor debe hallarse en situación de funcionar después de suprimir del cortocircuito,
- Se admite el riesgo de soldadura de los contactos del contactor si éstos se pueden separar fácilmente.

### **3.9.1.1.3. Inductancia de línea**

Estas inductancias permiten garantizar una mejor protección contra las sobretensiones de red, y reducir el índice de armónicos de corriente que produce el variador, mejorando a la vez la distorsión de la tensión en el punto de conexión.

Esta reducción de armónicos determina una disminución del valor RMS de corriente tomado de la fuente de alimentación, y una reducción del valor RMS de corriente tomado por los componentes de la etapa de entrada del inversor (rectificador, contactor de precarga, capacitores).

La utilización de inductancias de línea está especialmente recomendada en los siguientes casos:

- Red muy perturbada por otros receptores (parásitos, sobretensiones )
- Red de alimentación con desequilibrio de tensión entre fases  $>1,8\%$  de la tensión nominal.
- Variador alimentado por una línea muy poco impedante (cerca de transformadores de potencia superior a 10 veces el calibre del convertidor). La inductancia de línea mínima corresponde a una corriente de cortocircuito  $I_{cc}$  de 22000 A
- Instalación de un número elevado de convertidores de frecuencia en la misma línea.
- Reducción de la sobrecarga de los condensadores de mejora del  $\cos \theta$ , si la instalación incluye una batería de compensación de factor de potencia.

La selección es de acuerdo a la corriente nominal del convertidor y su frecuencia de conmutación. Existen inductancias estándar para cada tipo de variador.

#### **3.9.1.1.4. Filtro de radio perturbaciones**

Estos filtros permiten limitar la propagación de los parásitos que generan los variadores por conducción, y que podrían perturbar a determinados receptores situados en las proximidades del aparato (radio, televisión, sistemas de audio, etc.). Estos filtros sólo pueden utilizarse en redes de tipo TN (Puesta al neutro) y TT (neutro a tierra), existen filtros estándar para cada tipo de convertidor. Algunos convertidores los traen incorporados de origen.

#### **3.9.1.1.5. Resistencia de frenado**

Su función es disipar la energía de frenado, permitiendo el uso del variador en los cuadrantes 2 y 4 del diagrama par-velocidad. De éste modo se logra el máximo aprovechamiento del par del motor, durante el momento de frenado y se conoce como frenado dinámico. Normalmente es un opcional, ya que sólo es necesaria en aplicaciones donde se necesitan altos pares de frenado.

La instalación de esta resistencia es muy sencilla: se debe ubicar fuera del gabinete para permitir su correcta disipación, y el variador posee una bornera donde se conecta directamente. De acuerdo al factor de marcha del motor se determina la potencia que deberá disipar la resistencia. Existen tablas para realizar esta selección. El valor óhmico de la resistencia es característico del convertidor y no debe ser modificado.

## **4. PLANTEAMIENTO Y SOLUCIÓN DEL PROBLEMA**

### **4.1. Generalidades del Pozo No. 7 de una empresa de embotellado**

El caso bajo estudio corresponde al pozo No. 7 que es una estación de bombeo de una empresa de embotellado de bebidas, los datos del pozo son los siguientes:

Diámetro: 10 Pulgadas

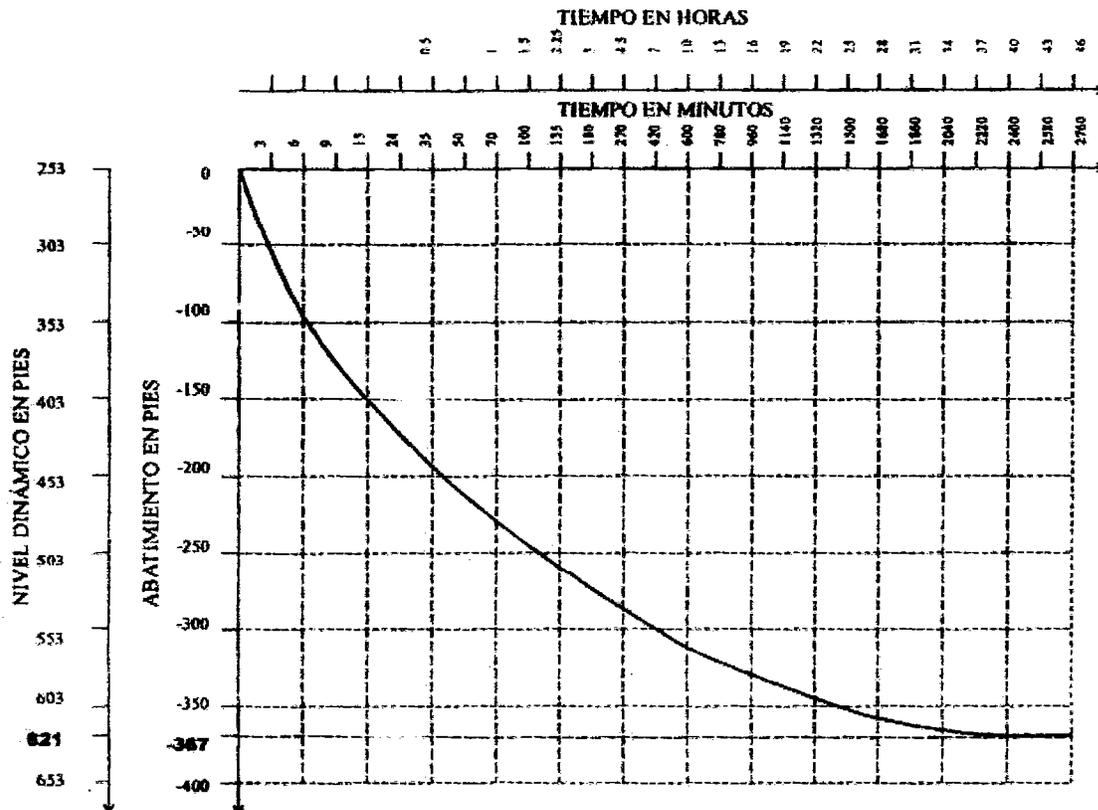
Profundidad: 900 pies

Nivel estático: 253 pies

Para poder explotar al máximo éste pozo, antes de instalar la bomba definitiva, se realizaron pruebas de bombeo. Estas pruebas se realizaron con una bomba de prueba a diferentes caudales, hasta obtener el abatimiento máximo permisible, cuyo nivel debe estar por encima de la sumergencia mínima requerida por la bomba a seleccionar, al caudal  $Q_0$  de bombeo. La curva de abatimiento versus tiempo al máximo flujo, 225 gpm, para el cual se estabilizó el nivel dinámico a un nivel aceptable, se muestra en la figura 66.

Si se suspende el bombeo después de que el pozo ha llegado a su máximo abatimiento, el nivel del mismo empezara a recuperarse. La figura 66 muestra la curva de recuperación para el pozo en cuestión.

Figura 66. Curva de abatimiento del pozo No. 7, para una producción de 226 gpm



Fuente: Elaborada basándose en datos suministrados por DAHO POZOS, S.A.

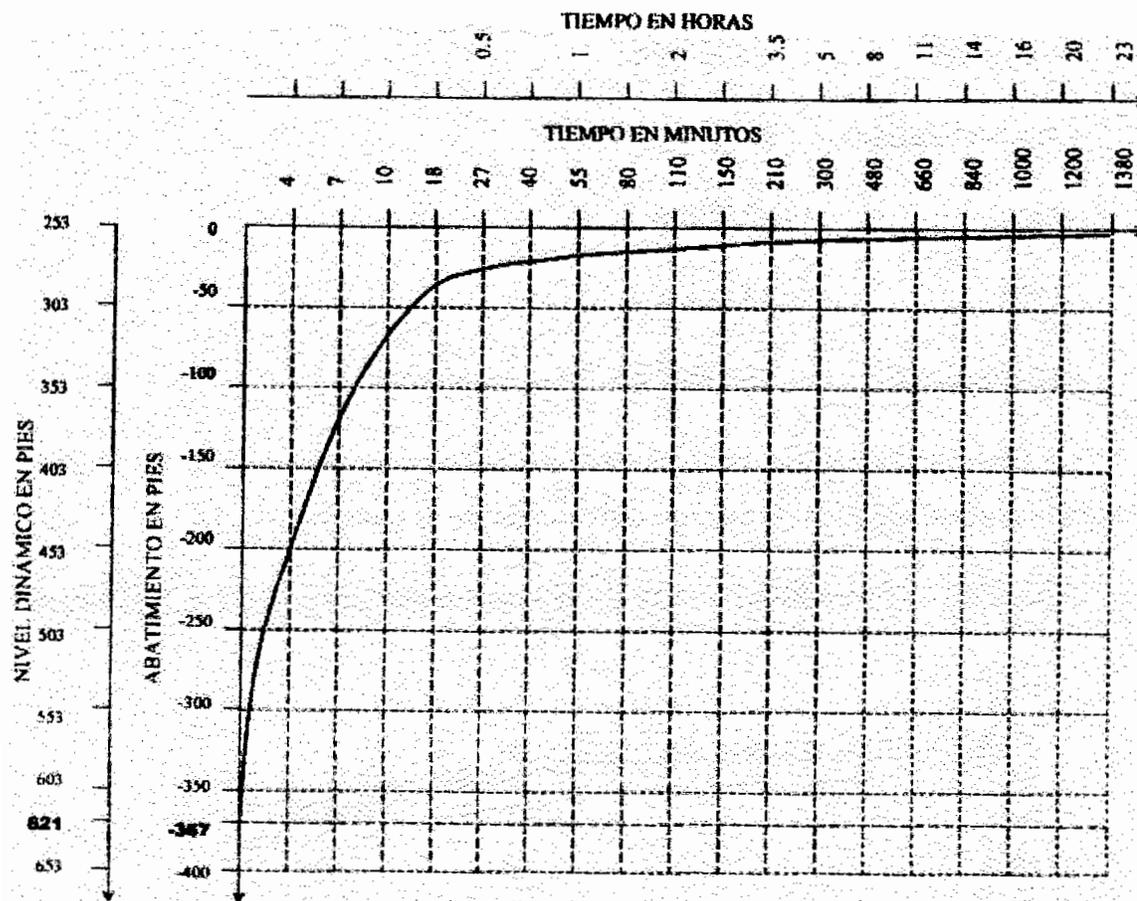
#### 4.2. Equipo seleccionado

##### TIPO DE BOMBA PARA POZO PROFUNDO SELECCIONADA

La bomba a seleccionar es una bomba con motor sumergible (figuras 13-a y 14-b).

Los siguientes datos fueron calculados en la forma descrita en la sección 1.2.5.2 con base en el flujo requerido (225 gpm).

Figura 67. Curva de recuperación del pozo No. 7 a partir del máximo abatimiento.



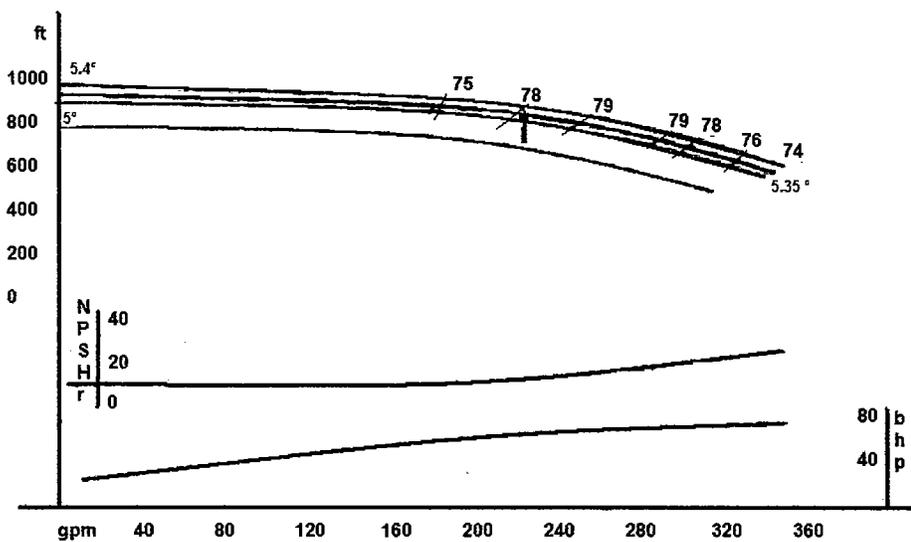
Fuente: Elaborada basándose en datos suministrados por DAHO POZOS, S.A.

