

MANUAL DE AGUA POTABLE, ALCANTARILLADO Y SANEAMIENTO

CÁLCULO, ESTUDIO Y DISEÑO DE INSTALACIONES MECÁNICAS

15



MANUAL DE AGUA POTABLE, ALCANTARILLADO Y SANEAMIENTO

CÁLCULO, ESTUDIO Y DISEÑO DE INSTALACIONES MECÁNICAS

COMISIÓN NACIONAL DEL AGUA

Manual de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento
Cálculo, Estudio y Diseño de Instalaciones Mecánicas

ISBN: 978-607-626-021-0

D.R. © Secretaria de Medio Ambiente y Recursos Naturales
Boulevard Adolfo Ruiz Cortines No. 4209 Col. Jardines en la Montaña
C.P. 14210, Tlalpan, México, D.F.

Comisión Nacional del Agua
Insurgentes Sur No. 2416 Col. Copilco El Bajo
C.P. 04340, Coyoacán, México, D.F.
Tel. (55) 5174•4000

Subdirección General de Agua Potable, Drenaje y Saneamiento

Impreso y hecho en México

Distribución gratuita. Prohibida su venta.

Queda prohibido su uso para fines distintos al desarrollo social.

Se autoriza la reproducción sin alteraciones del material contenido en esta obra,
sin fines de lucro y citando la fuente

CONTENIDO

Presentación	IX
Objetivo general	XI
Antecedentes	XIII
1. Instrumentos de gestión	1
1.1. Marco jurídico	2
1.2. Marco normativo	2
2. Estructura del proyecto mecánico	5
2.1. Lineamientos generales	5
2.2. Diseño estructural	5
2.3. Alcance de los trabajos mecánicos	5
2.3.1. Lineamientos	5
2.3.2. Actividades	6
2.3.3. Estudios y memorias de cálculo	6
2.3.4. Planos	7
2.4. Documentos y especificaciones	8
2.4.1. Contenido de especificaciones	10
2.4.2. Alcance de los documentos técnicos – administrativos	10
2.4.3. Condiciones generales	11
2.5. Notas electromecánicas generales	11
3. Cálculo de la carga de bombeo y de la potencia hidráulica	15
3.1. Introducción	15
3.2. Generalidades	15
3.2.1. Definición de un equipo de bombeo	15
3.2.2. Clasificación y descripción general de las bombas y motor	16
3.2.3. Clasificación de bombas centrifugas	16
3.2.4. Tipos de bombas centrifugas	16
3.3. Cálculo de la carga de bombeo	18
3.3.1. Cálculo de carga dinámica total	18
3.3.2. Cálculo de carga neta de succión disponible (NSPHA)	18
3.4. Procedimiento de cálculo	19
3.5. Cálculo de potencia de la bomba y motor	20
3.5.1. Pérdidas de energía por fricción en la conducción	22
3.5.2. Potencia del motor	26
3.6. Golpe de ariete	26
3.6.1. Control del golpe de ariete	28
3.7. Criterios para la selección de materiales	30
3.8. Evaluación del potencial de corrosión	31

3.8.1. Efectos del ambiente químico sobre los materiales para los equipos	31
3.8.2. Métodos de prevención y control	32
3.8.3. Recubrimientos anti corrosivos	32
3.9. Cálculo de empuje axial en bombas verticales	32
3.9.1. Introducción	32
3.9.2. Cálculo de empuje axial	33
3.9.3. Fuerzas que actúan hacia abajo	33
3.9.4. Fuerzas que actúan hacia arriba	33
3.9.5. Empuje axial resultante	33
4. Trazo de curva del sistema y comportamiento de las bombas	39
4.1. Introducción	39
4.2. Trazo de la curva del sistema	39
4.2.1. Obtención de los puntos de la curva	39
4.2.2. Comportamiento de bombas centrifugas	41
5. Diseño de tuberías y accesorios	57
5.1. Introducción	57
5.2. Desarrollo	57
5.2.1. Definiciones	57
5.2.2. Cálculo del espesor de la pared del tubo	60
5.2.3. Presión permisible de prueba	61
5.2.4. Conexiones soldables en ramales	65
5.2.5. Tapas	72
5.2.6. Soporte de la tubería	74
5.2.7. Agujeros de inspección	76
5.2.8. Diseño de uniones soldadas	77
5.2.9. Bridas	79
6. Diseños de cárcamos de bombeo	93
6.1. Introducción	93
6.1.1. Datos de la fuente de abastecimiento	93
6.1.2. Problemas causados por el tipo de fuente de abastecimiento al cárcamo	93
6.2. Objetivos de diseño de cárcamos	97
6.3. Diseño de cárcamos	98
6.3.1. Volumen del cárcamo	98
6.3.2. Volumen máximo	100
6.3.3. Partes constitutivas de los cárcamos	100
6.3.4. Clasificación de cárcamos	105
6.3.5. Cárcamos con canal	106
6.3.6. Cárcamo circular	109
6.3.7. Cárcamo rectangular	113
6.4. Hidráulica de cárcamos	114
6.4.1. Características de los vórtices	117

6.5. Dimensionamiento de cárcamos	118
6.5.1. Lineamientos generales de obras auxiliares	118
6.5.2. Ciclos de bombeo	120
6.5.3. Dimensionamiento del cárcamo de bombeo	121
6.6. Problemas de aplicación	122
6.6.1. Ejemplo 1	122
6.6.2. Ejemplo 2	124
6.6.3. Ejemplo 3	126
6.6.4. Ejemplo 5	129
7. Diseño de compuertas y rejillas	135
7.1. Introducción	135
7.2. Compuertas	135
7.2.1. Fuerzas hidrostáticas	135
7.2.2. Compuertas deslizantes	136
7.2.3. Compuertas de bisagra	148
7.3. Rejillas	151
7.3.1. Desarrollo	151
7.3.2. Clasificación de las rejillas	155
7.3.3. Diseño de rejillas	156
7.4. Diagrama de esfuerzos	159
7.5. Problemas de aplicación	161
7.5.1. Ejemplos de aplicación para compuertas	161
7.5.2. Ejemplos de aplicación para rejillas	166
8. Instrumentos y válvulas	181
8.1. Introducción	181
8.2. Medidores de presión tipo Bourdon “C”	182
8.2.1. Principio de funcionamiento	182
8.2.2. Clasificación y descripción	182
8.2.3. Criterios para la selección de manómetros	184
8.2.4. Condiciones de operación	185
8.2.5. Componentes de los manómetros y materiales de construcción	187
8.2.6. Accesorios	187
8.3. Indicadores de nivel	190
8.3.1. Clasificación	190
8.3.2. Tipo regleta	192
8.3.3. Tipo flotador	194
8.3.4. Tipo Presión hidrostática (presión diferencial)	196
8.3.5. Tipo sonda neumática o de burbujeo	202
8.3.6. Tipo sonda eléctrica	203
8.3.7. Tipo ultrasónico	208

8.4. Válvulas	210
8.4.1. Generalidades	210
8.4.2. Selección	210
8.4.3. Tipos de válvulas	211
8.4.4. Válvulas de seccionamiento y estrangulación	215
8.4.5. Válvulas de retención	221
8.4.6. Válvulas de flotador	234
8.4.7. Válvulas para aire	236
8.4.8. Válvulas aliviadoras de presión (VAP)	240
8.5. Actuadores para válvulas	242
8.5.1. Generalidades	242
8.5.2. Tipos de actuadores	243
8.6. Problemas de aplicación	249
8.6.1. Ejemplos de medidores de presión	249
8.6.2. Ejemplos de indicadores de nivel	251
9. Equipo de maniobras y mantenimiento	267
9.1. Introducción	267
9.2. Definición de grúas	268
9.2.1. Grúas y sus Aplicaciones	268
9.2.2. Carros portantes (Troles) y sus aplicaciones	281
9.2.3. Polipastos y sus aplicaciones	283
9.3. Consideraciones generales de diseño	285
9.3.1. Instalaciones	285
9.3.2. Claro	285
9.3.3. Viga riel	286
9.3.4. Conductores eléctricos	286
9.3.5. Capacidad nominal	286
9.3.6. Esfuerzos de diseño	288
9.3.7. Condiciones generales	288
9.4. Clasificación de grúas	288
9.5. Diseño mecánico de grúas y polipastos	291
9.5.1. Carga efectiva	291
9.5.2. Bloque de carga	292
9.5.3. Dispositivo de límite sobrecarga	293
9.5.4. Cables de elevación	293
9.5.5. Poleas	294
9.5.6. Tambor	295
9.5.7. Rodamientos	296
9.5.8. Frenos	296
9.5.9. Motor para puente	297
9.5.10. Acoplamientos	298

9.5.11. Ruedas	298
9.5.12. Topes	300
10. Ejemplos	305
10.1. Ejemplo 1	305
10.2. Ejemplo 2	306
10.3. Ejemplo 3	310
Conclusiones	315
Anexos	
A. Problemas	317
B. Listado de normas	323
C. Glosario	325
D. Notas aclaratorias	331
E. Bibliografía	333
F. Tabla de conversión de unidades	335
Índice de ilustraciones	337
Índice de tablas	343
Contenido alfabético	345
Notas: 347	



PRESENTACIÓN

Uno de los grandes desafíos hídricos que enfrentamos a nivel global es dotar de los servicios de agua potable, alcantarillado y saneamiento a la población, debido, por un lado, al crecimiento demográfico acelerado y por otro, a las dificultades técnicas, cada vez mayores, que conlleva hacerlo.

Contar con estos servicios en el hogar es un factor determinante en la calidad de vida y desarrollo integral de las familias. En México, la población beneficiada ha venido creciendo los últimos años; sin embargo, mientras más nos acercamos a la cobertura universal, la tarea se vuelve más compleja.

Por ello, para responder a las nuevas necesidades hídricas, la administración del Presidente de la República, Enrique Peña Nieto, está impulsando una transformación integral del sector, y como parte fundamental de esta estrategia, el fortalecimiento de los organismos operadores y prestadores de los servicios de agua potable, drenaje y saneamiento.

En este sentido, publicamos este manual: como una guía técnica especializada, que contiene los más recientes avances tecnológicos en obras hidráulicas y normas de calidad, con el fin de desarrollar infraestructura más eficiente, segura y sustentable, así como formar recursos humanos más capacitados y preparados.

Estamos seguros de que será de gran apoyo para orientar el quehacer cotidiano de los técnicos, especialistas y tomadores de decisiones, proporcionándoles criterios para generar ciclos virtuosos de gestión, disminuir los costos de operación, impulsar el intercambio de volúmenes de agua de primer uso por agua tratada en los procesos que así lo permitan, y realizar en general, un mejor aprovechamiento de las aguas superficiales y subterráneas del país, considerando las necesidades de nueva infraestructura y el cuidado y mantenimiento de la existente.

El Gobierno de la República tiene el firme compromiso de sentar las bases de una cultura de la gestión integral del agua. Nuestros retos son grandes, pero más grande debe ser nuestra capacidad transformadora para contribuir desde el sector hídrico a **Mover a México**.

Director General de la Comisión Nacional del Agua



OBJETIVO GENERAL

El *Manual de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento (MAPAS)* está dirigido a quienes diseñan, construyen, operan y administran los sistemas de agua potable, alcantarillado y saneamiento del país; busca ser una referencia sobre los criterios, procedimientos, normas, índices, parámetros y casos de éxito que la Comisión Nacional del Agua (CONAGUA), en su carácter de entidad normativa federal en materia de agua, considera recomendable utilizar, a efecto de homologarlos, para que el desarrollo, operación y administración de los sistemas se encaminen a elevar y mantener la eficiencia y la calidad de los servicios a la población.

Este trabajo favorece y orienta la toma de decisiones por parte de autoridades, profesionales, administradores y técnicos de los organismos operadores de agua de la República Mexicana y la labor de los centros de enseñanza.



ANTECEDENTES

Para cumplir con su objetivo, el *Manual de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento* (MAPAS) está estructurado en cinco módulos, los cuales están organizados de acuerdo a funciones específicas dentro del organismo operador. El Módulo tres *Proyectos de agua potable, alcantarillado y saneamiento* incluye 32 libros de diseño para los distintos elementos que intervienen en el proceso de producción y distribución de agua potable, así como de la captación, desalojo y tratamiento de aguas residuales. Específicamente, dentro de este módulo el MAPAS ofrece cuatro libros enfocados al diseño, selección e instalación de los equipos electromecánicos, los cuales son:

- LIBRO 15. CÁLCULO, ESTUDIO Y DISEÑO DE INSTALACIONES MECÁNICAS
- LIBRO 16. CÁLCULO, ESTUDIO Y DISEÑO DE INSTALACIONES ELÉCTRICAS
- LIBRO 17. SELECCIÓN DE EQUIPO Y MATERIALES ELECTROMECAÑICOS
- LIBRO 18. INSTALACIÓN Y MONTAJE DE EQUIPO ELECTROMECAÑICO

Por su parte el módulo cuatro *Operación y Mantenimiento* cuenta con 14 libros que presentan procedimientos y recomendaciones para la operación y mantenimiento de redes de agua potable, alcantarillado y sistemas de tratamiento. Dentro de estos dos libros están enfocados al mantenimiento y optimización de los elementos y materiales electromecánicos, estos son:

- LIBRO 41. EFICIENCIA ENERGÉTICA, USO EFICIENTE Y AHORRO DE LA ENERGÍA
- LIBRO 43. PRUEBAS, PUESTA EN SERVICIO, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE EQUIPO Y MATERIALES ELECTROMECAÑICOS

Estos seis libros se interrelacionan y se complementan entre sí y con los 49 libros restantes del manual, por lo que para una correcta interpretación de la información contenida en estos, se debe considerar de forma integral el contenido de los seis libros.

Con el presente libro se tiene la finalidad única y exclusiva de guiar al ingeniero mecánico y/o proyectista sobre los procedimientos de cálculo para pre dimensionar y especificar adecuadamente los cárcamos y equipos de bombeo, accesorios

de tuberías, compuertas y rejillas, equipos de maniobra y mantenimiento, válvulas y en general el diseño estructural de las instalaciones de una planta de bombeo, sin embargo, nunca debe de olvidar que en el desarrollo de un proyecto es necesario la aplicación de códigos, normas, estándares y especificaciones de ingeniería nacional e internacional, así como el conocimiento de los requisitos específicos de cada proyecto sustentados por los estudios correspondientes.

El diseño y cálculo de instalaciones mecánicas es una tarea difícil que requiere muchas destrezas y habilidades, por lo tanto es necesario subdividir grandes relaciones en una serie de tareas simples como se explica en cada uno de los capítulos del manual. En la práctica la diversidad de los temas requiere una secuencia en la que las ideas se presentan y se revisan una a una. Primero se deberá abordar la naturaleza del proyecto en general como un todo, luego el diseño en la ingeniería mecánica muy en particular. Hay que hacer hincapié que actualmente el diseño mecánico es un proceso iterativo con muchas fases interactivas. Existen muchos recursos para apoyar al diseñador, entre los que se incluyen muchas fuentes de información y una gran cantidad de herramientas de diseño por computadora

NOTA IMPORTANTE:

Considere que los lineamientos y recomendaciones indicadas en este libro, obedecen a la experiencia de los especialistas en el sector hídrico. En ningún caso se pretende sustituir a las normas oficiales, internacionales, extranjeras, ni la aplicación de la mejor práctica de la ingeniería por lo que debe considerarse como una guía para la instalación de equipos.

Palabras clave:

Diseño de instalaciones mecánicas, cálculo de carga de bombeo, potencia hidráulica, clasificación general de bombas, bomba centrífuga, empuje axial en bombas, diseño de accesorio de tuberías, uniones soladas, cárcamos de bombeo, hidráulica de cárcamos, compuertas y rejillas, válvulas, medido tipo Burdon, manómetros, indicadores de nivel, actuadores para válvulas, grúas

1

INSTRUMENTOS DE GESTIÓN

En la actualidad en nuestro país enfrentamos grandes problemas electromecánicos, por lo que es conveniente que para resolverlos, se pueda contar con lineamientos que permitan a los organismos operadores ser más eficientes en el cálculo, estudio y diseño de instalaciones mecánicas, (agua potable, alcantarillado y saneamiento).

Lo anterior da la oportunidad de contar con las herramientas básicas para afrontar la responsabilidad de planear la instalación de sistemas de bombeo, mediante el cálculo de cada uno de los componentes, el sistema impulsor, el almacenamiento del líquido, los accesorios fundamentales para el mantenimiento y/o las maniobras requeridas, los componentes de limpieza y de medición, así como las herramientas-grúas para el manejo de las bombas del sector hídrico.

El personal responsable del organismo operador deberá ser personal calificado, cuyos conocimientos y facultades específicos permitan intervenir en el cálculo, estudio o diseño de una determinada instalación mecánica. Además, tomar en consideración el marco jurídico y normativo existente para justificar los criterios en la selección de la instalación requerida.

Para mantener o incrementar los niveles de eficiencia de acuerdo a los parámetros de diseño en las instalaciones electromecánicas de los sistemas hidráulicos, es necesario crear y/o renovar programas de mantenimiento preventivo y de rehabilitación: tomar decisiones y darles seguimiento, además éstas, deberán ser justificadas mediante un diagnóstico realizado con base en pruebas mecánicas, eléctricas e hidráulicas, las cuales deben cumplir con la normatividad vigente.

La Comisión Nacional del Agua (CONAGUA), órgano Administrativo, normativo, técnico, consultivo y desconcentrado de la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT), para llevar a cabo las atribuciones que le han sido conferidas, y para apoyar lo anterior, trabaja en conjunto con diversas instancias en el ámbito federal, estatal y municipal; asociaciones de usuarios y empresas; instituciones del sector privado y social así como organizaciones internacionales. Por lo que tiene la misión y visión de:

Misión

Preservar las aguas nacionales y sus bienes públicos inherentes para su administración sus-

tentable y garantizar la seguridad hídrica con la responsabilidad de los órdenes de gobierno y la sociedad en general.

Visión

Ser una institución de excelencia en la preservación, administración de las aguas nacionales y la seguridad hídrica de la población.

Basado en lo anterior la CONAGUA busca apoyar a los responsables de los organismos operadores en la mejor toma de decisión en la selección de equipos electromecánicos basados en instrumentos de gestión tanto en un marco jurídico, como en un marco normativo, de tal manera que ante cualquier eventualidad, pueda tenerse la certeza de que se procedió con base a la legislación y normatividad nacional, y reforzada por estándares internacionales.

1.1. MARCO JURÍDICO

A continuación se presenta el Marco Legal a fin de considerar las normas jurídicas que se establecen, iniciando en la Constitución Política y apoyándose en las diferentes leyes de carácter general con sus respectivos reglamentos para su aplicación, en materia de proyectos de agua, lo que debe hacerse, por lo que fundamentan el presente libro.

- Constitución política
- Ley de Aguas Nacionales
- Reforma energética en México
- Ley de Energía Geotérmica
- Ley de la Industria Eléctrica
- Ley de los órganos reguladores y coordinados en materia energética

- Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica
- Ley orgánica de la Administración Pública Federal
- Ley de la Comisión Reguladora de Energía
- Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables y el Financiamiento de la Trasmisión Energética
- Ley para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía
- Ley del Sistema de Horario en los Estados Unidos Mexicanos
- Ley General del Cambio Climático
- Ley federal Sobre Meteorología y Normalización
- Ley de Planeación
- Reglamento de Ley de Aguas Nacionales
- Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica
- Reglamento de la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica, en Materia de Aportaciones
- Reglamento de la Ley para el Aprovechamiento de Energías Renovables y el Financiamiento de la Trasmisión Energética
- Reglamento de la Ley para el Aprovechamiento Sustentable de la Energía
- Reglamento de la Ley federal Sobre Meteorología y Normalización
- Otras leyes secundarias

1.2. MARCO NORMATIVO

A continuación se presenta el Marco Normativo que contiene los programas, normas y reglas específicas para realizar y atender proyectos de agua, obedeciendo lo señalado en el marco jurídico.

La ingeniería de selección de instalaciones mecánicas deberá estar de acuerdo a las partes aplicables de la siguiente normatividad, estándares y reglamentos vigentes:

- Plan Nacional de Desarrollo
- Plan Nacional Hídrico
- Programa Nacional de Normalización
- Normas Oficiales Mexicanas
- Normas Mexicanas
- Normas Internacionales
- Normas extranjeras
- Sistema General de Unidades de Medida

Nota Importante:

Para la correcta utilización de este libro es necesario consultar las siguientes normas:

NOM	Normas Oficiales Mexicanas
HIS	Hydraulic Institute Standards
AWWA	American Water Works Association
ANSI	American National Standards Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
ISO	International Standardization Organization
CMMA	Specification 70#, For Electric Overhead Traveling Cranes



2

ESTRUCTURA DEL PROYECTO MECÁNICO

2.1. LINEAMIENTOS GENERALES

Se elaborará el proyecto del tanque de sumergencia y/o cárcamo de bombeo para aguas residuales, de la casa de máquinas (que incluya atraques para múltiples de succión, descarga, bases de equipos, silletas, grúa viajera, cuarto de control, caseta de vigilancia, etc.), el proyecto funcional tanto eléctrico como mecánico del cárcamo de bombeo de aguas residuales, y de los equipos electromecánicos de la planta de tratamiento según aplique.

Nota Importante:

Todos los estudios y memorias de cálculo deberán tener anexa la información de la normatividad utilizada para el diseño.

2.2. DISEÑO ESTRUCTURAL

El diseño estructural, se realizará para la condición de carga más desfavorable, haciendo las combinaciones entre carga muerta, carga viva, peso de equipos, viento, sismo, etc.

El dimensionamiento, diseño estructural y/o adaptación de cajas tipo, atraques, casetas, protec-

ciones tipo, silletas y piezas especiales deberá estar incluido en el diseño de la línea de conducción.

Se realizará el diseño geométrico de codos, reducciones, piezas especiales y atraques tomando en cuenta las fuerzas de empuje y los cambios de dirección vertical y horizontal. Además, se deberá verificar que los esfuerzos transmitidos al terreno sean menores que su capacidad de carga de acuerdo al sitio en donde se localizará la línea.

Se elaborarán los planos necesarios en donde se mostrará las estructuras en planta y elevación con todas las cotas, secciones, armados, cortes y detalles necesarios para la construcción, incluyendo silletas, atraques, bases para los equipos, la memoria de cálculo detallada, cantidades de obra y el catálogo de conceptos. Estas actividades, entre otras, deberán ser realizadas por el área Civil, considerando los requerimientos electromecánicos.

2.3. ALCANCE DE LOS TRABAJOS MECÁNICOS

2.3.1. LINEAMIENTOS

Dentro del alcance de la Ingeniería Mecánica de plantas de bombeo y de tratamiento de aguas re-

siduales, el contratista deberá realizar e integrar lo siguiente:

2.3.2. ACTIVIDADES

Se integran como sigue:

- Visita al sitio
- Bases de Diseño Mecánicas
- Revisión cruzada de la Ingeniería Mecánica con otras disciplinas
- Actividades Administrativas (Juntas, informes, controles, etcétera)

El contratista realizará el diseño mecánico de acuerdo a los requerimientos resultantes de los diseños funcional, sanitario, estructural, arquitectónico e hidráulico de la planta. En esta etapa, se determinan las características, cantidades y especificaciones básicas de los equipos de proceso, de bombeo, tanques, accesorios y tuberías, etcétera, con el fin de integrar la información para el diseño del proyecto mecánico y funcional.

2.3.3. ESTUDIOS Y MEMORIAS DE CÁLCULO

Se deberá realizar como mínimo lo siguiente:

- Estudio de factibilidad técnico-económica en la selección de cada uno de los equipos de proceso (rejillas, compuertas, aireadores, válvulas de no retorno, válvulas de seccionamiento, válvulas de admisión y expulsión de aire, medidores de flujo, múltiples, grúa, polipasto, desarenadores, motores de servicio, bombas, motores, etcétera). Este documento deberá ser soportado con copias de normas,

catálogos, precios, etcétera

- Estudio de los niveles máximo y mínimos esperados en la obra de toma.
- Cálculo de CDT (Carga Dinámica Total) máxima, mínima y de operación normal, incluyendo método de cálculo (pérdidas de carga en válvulas y piezas especiales, fontanería y línea de conducción o emisor a presión). Cálculo del NPSHA (disponible), etcétera
- Selección del equipo de bombeo considerando varios tipos de bombas dependiendo del fluido que se vaya a manejar. Una vez hecho lo anterior, deberán tomarse en cuenta curvas características de varios fabricantes (mínimo tres), seleccionando el equipo más adecuado de acuerdo a la variación posible de cargas (máxima, mínima y de operación normal) y gasto demandado
- Cálculo de la potencia del motor eléctrico y de la bomba
- Selección de válvulas, fontanería, piezas especiales y equipos de medición de gasto
- Cálculo de espesor y diámetro para tuberías de acero en descarga de equipos de bombeo, bifurcaciones, codos de gajos, múltiple de succión y descarga, así como cálculo de refuerzos en interconexiones y soportes de tuberías
- Trazo de la curva del sistema para las condiciones de carga estática máxima, mínima y de operación normal para verificar las condiciones de operación de uno o más equipos de bombeo trabajando en paralelo
- Cálculo y selección de compuertas, rejillas y mecanismos elevadores en la obra de toma, tanque de succión, pretratamiento o tratamiento según aplique y seleccionando sus mecanismos electromecánicos

- Selección de Bombas de Lodos
- Análisis físico-químico del agua
- Selección del sistema de control para válvulas, bombas, rejillas compuertas, etcétera
- Cálculo y selección de grúa o polipasto para mantenimiento de equipos
- Cálculo de empujes hidráulicos en bombas, múltiples y codos
- Cálculo y dimensionamiento del cárcamo de bombeo y/o tanque de succión de acuerdo a los gastos actuales y futuros. En el caso de bombeo de aguas residuales deberán considerarse los gastos mínimos, medios y máximos instantáneos y diseñar el cárcamo de acuerdo a la normatividad
- Análisis de recubrimientos anticorrosivos en dispositivos y tuberías

Es importante mencionar que, en todos los casos, el proyectista del diseño mecánico y funcional de la planta de bombeo deberá obtener información APROBADA sobre la calidad del agua a bombear, gastos de proyecto, diámetro económico y fenómenos transitorios en la línea de conducción o emisor a presión, etcétera.