- Longitud de la columna: 770 pies
- Diámetro de la columna: 4 pulgadas
- Altura dinámica total (HDT): 787 pies
- BOMBA SELECCIONADA:
- Marca: Glouds
- Modelo: 7WAHC

- Diámetro: 5.31 pulgadas
- Diámetro de tazón: 7.13 pulgadas
- Velocidad: 3,450 rpm
- No. De etapas: 7
- Flujo: 225 gpm
- HDT 787 pies
- Dimensiones: Succión: 4 ", Descarga: 4 "

La curva de la bomba especificada, se muestra en la figura 68. En la tabla VIII se muestran algunos puntos de evaluación de la misma.

**Figura 68 Curva Flujo – HDT de la bomba del pozo No. 7 a 3,450 rpm.**



Fuente: **Goulds Pumas, Inc.** Manual de bombas centrifugas.

**Tabla VIII. Evaluación de algunos puntos de la curva de la bomba de la figura 68.**

Velocidad en rpm	Flujo en gpm	HDT en Pies	% de Eficiencia de la bomba	Potencia al eje de la bomba (BHP)	(NPSH) En Pies
3,450	0	874	-----	-----	-----
3,450	90	855	48.1	39.6	9.88
3,450	135	844	63.1	45	9.96
3,450	180	830	74.5	50.6	10.2
3,450	225	792	78.1	57.6	12.5
3,450	270	731	79.5	62.7	15.7
3,450	331	607	71.6	70.8	25

Fuente: **Goulds Pumas, Inc.** Manual de bombas centrífugas.

#### **4.2.1. Operación de la bomba a 3,450 rpm**

##### **VARIABLES HIDRÁULICAS EN EL BOMBEO DE ESTE POZO**

- Carga estática variable: la curva de abatimiento muestra un descenso relativamente lento del nivel dinámico, de modo que la bomba experimentara carga estática variable.
- Sistema de fricción variable: el bombeo será contra la red de distribución; es decir, hacia un sistema de fricción variable.

##### **PUNTO DE OPERACIÓN DINÁMICA DE LA BOMBA:**

La tabla IX Muestra, para una serie de diferentes flujos en gpm, la fricción en pies ofrecida por la columna y por los accesorios de la tubería de conducción de la descarga de la bomba.

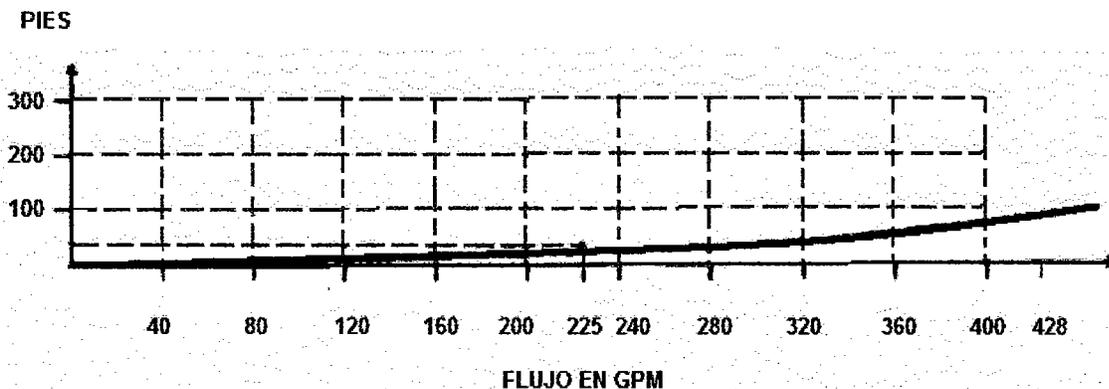
**Tabla IX. Pérdida por fricción en pies, ofrecida por la columna y accesorios en la descarga de la bomba del pozo No. 7**

Flujo en gpm	FRICCIÓN POR COLUMNA Y ACCESORIOS (Pies)				Fricción total (Pies)
	Columna (770 pies)	Cheque Vertical	Codo de descarga	Cheque Horizontal	
25	-----	-----	-----	-----	-----
50	-----	0.12	-----	0.18	0.3
75	-----	0.27	-----	0.41	0.68
100	4.77	0.48	-----	0.72	5.97
125	7.24	0.75	-----	1.13	9.11
150	10.24	1.08	0.11	1.62	13.05
175	13.71	1.47	0.14	2.21	17.52
200	17.63	1.92	0.18	2.88	22.61
225	22.62	2.42	0.23	3.63	28.3
250	26.87	2.99	0.28	4.49	34.83
275	32.19	3.62	0.33	5.43	41.57
300	37.88	4.31	0.39	6.47	49.05
325	44.12	5.05	0.45	7.58	57.2
350	50.74	5.86	0.51	8.79	65.9
375	57.75	6.73	0.58	10.1	75.16
400	65.3	7.65	0.65	11.68	85.73
425	73.42	8.68	0.73	13.4	97.23
450	81.54	9.82	0.81	15.27	109.44
500	99.48	11.95	0.98	17.93	130.34
550	119.12	14.46	1.16	21.69	156.43
600	140.29	17.2	1.36	25.8	184.65
650	163.24	20.19	1.57	30.29	215.29

Fuente: Elaborada con base a valores suministrados por el catalogo de bombas Goulds.

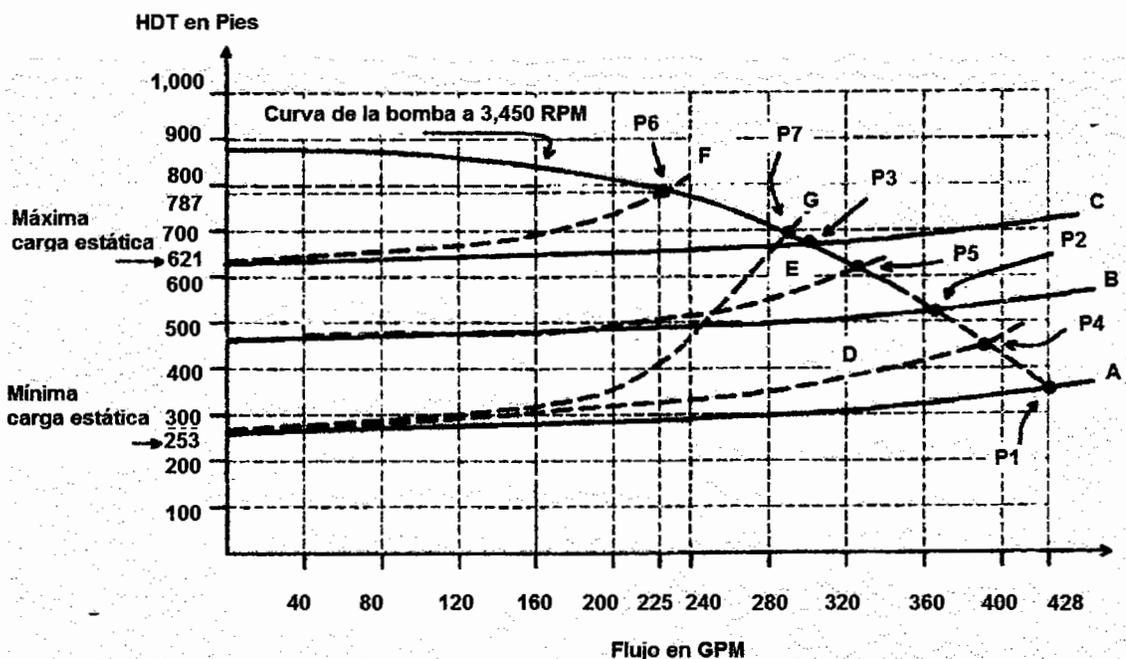
Con esta información puede construirse la curva de fricción mostrada en la figura 69.

**Figura 69 Fricción por columna y accesorios en pies para la bomba del pozo No. 7**



Fuente: Elaborada con base a los valores de la tabla IX.

**Figura 72 Determinación del punto de operación de la bomba del Pozo No. 7 a tres diferentes cargas estáticas. Curvas A, B y C: fricción por columna y accesorios; Curvas D, E, F y G: fricción por columna y accesorios más fricción del sistema de distribución.**



Fuente: Elaborada con base a las figuras 68 y 69.

Superponiendo esta curva con la curva de la bomba para tres diferentes cargas estáticas (nivel dinámico del pozo), obtenemos el punto de operación de la bomba, tal como se muestra en la figura 70. En esta figura las curvas A, B y C corresponden a la fricción por la columna y accesorios a tres diferentes cargas estáticas. Estas curvas son casi exactas. Si durante el bombeo a cualquiera de estas tres diferentes cargas estáticas, el sistema de distribución se encuentra vacío, o bien, el consumo es tan grande que la red de usuarios casi no ofrece fricción adicional, la intersección de cada una de dichas curvas (A, B o C) con la curva característica de la bomba, determinara el punto de operación de la misma (puntos P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> o P<sub>3</sub>).

Si por el contrario el sistema de distribución ofrece fricción adicional considerable, ésta se sumará a la fricción por la columna y accesorio para la determinación del punto de operación. La presión máxima permisible en el sistema de distribución es de 60 Lbs/Plg<sup>2</sup>; es decir, 138.6 pies (ecuación 1-4). Esta fricción adicional máxima permisible ofrecida por el sistema de distribución, es representada por las curvas de trazos D, E y F. por ejemplo, en el punto de máximo abatimiento del pozo, el punto de operación de la bomba, a máxima presión de distribución permisible (Punto P<sub>6</sub>), se determina así:

El nivel estático inicial es,

$$H_e = 253 \text{ pies.}$$

Cuando en el pozo se establece el máximo abatimiento, éste resulta ser (Figura 66),

$$S = 367 \text{ pies}$$

De la tabla IX, al caudal nominal de la bomba (225 gpm), la fricción por columna y accesorios es,

$$H_f = 28.3 \text{ pies}$$

Adicionalmente, la máxima presión permisible a la entrada del sistema de distribución es,

$$P_d = 60 \text{ Lbs / Plg}^2$$

Es decir, que la máxima fricción en pies permisible a la entrada del sistema de distribución, resulta ser (Ecuación 1-4),

$$H_{fd} = 60 \times 2.31 = 138.6 \text{ pies.}$$

Por lo que la HDT nominal de la bomba al máximo abatimiento (Ecuación 1-21) es,

$$\text{HDT} = 253 + 367 + 28.3 + 138.6 = 786.9 \text{ pies}$$

El punto de operación de la bomba,  $P_1$  (225 gpm, 787 pies), en la figura 70, es determinado por la intersección de la curva F con la curva característica de la bomba.

Si el bombeo se inicia con la mínima carga estática, la determinación del punto de operación parece no ser posible debido a que el fabricante no nos proporciona información de la curva más allá de los 360 gpm, (figura 68). Sin embargo, pudimos aproximar la continuación de la curva característica de la bomba, representada por el segmento de trazos, gracias a que en la descarga de la bomba de éste pozo, se encuentra instalado un medidor de flujo, el cual durante el arranque, con la carga estática mínima, nos indica un flujo inicial de 428 gpm.