Nota Importante:

Las memorias de cálculo deberán ser realizadas y aprobadas antes de iniciar los dibujos, planos, especificaciones o catálogo de conceptos.

2.3.4. PLANOS

Se presentarán los planos mecánicos a escala conveniente mostrando: atraques, registros de inspección, válvulas de expulsión, de aire, juntas

mecánicas, manómetros, válvulas para pitometría, medidor de gasto, válvula de seccionamiento y aliviadora de presión (si aplicara), tuberías, codos, reducciones, compuertas, rejillas, etc.

Los planos incluirán la localización y en su caso los detalles de arreglo de fontanería y equipo, cantidades de obra, simbología, cuadro para planos de referencia y revisiones; todo esto conforme a normatividad de la CONAGUA.

Entre los planos y dibujos a realizar, como mínimo estarán los siguientes:

1. Arreglo General de Planta. Se elaborarán planos en planta, elevación y los cortes que sean necesarios para que se aprecie claramente el tipo de bomba, fontanería, válvulas, piezas especiales y equipo de medición de gasto, así como acotaciones de cada uno de estos elementos. Cada una de las partes que constituyan el equipamiento mecánico deberá ser identificada en el dibujo e incluida en una lista de materiales donde se describa y especifique brevemente cada elemento y el número de piezas requeridas. Los planos deberán contener croquis de localización de la obra de toma, tanque de succión, pretratamiento o tratamiento según aplique, etcétera
2. Perfil y piezométricas de planta de bombeo y línea de conducción o emisor a presión (este plano deberá ser considerado en la disciplina hidráulica). Consistirá de dos ejes, en un eje (ordenadas) las alturas en metros sobre el nivel del mar y en el otro (abscisas), el cadenamiento, longitud, diámetro y tipo de tubería. Se dibujará el perfil del terreno; así como las piezométricas máxima y

- mínima, de operación normal y en condiciones transitorias
3. Se elaborarán planos en planta, elevación y los cortes necesarios para identificar plenamente, los sistemas de: pretratamiento, aireación, desarenación, mezcla, composiciones, filtros banda, reactivos químicos, difusión, clasificación, espesadores, estabilización, floculación, hipocloración, cloración, transportación u otros sistemas, según el proceso que se aplique
 4. Múltiples. Planta y corte de múltiple de descarga o succión (según se requiera, señalando dimensiones, diámetros, material y espesor de las tuberías). Detalle de inserciones, así como de la placa de refuerzo que se requiera. También deberá indicarse la localización de registro de inspección y drenes
 5. Detalles de instalación en pozos, plantas de bombeo, plantas potabilizadoras, plantas de tratamiento y desaladoras.- En este plano se indicará con detalle los siguientes aspectos:
 - a) Instalación de equipo de bombeo, motor y placa base
 - b) Instalación de manómetro, válvula de admisión y expulsión de aire, válvula aliviadora de presión (en caso de que se requiera), codos etcétera
 - c) Soldadura de unión entre tubos indicando espesor y tipo de electrodo a utilizar, de tubo con brida, bifurcaciones y detalle de placas de refuerzo
 - d) Medidor de gasto
 - e) Medidor de flujo de aire
 - f) Electroniveles (en caso de que se requieran)
 - g) Atraques y desagües
 - h) Rejillas
 - i) Rastras
 - j) Compuertas
 - k) Aireadores
 - l) Desarenador
 - m) Motores de servicio
 - n) Mezcladores
 - o) Compresores
 - p) Sopladores
 - q) Filtros banda
 - r) Bomba para lodos
 - s) Bomba dosificadora
 - t) Difusores
 - u) Espesador
 - v) Clarificador
 - w) Estabilizador
 - x) Hipoclorador
 - y) Digestor
 - z) Sistema de transmisión mecánica para discos biológicos
 - aa) Sedimentador c/s desnatador
 - bb) Tanque de homogeneización
 - cc) Tanque desnatador
 - dd) Clorador
 - ee) Transportador
 - ff) Floculador
 - gg) Tornillos giratorios
 - hh) Dosificadores
 - ii) Bomba peristáltica

La realización de estos detalles dependerá del tipo de tratamiento a realizar.

2.4. DOCUMENTOS Y ESPECIFICACIONES

Dentro de este rubro deberá realizarse lo siguiente:

- Memoria Descriptiva del Proyecto
- Cuestionario Mecánico (antes de iniciar los planos y memorias de cálculo)

- Bases de Diseño Mecánico (antes de iniciar planos)
- Alcance de los Trabajos y Suministros
- Condiciones Generales

Estos documentos deberán ser aprobados antes de iniciar las memorias, planos y especificaciones.

Especificaciones

El proyecto mecánico deberá contener como mínimo las siguientes especificaciones:

- Bomba – Motor
- Medidores de gasto
- Medidores de flujo de aire
- Manómetros
- Válvulas de no retorno
- Válvulas de seccionamiento
- Múltiples
- Soldadura
- Electroniveles
- Grúa puente o polipasto
- Válvulas de admisión y expulsión de aire
- Juntas mecánicas
- Bombas sumergibles (servicio)
- Bombas para lodos
- Rastras
- Rejillas
- Desarenador
- Compuertas
- Aireadores
- Sopladores
- Cámaras de desarenación mecánicas
- Motores (de servicio)
- Mezcladores
- Compresores
- Filtros banda
- Bombas dosificadoras de reactivos químicos

- Difusores
- Espesadores
- Clarificadores
- Digestores
- Sistemas de transmisión para discos biológicos
- Tanque Desnatador
- Tanque de Homogeneización
- Sedimentadores c/s desnatador
- Estabilizador
- Hipocloradores
- Cloradores y sus componentes
- Floculadores
- Transportadores

Las especificaciones de los equipos de proceso deberán ser evaluadas por el área correspondiente.

Nota Importante:

La realización de estas especificaciones estará en función del tipo de proceso. Así mismo, en donde aplique, deberá especificarse motores de alta eficiencia de acuerdo a normas, indicándose en el cuestionario del documento.

Catálogo de conceptos

Este documento describirá en forma de conceptos la lista de materiales e incluirá todas las partidas de que consta el proyecto, necesarias para licitarlo, construirlo y operarlo; se anotarán en forma de columna indicando: número, descripción, unidad y cantidad ver Tabla 2.1. Los conceptos considerados, deberán cubrir el diseño, fabricación, suministro, refacciones, pruebas en campo, en fábrica, empaque, embarque, transporte, montaje y puesta en operación. En cada

concepto, se indicará el número de especificación técnica de referencia donde aplique y el plano de referencia.

Se incluirá como concepto el Manual de Operación y Mantenimiento a realizar por el contratista de obra en Especificaciones.

Así mismo el contratista deberá entregar al contratante un juego completo de toda la ingeniería, de acuerdo a como quedo construido el proyecto.

Presupuesto base

El contratista de Ingeniería presentará con base al Catálogo de Conceptos, el Presupuesto Base del proyecto en cuestión debidamente justificados con el catálogo de precios unitarios que emite la CONAGUA y cotizaciones de fabricantes (por lo menos 3).

2.4.1. CONTENIDO DE ESPECIFICACIONES

Las especificaciones de equipos electromecánicos y de procesos deberán contener como mínimo lo siguiente:

- a) Objetivo y Campo de aplicación
- b) Normas aplicables
- c) Alcance del Suministro
- d) Especificaciones Técnicas
 - Condiciones de Operación
 - Condiciones de Diseño
 - Características Generales de Construcción
 - Ruido
 - Control de Calidad

- Partes de Repuesto y Herramientas Especiales
 - Experiencia
 - Señalización
 - Características Particulares
 - Cuestionario Técnico
- e) Planos de Referencia
 - f) Certificación del Equipo
 - g) Instalación
 - h) Alimentación de Energía
 - i) Alambrado y Control
 - j) Placa de Identificación
 - k) Inspección en Fábrica
 - l) Pruebas
 - Fábrica
 - Campo
 - m) Características Particulares
 - n) Embarque y Transporte
 - o) Información que se deberá presentar en la documentación de concurso y después de la adjudicación
 - Dibujos básicos
 - Boletines, instructivos de operación, instalación y mantenimiento
 - Dibujos e información certificada del equipo
 - p) Programa de entrega
 - q) Garantías
 - r) Montaje
 - s) Penalización
 - t) Forma de Pago y de Medición

2.4.2. ALCANCE DE LOS DOCUMENTOS TÉCNICOS – ADMINISTRATIVOS

Los documentos “Alcance de los Trabajos y Suministros” y “Condiciones Generales”, deberán contener como mínimo lo siguiente:

2.4.2.1. Alcance de los trabajos y suministros

- a) Descripción del trabajo
- b) Especificaciones y dibujos
- c) Descripción del trabajo específico
- d) Material en obra, equipo y servicios suministrados por el contratista
- e) Programa de ejecución y secuencia del trabajo
- f) Programa y reportes
- g) Requerimientos para el suministro de datos
- h) Comunicaciones
- i) Información general
- j) Seguridad e higiene
- k) Información contractual
- l) Factores de evaluación penalización
- m) Empaque y embarque
- n) Información del contratista ganador
- o) Control de calidad, garantía

2.4.3. CONDICIONES GENERALES

- a) Especificaciones y Dibujos Aprobados para Construcción
- b) Propósito de las Especificaciones y Dibujos
- c) Permisos y Licencias
- d) Garantías
- e) Limpieza
- f) Programa, Coordinación y Reportes
- g) Aviso de Terminación y Procedimientos de Aceptación
- h) Fuerza Mayor
- i) Suspensión de los trabajos
- j) Derecho de Terminación por CONAGUA
- k) Terminación por Incumplimiento de “El Contratista”
- l) Impuestos y Acción Oblicua Subrogatoria
- m) Reclamaciones

- n) Retenciones y Deducciones
- o) Seguros
- p) Indemnizaciones
- q) Subcontratos
- r) Inspección y Control de Calidad
- s) Embarques de Equipos y Materiales Suministrados por “El Contratista”
- t) Posesión antes de la Terminación
- u) Condiciones y Riesgos de los Trabajos
- v) Ocupación Conjunta
- w) Reglamento de Trabajo
- x) Seguridad e Higiene
- y) Equipo de Montaje de “El Contratista”
- z) Protección de Los Materiales y Equipo
- aa) Propiedad, Cuidado, Custodia y Control de Materiales y Equipo
- bb) Personal de “El Contratista”
- cc) Armonía laboral
- dd) Responsabilidad Laboral
- ee) Información Confidencial
- ff) Publicidad
- gg) Propiedad de la Información
- hh) Garantía de Respaldo
- ii) Comunicaciones
- jj) Leyes y Reglamentos
- kk) Jurisdicción
- ll) Manifestaciones de impacto ambiental

2.5. NOTAS ELECTROMECÁNICAS GENERALES

En las listas de materiales deberá incluirse la descripción básica del equipo mayor y especificación general del equipo menor, como tableros, transformadores de alumbrado, interruptores, contactos, cable, tubo conduit, zapatas y accesorios de instalación, etc.

Todos los planos, cálculos y selecciones de equipos mecánicos deberán estar justificados con

normas, catálogos, folletos o bien con elementos que ratifiquen lo especificado.

Los conceptos que no queden amparados por las normas nacionales deberán estar cubiertos por las normas extranjeras e internacionales. En su última edición, así como las normas de CFE para lo concerniente a líneas eléctricas

Todos los planos deberán ser realizados de acuerdo a las normas y de preferencia de tamaño 24" x 36" en papel herculene, película o similar.

En caso de que las instalaciones requieran de alimentación eléctrica para alumbrado y/o suministro de energía para el accionamiento de actuadores eléctricos de compuertas y válvulas, deberá considerarse la ejecución del proyecto eléctrico.

Las memorias de cálculo y estudios eléctricos y mecánicos deberán ser congruentes con los planos y especificaciones.

Dentro del catálogo de conceptos, tanto mecánicos como eléctricos, la empresa deberá indicar todas aquellas partidas y/o actividades que complementen el objetivo del proyecto tal como:

- a) Actividades de ingeniería, pruebas y puesta en servicio, entrenamiento de personal, etcétera
- b) Ingeniería "tal como se construyó el proyecto"
- c) Ajustes por longitudes, diámetro, presiones, capacidades, etcétera
- d) Ajustes por diferencias en cantidades, etcétera

Y todos aquellos elementos que se tengan que realizar por parte del contratista de obra para lograr el objetivo del proyecto.

Todas las especificaciones y documentos deberán identificarse y llevar la carátula de la CONAGUA (logotipo). Asimismo, el proyecto deberá ser firmado por el contratista en una copia reproducible.

La empresa realizará todas aquellas actividades necesarias para cumplir con el propósito del proyecto, elaborando dibujos, planos, especificaciones, memorias de cálculo, estudios, catálogo de conceptos, etcétera, de tal manera que se pueda realizar el concurso de obra del proyecto.

El desarrollo del proyecto incluyendo selección de equipo deberá contemplar la descripción del sitio tal como altitud, temperatura, presión, y condiciones especiales de servicio como lo es ambiente, corrosión, salinidad, contaminación, etcétera.

En la elaboración del proyecto el contratista deberá considerar el estudio técnico y económico de diferentes alternativas de tamaño, forma, localización, ubicación y arreglo óptimo de todos los elementos que lo conforman.

Todo el conjunto y alcance definidos deberá cumplir con las normas descritas y otras disposiciones que ha marcado la "Buena Práctica de la Ingeniería".

La empresa deberá contemplar lo relativo a las Normas sobre Ahorro de Energía, sobre todo en el desarrollo de las especificaciones del equipo y material electromecánico (cubriendo balastros,

lámparas, motores etcétera). Todos los equipos deberán ser certificados por un organismo de certificación del producto, debidamente acreditado a nivel nacional (ANCE, AGMA, NYCE, NOM, BVQI, CSA, UL, CESI, GL, SABS, SAA, INMETRO, CEPTEL, PTB, JET, ISO, etc.) en su última edición.

Para el informe final se incluirá toda la documentación que constituye el proyecto. Deberá dividirse en dos grupos. El primero consistirá en aquella documentación requerida en el concurso y el segundo grupo consistirá en memorias de cálculo, estudios, dispositivos de almacenamiento, etcétera, que habiéndose elaborado no forman parte del paquete de concurso.

La empresa deberá capturar la Ingeniería (especificaciones, planos, memorias, estudios, catálogos de conceptos, etcétera) en medios digitales electrónicos, utilizando el procesador de textos Word de Windows, Autocad, etc. (última versión).

La documentación arriba mencionada deberá estar debidamente relacionada e identificada físicamente en el propio dispositivo electrónico. Así mismo en los documentos impresos se indicaran índices generales, en cada tomo y en forma particular. Cada tomo, deberá contener separadores por especificación y/o documentos.

Se presentara como resultado de los trabajos, un informe final que contendrá: Memoria descriptiva, planos, esquemas, gráficas, catálogo de conceptos, presupuesto base y cantidades de obra del proyecto realizado.

Nota Importante:

Toda la documentación presentada en este apartado, deberá adjuntarse al contrato, de acuerdo con el tipo de proyecto (pozos, plantas potabilizadoras, plantas de tratamiento, plantas desaladoras, etcétera).

Tabla 2.1 Ejemplo de catálogo de conceptos

Clave	Concepto	Unidad	Precio
5000 00	Movimiento del equipo de perforación hasta una distancia de 15 km.		
5000 01	Equipo con capacidad hasta 450 metros de profundidad.	Lote	8 520.18
5000 02	Equipo con capacidad para profundidades mayores de 450 m. y hasta 1000 m.	Lote	11 826.61
5001 00	Instalación y desmantelamiento del equipo de perforación		
5001 01	Equipo con capacidad hasta 450 metros de profundidad.	Lote	8 212.73
5001 02	Equipo con capacidad para profundidades mayores de 450 m. Y hasta 1000 m.	Lote	8 505.11
5002 00	Transporte de equipo de perforacion en km. Subsecuentes a los primeros 15 km. Con capacidad hasta 450 m. De profundidad		
5002 01	En camino pavimentado.	Km	43.22
5002 02	En terracería.	Km	50.42
5002 03	En brecha.	Km	75.63



3

CÁLCULO DE LA CARGA DE BOMBEO Y DE LA POTENCIA HIDRÁULICA

3.1. INTRODUCCIÓN¹

En este capítulo estudiaremos conceptos básicos para definir lo que es un equipo de bombeo así mismo se describirá de forma general los tipos de bombas.

Esto con la finalidad de que la persona encargada de elaborar el proyecto se le facilite el proceso que conlleva el cálculo de equipos de bombeo, brindando información sobre el cómo planear dicho equipo, tales como los cálculos que conllevan dicho proceso como lo son: cálculo de la carga de bombeo, cálculo de la carga dinámica, cálculo de la potencia hidráulica, pérdidas en los accesorios y tuberías, entre otros.

Se incluyen observaciones para el actuador que proporciona la potencia requerida para mover la carga de agua de bombeo a fin de realizar la mejor elección, evitando con ello gastos o penalizaciones a largo plazo.

3.2. GENERALIDADES

3.2.1. DEFINICIÓN DE UN EQUIPO DE BOMBEO

Un equipo de bombeo de pozo profundo se utiliza para cambiar la posición del agua que se encuentra en el subsuelo para trasladarla a la superficie.

Un equipo de bombeo de transporte (Pipe Line) se utiliza para adicionar energía de presión al fluido, y con ello vencer las pérdidas de fricción que se tienen en la conducción, esto se da en donde las elevaciones, así como los diámetros de tubería y las velocidades del fluido son iguales.

En la mayoría de las aplicaciones de los equipos de bombeo en que se trabajan con presiones y elevaciones iguales, generalmente estos adicionan energía de velocidad.

¹ Fuente: ANSI/HI 9.1-9.5

3.2.2. CLASIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS Y MOTOR

Las bombas se clasifican con base en una gran cantidad de criterios, que van desde sus aplicaciones, materiales de construcción, hasta su configuración mecánica. Un criterio básico que incluye una clasificación general, es el que se basa en el principio por el cual se adiciona energía al fluido. Bajo este criterio las bombas pueden dividirse en dos grandes grupos; dinámicas y de desplazamiento positivo.

- a) Dinámicas. Bombas a las que se agrega energía continuamente, para incrementar la velocidad del fluido dentro de la bomba a valores mayores de los que existen en la succión, de manera que la subsecuente reducción de velocidad dentro o más allá de la bomba, produce un incremento en la presión
- b) De desplazamiento positivo. Bombas en las cuales se agrega energía periódicamente mediante la aplicación de fuerza a uno o más elementos móviles para desplazar un número deseado de volúmenes de fluido, lo que resulta en un incremento directo en la presión

En la Ilustración 3.1 se muestra la clasificación general de las bombas, tomando en consideración su aplicación práctica en los organismos operadores del agua en nuestro país.

3.2.3. CLASIFICACIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS

Las bombas centrífugas se clasifican de acuerdo a la trayectoria del fluido en el interior del

impulsor en: flujo radial, flujo axial y flujo mixto.

- a) Flujo radial. El movimiento del fluido se inicia en un plano paralelo al eje de giro del impulsor de la bomba y termina en un plano perpendicular a éste. Estas bombas pueden ser horizontales o verticales
- b) Flujo axial. La dirección del fluido en el impulsor es en forma axial y alrededor del eje de giro del impulsor de la bomba, sin tener cambios de dirección. Éstas bombas desarrollan su carga por la acción de un impulso o elevación de los alabes sobre el líquido y usualmente son bombas verticales de un solo paso
- c) Flujo mixto. El movimiento del fluido dentro del impulsor se desarrolla en tres direcciones, tangencial, radial y axial al eje de giro del impulsor de la bomba. Éstas bombas desarrollan su carga parcialmente por fuerza centrífuga y parcialmente por el impulso de los alabes sobre el líquido

3.2.4. TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

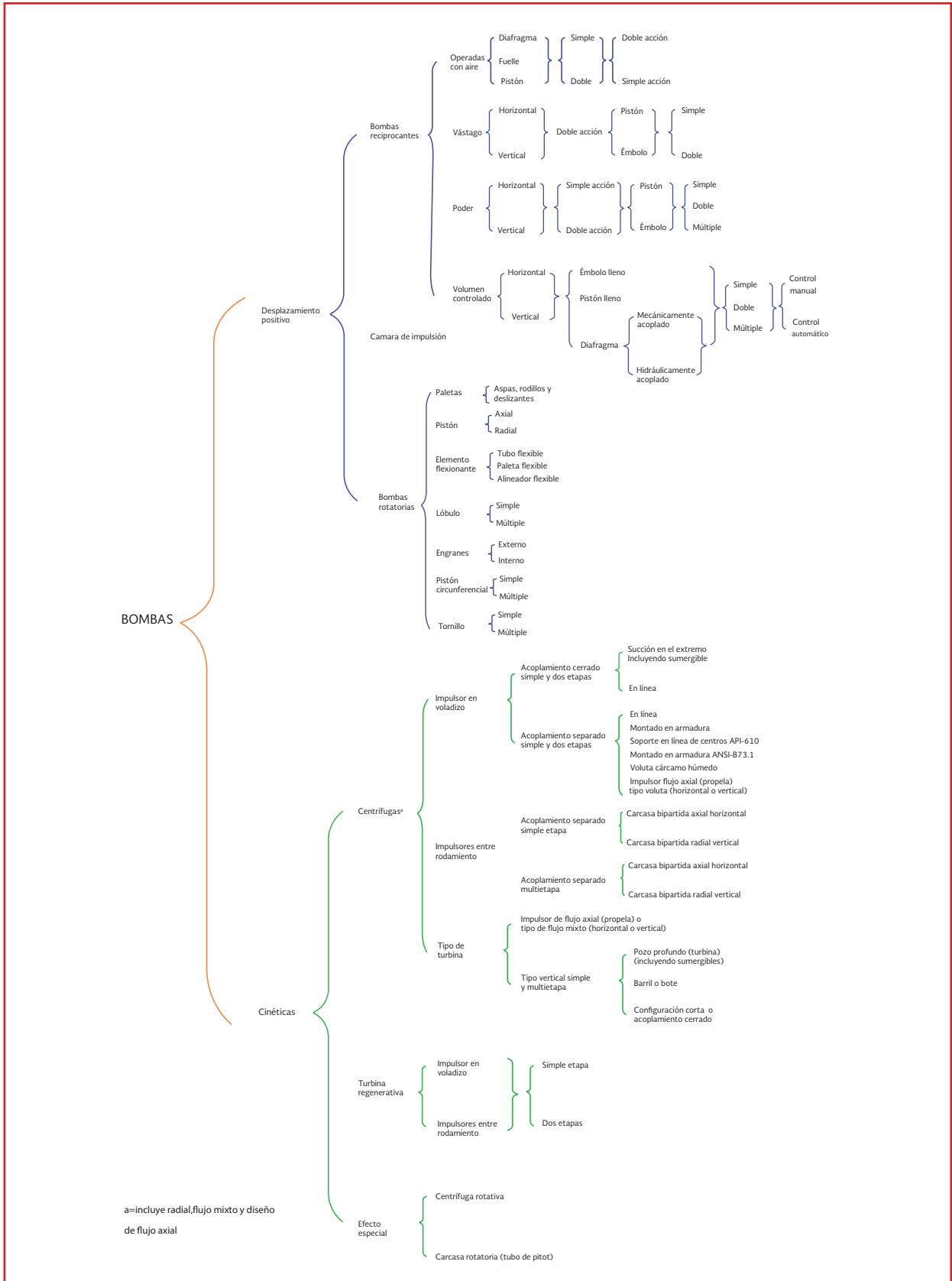
3.2.4.1. Bombas con impulsor en voladizo

En estas bombas el impulsor es montado en el extremo de la flecha, transmitiendo en su operación una fuerza y un momento en cantiliver sobre el (los) rodamiento(s) de la bomba.

3.2.4.2. Bombas con impulsor entre rodamientos

En estos equipos los rodamientos están situados en los extremos, los cuales soportan la flecha con el impulsor o impulsores, según sea de un paso o multipaso respectivamente.

Ilustración 3.1 Clasificación general de las bombas



Fuente: ANSI/HI 9.1-9.5

3.2.4.3. Bombas tipo turbina

Es una bomba vertical para servicio en pozos o cárcamos, donde el nivel del líquido sobrepasa la altura de succión de las bombas horizontales. Éstas bombas por lo general se construyen con lubricación por aceite, o por el mismo fluido bombeado (auto lubricadas) con tazones y difusores lo cual la hacen conveniente para construcciones multietapas.

3.3. CÁLCULO DE LA CARGA DE BOMBEO²

3.3.1. CÁLCULO DE CARGA DINÁMICA TOTAL

El cálculo de la carga total de bombeo consiste en determinar la energía requerida para impulsar el líquido desde el nivel de succión hasta el nivel de descarga, venciendo la resistencia que ofrecen la tubería y los accesorios, al paso del fluido.

3.3.2. CÁLCULO DE CARGA NETA DE SUCCIÓN DISPONIBLE (NPSHA)

La carga de succión total de bombeo se define como la suma total de resistencias del sistema, correspondientes a la carga estática total, a la pérdida de carga por fricción en la tubería de succión y descarga y a la carga de velocidad como se muestra en la siguiente ecuación.

$$NPSHA = H_d + H_f + H_s \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Para determinar la carga dinámica total del sistema, se hace uso de la ecuación de Bernoulli, y que aplicada a un sistema de bombeo como el mostrado en la Ilustración 3.2; se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + h_s + NPSHA - H_{s-d} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_d$$

Ecuación 3.2

donde:

- P_1 y P_2 = Presiones sobre la superficie del líquido en los puntos 1 y 2 respectivamente, en pascales (Pa)
- V_1 y V_2 = Velocidad que presenta el fluido, en los puntos 1 y 2 (m/s) respectivamente, en metros por segundo (m/s)
- h_s y h_d = Carga de succión y carga a la descarga respectivamente, en metros (m)
- NPSHA = Carga de succión que la bomba tiene que desarrollar para conducir el fluido del depósito 1 al depósito 2, a la capacidad determinada, en metros (m)
- H_{s-d} = Pérdidas totales de carga que el líquido experimenta en la tubería de succión y descarga, en metros (m)
- γ = Peso específico del fluido, en newton por metro cúbico (N/m³)
- g = Aceleración debido a la gravedad, en metros por segundo cuadrado (m/s²)

De la ecuación anterior tenemos que la carga dinámica total será:

2 Fuente: Sotelo (2002) y ANSI/HI 1.3.

$$NPSHA = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (h_d - h_s) + H_{s-d} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

Ecuación 3.3

En sistemas atmosféricos $P_1 = P_2$ y para fines prácticos se considera la velocidad de succión despreciable, por lo que tenemos:

Para sistemas con carga de succión:

$$NPSHA = (h_d - h_s) + H_{s-d} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Ecuación 3.4

Para sistemas con carga de succión:

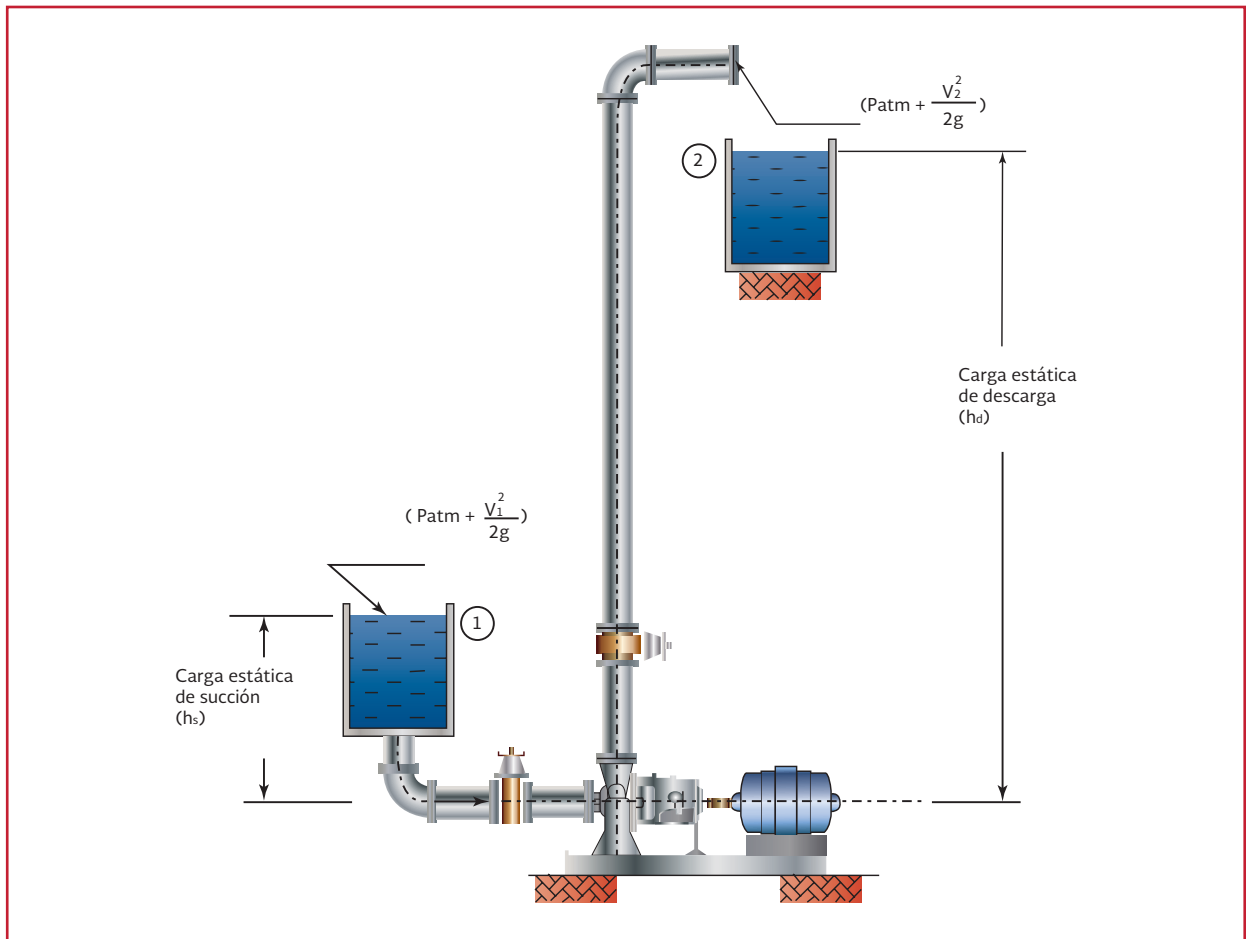
$$NPSHA = (h + h) + H_{s-d} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Ecuación 3.5

3.4. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

1. Elaborar un isométrico del sistema, en caso de no tenerlo, elaborar un esquema con los niveles y acotaciones correspondientes

Ilustración 3.2 Parámetros para determinar la CDT del sistema de bombeo



2. Anotar en la hoja de cálculo las propiedades del líquido a bombear
3. Determinar las pérdidas de presión en las líneas de succión y descarga
 - a) Anotar el flujo mínimo/normal y máximo
 - b) Anotar el flujo de diseño (cálculo)
4. Calcular la caída de presión por fricción con el gasto máximo esperado. Al obtener el factor de fricción (f) se incrementa de 20 a 30 por ciento y se continúa el cálculo

Nota: este aumento se hace debido al cambio de rugosidad que sufre la pared de la tubería durante 5 a 10 años de servicio. Si el flujo máximo no está perfectamente determinado o existe la posibilidad de un aumento sobre el gasto estimado, aplicará un 10 a 20 por ciento adicional al gasto en el momento de seleccionar la bomba:

 - a) Velocidad recomendada para el agua en la línea de succión es de 1.5 m/s
 - b) La velocidad recomendada para el agua en la línea de descarga es de 1.5 a 2.5 m/s
 - c) Determinar diámetros de tuberías con los valores de velocidad elegidos
 - d) Determinar el número de Reynolds y el factor de fricción con ayuda del diagrama de Moody (consultar el Manual de Datos Básicos para Proyectos de Agua Potable y Alcantarillado)
 - e) Colocar las longitudes de tubería (L), las conexiones con sus longitudes equivalentes (L_e) y determine la longitud total equivalente a partir del isométrico
 - f) Determine la longitud equivalente con ayuda del (Crane), u otro manual que contenga esta información
5. Determine la carga total

3.5. CÁLCULO DE POTENCIA DE LA BOMBA Y MOTOR³

En un equipo de bombeo la potencia consumida por éste no es igual a la potencia que finalmente se transmite al fluido y que es la potencia de salida de la bomba realmente, ver Ilustración 3.3.

En efecto, la potencia teórica o potencia de salida (P_s) que se transmite a un fluido, sea agua u otro cualquiera, y que se invierte en proporcionarle un gasto (Q) y altura manométrica (H) a su paso por el equipo de bombeo viene dado por la siguiente expresión.

$$P_s = Q\rho gH \quad \text{Ecuación 3.6}$$

donde:

- P_s = La potencia de salida de la bomba, en watt (W)
- Q = El gasto de fluido a través de la bomba, en metros cúbicos por segundo (m^3/s)
- H = Carga total de bombeo, en metros (m)
- ρ = La densidad del fluido, en kilogramos por metro cubico (kg/m^3)
- g = La aceleración de la gravedad en, metros por segundo cuadrado (m/s^2)

Al producto (ρg) se denomina peso específico (γ), por lo que la expresión anterior quedaría como sigue:

3 Fuente: NOM-010-ENER, ANSI/HI 2.1-2.2, .

$$P_s = \gamma QH \quad \text{Ecuación 3.7}$$

$$P_b (kW) = \frac{\gamma QH}{1000} \quad \text{Ecuación 3.8}$$

donde:

γ = El peso específico del fluido, en Newton por metro cúbico (N/m^3)

$$P_b (CP) = \frac{\gamma QH}{735} \quad \text{Ecuación 3.9}$$

La potencia según calculada por la expresión anterior, es la potencia (P_s) que ganaría el fluido a su paso por el equipo de bombeo. No obstante, un equipo de bombeo está constituido, además de la bomba propiamente, por un motor de accionamiento (que puede ser eléctrico o de combustión) acoplado mediante un eje a la bomba y de sistemas auxiliares. La potencia finalmente consumida (P_e) por todo este equipo de bombeo es superior a la potencia de salida (P_s), dado que habrá que considerar las pérdidas y rendimientos de cada uno de los componentes que intervienen.

$$P_b (hp) = \frac{\gamma QH}{746} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

donde:

Q = El gasto que impulsa la bomba, en metros cúbicos por segundo (m^3/s)

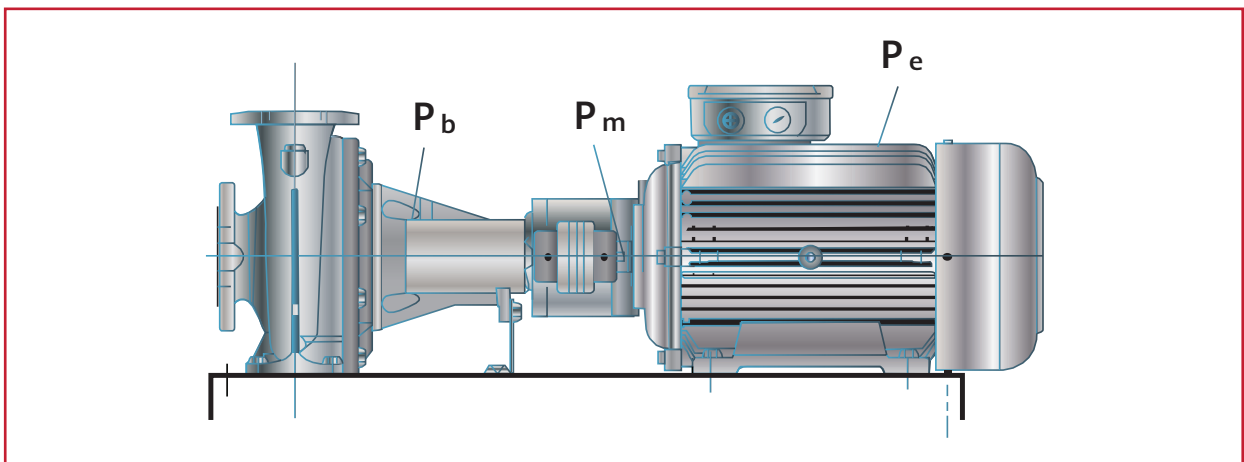
H = La altura manométrica ganada por el fluido a su paso por la bomba, en metros (m)

γ = El peso específico del fluido, en Newton por metro cúbico (kg/m^3)

En efecto, en primer lugar se tiene la potencia que debe absorber el eje de la bomba (P_b), para suministrar el gasto (Q) y la carga total (H), y cuyo valor es el proporcionado por las siguientes expresiones, según las unidades de medida empleadas:

En otro orden de cosas, y en el caso específico de una bomba de agua accionada por un motor eléctrico, la potencia eléctrica consumida de la red (P_e) o potencia activa es la que realmente in-

Ilustración 3.3 Potencia de una bomba



teresa conocer porque expresa el consumo y condiciona el diseño de la instalación.

La potencia eléctrica se calcula según las siguientes formulas:

- Para motores monofásicos:

$$P_e (kW) = VI (FP) \quad \text{Ecuación 3.11}$$

- Para motores trifásicos:

$$P_e (kW) = \sqrt{3} VI (FP) \quad \text{Ecuación 3.12}$$

donde:

- V = La tensión de servicio de la red eléctrica, en voltios (V)
- I = Es el consumo de corriente, en amperios (A)
- FP = Es el factor de potencia

Sin embargo, la potencia ofrecida por el motor eléctrico (P_m) en la salida de eje es menor que la potencia eléctrica consumida (P_e), debido a las pérdidas mecánicas que se producen en los órganos de transmisión del motor. De esta manera se obtiene que:

$$P_m (kW) = P_e \eta_M \quad \text{Ecuación 3.13}$$

Donde (η_M) es la eficiencia del motor que tiene en cuenta las pérdidas mecánicas y eléctricas debido al rozamiento en los cojinetes de los ejes, de las pérdidas en los órganos de comando y transmisión, etcétera.

3.5.1. PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR FRICCIÓN EN LA CONDUCCIÓN

La pérdida de carga en tuberías a presión se calcula a través de la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

donde:

- f = Factor de fricción (adimensional)
- L = Longitud de la tubería, en m
- D = Diámetro de la tubería, en m
- V = Velocidad media del flujo en m/s
- g = Aceleración de la gravedad, en m/s²
- h_f = Pérdida de energía por fricción, en m

El coeficiente de pérdidas está en función de la rugosidad de las paredes de la tubería, sin embargo, ésta no es homogénea a lo largo de la conducción, por lo que para fines del diseño se establece un valor medio equivalente. Conviene aclarar que en dicho valor intervienen otros factores como la frecuencia y alineamiento de las juntas en los conductos de concreto o asbesto-cemento, o bien el tipo de costura o remachado en tuberías de acero, por ejemplo, además el efecto de las incrustaciones y acumulamientos, por la acción corrosiva del agua (Sotelo, 2002).

A través de estudios experimentales se determinó el coeficiente f , el cual se asoció al diámetro y la rugosidad del material de la tubería y número de Reynolds el cual se define como:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Valida para $5000 < RE < 10^6$ y $10^{-8} < \frac{\epsilon}{D} < 10^{-2}$

donde:

- V = Velocidad media del flujo, en m/s
- D = Diámetro de la tubería, en m
- ν = Viscosidad cinemática del fluido, en m^2/s

Coolebrook y While presentaron una ecuación empírica para números de Reynolds mayores a 4 000 (Zona de transición y turbulencia completa, observe la Ilustración 3.4 en tubos comerciales.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad \text{Ecuación 3.16}$$

donde:

- ϵ = Rugosidad absoluta de la pared interior del tubo (mm)

Con base en estos resultados, Moody (1944), presentó el diagrama universal para determinar el coeficiente de fricción, f , en tuberías de rugosidad comercial que transporta cualquier líquido (Ilustración 3.4).

Por otra parte, el cálculo del coeficiente de pérdidas se puede realizar de forma directa a través de la ecuación de Swamee – Jain (o Churchill):

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Ecuación 3.17

Con la cual se calculan las pérdidas de energía por fricción en una conducción. La Tabla 2.1 presenta algunos valores de rugosidad absoluta para diversos materiales, por lo que es responsabilidad del diseñador el uso de estos datos. Lo más recomendable, para el caso de tubería nueva, es consultar las especificaciones de cada proveedor, las cuales deberán estar fundamentadas en la normatividad correspondiente.

Es recomendable solicitar los nomogramas o tablas de pérdidas locales emitidas por los mismos fabricantes de tuberías o se pueden consultar en diversas bibliografías, por ejemplo en la Ilustración 3.5 se muestra un nomograma para obtener las pérdidas locales por longitud equivalente.

La línea punteada de la Ilustración 3.5 indica que la pérdida de carga en una válvula de ángulo abierto de 250 mm (10") es equivalente a la que verifica en un tramo recto de tubería del mismo diámetro de 47 metros de longitud.

De acuerdo al nomograma para contracciones o ampliaciones bruscas, se debe utilizar el diámetro menor d en la escala de tuberías. Para encontrar la pérdida de carga en accesorios, expresada en metros de tubería del mismo diámetro, se debe unir el punto correspondiente a la pieza de que se trata, al diámetro en la tercera escala a la derecha, la intersección con la escala central determina la longitud equivalente en metros de pérdidas.

En este caso las pérdidas totales se calcularán con la ecuación que se desee, con la variante de que la longitud total para definir las pérdidas estará dada por la suma de la longitud "real" de la tubería, más la "longitud equivalente" de los accesorios.

Ilustración 3.4 Diagrama universal de Moody, coeficiente de fricción para cualquier tipo y tamaño de tubo (Modificado de Moody 1944)

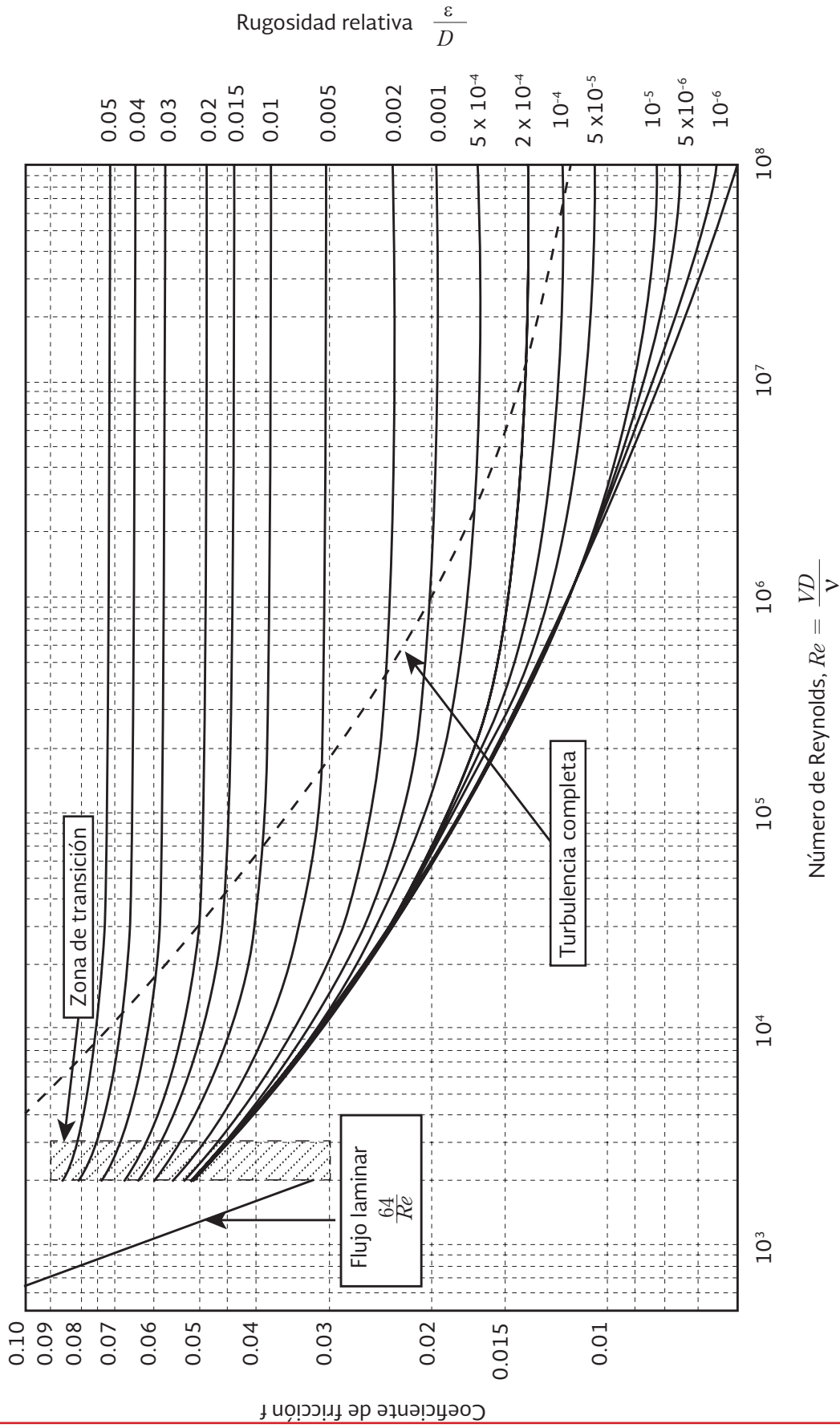
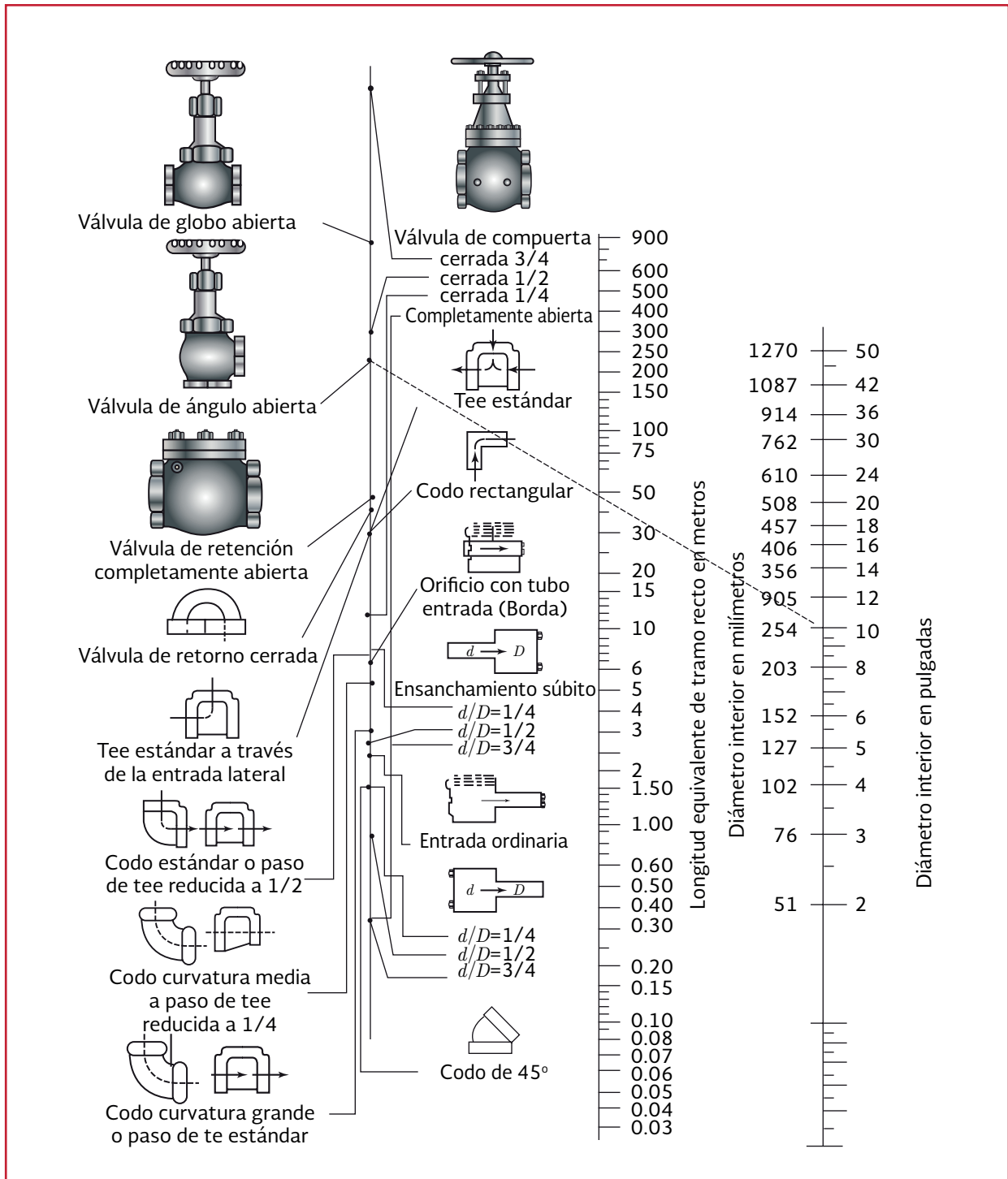


Ilustración 3.5 Nomograma para determinar la longitud equivalente



3.5.2. POTENCIA DEL MOTOR

El tipo del motor deberá tener capacidad para entregar la potencia total requerida por la bomba a las condiciones máximas de carga, capacidad, diámetro del impulsor seleccionado y velocidad de operación, incluyéndose las pérdidas de potencia debido a la transmisión (por engranes, cadenas, bandas, etcétera) y acoplamientos.

Cuando el motor es una máquina de combustión interna deberán tomarse en cuenta además de lo anteriormente expuesto, las pérdidas de potencia debido a:

- a) Temperatura y presión ambiental en sitio diferente a los valores de las condiciones normales 31°C y 0.1 MPa
- b) El consumo de combustible en el sitio de operación, con diferente poder calorífico al usado en las pruebas de comportamiento del accionador

En el presente libro no se detallará como se practica cada una de las verificaciones de potencia, ya que estas varían según el tipo de accionador y de fabricante a fabricante. Sin embargo es conveniente mencionarlas, ya que deben tomarse en cuenta debido a que con ellas se determinan parámetros importantes, tales como: penalización por consumos superiores a los indicados en la compra del equipo y los costos anuales de operación.