Las curvas de trazos D, E y F que se determinan los puntos de operación a máxima presión de distribución permisible, a las tres diferentes cargas estáticas mostradas, son supuestas. La determinación exacta de las mismas es bastante compleja debido a que la forma de la curva de fricción del sistema de distribución es muy variable, pues depende del consumo instantáneo de los usuarios; sin embargo la presión máxima permisible de 60 PSI, es válida en la práctica, por lo que los puntos  $P_4$ ,  $P_5$  y  $P_6$ , son aceptables.

#### DINÁMICA DE LAS VARIABLES TOTALES

Para el análisis siguiente se supondrá que la bomba arranca rápidamente, y opera a velocidad constante.

#### A. Arranque del pozo con mínima carga estática

Si se inicia el bombeo del pozo, después de un buen tiempo de estar suspendido el mismo, el nivel dinámico inicial (figura 66), así como la carga estática inicial que experimentara la bomba será de 253 pies. Si además suponemos que inicialmente el sistema de distribución se encuentra vacío por lo que éste no ofrece fricción adicional a la bomba, ésta operará con un flujo inicial de 428 gpm, tal como lo muestra el punto  $P_1$  de la figura 70.

El fabricante no proporciona información de éste punto (figura 68). Sin embargo, mediciones en la práctica, en la operación inicial de esta bomba, han registrado potencias superiores a los 75 HP, lo cual era de esperar (véase tabla VIII), debido al alto flujo inicial.

Si el sistema de distribución ofrece cierta presión que puede considerarse como fricción adicional, el punto de operación deberá estar comprendido dentro de los puntos  $P_1$  y  $P_4$ . Recordemos que el punto  $P_4$  representa la máxima presión de distribución admisible, 60 PSI, a esta carga estática.

De modo que la bomba no podrá operar en puntos hacia la izquierda del punto  $P_4$ , pues se pondría en riesgo la red, a pesar de que esto sería beneficioso para la bomba, pues operaría en puntos de mayor eficiencia y por tanto de menor potencia. Por ejemplo, el punto  $P_7$  no es permitido a esta carga estática.

#### B. Aumento de la carga estática por abatimiento del pozo

Si se continua bombeando el pozo se ira abatiendo hasta un descenso máximo de 367 pies, produciendo un nivel dinámico, o carga estática, de 621 pies. A continuación dos puntos (véase las figuras 68 y 70):

- Carga estática de 450 pies. La bomba podrá operar, con presión de distribución de 0 a 60 PSI, entre los puntos P<sub>2</sub> y P<sub>5</sub>; es decir, aproximadamente con parámetros comprendidos dentro de los rangos mostrados en la tabla X-a.

Tabla X-a. **Variables de la bomba con carga estática de 450 pies.**

Velocidad en rpm	Flujo en gpm	HDT en Pies	% de Eficiencia de la bomba	Potencia al eje de la bomba (BHP)
3,450	365	530	67.5	72.4
3,450	331	607	71.6	70.8

Fuente: Elaborada con base a la figura 70.

- Carga estática de 621 pies (máximo abatimiento). En forma similar, el rango de parámetros dentro de los cuales la bomba podrá operar, dentro de los puntos P<sub>3</sub> y P<sub>6</sub>, se listan en la tabla X-b.

Tabla X-b. **Variables de la bomba con carga estática máxima.**

Velocidad en rpm	Flujo en gpm	HDT en Pies	% de Eficiencia de la bomba	Potencia al eje de la bomba (BHP)
3,450	300	660	78.5	63.7
3,450	225	787	78.1	57.6

Fuente: Elaborada con base a la figura 70.

Vemos como, al aumentar la carga estática, por abatimiento del pozo hasta el máximo descenso, se establecen las condiciones normales de flujo y potencia de la bomba.

### C. Aumento en la rapidez del abatimiento por alto flujo inicial.

Debido a las condiciones hidráulicas cambiantes, fricción (de distribución) y carta estática; particularmente esta última, el flujo de la bomba es variable. Puesto que al inició del bombeo, el flujo es considerablemente mayor que el nominal ( $428 > 225$ ), el abatimiento del pozo será mas rápido al inicio, que al mostrado en la figura 66, aproximándose cada vez mas a está curva conforme se abate el pozo hasta su máximo abatimiento. En estas condiciones, la forma de la verdadera curva de abatimiento es desconocida.

Este discernimiento, hizo pensar al personal técnico que intervino en la selección del equipó para éste pozo, que el abatimiento del pozo iba a ser considerablemente más rápido que el mostrado en la curva de la figura 66, la cual es a un flujo constante de 225 gpm. Por tanto, inicialmente se supuso que las condiciones normales de operación se establecerían rápidamente, lo que hizo seleccionar un motor de 60 HP (tabla X-b). Sin embargo, en la práctica el abatimiento no fue tan rápido, y la selección del motor fue motivo de discusión tal como se describe a continuación.

#### **4.2.1.1. Dimensionamiento del motor sumergible**

Inicialmente, se seleccionó un motor de 60 HP, el cual corresponde a las condiciones de máximo abatimiento del pozo. Pero debido a que el abatimiento no era tan rápido, la potencia demandada por la bomba, durante bastante tiempo, era considerablemente mayor a los 60 HP, produciendo que las protecciones de sobrecorriente del motor se dispararan constantemente, incluso ampliando su rango al factor de servicio.

Como la potencia demandada por la bomba excedía los 75 HP por poco tiempo después del arranque, se optó por cambiar el motor a uno de 75 HP, lo que obligadamente hizo también ampliar la capacidad del banco de transformadores.

Con éste aumento en la capacidad de la potencia del motor se producían aún disparos por sobrecarga del motor, aunque menos frecuentes, dependiendo de la fricción (presión) ofrecida por el sistema de distribución al inicio del bombeo. Además, la bomba presentaba problemas, manifestándose en derrame del bombeo, lo que probablemente era producido por cavitación, debido al elevado flujo bombeado al inicio.

#### **4.2.1.2. Operación actual del pozo No. 7 de una industria de embotellado**

Como el aumento de la potencia del motor no resolvió completamente el problema, especialmente por el problema presentado aún por la bomba, se optó por instalar, después del codo de descarga, una válvula reguladora de flujo, la cual mantiene el flujo constante a 225 gpm, mientras la carga estática va en aumento, tal como se describió en la sección 1.2.8.2 e ilustró en la figura 27.

De esta manera, la bomba demanda al motor una potencia constante de 57.6 HP (tabla VIII), independientemente de las variaciones en el nivel dinámico del pozo, salvo al aumentar la fricción del sistema por disminución del consumo por parte de la planta de producción de bebidas. Lo que hace disminuir el flujo y potencia de la bomba.

En éste último caso, puesto que la disminución del flujo va acompañada de aumento de presión experimentada por la bomba, y particularmente de la presión de distribución, el bombeo debe ser suspendido cuando la presión en el sistema de distribución llega a 60 PSI.

## **4.2.2. Solución del problema operando la bomba a velocidad variable**

### **4.2.2.1. Análisis de la bomba**

Otra forma de resolver el problema planteado, es operando la bomba a varias velocidades. La figura 71, muestra las curvas a varias velocidades de la bomba del pozo No. 7.

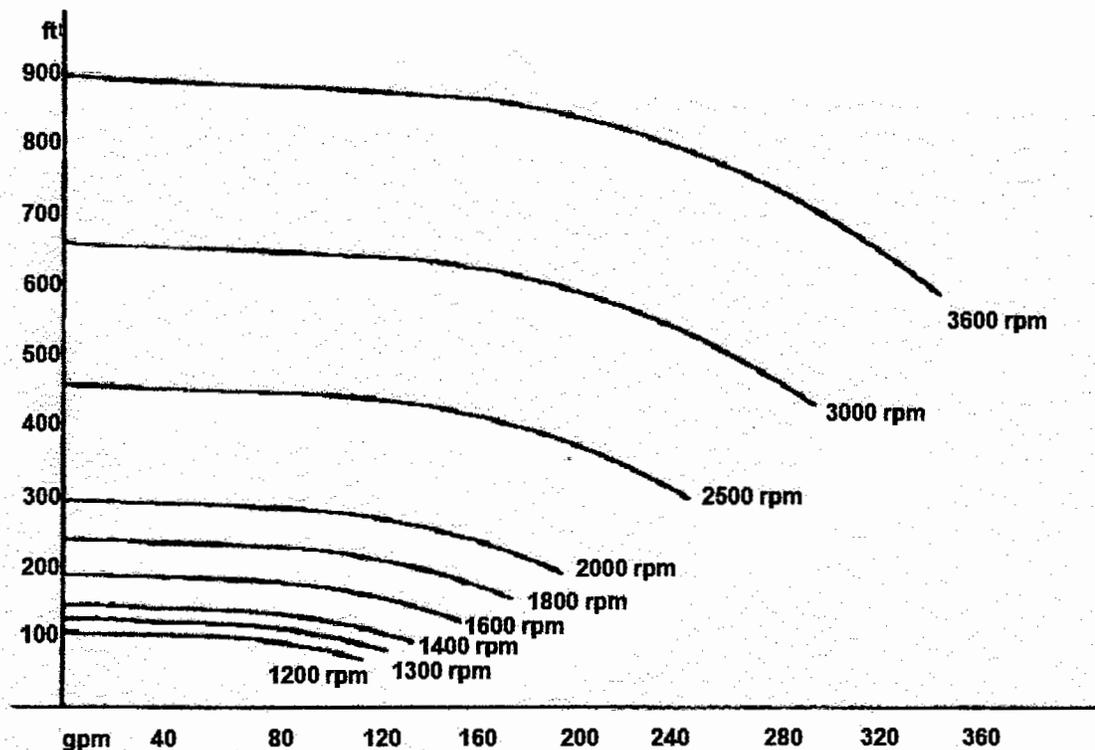
La solución que proponemos es mantener el flujo constante, o bien dentro de valores adecuados, mientras la carga estática va en aumento. Podemos obtener más curvas a varias velocidades, utilizando las leyes de afinidad (ecuaciones 1-12), así como también, trazar las curvas de eficiencia constante usando la relación parabólica (ecuación 1-13). Mezclando estas ecuaciones y utilizando como base los valores de la tabla VIII, podemos obtener la información tabulada en la tabla XI. Con esta información trazamos las curvas a varias velocidades y de eficiencia constante mostradas en la figura 72.

Las curvas de potencia constante, mostradas en esta misma figura, fueron obtenidas así:

De la ecuación 1-6:

$$BPH = \frac{Q * HDT}{3,960 * (\% \text{ de ef.})} \quad (HP)$$

Figura 71. Curva a varias velocidades de la bomba del Pozo No. 7



Fuente: **Goulds Hidro S.A.** Manual de bombas centrífugas.