Durante el análisis del comportamiento del accionador de la bomba, se debe tener cuidado de no aceptar o solicitar accionadores que exceden con demasiada potencia a los requerimientos máximos de la bomba, salvo aquellos casos en que sea necesario aceptar accionadores cuya potencia nominal normalizada excede a la requeri-

da, por no existir un accionador con potencia nominal normalizada adecuada a las necesidades.

3.6. GOLPE DE ARIETE⁴

En el caso de paro rápido de las bombas o de fallo del suministro eléctrico, tanto el gasto como la velocidad en la tubería se encuentran inicialmente en estado permanente. Sin embargo, cuando se corta el suministro de energía al motor, la bomba se desacelera rápidamente desde su velocidad de régimen hasta cero, dando lugar a una rápida disminución del gasto descargado a la tubería. Esta disminución origina una onda de presión negativa (por debajo de la presión normal) que se traslada velozmente desde el cárcamo de bombeo a lo largo de la tubería de impulsión hasta su extremo final, dando lugar a una desaceleración del gasto de acuerdo con la segunda ley del movimiento de Newton. Cuando la onda de presión negativa alcanza el extremo final de la tubería de impulsión, sufre una reflexión que la hace desplazarse en forma de onda de presión positiva hasta el cárcamo de bombeo, desacelerando adicionalmente el flujo durante su recorrido.

Cuando la onda de presión positiva alcanza el cárcamo de bombeo, se completa un ciclo de desplazamiento y la onda es reflejada de nuevo produciéndose una segunda onda de presión inferior que se desplaza por la tubería. Esta secuencia se repite durante el tiempo en que la velocidad y descarga de la bomba continúan su decrecimiento. En muy poco tiempo, la velocidad de la bomba se reduce hasta un punto en el que no puede desarrollar suficiente presión para el bombeo.

En ese momento, la válvula de retención situada en la descarga de la bomba y que normalmente

se utiliza para evitar la inversión del flujo a través de aquella, se cierra aislando la bomba de las condiciones transitorias que tienen lugar en la tubería de impulsión. Sin embargo, las variaciones de gasto y velocidad continúan hasta que toda la energía se disipa en vencer la resistencia de fricción de la tubería.

Durante esta secuencia de acontecimientos la carga en el extremo final de la tubería de impulsión permanece constante. En los puntos intermedios, la carga resultante viene determinada por la suma de las presiones de las ondas positivas y negativas.

El aumento de presión por el cierre instantáneo es directamente proporcional a la velocidad del fluido al corte y a la magnitud del aumento de la velocidad de la onda. Es independiente a la longitud del conducto. Ese valor es dado por la ecuación:

$$h = \frac{(a)(V)}{g} \quad \text{Ecuación 3.18}$$

$$P = 9\,835 \left(\frac{a}{g} \right) (sp\,gr) V \quad \text{Ecuación 3.19}$$

Ecuación métrica equivalente:

$$a = \frac{0.319}{\sqrt{\frac{W}{g} \left(\frac{1}{R} + \frac{d}{Et} \right)}} \quad \text{Ecuación 3.20}$$

- a = Velocidad de la onda, fps (m/seg)
- h = Aumento de la presión por arriba de lo normal, ft (m) de agua
- p = Aumento de la presión por arriba de lo normal, psi (Pa)

- V = Velocidad de flujo, ft/sec (m/seg)
- W = Peso específico del fluido, lb/ft³ (N/m³)
- $sp\,gr$ = Gravedad específica del fluido (agua = 1.0)
- R = Módulo volumétrico de compresibilidad del líquido psi (Pa)
- E = Módulo de elasticidad de Young de la pared de las tuberías, psi (PA)
- d = Diámetro interior de la tubería, en in. (mm)
- t = Espesor de la pared de la tubería, en in. (mm)
- g = Aceleración de la gravedad, 32.2 ft/seg² (9.81 m/s²)
- L = Longitud de la tubería, en ft (m)
- $2L/a$ = Momento crítico de conducción, s
- T = Tiempo de cierre, en s

Ecuación métrica equivalente

$$a = \frac{1\,420.4}{\sqrt{1 + \frac{1}{100} \left(\frac{d}{t} \right)}} \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Tabla 3.2 e Ilustración 3.6 muestra valores de presión de la velocidad de onda para varios materiales de tubería y la velocidad de onda para el agua con d/t proporciones hasta 90. Para tuberías de acero de relaciones más altas que se encuentran con frecuencia en grandes tamaños la Tabla 3.2 muestra los valores calculados arriba de $d/t = 400$. Los módulos de elasticidad y Poisson se muestran en la Tabla 3.3.

En el pasado, el análisis del golpe de ariete en tuberías de impulsión para determinar las presiones máxima y mínima se llevaba a cabo empleando métodos gráficos, integración aritmética o ábacos de golpe de ariete. En la actualidad, la gran accesibilidad a las computadoras, ha pro-

porcionado un sistema muy adecuado y de muy buena relación costo-efectividad para analizar los problemas relativos al golpe de ariete y a los regímenes hidráulicos transitorios.

Por ejemplo, con un programa adecuado, la tubería de impulsión puede subdividirse en diez o más tramos de igual longitud cuyos puntos de separación se corresponden muy próximamente a los puntos altos del perfil o a cambios del diámetro o del material de la tubería. El efecto de la existencia de puntos altos, la posibilidad de separación de la columna de agua en los mismos y las sobrepresiones que se producen al juntarse de nuevo las columnas de agua no son despreciables en absoluto y pueden ser analizadas perfectamente y económicamente por medio de un programa bien concebido.

3.6.1. CONTROL DEL GOLPE DE ARIETE

Para mayor detalle de este tema revisar el *Libro de Fenómenos Transitorios en Líneas de Conducción del MAPAS*.

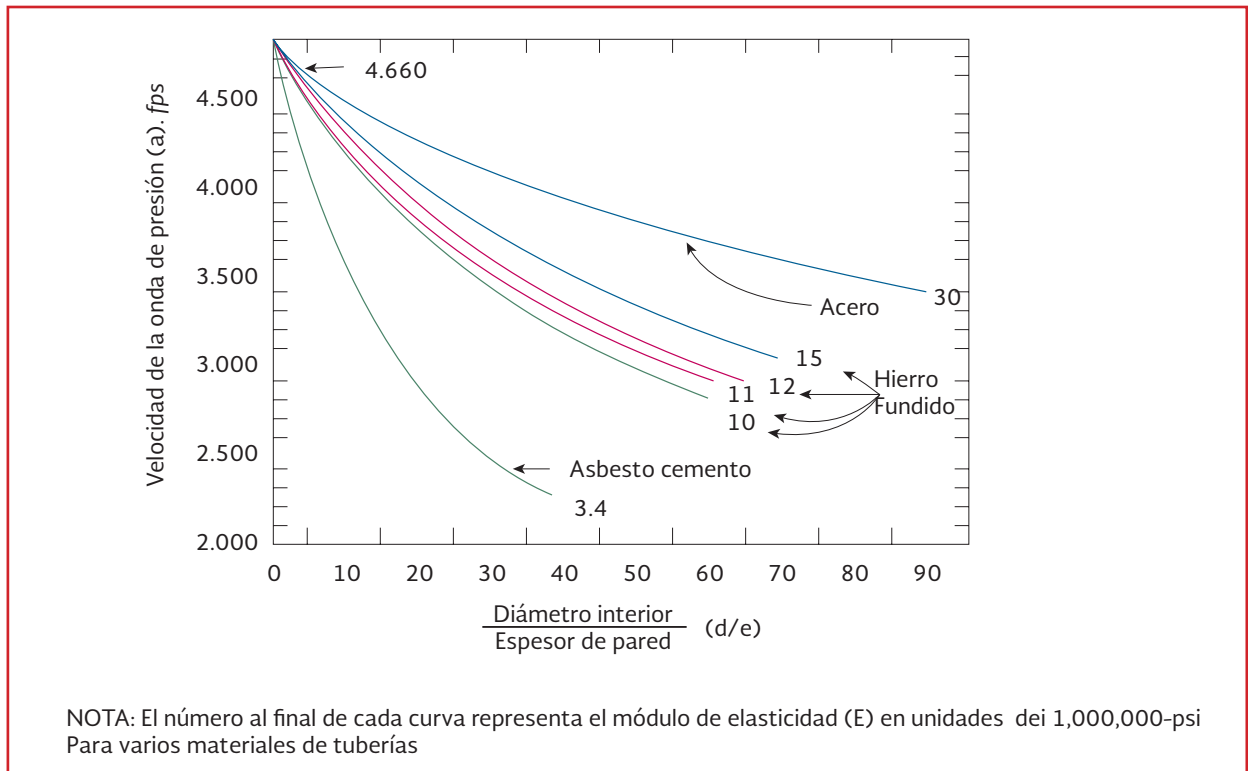
El objetivo del control del golpe de ariete es limitar la variación de las presiones en la tubería de impulsión, dentro de un rango determinado de valores, mediante la reducción de las variaciones de la velocidad. Los problemas del golpe de ariete en los cárcamos de bombeo y tuberías de impulsión de aguas residuales pueden ser simples o complejos. En consecuencia, los sistemas de control del golpe de ariete necesarios para proteger las bombas y tuberías de impulsión pueden ser muy sencillos o muy elaborados. Los sistemas de control normalmente empleados son los siguientes:

- a) Válvula de retención situada en la descarga de las bombas, dotada de contrapeso y manivela para ayudar en la maniobra de cierre
- b) Válvula de retención de resorte situada en la descarga de las bombas
- c) Válvula de retención de cualquiera de los dos tipos anteriores junto con una válvula reguladora de alta presión
- d) Válvula de control positivo situada en la descarga, enclavada de manera que se abra a una presión prefijada durante el arranque y se cierre a velocidad predeterminada después del corte de energía
- e) Válvula de purga y admisión de aire situadas en el cárcamo de bombeo y en los puntos altos de la tubería de impulsión para limitar el desarrollo de presiones inferiores a la atmosférica

3.6.1.1. Válvula de retención

En casos sencillos, tales como cárcamo de bombeo pequeños o medios con tubería de impulsión de corta longitud (menor de unos 500 m) con trazado ligeramente ascendente y pequeñas alturas geométricas de elevación (del orden de 15 a 20 metros), el sistema de control puede consistir en una válvula de retención con contrapeso y manivela, situada en la descarga de la bomba para ayudarla a la maniobra de cierre del disco de la válvula cuando se invierte el sentido del flujo. En el *Capítulo 3 del libro de fenómenos transitorios en líneas de control de MAPAS*, se amplía el tema referente a los medios de control e incluso el diseño de los mismos para protección de la infraestructura contra el fenómeno de transitorio.

Ilustración 3.6 Gráfica de aumento de la velocidad de ola para el agua



Fuente: AWWA M11

3.6.1.2. Lista de control para la red de bombeo

Algunos factores pueden ser revisados para indicar disturbios del agua de proporciones serias que se producirán en cualquier sistema dado, una vez que el fenómeno físico, hidráulico y características de operación son establecidos. Para la mayoría de las distribuciones de red de bombas centrifugas accionadas por motor, se sugieren las siguientes doce preguntas para indicar la gravedad en los problemas de transitorios.

1. ¿Hay algún lugar alto en el perfil de la distribución principal donde la aparición de vacío pueda causar una separación de la columna de agua cuando la bomba es desenergizada?
2. ¿Es la longitud de distribución principal de menos de 20 veces la altura de la bomba?
3. ¿Es la velocidad máxima de flujo en la distribución principal superior a 4.0 ft/seg (1.22 m/s)?
4. ¿El factor de seguridad es menor que 3.5 para presión de operación normal?
5. ¿Cuál es la proporción de disminución natural de la columna de agua si la bomba es desenergizada?
6. ¿La válvula check cerrara en menos del tiempo crítico para la distribución principal?
7. ¿Hay alguna válvula de cierre rápida lista para abrir o cerrar en menos de cinco segundos?
8. ¿La bomba o el motor de accionamiento podría dañarse si se permite arrancarse en reversa, alcanzando máxima velocidad?

9. ¿Se desconectara la bomba antes de que la válvula de descarga este totalmente cerrada?
10. ¿Se energizara la bomba con la válvula de compuerta de descarga abierta?
11. ¿Hay estaciones de rebombeo en el sistema bajo consideración que dependan de la operación de bombeo principal?
12. ¿Hay alguna válvula automática de cierre rápido usada en el sistema de bombeo que se vuelve inoperable con la falla de la presión del sistema de bombeo?

Si la respuesta a alguna de estas preguntas es afirmativa hay una fuerte probabilidad de que se produzca una oleada grave.

3.7. CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE MATERIALES⁵

La calidad del agua y la presencia de solidos suspendidos determinan las características de los materiales a utilizar en la fabricación del equipo, el tipo de lubricación y tipo de impulsor más adecuado. La presencia de arenas en un pozo es uno de los mayores problemas que afectan a un sistema que se abastece de agua por este medio, ya que provoca daños a impulsores, tazones, columnas de descarga, válvulas, líneas de conducción, red de distribución y otros componentes, reduciendo su vida útil e incrementando los costos de mantenimiento.

La selección de los materiales para los equipos de bombeo deberá ser efectuada entonces con conocimiento de las propiedades físico-químicas del agua, identificando la cantidad presente

de carbonato de calcio, arena y algún otro elemento ajeno. Lo anterior tiene un fuerte impacto sobre la decisión de usar bombas autolubricadas. Los depósitos o sedimentos de carbonato dañan la superficie de contacto de las flechas de la columna, las caras de los sellos mecánicos y obstruyen los pasajes de los impulsores. El abastecimiento de agua para uso y consumo humano con calidad adecuada es fundamental para prevenir y evitar la transmisión de enfermedades gastrointestinales y otras, para lo cual se requiere establecer límites permisibles en cuanto a sus características microbiológicas, físicas, organolépticas, químicas y radiactivas, con el fin de asegurar y preservar la calidad del agua en los sistemas, hasta la entrega al consumidor.

En el caso de obras nuevas, la selección del sitio de ubicación y su protección, tienen importancia vital para el abastecimiento de agua segura. Proteger el agua de la contaminación, siempre será preferible a proporcionarle tratamiento cuando ya está contaminada. El contenido de organismos resultante, de límites y constituyentes químicos del examen de una muestra simple de agua, debe ajustarse a lo establecido en la NOM-127-SSA1.

El ion cloruro es uno de los iones inorgánicos que se encuentran en mayor cantidad en aguas naturales, residuales y residuales tratadas, su presencia es necesaria en aguas potables. En agua potable, el sabor salado producido por la concentración de cloruros es variable. En algunas aguas conteniendo 25 mg Cl⁻/L se puede detectar el sabor salado si el catión es sodio. Por otra parte, éste puede estar ausente en aguas conteniendo hasta 1 g Cl⁻/L cuando los cationes que predominan son calcio y magnesio.

⁵ Fuente: NOM-127-SSA1, NMX-AA-073-SCFI y NMX-AA-074

Un alto contenido de cloruros puede dañar estructuras metálicas y evitar el crecimiento de plantas. Las altas concentraciones de cloruro en aguas residuales, cuando éstas son utilizadas para el riego en campos agrícolas deteriora, en forma importante la calidad del suelo.

Es entonces importante el poder determinar la concentración de cloruros en aguas naturales, residuales y residuales tratadas en un amplio intervalo de concentraciones.

Otro factor importante de estudio son los sulfatos (SO_4^{2-}) están ampliamente distribuidos en la naturaleza y pueden estar presentes en aguas naturales, en concentraciones que varían desde pocos hasta miles de miligramos por litro, los desechos del drenaje pueden contribuir con grandes cantidades de iones sulfatos (SO_4^{2-}) y generar corrosión equipos y tuberías.

3.8. EVALUACIÓN DEL POTENCIAL DE CORROSIÓN

La corrosión externa de tuberías y equipos en sistemas de agua potable no es inevitable. Algunas combinaciones de materiales, en ciertos ambientes, pueden sufrir corrosión severa de una manera rápida, mientras que otras configuraciones pueden ser relativamente inmunes. Para los propósitos de diseño y operación, es importante poder predecir como ocurre la corrosión y la severidad de la misma. Para que ocurra la corrosión metálica, se requieren cuatro elementos: un ánodo, un cátodo, un electrólito y un circuito conductor para la corriente de retorno. La presencia de metales y aleaciones diferentes en contacto, se encuentra regularmente en instalaciones de servicios de agua, aún una simple pieza de metal, puede actuar simultáneamen-

te como un ánodo, un cátodo y un circuito. En cualquier caso, el electrólito es la variable clave para determinar dónde y en que extensión ocurre la corrosión. Para la corrosión externa, el electrólito es el ambiente (el suelo o el agua circundando el equipo).

Muchas condiciones ambientales no son favorables para la corrosión. Otros ambientes sirven como un electrolito dañino para algunos metales, aleaciones o pares metálicos, pero no para otros.

Para evaluar la corrosividad de un ambiente para un material dado, la experiencia proporciona la mejor guía. En ausencia de la experiencia, como en el caso de nuevas localidades, se deben implementar procedimientos analíticos. Si la experiencia o el análisis muestran que el ambiente es agresivo, se debe iniciar la prevención o el control de la corrosión.

3.8.1. EFECTOS DEL AMBIENTE QUÍMICO SOBRE LOS MATERIALES PARA LOS EQUIPOS

Los efectos de suelo, agua, y aire sobre una tubería, varían notablemente, dependiendo del material de la misma. Esta sección trata de los efectos del ambiente y la evaluación de procedimientos para materiales de uso común en tuberías y accesorios para instalaciones de agua y de los parámetros que se deben evaluar como resultado de dichos efectos. Los parámetros a considerar son los siguientes:

- Resistividad del suelo
- Grado de alcalinidad o acidez (pH), para el análisis del pH en el agua revisar la NMX-AA-008-SCFI.

- Potencial de óxido - reducción (REDOX)
- Diagramas de potencial pH
- Sulfuros
- Humedad
- Experiencia de campo

3.8.2. MÉTODOS DE PREVENCIÓN Y CONTROL

Si los ensayos de laboratorio y las observaciones indican que la corrosión será un problema en una instalación nueva o en una ya existente, se deben tomar medidas para reducir la severidad de la misma o eliminarla completamente. Para el control de la corrosión se dispone de varios métodos y combinaciones de ellos, es decir, se requieren cuatro elementos para generar la corrosión -un ánodo, un cátodo, un electrolito y una trayectoria de retorno de la corriente - Si alguno de estos elementos se puede eliminar, desactivar o aislar de los otros, entonces la corrosión estará controlada.

3.8.3. RECUBRIMIENTOS ANTI CORROSIVOS

El control de la corrosión a base de recubrimientos anticorrosivos, mediante la creación de una barrera entre un metal y su medio ambiente, conocido como electrólito, es uno de los métodos más ampliamente usados por su gran versatilidad y fácil aplicación.

Nota Importante:

Para la selección de la metalurgia de los equipos tomar en cuenta la calidad físico - químicas del agua más representativa como se indica en este tema y en el libro de Selección de equipos y materiales electromecánicos.

La efectividad de un recubrimiento depende de su grado de integración (que esté libre de poros o picaduras), de su facilidad para adherirse al metal base y de su propiedad para aislarse contra el flujo de corriente eléctrica. El material de recubrimiento, también debe ser económicamente factible. Los recubrimientos anticorrosivos pueden clasificarse atendiendo a su naturaleza, de la siguiente manera:

- Recubrimientos metálicos
- Recubrimientos no - metálicos
- Recubrimientos líquidos

Para el caso de protecciones catódicas consultar el libro de *Conducciones del MAPAS*".

3.9. CÁLCULO DE EMPUJE AXIAL EN BOMBAS VERTICALES⁶

3.9.1. INTRODUCCIÓN

El empuje hidráulico axial es la resultante de las fuerzas que actúan en el impulsor en dirección colineal al eje de la flecha.

El empuje axial se produce tanto en bombas horizontales como en bombas verticales. En las bombas horizontales su magnitud es mayor en las de etapas múltiples que en las de una sola, porque en las primeras se desarrollan altas presiones y por lo tanto el valor del empuje es mayor. En las de una sola etapa con succión simple, todo el empuje axial resultante se transmite a la flecha y a los cojinetes.

En las bombas horizontales se reduce el efecto del empuje axial mediante el diseño de algunos ele-

⁶ Fuente: ANSI/HI 1.3

mentos mecánicos (disco de balance, impulsor de doble succión, orificios en el ojo de succión de los impulsores, etcétera) o por la disposición de impulsores en posición encontrada. Sin embargo, esto no sucede con las bombas verticales y el empuje axial resultante debe ser soportado por el cojinete de empuje. Este cojinete puede instalarse en el cabezal de descarga de la bomba o en la parte superior del motor eléctrico de flecha hueca.

La determinación del empuje axial es responsabilidad compartida entre el ingeniero proyectista, quien debe determinar el empuje axial que se producirá bajo las condiciones de operación proporcionándoselas a los fabricantes de bombas y motores, a su vez el fabricante del motor eléctrico debe suministrar el cojinete que cumpla con las condiciones de operación de la bomba seleccionada.

3.9.2. CÁLCULO DE EMPUJE AXIAL

En el caso de las bombas verticales de tipo turbina, flujo mixto y propela, bajo condiciones normales de operación se produce un empuje axial colineal al eje de la flecha. Esta fuerza es debida a la presión desbalanceada sobre el impulsor ver Ilustración 3.7, masa del elemento rotativo y cambio en la dirección del fluido.

Cuando un cuerpo cualquiera se mueve en el seno de un fluido real, o cuando un cuerpo quieto está inmerso en un fluido real en movimiento, experimenta una resistencia, empuje o arrastre. Dicha fuerza es paralela y de sentido contrario a la velocidad relativa. Se puede demostrar que si el fluido fuera perfecto (viscosidad nula) el empuje sería nulo. La influencia de la viscosidad, a la par que produce pérdidas de carga, origina esfuerzos con resultante no nula entre el cuerpo y el fluido

El cálculo de este empuje implica obtener la resultante de las fuerzas que actúan hacia abajo y hacia arriba, sobre el impulsor en dirección lineal al eje de la bomba.

3.9.3. FUERZAS QUE ACTÚAN HACIA ABAJO

Hacia abajo actúa el empuje hidráulico (fuerza hidráulica) producido por el impulsor y la masa del elemento rotativo (masa de la flecha, más la masa del impulsor).

3.9.4. FUERZAS QUE ACTÚAN HACIA ARRIBA

Las fuerzas hacia arriba actúan sobre las superficies del extremo de la flecha y de la camisa de la misma, en la mayoría de los casos, estas fuerzas son pequeñas y pueden ser despreciadas; sin embargo, cuando exista un riesgo por empuje hacia arriba estas fuerzas deben ser consideradas.

3.9.5. EMPUJE AXIAL RESULTANTE

Si se consideran las fuerzas que actúan hacia abajo como positivas (+) y hacia arriba como negativas (-) ver Ilustración 3.8, tenemos que el empuje axial sobre el cojinete de empuje es la resultante de:

$$E_R = E_h + W_m - P_a \quad \text{Ecuación 3.22}$$

Siendo:

$$E_h = K_e (H) \rho_r \quad \text{Ecuación 3.23}$$

$$W_m = W_f + W_r \quad \text{Ecuación 3.24}$$

$$P_a = P_f + P_m \quad \text{Ecuación 3.25}$$

$$P_f = P_s (A_f) \quad \text{Ecuación 3.26}$$

$$P_m = P_d (A_m) \quad \text{Ecuación 3.27}$$

donde:

E_h = Empuje hidráulico, en kilogramos (kg)

K_e = Factor de empuje, en kilogramos por metro (kg/m)

H = Carga de bombeo total, en metros (m)

W_m = Masa del elemento rotativo, en kilogramo (kg)

ρ = Densidad relativa

W_f = Masa de la flecha, en kilogramo (kg), masa unitaria por longitud

W_r = Masa del rotor, en kilogramo (kg), masa por pasos por número de pasos

P_a = Fuerza total hacia arriba, en kilogramo (kg)

P_f = Fuerza sobre la flecha, en kilogramo (kg)

P_m = Fuerza sobre la manga de la flecha, en kilogramo (kg)

P_s = Presión de succión, en kilogramo sobre centímetro cuadrado (kg/cm²)

A_m = Área de la sección sólida de la manga de la flecha, en metro cuadrado (cm²)

A_f = Área de la sección de la flecha, en metro cuadrado (cm²)

P_d = Presión a válvula cerrada (flujo cero), en kilogramo sobre centímetro cuadrado (kg/cm²)

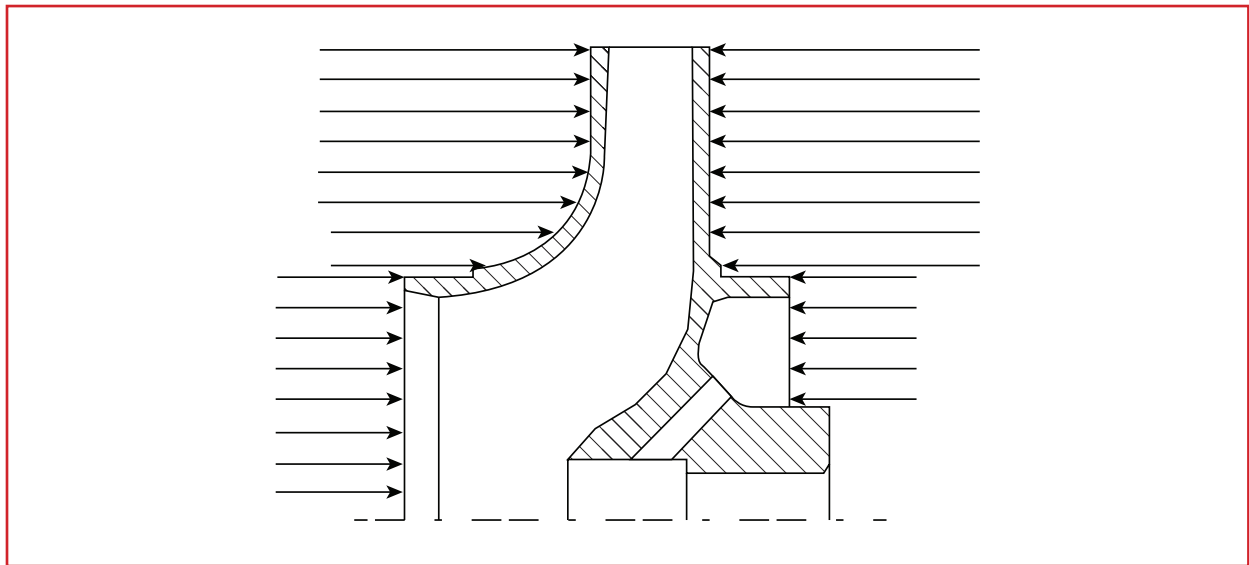
Los valores correspondientes a K_e y a las dimensiones y masas de los elementos de la bomba involucrados en las fórmulas son proporcionados por el fabricante del equipo.

Ilustración 3.7 Ejemplo de impulsor semiabierto



Fuente: ANSI/HI 1.3

Ilustración 3.8 Empuje axial



Fuente: ANSI/HI 1.3

Tabla 3.1 Rugosidades absolutas para algunos materiales

Material	ϵ (mm)
Tubos lisos	
Vidrio, cobre, latón, madera (bien cepillada), acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura; tubos de acero de precisión sin costura, serpentines industriales, plástico, hule	0.0015
Tubos industriales de latón	0.025
Tubos de madera	0.2 a 1
Fierro forjado	0.05
Fierro fundido nuevo	0.25
Fierro fundido, con protección interior de asfalto	0.12
Fierro fundido oxidado	1 a 1.5
Fierro fundido, con incrustaciones	1.5 a 3
Fierro fundido, centrifugado	0.05
Fierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0.15 a 0.3
Fierro fundido usado, con bridas o juntas de macho y campana	2 a 3.5
Fierro fundido para agua potable con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125 mm.	1 a 4
Fierro galvanizado	0.15
Acero rolado, nuevo	0.04 a 0.1
Acero laminado, nuevo	0.05
Acero laminado con protección interior de asfalto	0.05
Tubos de acero de calidad normal	
Nuevo	0.05 a 0.1
Limpado después de mucho uso	0.15 a 0.20
Moderadamente oxidado, con pocas incrustaciones	0.4
Con muchas incrustaciones	3
Con remaches transversales, en buen estado	0.1
Con costura longitudinal y una línea transversal de remaches en cada junta, o bien laqueado interiormente	0.3 a 0.4
Acero soldado, con líneas transversales de remaches, sencilla o doble; o tubos remachados con doble hilera longitudinal de remaches e hilera transversal sencilla, sin incrustaciones	0.6 a 0.7
Acero soldado, con una hilera transversal sencilla de pernos en cada junta, laqueado interior, sin oxidaciones, con circulación de agua turbia	1
Acero soldado, con doble hilera transversal de pernos, agua turbia, tuberías remachadas con doble costura longitudinal de remaches y transversal sencilla, interior asfaltado o laqueado	1.2 a 1.3
Acero soldado, con costura doble de remaches transversales, muy oxidado.	
Acero remachado, de cuatro a seis filas longitudinales de remaches, con mucho tiempo de servicio	2
Tubos remachados, con filas longitudinales y transversales	
a) Espesor de lámina < 5 mm	0.65
b) Espesor de lámina de 5 a 12 mm	1.95
c) Espesor de lámina > 12 mm, o entre 6 y 12 mm, si las hileras de pernos tienen cubrejuntas	
d) Espesor de lámina > 12 mm con cubrejuntas	5.5
Tubos remachados, con cuatro filas transversales y seis longitudinales con cubrejuntas interiores	4
No metálicos	
Asbesto-cemento nuevo	0.025
Asbesto-cemento, con protección interior de asfalto	0.0015

Tabla 2.1 Ejemplo de catálogo de conceptos (continuación)

Material	ϵ (mm)
Concreto centrifugado, nuevo	0.16
Concreto centrifugado, con protección bituminosa	0.0015 a 0.125
Concreto en galerías, colado con cimbra normal de madera	1 a 2
Concreto en galerías, colado con cimbra rugosa de madera	10
Concreto armado en tubos y galerías, con acabado interior cuidadosamente terminado a mano	0.01
Concreto de acabado liso	0.025
Conducto de concreto armado, con acabado liso y varios años de servicio	0.2 a 0.3
Concreto alisado interiormente con cemento	0.25
Galerías con acabado interior de cemento	1.5 a 1.6
Concreto con acabado normal	1 a 3

Fuente: Sotelo ,2002

Tabla 3.2 Velocidad de la onda de presión para tuberías de acero.

Diámetro (d/t) espesor	Velocidad de onda a	
	ft/seg	(m/seg)
100	3 300	1 006
120	3 140	957
140	3 010	917
160	2 890	881
180	2 780	847
200	2 690	820
250	2 490	759
300	2 330	710
350	2 200	671
400	2 080	634

Nota: Las velocidades de onda son de tubo de acero desnudo

Fuente: AWWA MANUAL M11

Tabla 3.3 Valores del módulo de elasticidad y Poisson de algunos materiales)

Material de la tubería	Módulo de elasticidad E, kg/cm ² x 10 ⁻⁶	Módulo de Poisson μ
Acero	2.10	0.2
Fibrocemento	0.234	0.2
Concreto reforzado	2.0	0.2
PVC	0.028	0.4
PRFV	0.14 - 0.21	0.3



4

TRAZO DE CURVA DEL SISTEMA Y COMPORTAMIENTO DE LAS BOMBAS

4.1. INTRODUCCIÓN

En muchos casos el comportamiento que existe entre los sistemas hidráulicos es de suma importancia ya que arroja información del cómo está trabajando el sistema o los equipos de bombeo, para predecir pérdidas de presión que conlleva en ocasiones a elevados costos de operación ocasionados por malos diseños. De esta forma se puede identificar diferentes aspectos tales como pérdidas totales, el rango de operación de la bomba e inclusive el comportamiento del sistema de bombeo. También nos ayuda a interpretar de forma correcta las curvas carga - gasto en sistemas en serie y en paralelo, así como a seleccionar el tipo de bomba.

4.2. TRAZO DE LA CURVA DEL SISTEMA⁷

Es conveniente graficar la curva carga-gasto del sistema ya que en ésta se muestran las pérdidas totales en carga, la carga estática y la diferencia de presiones (cuando existe) sobre los puntos de suministro y entrega de la instalación.

La utilidad de esta curva se manifiesta en la determinación de parámetros importantes, tales como:

- a) Cuantificación de las pérdidas totales de carga con respecto a las cargas de presión estática y en un momento dado, saber si el uso de otra tubería con valores de diámetro y rugosidad diferentes, puede ayudarnos a disminuir la carga dinámica total del sistema
- b) Identificar y cuantificar el rango de operación de la bomba a instalar en el sistema

La curva carga-gasto, se traza obteniendo el valor de la pérdida por fricción correspondiente a cada valor del gasto; es decir, cada punto de la curva tendrá coordenadas (Q_n, H_n) para diferentes condiciones de capacidad, siendo:

(Q_n) = Gasto de los puntos, en metros cúbicos por segundo (m^3/s)

(H_n) = Carga total, en metros (m).

4.2.1. OBTENCIÓN DE LOS PUNTOS DE LA CURVA

Para obtener los puntos para el trazo de la curva, se calcula la demanda de carga del sistema, para diferentes valores del gasto dentro de un rango considerado.

⁷ Fuente: ANSI/HI 1.3, Viejo (2004)

Los puntos de la curva de un sistema dado se determinan por medio de la ecuación de Darcy Weisbach, para cada valor de gasto (Q).

La variación del gasto en la línea de conducción hace variar la velocidad del fluido y, con ello, las pérdidas de la tubería dentro de un rango que varía desde el gasto mínimo o cero de la curva hasta el gasto máximo de diseño, por lo que en función del gasto se expresa la siguiente función.

$$h_f = f \frac{L}{D^5} \frac{Q^2}{12.10} \quad \text{Ecuación 4.1}$$

donde:

- h_f = Pérdida de carga debida a la fricción, en metros (m)
- f = Factor de fricción
- L = Longitud de la tubería, en metros (m)
- D = Diámetro de la tubería, en metros (m)
- Q = Gasto en metros cúbicos por segundo (m³/s)

Haciendo:

$$C_1 = f \frac{L}{D^5} \frac{1}{12.10} \quad \text{Ecuación 4.2}$$

y

$$C_2 = f \frac{L}{12.10} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

Por lo que para cada valor de gasto (Q) le corresponde un valor de la pérdida (H_f). Así para un punto (i) conocido y para otro cualquiera (n) no conocido, siendo C_i = constante, se tiene:

$$H_{fi} = C_1 Q_i^2 \quad \text{Ecuación 4.4}$$

y

$$H_{fn} = C_1 Q_n^2 \quad \text{Ecuación 4.5}$$

De las relaciones anteriores resulta:

$$H_{fn} = H_{fi} \left(\frac{Q_n}{Q_i} \right)^2 \quad \text{Ecuación 4.6}$$

4.2.1.1. Familia de curvas

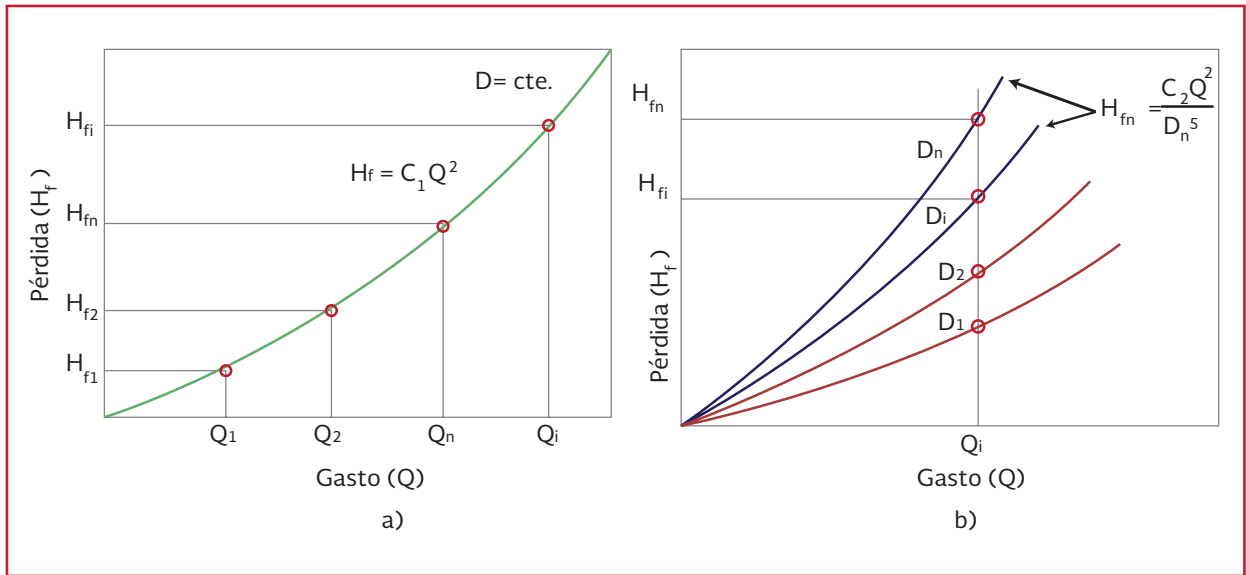
Si se desea obtener la pérdida en la tubería H_{fn} de un sistema conociendo las pérdidas H_{fi}, para Q constante y para diferentes diámetros interiores de tubería, se aplica la ecuación siguiente:

$$H_{fn} = H_{fi} \left(\frac{D_n}{D_i} \right)^5 \quad \text{Ecuación 4.7}$$

4.2.1.2. Representación gráfica de las curvas

La representación gráfica de las expresiones anteriores corresponde a una parábola cuadrática, denominada curva de pérdidas en la tubería y puede ser representada gráficamente como se indica en la Ilustración 4.1.

Ilustración 4.1 a) Curva del sistema b) Familia de curvas con diámetros diferentes. Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de curvas de cada fabricante



4.2.1.3. Procedimiento

1. Se tabulan los datos de pérdidas (H_f) y carga total (H) correspondientes a gasto máximo ($Q_{\text{máx}}$)
2. Seleccionamos un intervalo de variación del gasto (Q)
3. De acuerdo a la Ecuación 4.6, obtenemos la pérdida correspondiente a cada gasto
4. Determinamos la carga total (H) de cada gasto con la ecuación:

$$H = H_f + H_{est} \quad \text{Ecuación 4.8}$$

5. Localizamos los puntos obtenidos en una gráfica de coordenadas $Q-H$ y trazamos la curva, y esta será la curva del sistema. La Ilustración 4.2 muestra la curva resultante

Es importante recordar que las pérdidas varían con la capacidad manejada por el sistema y que

las variaciones de carga del sistema se presentan cuando existen cambios significativos en los niveles de succión. La Ilustración 4.3 muestra gráficamente estas variaciones.

4.2.2. COMPORTAMIENTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS

4.2.2.1. Principio básico de funcionamiento

Toda bomba centrífuga basa su funcionamiento en el aprovechamiento de la fuerza centrífuga de un impulsor que gira a cierta velocidad dentro de una carcasa y que en su movimiento impulsa al fluido en contacto con él hacia la periferia del mismo con una energía de velocidad. La energía de velocidad del fluido se convierte en presión por medio de una voluta interna o mediante un juego de álabes estacionarios llamados difusores que rodean la periferia del impulsor.

Es de todo conocido la importancia que tiene el saber interpretar de modo preciso las curvas ca-

Ilustración 4.2 Curva del sistema con 100 % de apertura de la válvula. Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de fabricante

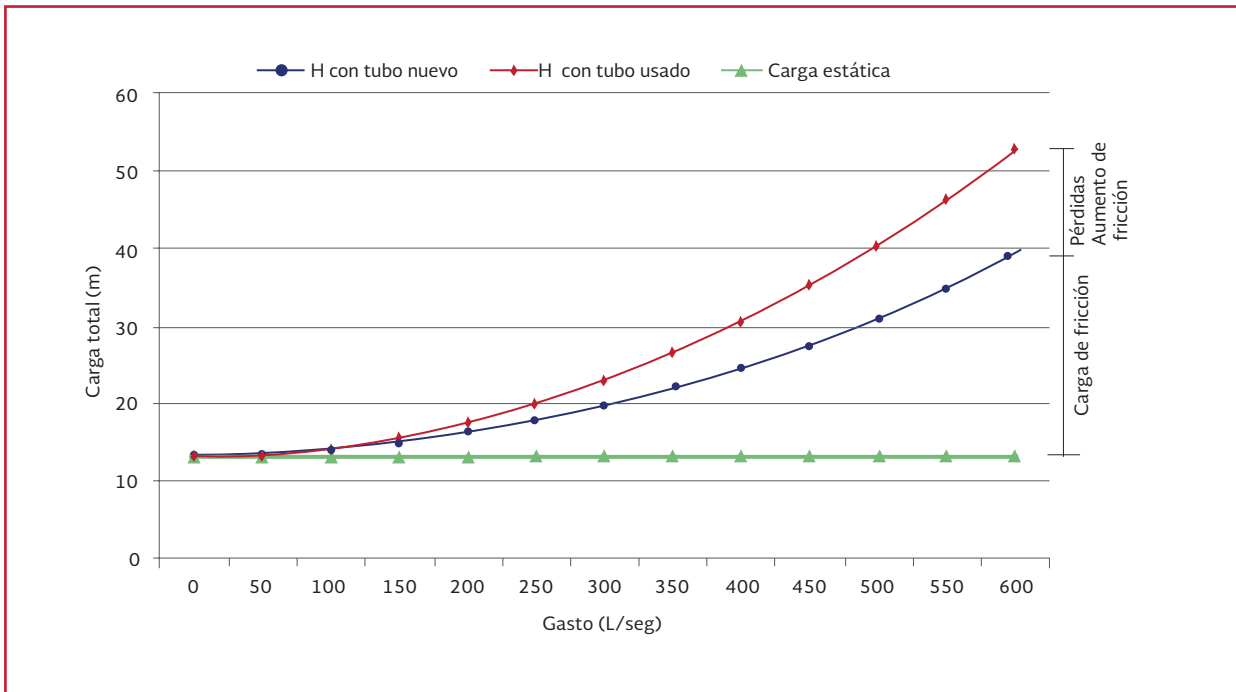
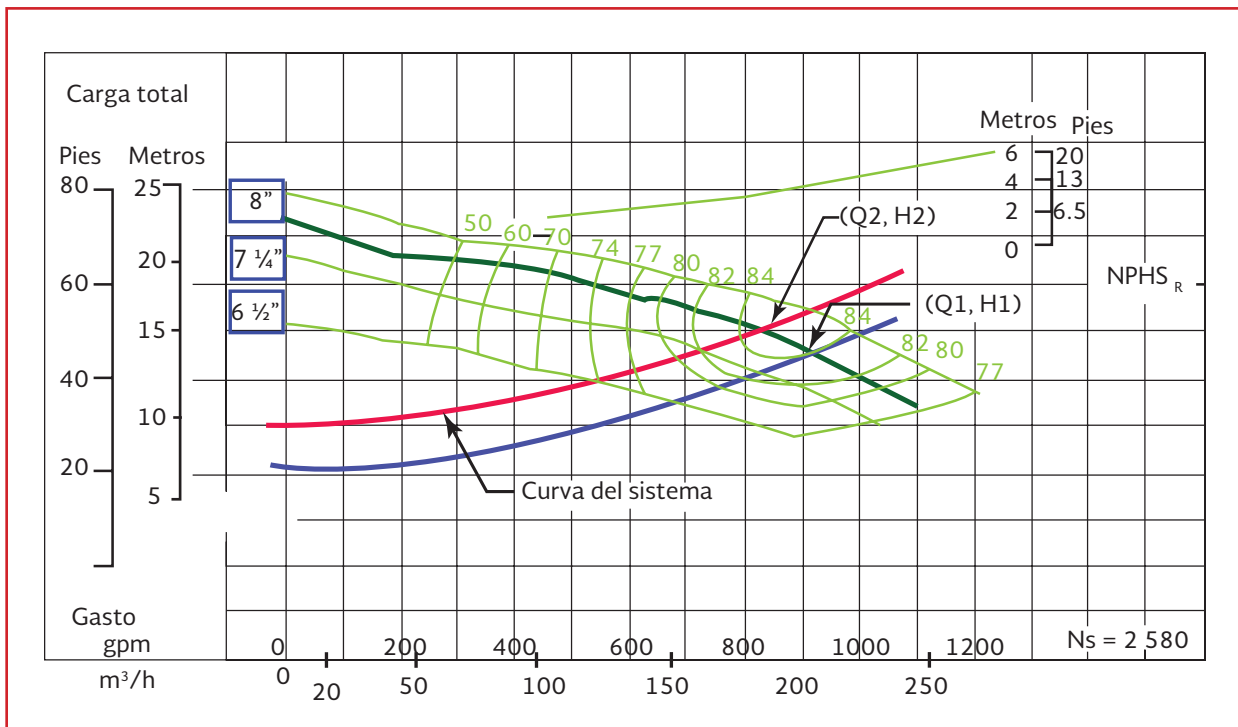


Ilustración 4.3 Variación de curva del sistema debido a cambios en la carga estática. Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de fabricante



racterísticas de una bomba centrífuga. Son muchos los problemas que pueden venir asociados a una bomba centrífuga y el tratar de resolverlos de la manera más eficientemente posible pasa, primeramente, por conocer de manera exacta y precisa si la bomba está funcionando dentro de los parámetros para los cuales fue diseñada, es decir, el punto en el cual se encuentra trabajando. En el manual de la bomba deberíamos encontrar las diversas curvas asociadas a la bomba y, por supuesto, el punto de trabajo en el cual debemos mantener a nuestra bomba para que funcione como está previsto.

El conocimiento y buena interpretación que tengamos de estos gráficos nos aportará la información necesaria para una correcta toma de decisión a la hora de resolver nuestro problema. En última instancia es el fabricante el que se encarga de trazar las curvas características de sus bombas, veamos cuál es el procedimiento para graficar los parámetros de funcionamiento de una bomba centrífuga.

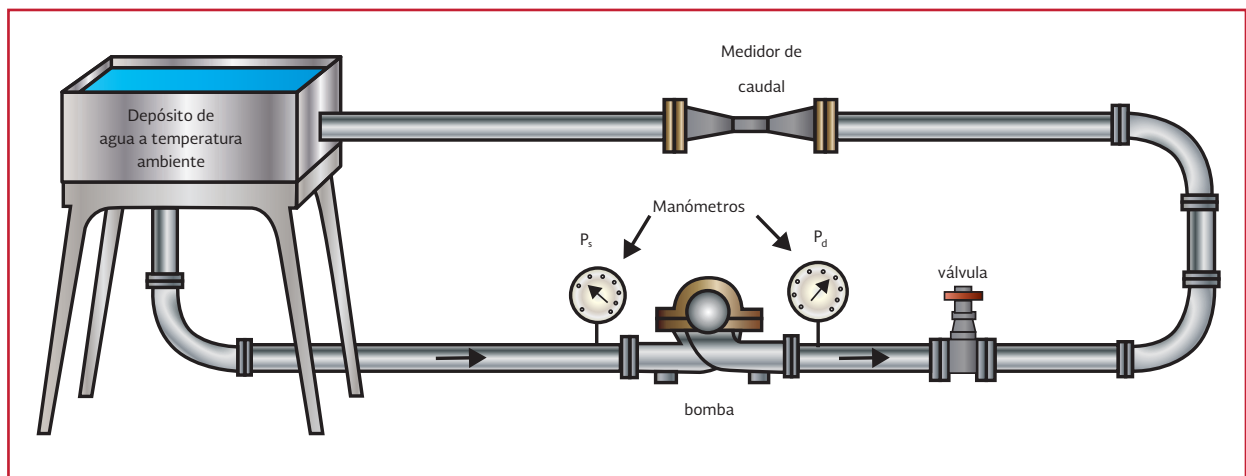
Para la obtención de las curvas de una bomba se construyen bancos de prueba y ensayo equi-

pados con todo lo necesario para ello. De una manera muy simplificada podemos ver como son éstos en la Ilustración 4.4.

Se deben monitorear las presiones de aspiración e impulsión de la bomba, debe existir un medio de regulación del gasto de salida de la bomba y, por supuesto, los medios necesarios para la medición del gasto que suministra la bomba. Por otro lado se conocerán los datos físicos de la instalación como velocidad del impulsor, diámetro de este, altura neta disponible en la aspiración, etcétera. El fluido bombeado será agua a temperatura ambiente.

Consideremos P_s la presión en la brida de aspiración de la bomba y P_d la presión en la brida de impulsión. Primeramente se arranca la bomba con la válvula de descarga totalmente cerrada, es decir $Q = 0$, obteniéndose la presión entregada por la misma, que será la presión de descarga P_d menos la presión de aspiración P_s . Con esta presión diferencial y siendo γ el peso específico del líquido bombeado (agua a temperatura ambiente), se obtiene la altura manométrica entregada por la bomba.

Ilustración 4.4 Banco de pruebas para obtención de curvas de una bomba



Esta altura, conocida normalmente como altura “shut-off”, es la altura desarrollada por la bomba con gasto nulo Q_0 , la llamaremos H_0 . Seguidamente abrimos parcialmente la válvula reguladora de gasto obteniendo un nuevo valor en el transmisor de gasto que llamaremos Q_1 , igualmente obtendremos las nuevas presiones a la entrada y salida de la bomba. Podemos así, calcular el nuevo valor para la altura desarrollada por la bomba que llamaremos H_1 . Se abre un poco más la válvula, obteniéndose un nuevo gasto Q_2 y una altura H_2 de la misma forma anteriormente descrita.

Si realizamos el proceso varias veces, obtendremos una serie de puntos que nos ayudarán a graficar la primera curva característica de la bomba. Colocando en el eje de abscisas los valores correspondientes de gasto y en el eje

de ordenadas los correspondientes a las alturas manométricas tendremos algo parecido a la Ilustración 4.5. Uniendo todos los puntos trazamos una curva $Q-H$ característica de la bomba ensayada, para una velocidad de giro constante y diámetro de impulsor determinado. Moviéndonos a través de ella obtendremos la altura manométrica total H , suministrada por la misma, cuando estamos bombeando un gasto Q determinado, ver Ilustración 4.6.