De la ecuación 1-13,

$$HDT = \frac{Q^2}{K} \text{ (Pies)}$$

Sustituyendo esta última relación en la anterior y resolviendo para Q, obtenemos:

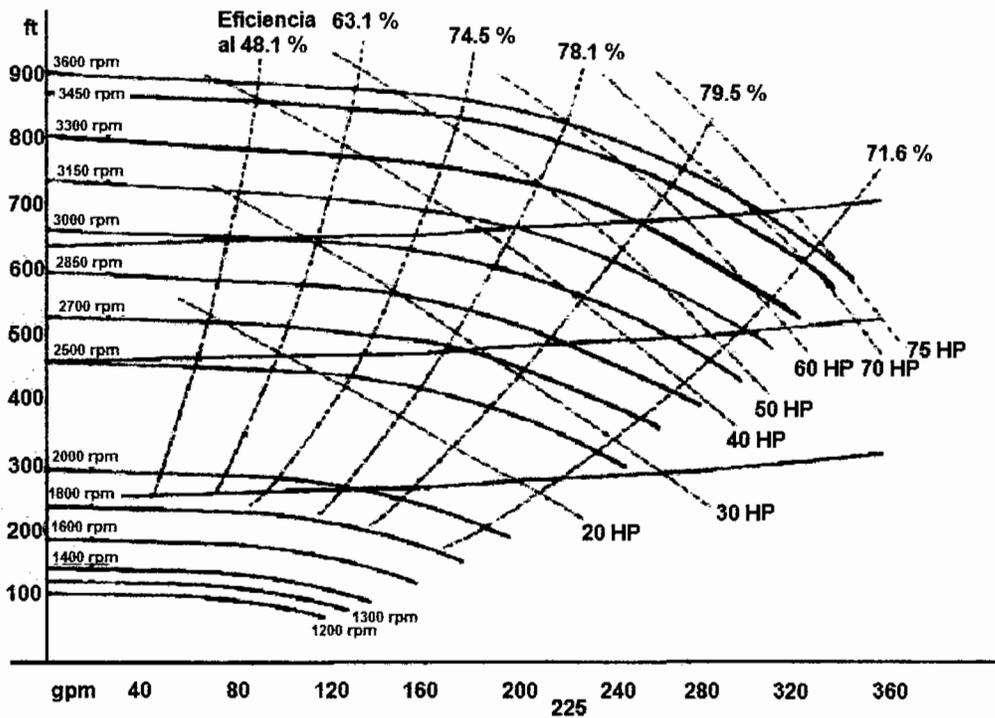
$$Q = (3,690 * BHP * K * (\%Ef))^{1/3} \text{ (gpm)} \quad (4-1)$$

**Tabla XI. Puntos de curvas a varias velocidades de la bomba del Pozo No. 7**

Velocidad	EFICIENCIA													
	-----		48.10%		63.10%		74.50%		78.10%		79.50%		71.60%	
	Flujo (gpm)	HDT (pies)												
3450	0.0	874.5	90.0	855.0	135.0	844.0	180.0	830.0	225.0	792.0	270.0	731.0	331.0	607.0
3300	0.0	800.1	86.1	782.3	129.1	772.2	172.2	759.4	215.2	724.6	258.3	668.8	316.6	555.4
3150	0.0	729.0	82.2	712.8	123.3	703.6	164.3	691.9	205.4	660.2	246.5	609.4	302.2	506.0
3000	0.0	661.2	78.3	646.5	117.4	638.2	156.5	627.6	195.7	598.9	234.8	552.7	287.8	459.0
2850	0.0	596.8	74.3	583.5	111.5	576.0	148.7	586.4	185.9	540.5	223.0	498.8	273.4	414.2
2700	0.0	535.6	70.4	523.7	105.7	516.9	140.9	508.4	176.1	485.1	211.3	477.7	259.0	371.8
2500	0.0	459.2	65.2	449.0	97.8	443.2	130.4	435.8	163.0	415.9	195.7	383.8	239.9	318.7
2000	0.0	293.9	52.2	287.3	78.3	283.6	104.3	278.9	130.4	266.2	156.5	245.7	191.9	204.0

Fuente: Elaboración propia.

**Figura 72. Curvas de potencia y eficiencia a varias velocidades de la bomba del Pozo No. 7**



Fuente: Superposición de curvas sobre la figura 71.

Utilizando como base los valores de flujo y altura a 3,450 rpm para los diferentes valores de eficiencia tabulados en la tabla VIII, obtenemos los valores de flujo para las diferentes potencias tabuladas en la tabla XII. La altura en pies es obtenida por medio de la relación parabólica.

**Tabla XII Puntos de carga – flujo para las curvas de potencia constante de la bomba del pozo No. 7**

Valores a 3450 rpm				Flujo y Altura a Potencia Constante													
Eficiencia	Flujo	HDT	K	20HP		30 HP		40 HP		50 HP		60 HP		70 HP		75 HP	
				gpm	Pies	gpm	Pies	gpm	Pies	gpm	Pies	gpm	Pies	gpm	Pies	gpm	Pies
48.1%	90.0	855.0	9.5	71.2	535.1	81.5	701.1	89.7	849.4	96.6	985.6	102.7	1113.0	108.1	1233.4	110.6	1291.5
63.1%	135.0	844.0	21.6	102.6	487.2	117.4	638.4	129.2	773.4	139.2	897.5	147.9	1013.5	155.7	1123.2	159.4	1176.0
74.5%	180.0	830.0	39.0	132.1	446.8	151.2	585.5	166.4	709.2	179.2	823.0	190.5	929.4	200.5	1029.9	205.2	1078.4
78.1%	225.0	792.0	63.9	158.1	391.2	181.0	512.6	199.2	621.0	214.6	720.6	228.1	813.7	240.1	901.7	245.7	944.2
79.5%	270.0	731.0	99.7	184.5	341.3	211.2	447.2	232.4	541.8	250.4	628.7	266.1	709.9	280.1	786.8	286.6	823.8
71.6%	331.0	607.0	180.5	217.1	261.2	248.5	342.2	273.6	414.6	294.7	481.1	313.1	543.3	329.7	602.1	337.3	630.4

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, en la misma figura 70, superponemos la curva de fricción de la columna y accesorios de la figura 67, para las tres diferentes cargas estáticas discutidas en la figura 70.

**- DINÁMICA DE LAS VARIABLES TOTALES A VELOCIDAD VARIABLE**

La información proporcionada en la figura 72, simplifica la estimación de flujo, HDT, eficiencia y potencia demandadas por la bomba a cualquier velocidad y carga estática.

De esta forma, si deseamos que el flujo de la bomba permanezca lo mas cerca posible al flujo nominal, 225 gpm: si iniciamos el bombeo después de un buen tiempo de estar suspendido el mismo, puesto que la carga estática inicial será de 253 pies, en la figura 72 vemos que podemos iniciar el bombeo arrancando la bomba a 2,500 rpm, para ir aumentando paulatinamente su velocidad hasta 3,450 rpm, mientras el pozo llega a su máximo abatimiento.

De esta manera, la potencia que demandara la bomba al inicio del bombeo será menor a los 30 HP, muy inferior a la potencia demandada al arrancar la bomba a 3,450 rpm, incluso con válvula reguladora de flujo, cuya potencia en este caso es constante e igual a la potencia normal de la bomba, muy próxima a 60 HP. Así también, para la solución que proponemos, el par motor es mucho menor (ecuación 1-7)

Similarmente, con esta forma de operar la bomba, puesto que la HDT en pies al inicio del bombeo, es menor, que la HDT al operar dicha bomba a velocidad constante de 3,450 rpm con válvula reguladora de flujo, el empuje hidráulico soportado por los impulsores, tazones y cojinetes de carga (ecuación 1-24) será menor durante el arranque, aumentando a su condición normal en el momento en que el pozo llega a su máximo abatimiento. Obtenemos, pues, dos ventajas: una ventaja operacional y una económica. El tiempo durante el cual se obtienen estas ventajas, estará dado por la curva de abatimiento a 225 gpm (figura 66).

Si deseamos mantener el flujo lo más cerca posible a 225 gpm, mientras el pozo llega a su máximo abatimiento, es posible estimar la potencia y par, de una manera más aproximada. De la figura 72, es posible leer, para cada una de las siete velocidades ilustradas (de 3,450 a 2,500 rpm), en forma aproximada, la eficiencia y HDT a 225 gpm, y obtener por medio de las ecuaciones 1-6 y 1-7 la potencia y el par correspondientes. Esta información es tabulada en la tabla XIII.

Tabla XIII. Valores aproximados a 225 gpm para siete velocidades diferentes de la bomba del pozo No. 7, cuyas curvas son representadas en la figura 72.

Velocidad No.	7	6	5	4	3	2	1
N (rpm)	3450	3300	3150	3000	2850	2700	2500
Eficiencia	78.10%	78.30%	78.70%	79.30%	79.50%	77.50%	75%
Alturas (pies)	787	720	720	565	480	420	350
Potencia (HP)	57.25	52.25	52.25	40.48	34.31	30.79	26.52
Par (Lb-pies)	87.13	83.12	83.12	70.84	63.19	59.87	55.68

Fuente: Elaboración propia

#### 4.2.2.2. Selección del motor operando la bomba a velocidad variable

##### A) Dimensionamiento del motor en éste caso

Puesto que en éste caso, la potencia demandada por la bomba nunca excede los 60 HP, basta con seleccionar un motor de 60 HP.

##### B) Características del motor sumergible seleccionado.

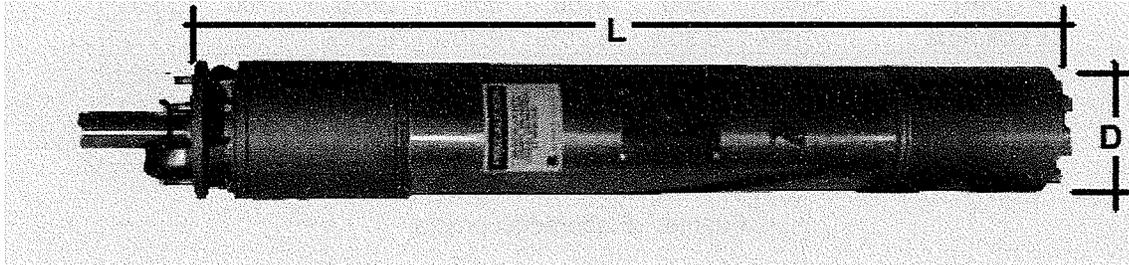
Puesto que la máxima velocidad a la cual operará la bomba (3,450 rpm) corresponde al 4.1 % del deslizamiento de 3,600 rpm, velocidad sincronía de un motor de dos polos a 60 Hz. (ecuaciones 2-1 y 2-2), el motor a seleccionar en éste caso, tiene las siguientes especificaciones:

##### I. Datos generales:

- 1) Marca: Hitachi
- 2) Potencia: 60 HP
- 3) Polos: 2
- 4) Dimensiones: diámetro externo nominal 8"

Algunas dimensiones adicionales se muestran en la figura 73 y en la tabla XIV.

Figura 73. Dimensiones del motor sumergible seleccionado



Fuente: **Hitachi, submersible motors.** Service manual & performance characteristics.

Tabla XIV. Dimensiones del motor sumergible seleccionado

D Pulgadas (mm)	L Pulgadas (mm)	PESO NETO Lbs (kg)
7.52 (191)	49.19 (1250)	375 (170)

Fuente: **Hitachi, submersible motors,** Service manual & performance characteristics.

C) Requerimientos de instalación del motor

El fabricante del motor seleccionado especifica los siguientes requerimientos de instalación:

4. Máxima temperatura del agua: 25 °C

5. PH del agua: 6.5 a 8.0

6. Propiedad química del agua:

Máxima concentración de Cloro: 500 PPM

Máximo de ácido sulfúrico y hierro: 15 PPM

Máximo de fluoruro:	0.8 PPM
Máxima conductividad eléctrica:	118 $\mu$ MHO / Plg

7. Máxima concentración de arena: 50 PPM
8. Mínima velocidad del agua para su enfriamiento: 0.5 pies / s
9. Nunca debe operar sumergido en lodo o arena

D) Camisa inductora de flujo

Puesto que el diámetro del pozo ( $D_p = 10''$ ) es ligeramente mayor en dos pulgadas, que el diámetro del motor ( $D_m = 7.52''$ ), se ve que no es posible instalar una camisa inductora de flujo. Por tanto, se deberá tener cuidado con la instalación de la unidad motor – bomba, respecto de las rejillas de ingreso del flujo al pozo para asegurar que la mayor cantidad de flujo enfríe al motor. No obstante, evaluemos si la velocidad del flujo supera la velocidad mínima especificada por el fabricante la cual es de 0.5 pies / segundo.

El flujo bombeado es,

$$Q = 225 \text{ gpm} = 0.5 \text{ pie}^3 / \text{s}$$

Los diámetros del pozo y motor son, respectivamente:

$$D_p = 10'' = 0.8333 \text{ pies}$$

$$D_m = 7.52'' = 0.6267 \text{ pies}$$

Por lo que el área entre el pozo y el motor por la que fluirá el flujo bombeado será,

$$A = (\pi/4) * (D_p^2 - D_m^2) = 0.2369 \text{ pie}^2$$

De manera que, de la ecuación 1-1, la velocidad del fluido que enfriará al motor es,

$$V = Q/A = 2.11 \text{ ft/s}$$

Esta velocidad es superior a la especificada por el fabricante.