Debemos tener en cuenta que esta curva obtenida es sólo para un determinado diámetro de impulsor, si usamos un diámetro distinto, la curva obtenida será distinta. Normalmente, en una misma bomba podemos usar distintos diámetros de rodete, así, el fabricante debería suministrar junto con la bomba, no una curva, sino una familia de curvas en función de los diferen-

Ilustración 4.5 Ejemplo de puntos obtenidos sobre una gráfica Q-H

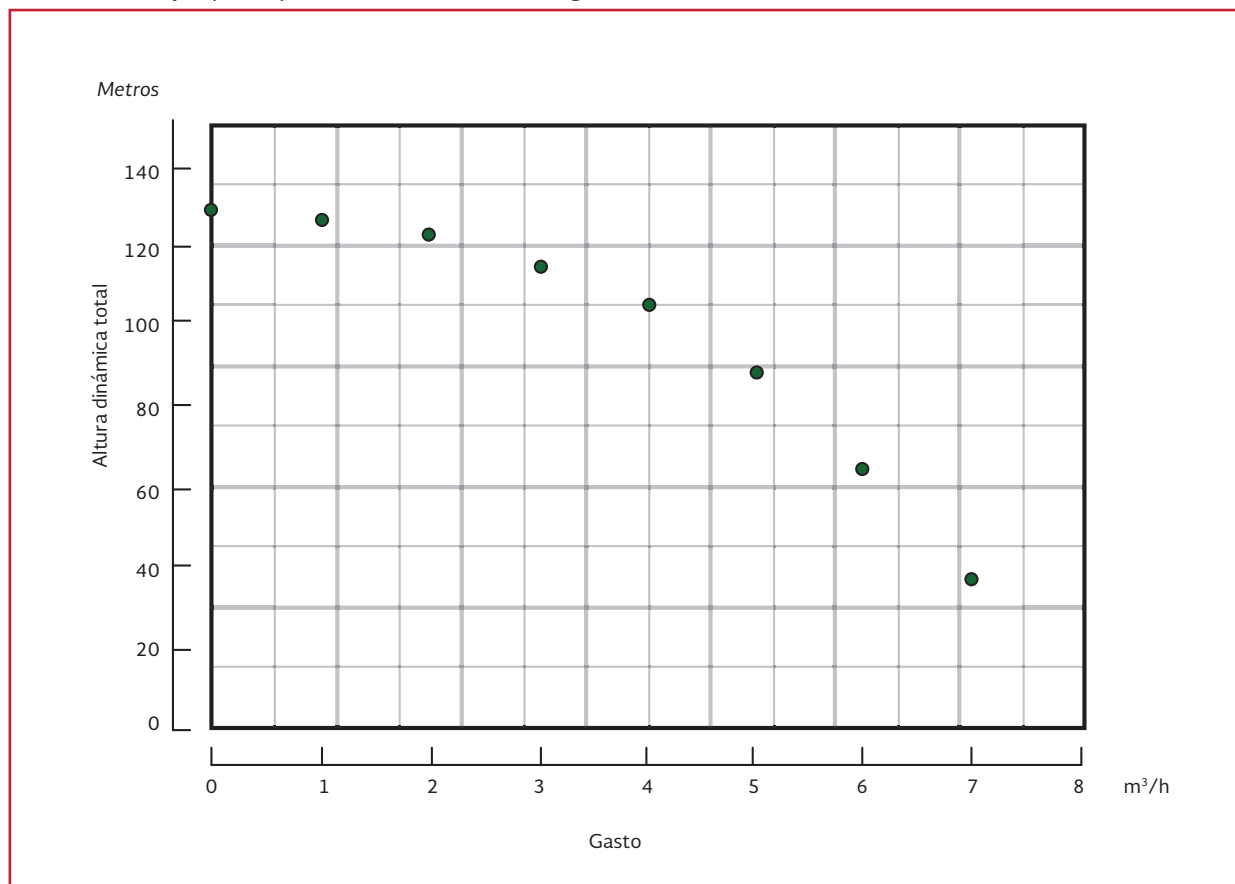
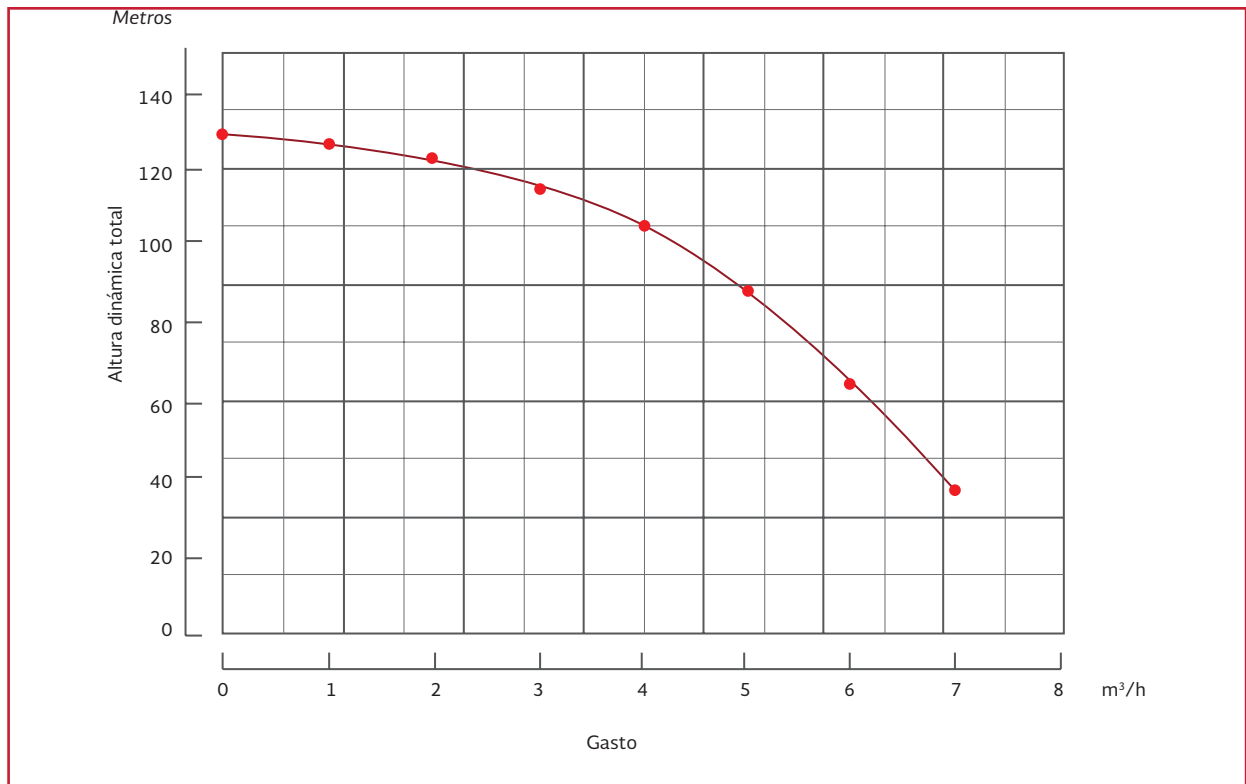


Ilustración 4.6 Ejemplo de Curva Q-H



tes diámetros, D , de impulsor a utilizar, como se muestra en la Ilustración 4.7.

4.2.2.2. Curvas características

Cualquier bomba centrífuga tiene, para una determinada velocidad y un determinado diámetro de impulsor, un conjunto de curvas características, que definen su comportamiento con respecto a su capacidad, carga, potencia, rendimiento y $NPSH$ requerido; mismas que pueden variar según las condiciones y características del fluido manejado.

Las curvas de comportamiento características para diferentes diámetros del impulsor de las bombas centrífugas se muestran en la Ilustración 4.8.

4.2.2.3. Clasificación de las curvas características carga-capacidad

Curva de comportamiento estable

La característica de este tipo de curva es un comportamiento estable o gradual de las condiciones de carga-capacidad de la bomba; esto es, la carga crece a medida que la capacidad se reduce hasta cero (carga al cierre o shut off) y es en este punto donde la carga alcanza su máximo valor, ver Ilustración 4.9 inciso a.

Estas curvas generalmente son desarrolladas por las bombas centrífugas de flujo radial y son recomendadas para utilizarse en procesos con aumento de la carga al cierre del 10 al 20 por ciento de la carga nominal.

Ilustración 4.7 Ejemplo de familia de curvas Q-H

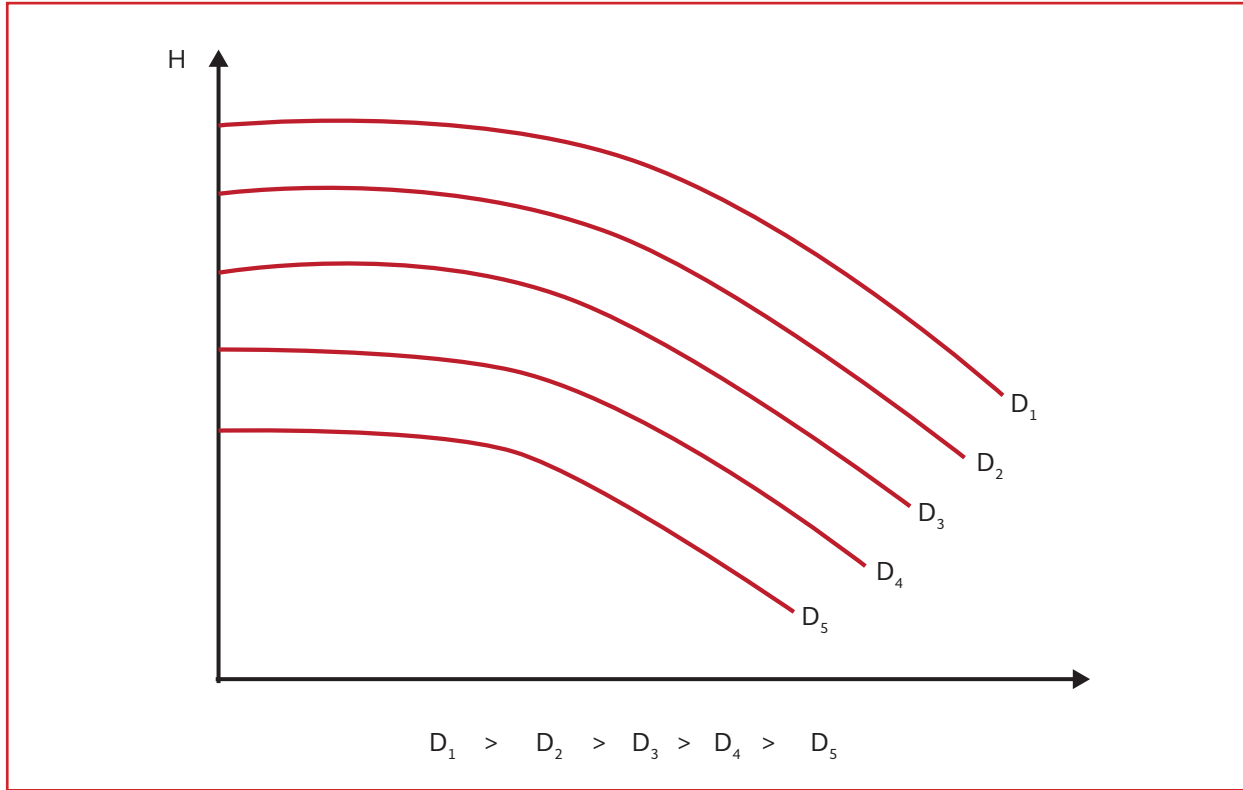


Ilustración 4.8 Curvas características de bombas centrífugas (carga-capacidad, potencia, eficiencia y NPSHr). Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de fabricante

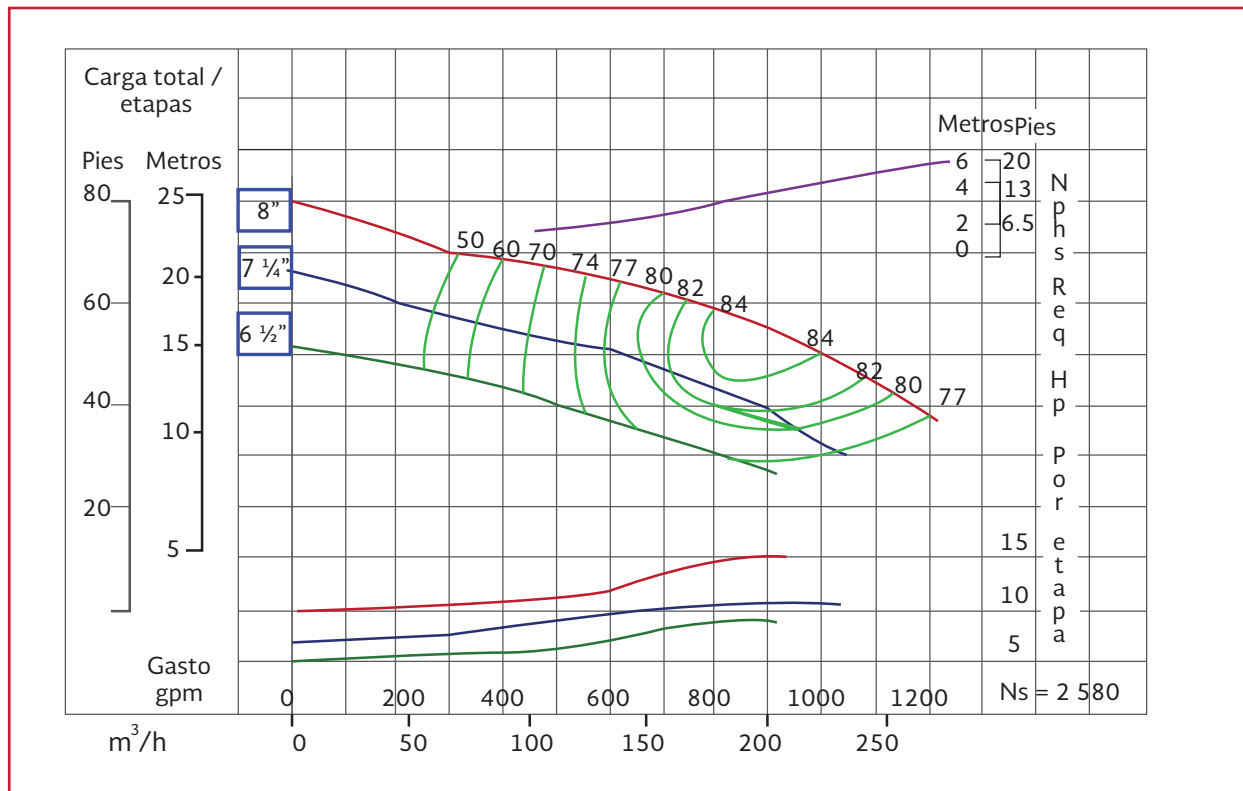
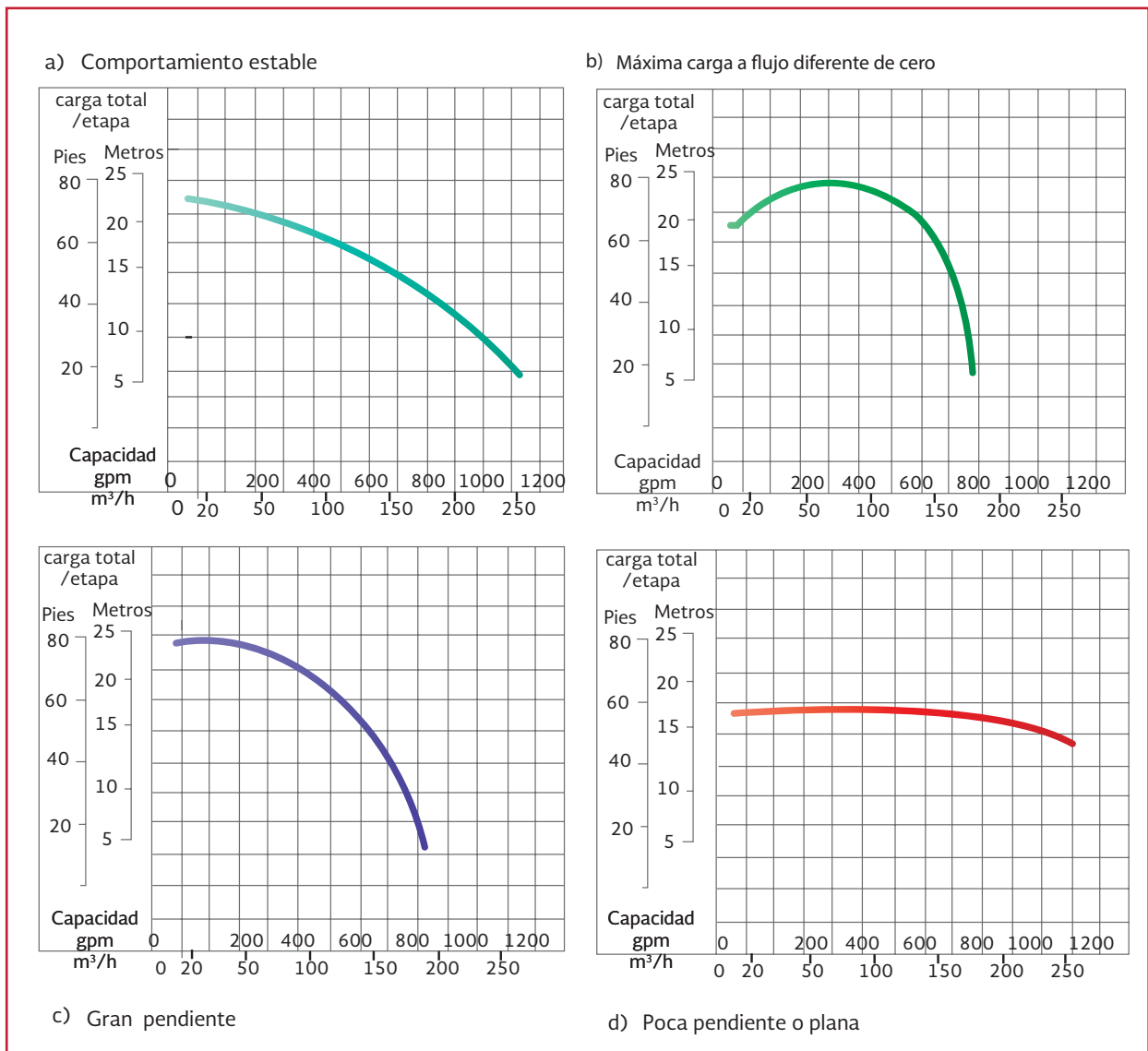


Ilustración 4.9 Curvas características (dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de fabricante)



Curva característica con máxima carga a flujo diferente de cero

La característica en este tipo de curva es un comportamiento inestable cuando se reduce la capacidad de la bomba más allá del punto de carga máxima.

La inestabilidad se presenta cuando se opera la bomba en la zona de la curva en donde se tienen dos condiciones de capacidad a la misma carga y

para evitarla es necesario especificar la bomba en donde la carga nominal sea siempre inferior al de cierre. Ver Ilustración 4.9 inciso b.

Curva característica creciente de gran pendiente

La característica de este tipo de curvas es que presentan crecimientos bruscos de carga con pequeños decrementos de capacidad. Ver Ilustración 4.9 inciso c). Estas curvas generalmente son desarrolladas por bombas centrífugas de flu-

jo axial o tipo propela y se recomienda su utilización en servicios de trasiego y achique.

Curva característica de poca pendiente o plana

La característica de este tipo de curva es que los valores de carga son muy próximos unos de otros para el rango de capacidad de la bomba. Ver Ilustración 4.9 inciso d.

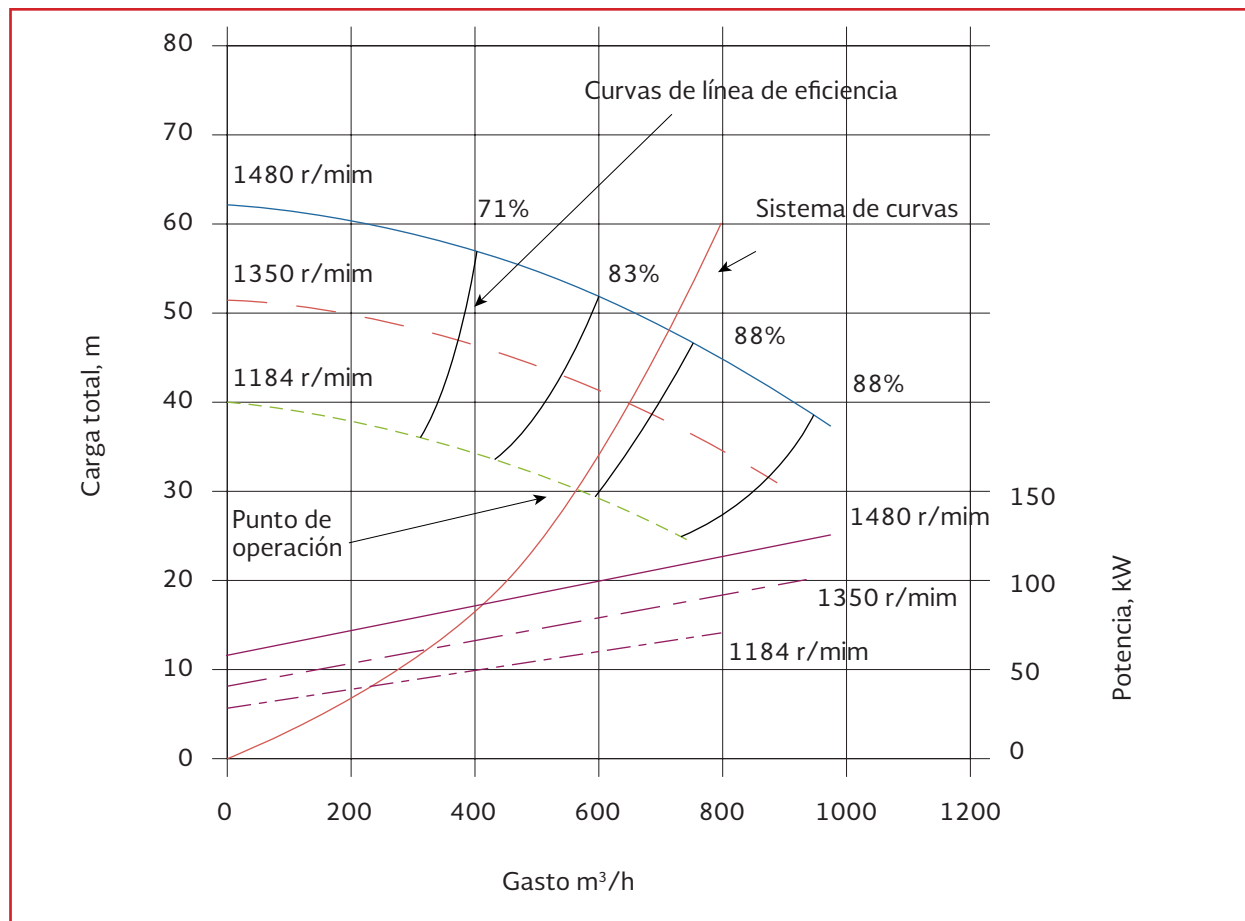
Estas curvas generalmente son desarrolladas por bombas centrífugas de flujo radial y mixto diseñadas con impulsor de doble succión.

4.2.2.4. Punto de operación de la bomba

Un sistema de bombeo se compone de tuberías, válvulas, equipo de medición de flujo, y cualquier otro conducto a través por el cual el líquido está fluyendo. Para una aplicación exitosa de la bomba, los componentes del sistema, y el sistema deben ajustarse correctamente el uno al otro.

Los requisitos y las características del sistema pueden determinarse antes de la selección de la bomba.

Ilustración 4.10 Puntos de operación de la bomba



Fuente: ANSI/HI 1.3

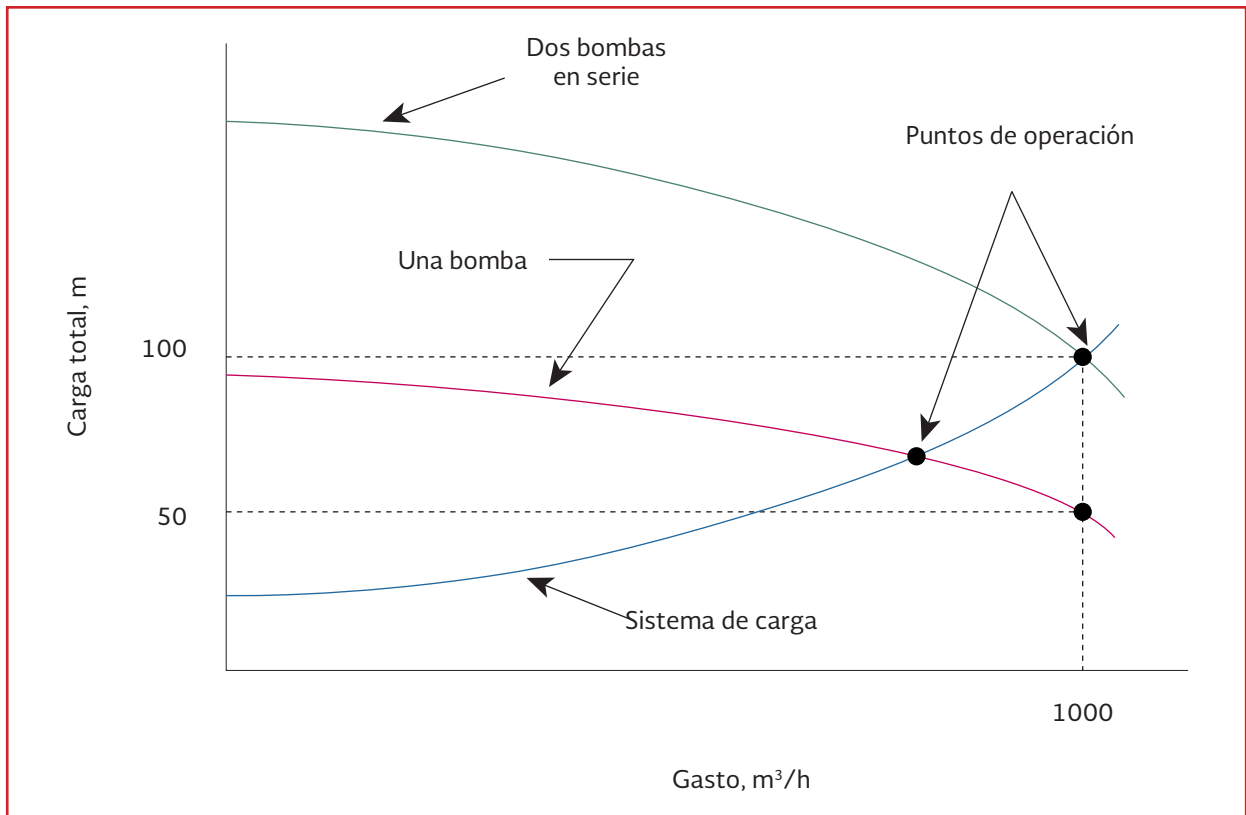
El punto de operación de una bomba es aquel en el cual la carga de la bomba iguala a la carga del sistema (punto indicado en la Ilustración 4.10) esto es, el punto en donde se interseca la curva de la bomba con la curva del sistema.