E) Características eléctricas de funcionamiento

Algunas características son las siguientes:

- I. Las curvas que ilustran las características eléctricas de funcionamiento para el motor seleccionado en este caso, fueron mostradas en la figura 41. La tabla XV muestra la evaluación de algunos puntos de dicha figura.
- II. A 460 Voltios y 60 Hz el motor puede tolerar variaciones de voltaje de  $\pm 10 \%$ , y desbalance entre fases de  $\pm 5 \%$ .

**Tabla XV. Evaluación de algunos puntos de las curvas de la figura 41.**

Carga (HP)	Sin carga en el eje	25% (15)	50% (30)	75% (45)	100% (60)	115% (69)	125% (75)
Amperios	30.7	36.7	47.7	61.6	77.8	88.5	96
Eficiencia	0	69.9	80.6	83.9	84.7	84.6	84.3
Factor de Potencia	18.9	54.8	73.2	81.5	85.3	86.4	86.8
rpm	3600	3573	3545	3513	3454	3448	3440
Watts	4620	16000	27800	40000	52850	60900	66400
Par (Lbs-pie)	—	22	44.4	67.2	91	105.1	114.5

Fuente: **Hitachi, submersible motors, Service manual & performance characteristics.**

F) Selección del cable de bajada

Puesto que el motor a plena carga consume 77.8 amperios (Tabla XV) de cualquier tabla de conductores de cobre vemos que el calibre mínimo a seleccionar es cable sumergible No. 2, el cual tiene una sección de 33.6 mm<sup>2</sup>.

Dado que la caída de voltaje a través de una línea trifilar es,

$$e = \frac{I * L * 1.73}{\delta * A} \quad (\text{Voltios})$$

Donde:

e : caída de voltaje en voltios

I : corriente en amperios

L : longitud de la línea trifilar en metros

$\delta$  : conductividad del cobre

A : área del conductor en mm<sup>2</sup>.

Sabiendo que: I = 77.8 A; L = 234.7 metros igual a la colocación de la bomba;  $\delta = 57 \text{ m}/\Omega - \text{mm}^2$ ; la caída de voltaje de la línea trifilar de cable sumergible No. 2 a plena carga del motor, resulta ser,

$$e = \frac{77.8 * 234.7 * 1.73}{57 * 33.67} = 16.5 \text{ voltios}$$

Expresando el anterior valor como porcentaje de 460 V, voltaje nominal:

$$\% \text{ de } 460 \text{ V} = \frac{16.5 * 100}{460} = 3.5 \%$$

Que es un valor aceptable. Por tanto, seleccionamos cable sumergible No. 2.

#### **4.2.2.3. Manera en que operara el sistema automático para el control del flujo operando la bomba a varias velocidades: visión general.**

La bomba operará a siete velocidades diferentes, tal como se describió en la figura 72, cuyas variables del sistema fueron evaluadas en la tabla XIII para un flujo de 225 gpm.

Para el arranque inicial la bomba se acelerará lentamente hasta 2,500 rpm, correspondiéndole un flujo inicial aproximado de 240 gpm, debido a la carga estática inicial. Debido al aumento de la carga estática de la bomba, por causa del abatimiento del pozo, si se mantiene la bomba a 2,500 rpm el flujo irá disminuyendo pudiendo llegar a valores muy bajos si no se aumenta la velocidad de la bomba. Por tanto, cuando el flujo disminuya a 200 gpm, se aumentará la velocidad de la bomba a 2,700 rpm (segunda velocidad), ocasionando que el flujo aumente aproximadamente a 240 gpm nuevamente. Como el abatimiento del pozo continua, el flujo bombeado volverá a disminuir, por lo que al disminuir nuevamente a 200 gpm asignaremos a la bomba la tercera velocidad, 2,850 rpm, lo que hará que el flujo aumente nuevamente aproximadamente a 240 gpm. En forma similar, el ciclo de disminución del flujo se repite, aunque cada vez más lento, debido a la curva de abatimiento propia del pozo (figura 66).

De manera que cuando el flujo descienda nuevamente a 200 gpm, asignaremos a la bomba sucesivamente, las velocidades 4, 5, 6 y 7, cuyas magnitudes correspondientes figuran en la tabla XIII, es decir, la bomba operará dentro del rango 200 – 240 gpm.

Para esto, el motor será controlado por un convertidor de frecuencia, el cual, alimentará al primero con las relaciones voltaje / frecuencia adecuadas para obtener las velocidades indicadas, tal como se vio en el capítulo 3.

El convertidor de frecuencia será gobernado por un control lógico programable (PLC), el cual le indicará primero la velocidad a la que deberá operar, en términos de la magnitud del flujo bombeado. La magnitud del flujo bombeado será suministrada al PLC a través de un transductor de flujo. Este convierte la magnitud de flujo en una señal miliamperica que será realimentada hacia el PLC.

Como la bomba descarga hacia un sistema de fricción variable, al disminuir el consumo de usuarios, podríamos pensar que regulando la velocidad de la bomba podemos controlar la presión de distribución. No obstante, debido a la relativa alta carga estática, incluso durante el inicio del bombeo, si intentamos disminuir la presión de distribución disminuyendo la velocidad de la bomba, está manifestara altas disminuciones de flujo para bajas disminuciones de la presión de distribución, lo que hará que la bomba opere en condiciones de flujos bajos, lo cual no es conveniente. Por tanto, en esta aplicación, la variación de la velocidad de la bomba, será con el objeto de controlar exclusivamente el flujo bombeado por la misma. De éste modo, al aumentar la presión de distribución a 60 PSI, debido a la disminución del consumo, el bombeo deberá suspenderse.

Como nuestro énfasis no es controlar la presión de la bomba, para medir la presión en forma discreta utilizaremos un interruptor de presión (presostato), cuya señal será realimentada hacia el PLC.

Tras una suspensión del bombeo por alta presión (mayor a s 60 PSI), el mismo se pondrá nuevamente en marcha al bajar dicha presión a 40 PSI, siempre y cuando hallan transcurrido.



## **5. ANÁLISIS OPERACIONAL Y ECONÓMICO DEL SISTEMA PROPUESTO.**

### **5.1. Análisis operacional de los sistemas actual y propuesto**

Para efectos de comparación, la operación actual del pozo No. 7, respecto al sistema automático propuesto, tiene las siguientes características:

#### **5.1.1. Corriente del motor y golpe de ariete durante el arranque y paro del bombeo.**

En el sistema actual, el motor es controlado por un arrancador de estado sólido, el cual produce un arranque y paro del motor con voltaje en rampa, tal como se describió en la sección 2.3.3. Por tanto, el arranque y paro de la bomba se realiza acelerando y desacelerando en forma relativamente lenta (en seis segundos aproximadamente), lo cual hace disminuir en forma considerable el golpe de ariete. La corriente de arranque del motor en éste caso es alrededor del 150% de la corriente nominal del motor, y durante la suspensión es de alrededor del 120%.

En el sistema propuesto, el convertidor de frecuencia acelera al motor hasta la primera velocidad (2,500 rpm) en 45 segundos. Este tiempo es casi ocho veces el tiempo de aceleración para el caso del sistema actual al acelerar al motor hasta 3,450 rpm (velocidad nominal). La desaceleración del motor, para el sistema propuesto, desde la velocidad máxima es de 30 segundos. Por tanto, el arranque y paro para el sistema propuesto se realiza de una manera más suave.

En el sistema propuesto, el motor podrá entregar su par nominal al arrancar, sin necesidad de que la corriente supere el 100% (sección 2.3.4.1).

No obstante, debido a la inercia de la bomba y el motor, y a la mayor fricción cuando la bomba inicia su aceleración desde el reposo, al motor se le podría demandar cierto porcentaje de par adicional (figura 33), lo que irá acompañado con un aumento en la corriente del motor. Por tanto, se espera que la corriente de arranque no supere el 120% de la corriente nominal y durante la suspensión no supera el 100%. Estos valores son menores para el caso del sistema actual.

### **5.1.2. Control del flujo**

En el sistema actual, el flujo es controlado por una válvula reguladora de flujo, la cual ofrece fricción variable a manera de mantener el flujo constante. No obstante, el tiempo de respuesta de la válvula reguladora de flujo no es tan rápido (alrededor de un minuto), lo que ocasiona que al iniciar el bombeo, debido a la baja carga estática de la bomba al inicio del bombeo, el flujo se eleve a 428 gpm (figura 70) demandando mayor potencia al motor, hasta que la válvula reguladora del flujo comience a operar.

En el sistema propuesto, cuando la bomba es acelerada lentamente a 2,500 rpm en 45 segundos, el flujo inicial es alrededor de 240 gpm (figura 72) y la potencia demandada al motor es cerca de a 27 HP. Adicionalmente, el control asegura que la velocidad inmediata no sea asignada al motor si el flujo bombeado no es menor de 200 gpm, y si estando así ya el motor en una determinada velocidad, el flujo llegará a superar los 240 gpm, el control lo hará retornar a la velocidad inmediata inferior. Por tanto, en el sistema propuesto no hay sobre flujos que pudieran demandarle sobreesfuerzos a la bomba y consecuentemente mayor corriente al motor.

### **5.1.3. Supervisión de la presión**

En el sistema actual, la presión es supervisada por un operador humano quien toma lectura cada hora en un manómetro. Si la presión sobrepasa de 60 PSI, el operador procede a suspender el bombeo. Al bajar la presión a 40 PSI o menos, y después de un tiempo prudencial, el operador volverá a arrancar el equipo.

En el sistema propuesto, la incorporación de un interruptor de presión al controlador asegura que la interrupción y puesta en marcha del bombeo se realice oportunamente, en los rangos de presión y horario indicados, sin errores.

### **5.1.4. Carga dinámica total y carga axial del cojinete de carga del motor**

En el sistema actual, la válvula reguladora de flujo hace que la altura dinámica total (HDT) que experimenta la bomba sea prácticamente constante (de 787 pies), salvo al inicio, como ya se dijo. Siendo la HDT constante, el empuje axial soportado por el cojinete de carga del motor será también constante (ecuación 1-24, Pág. 44).

En el sistema propuesto, la HDT al inicio (a 2,500 rpm) será aproximadamente de 350 pies (tabla XIII) e irá aumentando paulatinamente hasta 787 pies conforme disminuye el nivel del agua en el pozo y aumenta la velocidad de la bomba (figura 72). Esto hace que al inicio del bombeo, la presión soportada por los impulsores y tazones de la bomba sea menor que los valores nominales. Por tanto, el empuje axial soportado por el cojinete de carga del motor será también menor al inicio, lo cual disminuirá su desgaste.

### **5.1.5. Factor de potencia y armónicos**

En el sistema actual, el arrancador de estado sólido con arranque de voltaje en rampa, posee una función de ahorro de energía, por medio de la cual baja adecuadamente el nivel de voltaje suministrado a los bornes del motor, cuando siente que la potencia consumida por dicho motor es inferior a la nominal.

Esta potencia inferior demandada al motor podría ser el resultado de un abatimiento adicional del pozo (esto hace que la bomba opere a una menor potencia), por alguna de las causas descritas en la sección 1.2.8.7. debido que al bajar la potencia demandada al motor, éste opera a un factor de potencia e intensidad inferiores (figura 41), lo que puede compensarse al bajar ligera y adecuadamente el nivel de voltaje (figura 40). Por tanto, el sistema actual operará siempre aproximadamente a un factor de potencia igual al nominal del motor, que en éste caso es de 0.853.

En el sistema propuesto, debido a la primera etapa del convertidor de frecuencia, constituida por los rectificadores de potencia, los convertidores estáticos poseen típicamente un factor de potencia promedio de 0.852, a pesar de los cambios de potencia demandados por el motor. Por tanto, ambos sistemas operarán a factores de potencia similares.

Ambos arrancadores, actual y propuesto, producen armónicos y requieren la instalación de filtros a la entrada para eliminarlos. Así también, si se desea aumentar el factor de potencia, en ambos casos deberá considerarse el análisis de los filtros inductivos y capacitores adecuados para evitar los efectos de los voltajes y corrientes de armónicas. Este análisis escapa a los objetivos de este trabajo, y por tanto no se entra en detalles.

### **5.1.6. Consumo de energía**

El ahorro de energía es una de las mayores ventajas del sistema propuesto. A continuación cuantificaremos el consumo en kWh en 24 horas de cada sistema.

Para simplificar el análisis se asume lo siguiente:

- El Pozo No. 7 tiene actualmente un motor sumergible de 75 HP (sección 4.2.2.2), pero con la instalación de la válvula reguladora de flujo, un motor de 60 HP sería suficiente. Por tanto, para no hacer un análisis con desventaja del sistema actual respecto al propuesto, se hará la comparación asumiendo que en ambos casos el motor instalado es de 60 HP.
- De esta forma, los cables de bajada en cada caso son idénticos, por lo que se asume que las pérdidas a través de los mismos son equivalentes, por lo que no se consideraran en el análisis de consumo de energía.
- Debido a la baja frecuencia de modulación seleccionada para el sistema propuesto (4 kHz) las pérdidas en el convertidor de frecuencia son menores. De modo que se asume que en ambos casos, las pérdidas en los arrancadores son equivalentes, y no se consideran para el análisis de consumo de energía.

#### **5.1.6.1. Sistema actual**

De la tabla VIII, la potencia de la bomba a 225 gpm es,

$$\text{Potencia} = 57.6 \text{ HP}$$

Con esta carga en el eje, de la figura 41 se observa que la eficiencia del motor es casi la misma que con una carga en el eje de 60 HP. Por tanto, de la tabla XV, usando la eficiencia a 60 HP (84.7%), el motor demandará aproximadamente una potencia eléctrica de:

$$P = (57.6 \text{ HP}) * \frac{(0.746 \text{ kW})}{(1\text{HP})} * \frac{1}{(0.847 \text{ ef.})} = 50.73 \text{ kW}$$

Con trece horas de operación, el consumo es de:

$$E = (13 \text{ horas}) * (50.73 \text{ kW}) = 659.5 \text{ kWh}$$

#### **5.1.6.2. Sistema propuesto**

El análisis exacto para el cálculo del consumo de energía en el sistema propuesto es complicado, ya que la bomba operará dentro del rango de 200 – 240 gpm y a varias velocidades. Por tanto, se hará un análisis aproximado, y para ello se utilizará la evaluación hecha a la bomba en la tabla XIII, para un flujo constante de 225 gpm, a las siete velocidades diferentes ya indicadas.

En la tabla XIII se ve la altura dinámica total en pies, a 225 gpm para cada una de las siete velocidades. Se ve, además, la correspondiente potencia en HP demandada por la bomba. Estos valores se listan nuevamente en las primeras tres filas de la tabla XVI, en el orden de velocidad ascendente de la bomba.

**Tabla XVI Evaluación de las variables de la bomba para las siete velocidades a un flujo de 225 gpm, conforme se produce el máximo abatimiento del pozo.**

Velocidad de la bomba (rpm)	2,500.00	2,700.00	2,850.00	3,000.00	3,150.00	3,300.00	3,450.00
HDT (pies)	350.00	420.00	480.00	565.00	645.00	720.00	787.00
Potencia de la bomba (hp)	26.52	30.79	34.31	40.48	46.57	52.25	57.25
Nivel dinámico (pies)	252.40	322.40	382.40	467.40	547.40	622.40	689.40
Tiempo correspondiente al nivel dinámico (minutos)	0.00	3.50	10.00	55.00	330.00	2,400.00	-----
Tiempo correspondiente al nivel dinámico (horas)	0.00	0.06	0.17	0.92	5.50	40.00	-----

Fuente: Elaboración propia

De la ecuación 1-21 (Pág. 43), la HDT de la bomba resulta ser.

$$HDT = (253 + S) + H_F + H_D$$

En donde, de la figura 66 el término “(253 + S)” resulta ser el nivel dinámico (ND) del pozo;  $H_F$  (=28.3 pies) es la fricción en pies ofrecida por la columna y accesorios a 225 gpm (tabla IX); y,  $H_D$  es la altura en pies ofrecida por la presión del sistema de distribución (60 PSI como máximo).

Tomando 30 PSI, como valor promedio de la presión de distribución, la correspondiente altura en pies (ecuación 1-4, Pág. 2) es:

$$H_D = 30 + (2.31) = 69.3 \text{ pies}$$

De esta forma, el nivel dinámico (ND) del pozo es,

$$H_D = HDT - (H_F + H_D)$$

o sea,

$$ND = HDT - (28.3 + 69.3) = HDT - 97.6$$

Utilizando los valores de HDT de la tabla XVI, se obtienen los valores del nivel dinámico del pozo, mostrados también en la tabla XVI, para cada una de las siete velocidades.

De la curva de abatimiento del pozo (figura 66), se obtienen los tiempos correspondientes en minutos y en horas, listados en la misma tabla XVI.

En la figura 66 se observa que el máximo abatimiento del pozo se alcanza en 40 horas. En éste instante de tiempo, de la tabla XVI se ve que la velocidad asignada a la bomba es de 3,300 rpm. Como ya no hay más abatimiento del pozo, pareciera que la asignación de la séptima velocidad a la bomba, 3,450 rpm, no fuera necesario, pues el nivel dinámico a está velocidad mostrado en la tabla XVI (689.4 pies), en realidad no existe, ya que el máximo nivel dinámico es de 621 pies.

Esta discrepancia se debe a las aproximaciones, una presión promedio de 30 PSI, pero si a la velocidad de 3,450 rpm la presión en el sistema de distribución fuera de 60 PSI (= 138.6 pies), el nivel dinámico del pozo sería en éste caso,

$$ND = 787 - (28.3 + 138.6) = 620 \text{ pies}$$

Que es aproximadamente, el máximo nivel dinámico del pozo al extraerle un flujo de 225 gpm.

Los valores de potencia de la bomba (tabla XVI) corresponden a la potencia mecánica demandada al motor.

Por tanto, si se asume que la eficiencia del motor a cualquiera de las siete velocidades, es igual a la eficiencia del motor al 100 % de la carga nominal (recordando que se ha seleccionado en el convertidor de frecuencia la relación voltaje/frecuencia cuadrática, lo que hace que el deslizamiento y por tanto el rendimiento del motor sea aproximadamente constante), la potencia eléctrica del motor resulta ser aproximadamente,

$$\text{Potencia del motor (kW)} = [\text{potencia de la bomba (HP)}] * \frac{(0.746 \text{ kW})}{1 \text{ HP}} * \frac{1}{0.847 \text{ de ef.}}$$

De está forma, usando los valores de potencia de la bomba de la tabla XVI, se obtienen los valores de potencia en kW del motor, listados en la tabla XVII. En esta última tabla se ven, además, los tiempos en horas de abatimiento correspondientes a los de la tabla XVI, usando las aproximaciones de tiempo indicadas anteriormente, para las velocidades de 3,300 y 3,450 rpm.

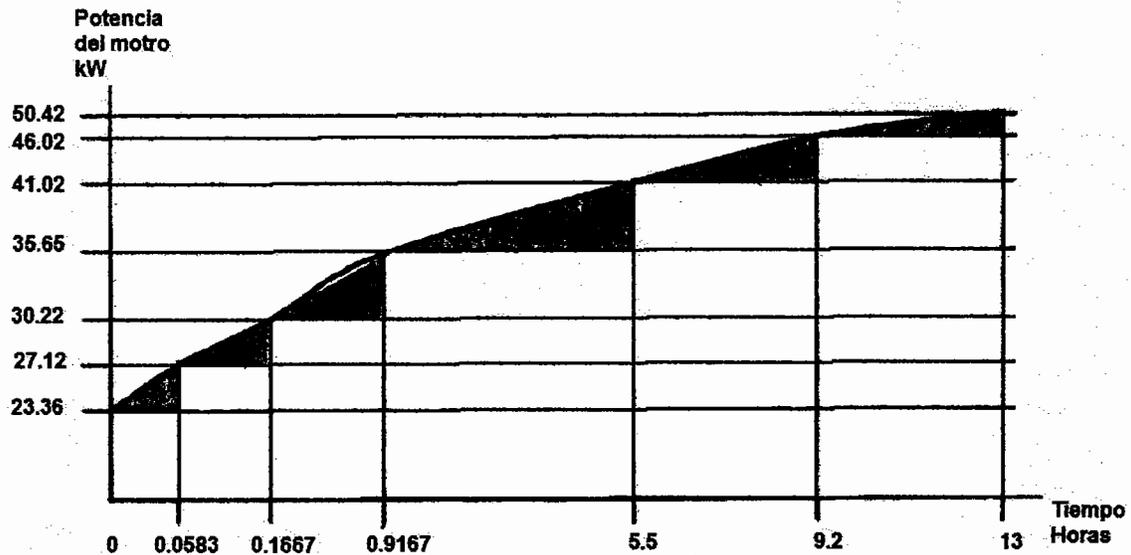
Con los valores de tiempo y potencia listados en la tabla XVII, es posible construir la curva mostrada en la figura 74, en donde el área bajo la curva corresponde a la energía consumida por el motor en kWh, para las trece horas de operación.

**Tabla XVII. Evaluación aproximada de las variables de la bomba para las siete velocidades a un flujo de 225 gpm, conforme se produce el máximo abatimiento del pozo, usando los valores listados en la tabla XVI.**

Tiempo (horas)	0	0.0583	0.1667	0.9167	5.5	9.2	13
Potencia del motor (kW)	23.36	27.12	30.22	35.65	41.02	46.02	50.42

Fuente: Elaboración propia

**Figura 74. Curva potencia – tiempo del motor eléctrico sumergible, operando a varias velocidades.**



Fuente: Elaboración propia

En la figura 74, el área bajo la curva puede calcularse en forma aproximada dividiendo el área en triángulos y en rectángulos. El área total será entonces la suma de todas las áreas de los triángulos y rectángulos.

De esta forma, el área "A", del primer triángulo y rectángulo de la izquierda (figura 74) es,

$$A = \frac{(27.12 - 23.36)(0.0583 - 0)}{2} + 23.36(0.0583 - 0) = 1.47 \text{ kWh}$$

Procediendo de manera similar para el cálculo de las restantes cinco áreas B, C, D, E y F, de los triángulos y rectángulos correspondientes, de izquierda a derecha, se obtienen los valores de energía listadas en la tabla XVIII, en donde, además, se muestra la suma de todas las áreas, la cual corresponde a la energía total en kWh consumida por el motor en las 13 horas de operación en un día.

**Tabla XVIII. Cálculo aproximado del consumo total de energía del motor en un día (13 horas) para el caso del sistema propuesto, utilizando la figura 74**

	A	B	C	D	E	F	Total kWh diarios
Energía (kWh)	1.47	3.11	24.7	175.7	161.02	183.24	549.24

Fuente: Elaboración propia

Por tanto, restando al consumo de energía del sistema actual (sección 5.1.6.1) el consumo de energía para el sistema propuesto, se observa que el ahorro de energía al usar éste último, resulta ser aproximadamente,

$$\text{Energía ahorrada diariamente} = 659.5 - 549.24 = 110.26 \text{ kWh}$$

## **5.2. Análisis económico de los sistemas actual y propuesto**

### **5.2.1. Generalidades**

Parece bastante económico el ahorro de energía indicado anteriormente. No obstante, el costo superior del equipo para el sistema propuesto, como se verá más adelante, lo hace poco atractivo. Por tanto, es necesario una evaluación económica transformando los desembolsos iniciales, de cada alternativa, en una serie uniforme equivalente de costos anuales a una tasa de rendimiento mínima, los que sumados a los desembolsos anuales de operación y mantenimiento, daría el desembolso anual total para cada caso. La alternativa que tenga la serie mas baja de costo anual será, evidentemente, la más económica.