El punto de operación y de diseño de una bomba debe localizarse en donde la eficiencia sea el máximo o muy cercano a éste; la razón fundamental se debe a que el rendimiento y la potencia de accionamiento son inversamente proporcionales.

4.2.2.5. Curvas de operación de las bombas en serie

Las bombas operando en serie producen altura que es aditiva a la tasa del flujo a la que iban a ejecutar de forma individual. Dos bombas cada una con capacidad de 1 000 m³/h a 50 m de altura cuando está conectada en serie, podría entregar 1 000 m³ /h a 100 m de altura. La operación en serie por lo tanto, se utiliza donde se requieren presiones más altas de las que puede suministrar una bomba. Ver Ilustración 4.11.

Ilustración 4.11 Curva característica de dos bombas en serie



Fuente: ANSI/HI 1.3

Cuando en una instalación existente, se requiera de un incremento en la carga y una sola bomba no sea suficiente para desarrollarla, el uso de dos o más bombas de la misma capacidad en serie se hace necesario. Para este caso en particular el gasto que proporcionan las bombas es el mismo (Ecuación 4.9) para las dos y la carga combinada es igual a la suma de las cargas individuales (Ecuación 4.10) de cada unidad, para un gasto determinado.

$$Q_{Sistema} = Q_{BOMBA1} = Q_{BOMBA2} = \dots = Q_{BOMBA N}$$

Ecuación 4.9

$$H_{SISTEMA} = H_{BOMBA1} + H_{BOMBA2} + \dots + H_{BOMBA N}$$

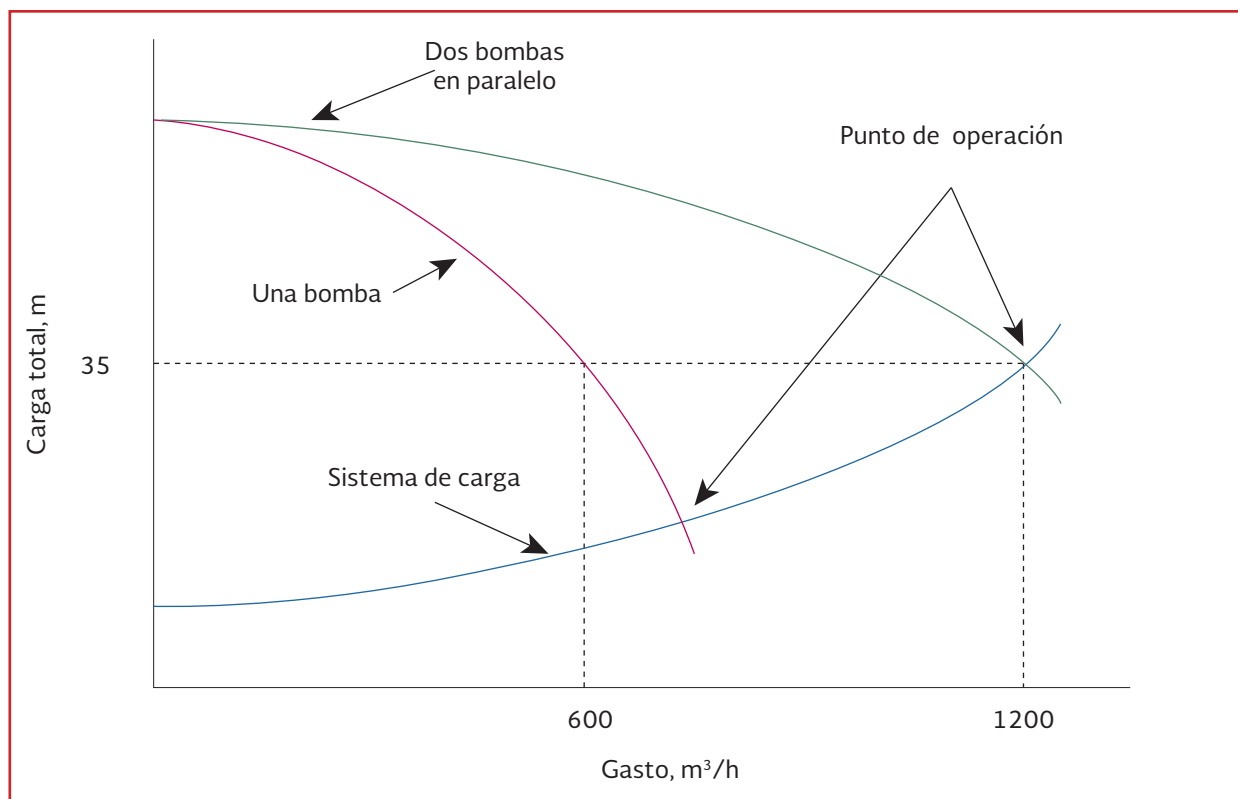
Ecuación 4.10

Cuando se tengan en operación dos bombas en serie y éstas desarrollan curvas de comportamiento diferentes, se deberá considerar que ambas bombas deberán ser controladas, de modo que la capacidad que manejen sea la misma.

4.2.2.6. Curvas de operación de bombas en paralelo

Las bombas operando en paralelo producen una tasa de flujo que es aditiva a la altura a la que iban a ejecutar de forma individual. Dos bombas cada una con una capacidad de 600 m³/h a 35 m, cuando se conectan en paralelo, podrían entregar 1 200 m³/h a 35 m de altura ver Ilustración 4.12 e Ilustración 4.13.

Ilustración 4.12 Curva característica de dos bombas operando en paralelo



Fuente: ANSI/HI 1.3

Ilustración 4.13 Bomba en paralelo



Las bombas usadas en servicio en paralelo deben tener curvas de similares características para asegurar que la demanda del sistema se comparte por igual.

Si dos o más tramos de tubería se abren en un nudo para volver a unirse en otro y cada uno de estos tramos se intercala una bomba, se dice que se trata de un arreglo de bombas en paralelo. De esta manera se obtienen las siguientes ecuaciones.

$$Q_{SISTEMA} = Q_{BOMBA1} + Q_{BOMBA2} + \dots + Q_{BOMBA N}$$

Ecuación 4.11

$$H_{SISTEMA} = H_{BOMBA1} = H_{BOMBA2} = \dots = H_{BOMBA N}$$

Ecuación 4.12

donde:

Q = Gasto de la bomba, en metros cúbicos por segundo (m^3/s)

H = Altura de la bomba, en metros (m)

La curva de comportamiento del arreglo se obtiene sumando las capacidades de cada bomba para iguales condiciones de carga.

La operación de ambas bombas solo puede llevarse a cabo en la zona de las curvas en las que existe igualdad de carga, ya que en zonas de diferentes cargas, la operación será solamente para una de ellas.

4.2.2.7. Cavitación

Cuando ocurre la cavitación, parte del líquido se transforma en vapor. Si esto sucede en la succión de la bomba o en el ojo del impulsor, las burbujas de vapor son conducidas hacia dentro del impulsor. A medida que la presión aumenta, las burbujas de vapor se colapsan en los alabes y el líquido se precipita con tal fuerza que desprende pequeñas partículas de metal de los alabes, ocasionando con esto la erosión de los alabes del impulsor, ver Ilustración 4.14.

4.2.2.8. NPSH marginal

Carga de succión neta positiva con pérdida de 3 por ciento de la altura total

El NPSH3 es la carga de succión, sobre la presión de vapor, requerida para evitar la pérdida de más de 3 por ciento en la carga total de la primera etapa de la bomba a una velocidad específica de flujo.

El margen del NPSH es el NPSHA menos el NPSH3.

$$NPSH \text{ margen} = NPSHA - NPSH3$$

Ecuación 4.13

Ilustración 4.14 Daños de cavitación en bombas



La relación de margen del NPSH es el NPSHA dividido por el NPSH3 Ecuación 4.14.

$$NPSH \text{ relación de margen} = \frac{NPSHA}{NPSH3}$$

Ecuación 4.14

Márgenes de consideración

Puntos a considerar:

- a) Velocidad de punta en la entrada: Ocasionalmente usado para disminuir los valores de NPSH3 mediante la reducción de la velocidad axial del líquido en el impulsor, es una función directa de velocidad de rotación y del ojo del diámetro del impulsor. Los valores por debajo de aproximadamente 15 m/s (50 ft/s) son considerados generalmente bajos, mientras que los valores que exceden los 30 m/s son considerados altos y debe ser evaluada para una margen adecuado de NPSH

- b) Ojo del impulsor más grande: Ocasionalmente usado para bajar los valores de NPSH mediante la reducción de la velocidad en la entrada del impulsor y por lo tanto el aumento de la carga de presión estática. Sin embargo el aumento del diámetro del ojo del impulsor también incrementa la velocidad de punta de la entrada del impulsor, intensifican los efectos de recirculación de succión e incrementa el margen de NPSH requerido para eliminar los daños por cavitación.

- c) Velocidad específica de succión: Un índice de la característica de funcionamiento de la succión de la bomba se determina en la tasa de flujo con el diámetro máximo del impulsor. La velocidad específica del impulsor es un indicador de que la altura neta positiva en la aspiración requiere una caída de 3% en la altura (NPSH) a una tasa de flujo (Q) y velocidad de rotación (n) y se expresa por la siguiente Ecuación 4.15

$$S = \frac{n(Q)^{0.5}}{(NPSH3)^{0.75}} \quad \text{Ecuación 4.15}$$

donde:

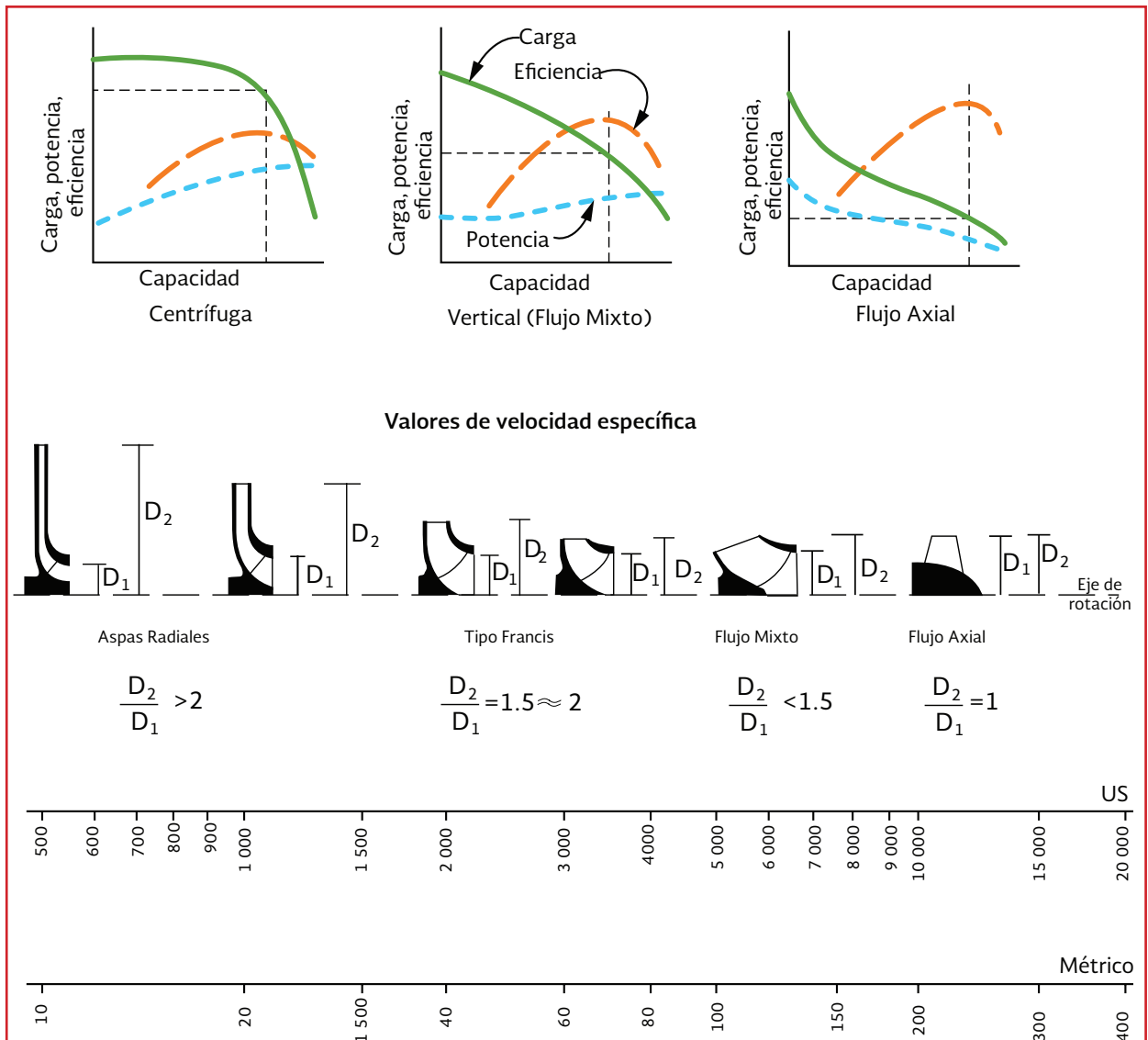
- S = Velocidad específica de succión
- n = Velocidad de rotación, en r/mim
- Q = Taza de flujo por ojo del impulsor, en m³/s
- = Gasto total para un solo impulsor de succión
- = La mitad del gasto total para impulsores de doble succión

NPSH3 = La altura neta positiva en la aspiración requerida en metros que hará que la carga reduzca un 3%

4.2.2.9. Velocidad específica

La velocidad específica clasifica los diferentes tipos de impulsores de las bombas según el cuadro mostrado en la Ilustración 4.15, en donde se observa que al incrementarse la velocidad específica

Ilustración 4.15 Ejemplo de diseño del impulsor con relación a la velocidad específica



Fuente: ANSI/HI 1.3

ca, la relación del diámetro de salida del impulsor (D_2) al diámetro de entrada u ojo del impulsor (D_1) disminuye. Esta relación se convierte en 1 para un impulsor de flujo totalmente axial.

Las bombas de velocidades específicas más altas, desarrollan la "carga" parcialmente por fuerza centrífuga y parcialmente por fuerza axial. Una velocidad específica mayor indica un diseño de bomba con una generación mayor de "carga" por fuerzas axiales que por fuerzas centrífugas. Una bomba de flujo axial o de propela, con una velocidad específica de 10 000 o mayor, genera la "carga" casi exclusivamente por medio de fuerzas axiales.

Los impulsores de flujo radial desarrollan la "carga" principalmente a través de la fuerza centrífuga. Los impulsores con álabes radiales son utilizados para bajos flujos y altas cargas, mientras que los impulsores axiales son utilizados para altos flujos y bajas cargas; para condiciones intermedias son utilizados los impulsores de flujo mixto.

4.2.2.10. Bombas para agua/aguas residuales

El sistema de bombeo en diferentes condiciones de operación de NPSHA pueden ser calculados y comparados con los NPSH requeridos de la bomba.

La experiencia indica que un margen de NPSH de 1 m es adecuado para resistir los daños por cavitación para la mayoría de aplicaciones de bombeo de agua y aguas residuales de tipo municipal. (Ver Tabla 4.1 para recomendaciones más específicas).

4.2.2.11. Leyes de afinidad de las bombas centrífugas

Son relaciones que permiten predecir las características de funcionamiento de una bomba centrífuga con un diámetro y velocidad de impulsor conocidos.

4.2.2.12. Cambio de velocidad

Cuando una bomba opera a una velocidad diferente a la velocidad de diseño (por ejemplo cuando se requiere un control de la capacidad de la bomba por medio de un variador de velocidad), se pueden determinar los efectos del cambio de velocidad en los parámetros de gasto, carga y potencia consumida por la bomba como se muestra en las ecuaciones:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Ecuación 4.16}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad \text{Ecuación 4.17}$$

$$\frac{PW_1}{PW_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad \text{Ecuación 4.18}$$

donde:

- Q_1 = Gasto, en metros cúbicos por segundo (m^3/s)
- H_1 = Carga total de bombeo, en metros (m)
- PW_1 = Potencia de la bomba, en watts (W)

n_1 = Velocidad angular de la bomba (r/min)

$$\frac{PW_1}{PW_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad \text{Ecuación 4.21}$$

Nota: Los subíndice 1 indica las condiciones iniciales conocidas, mientras que el subíndice 2 indica las condiciones finales por conocer. Para éste caso se establece como premisa que la eficiencia y el diámetro del impulsor permanecen constantes.

donde:

Q_1 = Gasto, en metros cúbicos por segundo (m³/s)

H_1 = Carga total de bombeo, en metros (m)

PW_1 = Potencia de la bomba, en watts (W)

D = Diámetro de impulsor, en metros (m)

4.2.2.13. Cambio en el diámetro de impulsor

Cuando se modifica el diámetro del impulsor de una bomba que funciona a velocidad constante, los parámetros de gasto, carga y potencia se pueden determinar por medio de las relaciones siguientes:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad \text{Ecuación 4.19}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad \text{Ecuación 4.20}$$

Estas expresiones son excelentes en los casos de pequeños cambios en diámetros de impulsor, pero no son tan confiables cuando el diámetro del impulsor cambia en más de un 10 por ciento y en estos casos es recomendable averiguar si se dispone de la curva para el nuevo diámetro del impulsor, con el fin de determinar si concuerdan con los valores calculados.

Tabla 4.1 Márgenes de NPSH, para bombas de agua/aguas residuales

Tipo de bomba	Potencia (kW/etapa)	Margen de Región operativa preferente (POR) de NPSH (1.0 m mínimo)	Margen de Región operativa permitida (AOR) de NPSH (1.5 m mínimo)
Aguas residuales (impulsor de hierro fundido)	<45	1.1 relación	1.2 relación
Aguas residuales (impulsor de acero inoxidable)	<45	1.05 relación	1.1 relación
Aguas residuales (impulsor de hierro fundido)	≥45	1.2 relación	1.3 relación
Aguas residuales (impulsor de acero inoxidable)	≥45	1.1 relación	1.2 relación
Agua (impulsor inoxidable o aluminio-bronce)	<75	1.05 relación	1.1 relación
Agua (impulsor inoxidable o aluminio-bronce)	≥75	1.1 relación	1.2 relación

Fuente: ANSI/HI 1.3



5

DISEÑO DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS

5.1. INTRODUCCIÓN

El propósito de esta guía de diseño es establecer los procedimientos para el cálculo del espesor de la tubería y accesorios sujetos a presión interna y el cálculo del aro de refuerzo de las conexiones soldadas en tubos en ramal.

Este procedimiento se aplica a tuberías de acero con y sin costura, a accesorios y conexiones soldadas de acero de las líneas de succión y al múltiple de descarga. Su aplicación no considera cargas externas tales como rellenos, válvulas, reacciones por cambios de dirección, etcétera, en virtud de que estos cálculos corresponden a las líneas de conducción, no incluidas en este procedimiento ver Ilustración 5.1.

Es responsabilidad del proyectista la actualización y documentación, así como la interpretación y ejecución de los cálculos y su correcta aplicación, para ello se lista en el anexo de normatividad.

Para pérdidas en tuberías y accesorios ver anexo del *Libro de Conducciones del MAPAS*.

5.2. DESARROLLO⁸

5.2.1. DEFINICIONES

5.2.1.1. Presión de trabajo

En una tubería de transmisión, la presión se mide por la distancia entre la línea central del tubo y la línea piezométrica.

Si hay en la línea válvulas la presión máxima en la tubería entre ellas con las válvulas cerradas será medida por la distancia entre la línea central del tubo y la elevación del nivel estático. Las sobrepresiones o golpe de ariete también deben ser considerado. En la línea de descarga de la bomba, la presión interna es medida por la distancia entre la tubería y la línea piezométrica para la bomba en operación. La presión en la salida y las pérdidas causadas por la fricción deben de ser consideradas. Si es posible tener una presión igual a la carga de paro de la bomba, la presión

⁸ Fuente: AWWA C-200, ASME B31.3, ANSI B36.10/19, AWWA M11. Manual for Steel Pipe y ASME-B16.5.

Ilustración 5.1 Ejemplo de tuberías y accesorios



se medirá entre la tubería y la línea de gradiente para el paro. La Ilustración 5.2 muestra una línea de tubería típica y perfiles de gradiente hidráulico para un flujo por gravedad y por bombeo.

5.2.1.2. Presión máxima

La presión máxima o de diseño, corresponde al valor del límite superior a que puede estar sujeta la tubería en condiciones normales o transitorias de operación. Se selecciona como presión de diseño, la mayor de las siguientes condiciones:

- a) En el caso de que la bomba se arranque con la válvula de seccionamiento cerrada, la misma presión (entre la brida de la bomba y la válvula) corresponde a la máxima desarrollada por la bomba bajo esta condición, obtenida de su curva característica $H-Q$
- b) En el caso de que el múltiple de descarga

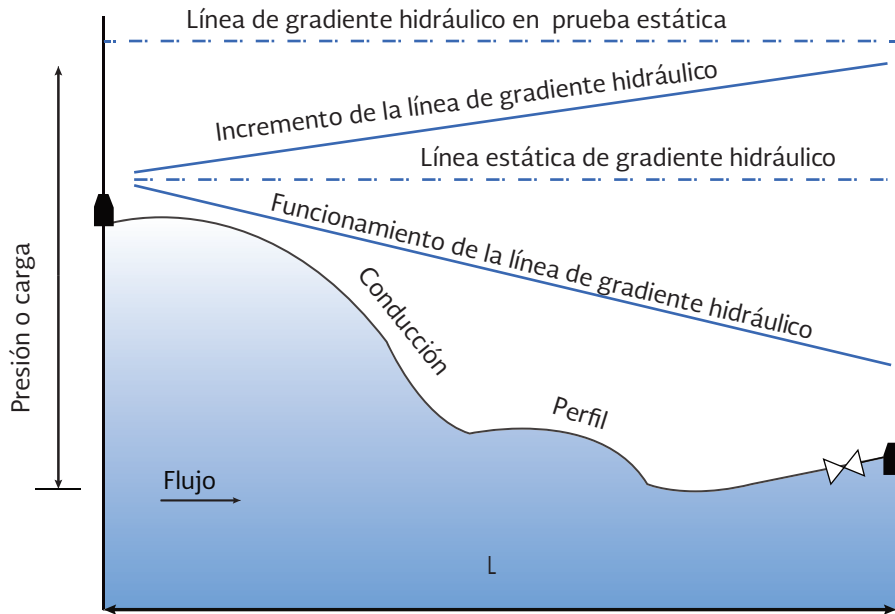
sea sometido a una prueba hidrostática en campo, desde la línea de conducción y hasta la válvula de seccionamiento, la presión máxima de prueba no deberá rebasar el valor correspondiente con forma a AWWA C-200

- c) En el caso de que en el múltiple de descarga o en alguna otra sección de la tubería sea incluido un dispositivo de protección por sobrepresión, esta no deberá ser mayor de 1.5 veces la presión normal de operación. Este valor deberá considerarse para el diseño cuando no se efectúe prueba hidrostática en la tubería, de acuerdo a lo indicado en el inciso (b)

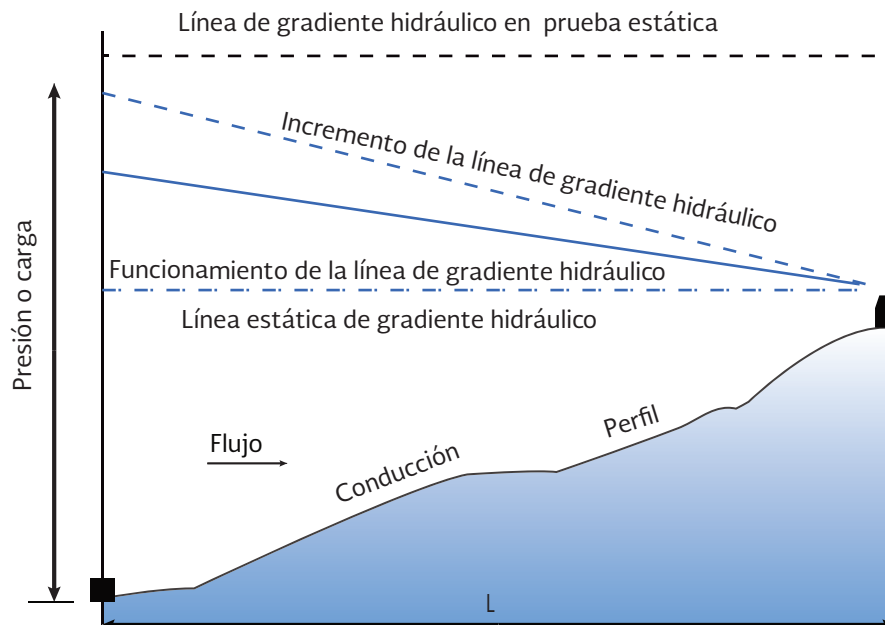
5.2.1.3. Presión de colapso

Es la presión externa que puede originarse al actuar la presión atmosférica, al exterior de la tubería y existir un vacío (presión negativa) en el interior de ésta.