Para una evaluación económica precisa de cada alternativa, para el costo de producción por unidad del producto bombeado, se debería incluir para cada caso,

- La inversión inicial,
- El costo de mantenimiento
- El costo de operación
- El tiempo de vida útil

No obstante, puesto que la diferencia de los desembolsos anuales para el sistema actual menos los desembolsos anuales del sistema propuesto proporcionan el ahorro de éste último respecto al primero, y dado que existen elementos comunes con vidas útiles iguales en cada alternativa, que producen desembolsos idénticos, se omiten para simplificar nuestro análisis.

### **5.2.2. Elementos económicos comunes de las dos opciones**

#### **➤ Motor y cable sumergible**

A pesar de que, en el sistema actual se encuentra instalado un motor de 75 hp, en realidad un motor de 60 hp sería suficiente (sección 4.2.1.2). Por tanto, tal como se supuso para el cálculo del consumo de energía, para no hacer un análisis con ventaja del sistema propuesto, respecto al actual, se asume que en ambos casos los motores son de potencias y especificaciones idénticas. Esto hace que los cables sumergibles, en ambos casos sean también idénticos.

La experiencia en la embotelladora donde se ubica el pozo 7 ha mostrado que, generalmente, un motor sumergible tiene una vida útil de 5 años.

A pesar de las ventajas para el motor indicadas para el sistema propuesto (aumento de la potencia y de la carga axial a los valores nominales en forma paulatina), se asume que en ambos casos el motor tiene el mismo tiempo de vida útil. Igualmente, se asume en el caso del cable sumergible.

Igual suposición se hará en el caso del costo del mantenimiento para ambos casos.

➤ Bomba, columna y accesorios

Las bombas son idénticas, así como la columna y accesorios. Por tanto, se pueden omitir sus desembolsos.

➤ Otros elementos con costo y vidas útiles idénticos

- Sistema de cloración
- Dispositivos, accesorios de control y protección: guarda nivel, fusibles de mando, cables, tuberías eléctricas, etc.

Con los elementos económicos idénticos omitidos, se puede proceder a realizar la evaluación económica simplificada para cada caso.

### **5.2.3. Costo anual simplificado del sistema actual**

Para el cálculo del costo anual, en éste caso, se debe tomar en consideración,

- La inversión inicial del equipo
- El costo anual del consumo de energía eléctrico, y
- El salario anual del personal

### 5.2.3.1. Costo anual equivalente simplificado de la inversión inicial

La inversión inicial simplificada, se refiere a los elementos del sistema actual, que no son comunes con el equipo del sistema propuesto. Estos son listados en la tabla XIX, con sus correspondientes valores en quetzales.

Consultando con el personal técnico de las empresas distribuidoras del equipo, estos tienen una vida promedio de 10 años, por lo que al usar una tasa de interés mínima de 10%, se obtiene el costo anual equivalente de la inversión inicial, cuyo valor figura también en la tabla XIX.

Tabla XIX. Costo simplificado de la inversión inicial y costo anual equivalente del equipo para el sistema actual.

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	COSTO (Quetzales)	Fuente
(1) Arrancador Sikostar Siemens, 60 hp, 460 voltios, montado en gabinete de acero, que incluye lo siguiente: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Filtro a la entrada clase A, para disminuir los efectos de armónicos</li> <li>• Protección de pararrayos de línea por fase(3)</li> <li>• Interruptor termo magnético ajustable 100-160 amperios</li> <li>• 3 fusibles NH 125 amperios con base</li> <li>• Ventilador y filtro de salida</li> <li>• Interruptor de manija de dos posiciones y juego de pulsadores</li> <li>• Indicadores luminosos</li> </ul>	50000	Siemens
(1) Válvula reguladora de flujo	15000	Riegos Modernos
Total de la inversión inicial para este caso	65000	-----
<b>Costo anual equivalente simplificado de la inversión inicial del sistema actual para una vida útil de 10 años al 10 % anual</b>	<b>10578.75</b>	

Fuente: Elaboración propia

El costo anual equivalente se obtuvo por medio del siguiente factor económico:

$$CA = P(A/P, i, n) \quad (Q.) \quad (5-1)$$

Donde:

CA: costo anual equivalente uniforme sobre el período n.

P : inversión inicial del equipo.

A : serie uniforme de pagos durante el período n.

i : tasa efectiva anual de interés o tasa de rendimiento.

n : vida económica en años.

Por tanto, utilizando la ecuación 5-1, y siendo n = 10 años e i = 10 %, el costo anual de la inversión inicial (CAi) resulta ser,

$$CAi = 65,000.00 * (A/P, 10, 10) = 65,000.00(0.16275)$$

$$CAi = Q. 10,578.75$$

### **5.2.3.2. Costo anual del consumo de energía eléctrica**

Para el costo anual en quetzales del consumo de energía eléctrica, es necesario utilizar las tarifas de distribución definidas por la Comisión Nacional de Energía Eléctrica, en donde se definen las siguientes variables:

- Potencia contratada: Media tensión con demanda en punta.
- El horario diario de punta es de 18:00 a 22:00 horas.

Puesto que la potencia consumida por el motor se encuentra dentro del rango de 11 – 100 kW, y el banco de transformadores es alimentado a 13.2 kV, el costo de energía eléctrica para el pozo No. 7 estará sujeto a la “tarifa con medición de demanda máxima, con participación en la punta, para usuarios conectados en media tensión”. Los cargos para esta tarifa se muestran en la tabla XX.

**Tabla XX. Cargos de consumo eléctrico para el pozo.**

Cargo por consumidor (Q/usuario-mes)	675.0431
Cargo unitario por energía eléctrica (Q/kWh)	0.9624
Cargo unitario por potencia máxima (Q/kW-mes)	48.0840
Cargo unitario por potencia contratada (Q/kW-mes)	19.8134

Fuente: **Resolución CNEE No. 149-2009**

Existen cobros adicionales cuando el factor de potencia es menor de 0.90. por tanto en este caso, dicho cobro no es aplicable (sección 5.1.5).

La potencia máxima, en el sistema actual, es de alrededor de 150% (sección 5.1.1) del valor nominal (50.73 kW), esto es,

$$P_{\max} = 1.5 * (50.73) = 76.09 \text{ kW}$$

Puesto que aproximadamente la potencia máxima será siempre la misma, esta asume igual a la potencia contratada, para este análisis.

En la sección 5.1.6.1 calculamos el consumo de energía eléctrica en kWh de un día. Por tanto, el consumo de energía en un mes con un promedio de 30 días es,

$$\text{Consumo de energía de un mes} = 30 * (659.5) = 19,785 \text{ kWh}$$

Por tanto, utilizando los factores de cargo por consumo de energía eléctrica de la tabla XX, la potencia contratada y el consumo en kWh de un mes, se obtienen los cargos en quetzales correspondientes, listados en la tabla XXI, los cuales sumados, producen el cargo total en quetzales de un mes. En la misma tabla XXI, se muestra, además, el valor en quetzales por consumo de energía eléctrica para un año.

**Tabla XXI. Cargos de consumo de energía eléctrica en quetzales del pozo No. 7 para el sistema actual y sus correspondientes totales a un mes y a un año.**

Cargo por consumidor (Q)	675.0431
Cargo por energía (Q)	19,041.58
Cargo por potencia máxima (Q)	3,658.71
Cargo por potencia contratada (Q)	1,507.60
Cargo total por consumo eléctrico de un mes (Q)	24,882.93
Cargo total por consumo eléctrico de un año (Q)	298,595.20

Fuente: Elaboración propia

### **5.2.3.3. Salario anual del personal**

Actualmente, la operación del pozo es supervisada por tres personas, en turnos de 24 \* 48 horas, quienes se encargan de arrancar y apagar el equipo, tomar lecturas cada hora de los diferentes parámetros de operación (caudal, presión, voltaje, corriente, lecturas del contador, etc.) y elaborar los reportes de operación diarios correspondientes. Cada uno de los tres operadores indicados devenga un salario promedio mensual de Q. 2,400.00. con estos datos, obtenemos el salario mensual y anual del personal en quetzales listado en la tabla XXII.

**Tabla XXII. Salario mensual y anual del personal en el caso del sistema actual.**

Salario mensual del personal (Q)	7,200.00
Costo del salario anual del personal (Q)	86,400.00

Fuente: Elaboración propia

**5.2.3.4. Costo total anual equivalente simplificado del sistema actual**

El costo total anual se calcula sumando todos los desembolsos anuales, tal como se muestra en la tabla XXIII.

**Tabla XXIII. Cálculo del costo total equivalente simplificado para el sistema actual del pozo.**

DESCRIPCIÓN	QUETZALES
Costo anual equivalente simplificado de la inversión inicial del sistema actual para una vida útil de 10 años al 10 % anual	10,578.75
Cargo por consumo de energía eléctrica de un año	298,595.20
Costo del salario anual del personal	86,400.00
Costo total anual equivalente simplificado del sistema actual	395,573.95

Fuente: Elaboración propia

**5.2.4. Costo anual simplificado del sistema propuesto**

Para el cálculo del costo anual, en éste caso, se debe tomar en consideración,

- La inversión inicial simplificada del equipo
- El costo anual del consumo de energía eléctrico

### 5.2.4.1. Costo anual equivalente simplificado de la inversión inicial

La inversión inicial simplificada se refiere a los elementos del sistema propuesto, que no son comunes con el equipo del sistema actual. Estos son mostrados en la tabla XXIV, con sus correspondientes valores en quetzales.

Para el cálculo de la serie anual equivalente, se asumió una tasa de rendimiento idéntica al caso del sistema actual; por tanto, el factor económico y el proceso de cálculo es similar al que se utilizó para el equipo del sistema actual (ecuación 5-1).

Tabla XXIV. Costo simplificado de la inversión inicial y costo anual equivalente simplificado del equipo para el sistema propuesto

DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.	COSTO (Quetzales)	Fuente.
(1) Variador MIDIMASTER Vector Siemens, 60 hp, 460 voltios, montado en gabinete de acero, que incluye lo siguiente: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Filtro a la entrada clase A, para disminuir los efectos de armónicos</li> <li>• Protección de pararrayos de línea por fase(3)</li> <li>• Interruptor termo magnético ajustable 100 - 160 amperios</li> <li>• 3 fusibles NH 125 amperios con base</li> <li>• Ventilador y filtro de salida</li> <li>• Interruptor de manija de dos posiciones y juego de pulsadores</li> <li>• Indicadores luminosos</li> </ul>	50,000.00	Siemens
(1) Autómata Simatic, en gabinete de acero con llave en puerta que incluye lo siguiente: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Batería de litio</li> <li>• Fuente PS 930 115/230 VAC : 24 VCD / 0,8 A</li> <li>• 1 módulo de entrada analógica 4/20 mA</li> <li>• 1 módulo de entrada digital 8 x 115 VAC</li> <li>• 2 módulos de salida digital 4 x reles x 30 VDC / 115 VAC</li> <li>• 2 elementos de bus tipo SIGUT</li> <li>• Salida de control a borneras</li> <li>• Interruptor de manija de dos posiciones y juego de pulsadores</li> <li>• Indicadores luminosos</li> </ul>	25,000.00	Siemens
(1) reloj digital 120 VAC, con remarcación de la hora tras un corte de energía eléctrica, con salida a rele programable en rangos de tiempo.	1,100.00	Prestelectro
(1) Transductor de flujo SIGNET, que incluye: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Sensor de flujo Metalex P 525-2, 0.300 gpm</li> <li>• Transmisor de flujo modelo 8503, con salida de 4 a 20 mA</li> <li>• Fuente de 115 VAC - 24VCD para el transmisor</li> </ul>	14,650.00	ESINSA
<b>Total de la inversión inicial para este caso</b>	<b>120,750.00</b>	---
<b>Costo anual equivalente simplificado de la inversión inicial del sistema actual para una vida útil de 10 años al 10 % anual</b>	<b>19,652.06</b>	

Fuente: Elaboración propia

#### **5.2.4.2. Costo anual del consumo de energía eléctrica**

Para el costo anual en quetzales del consumo de energía eléctrica para el sistema propuesto, se procede de manera similar a la realizada para el caso del sistema actual (sección 5.2.3.2).

La potencia máxima, la cual ocurre durante el arranque, en el sistema propuesto, es aproximadamente el 120% de la potencia nominal a voltaje y frecuencia base (50.42 kW, tabla XVIII), es decir,

$$P_{\max} = 1.2 * (50.42) = 60.5 \text{ kW}$$

Puesto que, aproximadamente, la potencia máxima será siempre la misma, esta se asume igual a la potencia contratada para este análisis.

En la tabla XIX se calcula el consumo de energía eléctrica en kWh de un día. Por tanto, el consumo de energía eléctrica en un mes con un promedio de 30 días es,

$$\text{Consumo de energía eléctrica de un mes} = 30 * (549.24) = 16,477.2 \text{ kWh}$$

Por tanto, utilizando los factores de cargo por consumo de energía eléctrica de la tabla XX, la potencia máxima, potencia contratada y el consumo en kWh de un mes, se obtienen los cargos en quetzales correspondientes, listados en la tabla XXV, los cuales, sumados producen el cargo total en quetzales de un mes. En la misma tabla XXV se muestra, además, el valor en quetzales por consumo de energía eléctrica en un año.

**Tabla XXV. Cargos de consumo de energía eléctrica en quetzales del pozo para el sistema propuesto, y sus correspondientes totales en un mes y en un año.**

Cargo por consumidor (Q)	675.0431
Cargo por energía (Q)	15,858.07
Cargo por potencia máxima (Q)	2,909.08
Cargo por potencia contratada (Q)	1,198.71
Cargo total por consumo de energía eléctrica de un mes (Q)	20,640.90
Cargo total por consumo de energía eléctrica de un año (Q)	247,690.85

Fuente: Elaboración propia

#### **5.2.4.3. Costo total anual equivalente simplificado del sistema propuesto**

El costo total anual se calcula sumando todos los desembolsos anuales, tal como se muestra en la tabla XXVI.

**Tabla XXVI. Cálculo del costo total anual equivalente simplificado para el sistema propuesto.**

DESCRIPCIÓN	QUETZALES
Costo anual equivalente simplificado de la inversión inicial del sistema actual para una vida útil de 10 años al 10 % anual	19,652.06
Cargo por consumo de energía eléctrica de un año	247,690.85
Costo total anual equivalente simplificado del sistema actual	267,342.91

Fuente: Elaboración propia

#### **5.2.5. Análisis económico final**

Para calcular el ahorro obtenido al utilizar el sistema propuesto, basta con restarle a la serie total anual del sistema actual (tabla XXIII), el valor de la serie total anual del sistema propuesto (tabla XXVI):

$$\text{Ahorro obtenido al usar el sistema propuesto} = 395,573.95 - 267,342.91$$

$$\text{Ahorro obtenido en un año} = 128,231.04$$

Para implementar el sistema propuesto (equipo listado en la tabla XXIV), el equipo actual listado en la tabla XIX no se desperdiciaría, ya que el arrancador se podrá utilizar, en otra estación de bombeo en la que debido a las condiciones hidráulicas constantes, un convertidor de frecuencia no se justifica. O, también, estaría de repuesto para alguna estación de bombeo que lo requiera en un futuro. La válvula reguladora de flujo se podría utilizar en algún punto de la red de distribución en donde se necesite administrar el flujo o la presión, función que generalmente se realiza estrangulando y abriendo válvulas en forma manual.

#### **5.2.6. Tiempo de amortización de la inversión**

El costo total estimado del equipo, materiales del sistema propuesto del sistema de bombeo para el pozo No. 7, incluyendo los variadores de velocidad es, de acuerdo con la tabla XXIV corresponde a Q. 120,750.00.

El ahorro en costos, del consumo total de energía eléctrica del sistema de bombeo con el uso de variadores de velocidad, se obtiene de la resta del costo de energía eléctrica consumida por el sistema actual y el costo de energía eléctrica consumida por el sistema propuesto, de acuerdo con las tablas XXI y XXV:

$$\text{Ahorro de energía eléctrica} = 298,595.20 - 247,690.85 = \text{Q. } 50,904.35 / \text{año}$$

Para calcular el tiempo de amortización de la inversión se usaran las dos ecuaciones siguientes, fundamentales en la Ingeniería Económica, y que definen F, o el valor futuro.

$$F = P * (1+i)^n \quad (5.1)$$

Donde,

P = valor o suma de dinero en un tiempo presente (Q.)

i = tasa de interés por periodo (%)

n = números de periodos (meses, años, etc.)

F = valor o suma de dinero en tiempo futuro (Q.)

Es decir, F es el monto de dinero acumulado, con el correr del tiempo, en n periodos, de una inversión P, a una tasa de interés i; P es el valor de la inversión en un único pago. La otra ecuación que define F es,

$$F = A \frac{(1+i)^n - 1}{i} \quad (5.2)$$

Donde,

A = una serie consecutiva, igual valor de dinero al final de cada período, este valor debe ser constante y a través de períodos consecutivos (Q.)

i = tasa de interés por período (%)

n = número de períodos (meses, años, etc.)

F = valor o suma de dinero en tiempo futuro (Q.), es decir F es el valor futuro de la serie uniforme A, en la que A es una amortización o aporte por cada período; para este caso, A es el dinero ahorrado por año en consumo de energía eléctrica.

Al combinar las ecuaciones 5.1 y 5.2, se obtiene:

$$P(1+i)^n = A \left[ \frac{(1+i)^n - 1}{i} \right] \quad (5.3)$$

Y al despejar  $(1 + i)^n$ ,

$$(1+i)^n = \frac{1}{1-(i \cdot P)/A} \quad (5.4)$$

Finalmente, aplicando las propiedades del logaritmo natural (ln) para despejar n,

$$n = - \frac{\ln[1-(i \cdot P)/A]}{\ln(1+i)} \quad (5.5)$$

Evaluando la ecuación 5.5 para los valores,

$i = 0.10$  (10%), porcentaje aproximado de interés anual que tendría la inversión P en el sistema bancario nacional.

P = Valor de la inversión, o costo total del equipo y tu instalación (Q.)

A = Ahorro de energía, o amortización anual (Q.)

$$n = - \frac{\ln[1-(0.1 \cdot 120,750.00)/50,904.35]}{\ln(1+0.1)} = 2.84 \text{ años} \quad (5.6)$$

La ecuación 5.6 da como resultado un valor n, de 2 .82 años, es decir que, 2 años y 10 meses, aproximadamente, será el tiempo en el que la inversión del sistema de bombeo sería pagada, el cual se considera un período de recuperación aceptable para el presente caso.

## CONCLUSIONES

1. El sistema automático, diseñado para la operación del pozo No. 7, permite supervisar y controlar el flujo de la bomba, se obtiene un ahorro de energía eléctrica, mientras se produce el abatimiento máximo del pozo.
2. Al seleccionar un motor sumergible, igual que el del sistema actual, se evitan los problemas de enfriamiento del motor a velocidades inferiores de la nominal, ya que dicho enfriamiento es realizado por el mismo flujo bombeado, cuya magnitud se mantiene dentro de un rango cercano al flujo nominal de la bomba, a cualquiera de las siete velocidades a las que operará el motor.
3. Usar variadores de velocidad para controlar los motores que accionan las bombas centrífugas del sistema de bombeo de la embotelladora, reducirá el consumo de energía eléctrica anual casi un 17%, esto implica una reducción de Q. 50,904.35 del costo de operación. El tiempo en que se recuperará la inversión monetaria para cambiar al sistema de control gobernado por un variador de frecuencia es de 2 años y 10 meses, aproximadamente.



## RECOMENDACIONES

1. Las frecuencias ajustadas en el variador de frecuencia, para obtener las seis velocidades inferiores a la velocidad nominal del motor y de la bomba, se calcularon con la aproximación de que el motor opera, en dichas velocidades, con el mismo deslizamiento con que opera a la velocidad nominal. Por tanto, en la práctica, dichas frecuencias podrían necesitar ligeros ajustes, para obtener las velocidades y flujos deseados en la bomba, a pesar del ajuste de compensación de deslizamiento realizado al variador de frecuencia.
2. Al implementar sistema de control se debe solicitar las curvas de operación de las bombas al fabricante, o en su defecto realizar en ellos un análisis de vibraciones; para establecer cuáles son las velocidades críticas de cada uno. Si una o varias velocidades críticas coincidiera con alguna de las velocidades programadas en el sistema de control del variador de frecuencia, esta deberá ser reajustada para evitar que las bombas operen a estas velocidades críticas.
3. Debido a que el flujo bombeado, en el caso del sistema propuesto, varía al aumentar el nivel dinámico de la bomba y también al modificarse el consumo de agua, la inestabilidad en la medición del flujo puede ser tal, que probablemente en la práctica sea necesario ajustar el tiempo de reacción del transmisor a un valor de tiempo mayor al sistema de control del variador de frecuencia.



## BIBLIOGRAFÍA

1. Blank, Leland T. y Anthony J. Tarquin. **Ingeniería económica**. Tercera edición. México: Editorial McGraw-Hill, 1994. 546 pp.
2. Chang Liang. Joselino. Consideraciones sobre montaje, operación y mantenimiento de sistemas municipales de bombeo. Trabajo de graduación Ing. Mecánica - Eléctrica. Guatemala, Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 1,976
3. D. Clenet. **Cuaderno Técnico No. 208, Arrancadores y variadores de velocidad electrónicos**. Schneider Electric, 2004.
4. Figueroa Caballeros, Mario René. Explotación de aguas subterráneas. Su operación, control, mantenimiento y regeneración. Trabajo de graduación Ing. Civil. Guatemala, Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 1,992.
5. Fitzgerald, A. E y otros. **Teoría y análisis de las Máquinas Eléctricas**. Segunda edición. Barcelona España: Editorial Hispano Europea, 1,980.
6. **Hitachi submersible motors, service manual & performance characteristic**. USA, 1991.
7. Karassik, Igor J. **Bombas Centrifugas**. México: Editorial McGraw-Hill, 1,996.
8. Marks, Lionel S. **Manual del ingeniero mecánico**. 8ª. edición (Volumen III) México: Editorial McGraw-Hill, 1988.

9. Martínez Cerezo, Humberto. **Equipamiento de pozos.** Comisión Nacional del Agua, Gerencia Regional Lerma-Balsas. México, 1,983.
10. McNaughton, Kenneth. **Selección, uso y mantenimiento de bombas.** México: Editorial McGraw Hill, 1,992. 372 pp.
11. Möltgen, Gottfried. **Convertidores estáticos. Introducción a su teoría y funcionamiento.** España: Editorial Marcombo, S.A. 1986
12. **Motores Sumergibles. Manual de aplicación, instalación y mantenimiento.** Franklin Electric. USA. 1,984.
13. **Pum selection guide.** Goulds Pumps, Inc. USA, 1,997.
14. **RESOLUCIÓN CNNE No. 149-2009.** Comisión Nacional de Energía Eléctrica. Guatemala 30 de julio de 2009.
15. Y. Nebon y J. Schonek. **Cuaderno Técnico No. 204, Protecciones BT y variadores de velocidad (convertidores de frecuencia).** Schneider Electric, 2004.