Ilustración 5.2 Presiones de trabajo



a) Relación de cargas para la selección de la presión de diseño (flujo por gravedad)



b) Relación de cargas para la selección de la presión de diseño (flujo por bombeo)

Fuente: Publicación de la AWWA. M11 Manual for Steel Pipe

5.2.1.4. Esfuerzo permisible

Es práctica común considerar el esfuerzo a la tensión permisible o de trabajo en tubería de acero para conducción de agua, como el 50 por ciento del esfuerzo mínimo de cedencia, pudiendo ser igual al 75 por ciento, si la tubería cumple con los estándares de fabricación de la AWWA y si el esfuerzo circunferencial en la tubería no excede la presión de prueba de fabricación. A manera de ejemplo se presentan en la Tabla 5.1 esfuerzos permisibles basados en AWWA C200, también se podrá consultar ASME B31.3.

5.2.1.5. Márgenes de seguridad

Para el cálculo del espesor de pared es requisito incluir algunos márgenes de seguridad de acuerdo al material del tubo, soldadura, corrosión y fabricación, mismos que intervienen en la obtención del espesor de pared mínimo.

5.2.1.6. Espesor de diseño por presión (t)

Es el espesor de pared mínimo requerido (t_m) sin incluir tolerancias mecánicas, por corrosión y por erosión.

5.2.1.7. Espesor de pared mínimo (t_m)

Es el obtenido por el espesor de diseño (t) más un sobre espesor por tolerancias mecánicas, por corrosión y erosión, calculado con la Ecuación 5.1.

$$t_m = t + c \quad \text{Ecuación 5.1}$$

5.2.1.8. Espesor de pared nominal (T)

El espesor nominal de la pared es el que corresponde a la denominación del fabricante del espesor del tubo, definido por el número de cédula o calibre de la lámina con la cual se ha fabricado un tramo recto o un accesorio, y deberá ser mayor que t y t_m .

El espesor nominal del tubo deberá ser el mismo para los accesorios de acero soldables de fabricación estándar como codos, tees, reducciones, etc.

5.2.1.9. Sobre espesor por corrosión (c)

Es un incremento del espesor de la tubería para compensar las tolerancias mecánicas y la pérdida de material por corrosión y erosión. Los valores se indican en la Tabla 5.3.

5.2.2. CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO

Para el cálculo del espesor de pared para una tubería existen varias fórmulas aplicables, según el servicio y confiabilidad de la instalación, las cuales se indican en las diferentes normas y códigos que rigen los diseños. Se presenta la expresión basada en la ASME B31.3 se tiene.

Para valores de $t < D/6$, el espesor de diseño de presión interna para tubo recto no debe ser inferior al valor calculado mediante cualquiera de las siguientes ecuaciones:

$$t_m = \frac{PD}{2(SEW + PY)} + c \quad \text{Ecuación 5.2}$$

$$t_m = \frac{P(d + 2c)}{2(SEW + PY)} + c \quad \text{Ecuación 5.3}$$

$$Y = \frac{d + 2c}{D + d + 2c} \quad \text{Ecuación 5.4}$$

Para calcular el espesor de diseño por presión interna para tubo recto cuando $t > D/6$ o la relación $P/SE > 0.385$, se requiere la consideración especial de factores tales como: teoría de falla, efectos de fatiga y esfuerzos térmicos.

donde:

- t = Espesor de diseño por presión, para presión interna o externa, en centímetros (cm)
- t_m = Espesor de pared mínimo requerido, en centímetros (cm)
- d = Diámetro interno del tubo. Para cálculos de diseño de presión, el diámetro interno del tubo es el máximo valor permitido según la especificación de compra, en centímetros (cm)
- P = Presión de diseño interna manométrica, kilogramo sobre centímetro cuadrado (kg/cm^2)
- D = Diámetro externo, en centímetros (cm)
- S = Esfuerzo del material, ver Tabla 5.1, kilogramo sobre centímetro cuadrado (kg/cm^2)
- E = Factor de calidad de la soldadura. Tabla 5.2

c = Suma de las tolerancias mecánicas (profundidad del hilo o de la ranura) más las tolerancias por corrosión y por erosión. Para componentes roscados, se deberá aplicar la profundidad nominal del hilo de rosca (dimensión h en ASME B1.20.1 o equivalente). Para superficies maquinadas o ranuradas, cuya tolerancia no se especifica, se debe suponer un valor de tolerancia de 0.05 cm (0.0196 pulg.), adicional a la profundidad especificada del corte. Tabla 5.3, en centímetros (cm)

W = Factor de reducción de la resistencia de la junta de soldadura de la Tabla 5.4

Y = Coeficiente de la Tabla 5.5

5.2.3. PRESIÓN PERMISIBLE DE PRUEBA

5.2.3.1. Presión permisible de trabajo

Para conocer la presión permisible de trabajo de un tubo de características conocidas se debe consultar el manual de fabricante o norma para el material correspondiente.

$$P = \frac{2SET}{D} \quad \text{Ecuación 5.5}$$

donde:

T = Espesor nominal de pared, en (cm)

5.2.3.2. Presión de prueba

A menos que se indique un valor mayor, la presión de prueba hidrostática correspondiente a las condiciones normales de operación, deberá de ser de no menos de una vez y media (1 ½) la presión de diseño.

Una válvula puede usarse si (incluido el mecanismo de cierre) es apropiada para la prueba de presión

5.2.3.3. Codos de gajos

Se han desarrollado dos métodos aceptables para calcular la presión permisible máxima de codos de gajos múltiples y simples los cuales se indican a continuación. Referencia de la ASME-B31.3.

Codos de gajos múltiples

La presión interna máxima permisible debe ser el menor valor obtenido de entre las Ecuación 5.6 y Ecuación 5.7. Con la advertencia de que éstas no son aplicables cuando el valor de θ excede los 22.5 grados. En la Ilustración 5.3 se muestra un ejemplo de codos de gajos múltiples y en la Ilustración 5.4 se muestra la nomenclatura de un codo de gajos múltiple.

Ilustración 5.3 Ejemplo de codo de gajos



$$P_m = \frac{SEW(T - c)}{r_2} \left[\frac{T - c}{(T - c) + 0.634 \tan \theta \sqrt{r_2(T - c)}} \right]$$

Ecuación 5.6

$$P_m = \frac{SEW(T - c)}{r_2} \left[\frac{R_1 - r_2}{R_1 - 0.5r_2} \right]$$

Ecuación 5.7

donde:

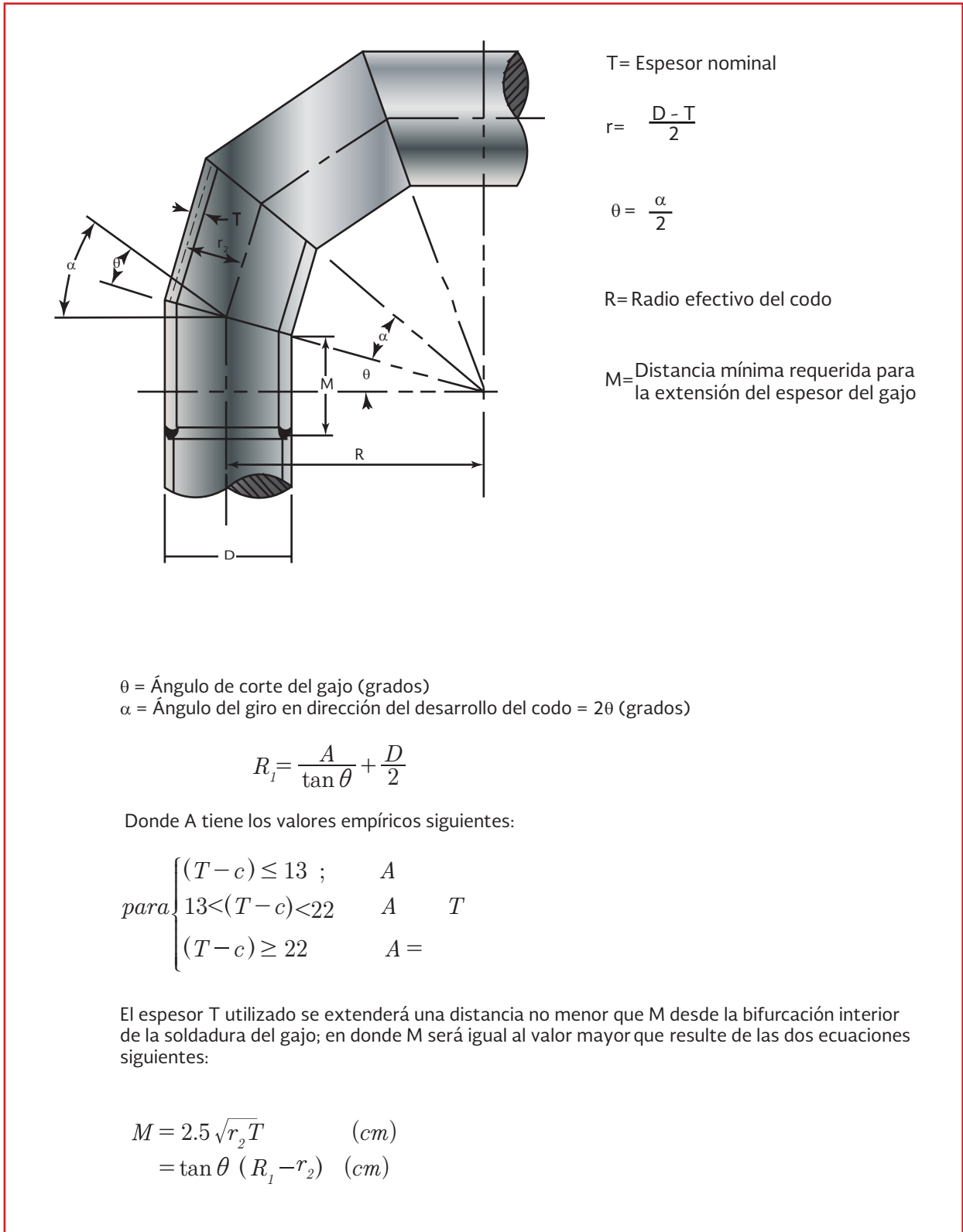
- T = Espesor de pared del tubo (medido o mínimo de acuerdo con la especificación de compra), en centímetros (cm)
- r_2 = Radio medio de la tubería basado en el espesor nominal T, en centímetros (cm)
- R_1 = Radio efectivo de la curva mitrada, definido como la distancia más corta entre el eje de la tubería y la intersección de los planos de las juntas anguladas adyacentes. Ver Ilustración 5.5 y Tabla 5.6, en centímetros (cm)
- P_m = Presión interna máxima permitida para codos mitrados, en kilogramo sobre centímetro cuadrado, (kg/cm²)

Codo de gajos simple

La presión interna máxima permisible para un codo de gajo simple con ángulo no mayor de 22.5°, se calcula al igual que la de un codo de gajos múltiples por la Ecuación 5.6.

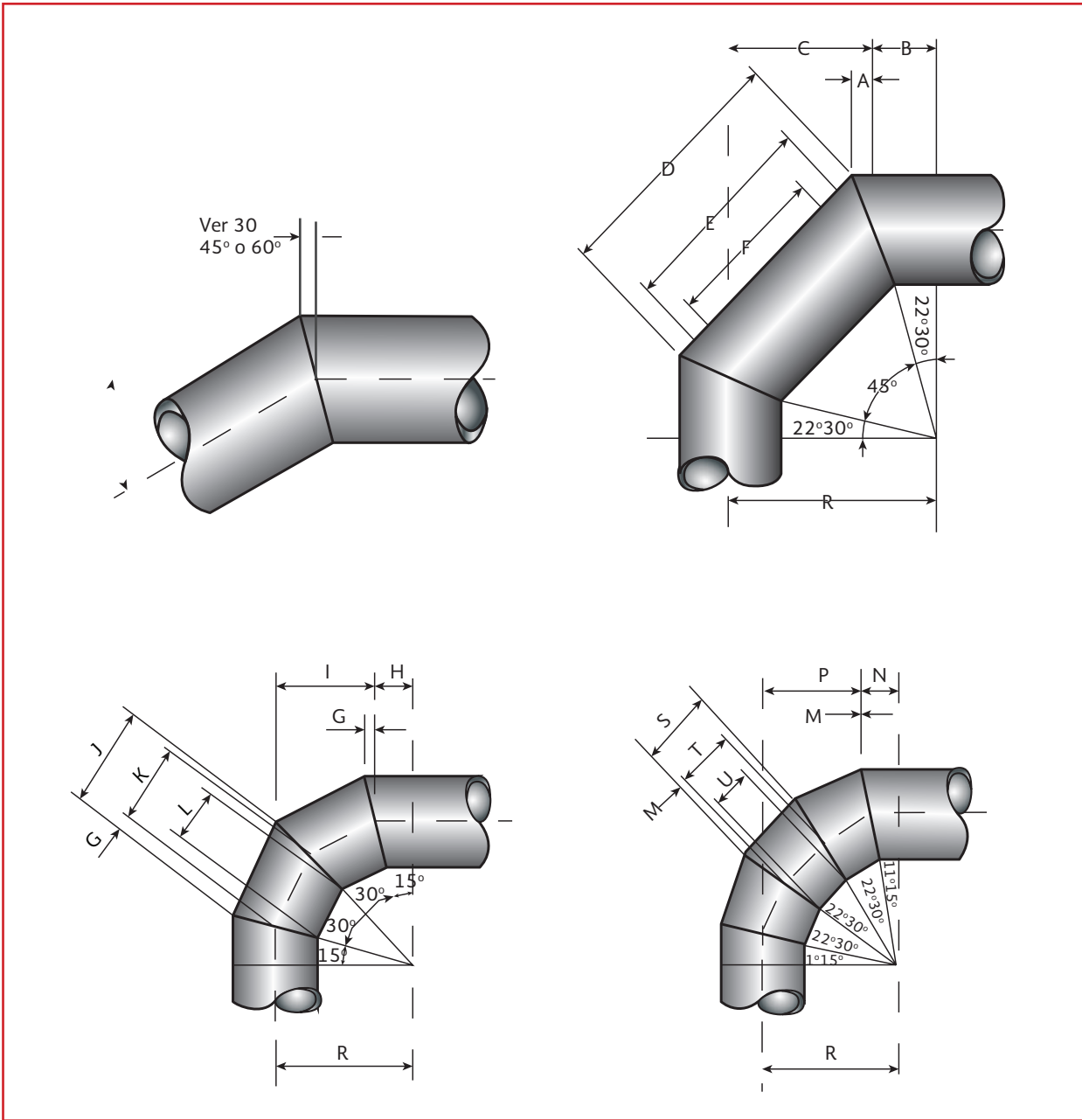
La presión interna máxima permisible para un codo de gajos simples, con un ángulo θ mayor de 22.5°, se calcula por la Ecuación 5.8.

Ilustración 5.4 Nomenclatura de codo de gajos.



Fuente:ASME-B31.3

Ilustración 5.5 a) Codo de 45° b) Codos de 30°



$$P_m = \frac{SEW(T - c)}{r_2} \left[\frac{T - c}{(T - c) + 1.25 \tan \theta \sqrt{r_2(T - c)}} \right]$$

Ecuación 5.8

También se puede consultar la norma AWWA C2008 como otra posible opción.

5.2.3.4. Presión de colapso

Se ha desarrollado una teoría general de la resistencia al colapso de una tubería de acero debido a fuerzas (atmosféricas o hidrostáticas) que actúan en forma radial y uniforme sobre ella, de donde se obtiene la siguiente ecuación para la evaluación de la presión de colapso de la tubería, obtenida de la AWWA M11.

$$P_c = \frac{2E}{1 - \mu^2} \left(\frac{T}{d} \right)^3 \quad \text{Ecuación 5.9}$$

Y al sustituir los valores correspondientes a las constantes se tiene:

$$P_c = 4\,600\,000 \left(\frac{T}{d} \right)^3 \text{ [Kg/cm}^2\text{]} \quad \text{Ecuación 5.10}$$

$$P_c = 454.6 \left(\frac{T}{d} \right)^3 \text{ [GPa]} \quad \text{Ecuación 5.11}$$

donde:

P_c = Presión de colapso, en kilogramo sobre centímetro cuadrado, kg/cm² (Pa)

μ = Relación de Poisson del acero 0.30

También se puede consultar la norma AWWA M11 como otra posible opción.

5.2.4. CONEXIONES SOLDABLES EN RAMALES

5.2.4.1. Refuerzos para ramales soldados

Cuando se hace una perforación en un tubo sujeto a presión interna, se remueve el disco de material que normalmente soportaría el esfuerzo a la tensión, por lo que se hace necesario encontrar una forma de compensar esta reducción de la resistencia en esa sección del tubo. Para lograr esto se reemplaza o sustituye el área removida.

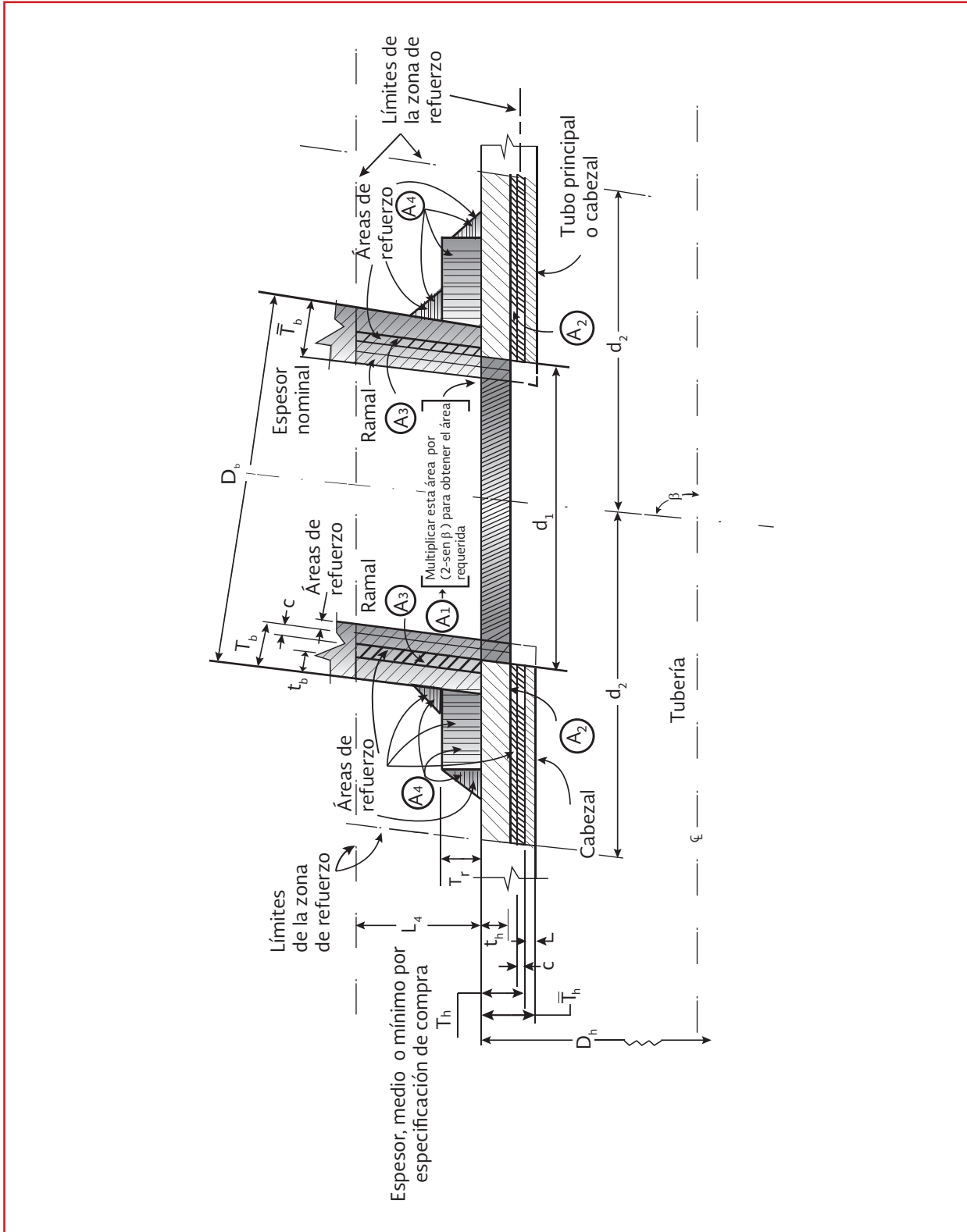
Con este método se obtiene el área de refuerzo, el cual se sitúa dentro de una zona específica alrededor del ojo de la perforación, igual al área del material removido. Ocasionalmente se requiere también reforzar la intersección del ramal para distribuir los esfuerzos originados por las cargas sobre la tubería. La necesidad de usar placas de refuerzo por presión interna debe ser especificada por el proyectista, así como otros refuerzos adicionales que sean necesarios por las cargas en la tubería. La Ilustración 5.6 muestra una conexión en ramal.

5.2.4.2. Nomenclatura

La nomenclatura que a continuación se indica es la empleada en las conexiones soldables en ramal y corresponde a lo indicado en la Ilustración 5.7, la cual no incluye detalles constructivos ni de soldadura.

β = Ángulo menor entre líneas centrales de la derivación y el tubo principal o cabezal

Ilustración 5.6 Refuerzo de intersecciones de tuberías.



Fuente:ASME-B3.13

Ilustración 5.7 Soldadura en tubería



- b = Subíndice que se refiere a la derivación o ramal
- h = Subíndice que se refiere al tubo principal o cabezal
- d_1 = Longitud efectiva eliminada de la derivación o ramal, en centímetros (cm)
- d_2 = Mitad del ancho de la zona de refuerzo pero en ningún caso deberá ser superior a D_h , en centímetros (cm)
- L_4 = Altura de la zona de refuerzo externa del tubo principal o cabezal, en centímetros (cm)
- A = Áreas, en centímetros cuadrados (cm²)
- T_b = Espesor del tubo en derivación (medido o el mínimo según especificación de compra), excepto para accesorios de conexión en derivación, en centímetros (cm)
- T_r = Espesor mínimo de anillo o silla de refuerzo del tubo (use el espesor nominal si se realiza a partir de láminas) =0 si no hay anillo o silla de refuerzo, en centímetros (cm)
- t = Espesor de diseño de presión del tubo, en centímetros (cm)

$$d_1 = \frac{D_b - 2(T_b - c)}{\text{sen } \beta} \quad \text{Ecuación 5.12}$$

$$d_2 = d_1 \quad \text{Ecuación 5.13}$$

$$d_2 = (T_b - c) + (T_h - c) + \frac{d_1}{2} \quad \text{Ecuación 5.14}$$

De la Ecuación 5.13 y Ecuación 5.14 se tomara como resultado el de mayor valor.

$$L_4 = 2.5(T_h - c) \quad \text{Ecuación 5.15}$$

$$L_4 = 2.5(T_b - c) + T_r \quad \text{Ecuación 5.16}$$

De la Ecuación 5.15 y Ecuación 5.16 se tomara como resultado el de menor valor.

5.2.4.3. Área requerida de refuerzo

El área requerida de refuerzo A_1 , para conexiones en ramal sujeta a presión interna es:

$$A_1 = (t_h d_1)(2 - \text{sen} \beta) \quad \text{Ecuación 5.17}$$

Para una conexión en derivación bajo presión externa, el área A_1 es la mitad del área calculada en la ecuación anterior, donde se usa como t_h el espesor requerido por presión externa.

5.2.4.4. Área disponible

El área de reforzamiento es la suma de áreas $A_2 + A_3 + A_4$, definidas a continuación, deberá ser igual o mayor o al área de refuerzo A_1 .

$$A_c = A_2 + A_3 + A_4 \quad \text{Ecuación 5.18}$$

$$A_c \geq A_1 \quad \text{Ecuación 5.19}$$

- a) Área A_2 . Es el área que resulta del exceso de espesor en la pared del tubo principal

$$A_2 = (2d_2 - d_1)(T_h - t_h - c) \quad \text{Ecuación 5.20}$$

- b) Área A_3 . Es el área que resulta del exceso de espesor en la pared del tubo en derivación o ramal

$$A_3 = \frac{2L_4(T_b - t_b - c)}{\text{sen} \beta} \quad \text{Ecuación 5.21}$$

- c) Área A_4 . Es el área de otro metal aportada por soldaduras y refuerzos correctamente unidos. Las áreas de soldaduras estarán basadas en las mínimas dimensiones

especificadas por el proyectista salvo que puedan usarse dimensiones mayores si se le ha especificado al soldador para que realice las soldaduras a esas dimensiones

5.2.4.5. Zona de refuerzo

La zona de reforzamiento es un paralelogramo cuya longitud se extiende una distancia d_2 a cada lado del eje del tubo del ramal y cuyo ancho empieza en la superficie interna del tubo principal (en su condición corroída) y se extiende una distancia L_4 , desde la superficie exterior del tubo del ramal, medida sobre la perpendicular a esta superficie exterior.

5.2.4.6. Derivaciones múltiples

Cuando dos o más conexiones en derivación están tan cerca que sus zonas de refuerzos se solapan, la distancia entre los centros de las salidas deberían ser al menos $1 \frac{1}{2}$ veces sus diámetros promedios, y el área de refuerzo entre cualquiera de las dos salidas no deberá ser menor que el 50 por ciento del total que ambas requieren. Cada salida tendrá el refuerzo adecuado con forme a los temas 5.2.4.3 y 5.2.4.4.

Ninguna parte de la sección transversal metálica podrá aplicarse a más de una salida o evaluarse más de una vez en cualquier área combinada. (Para obtener recomendaciones detalladas sobre separación de boquillas soldadas, se deberá consultar la norma ES-7 de PFI).

Otro método según la AWWA M11, de determinar el tipo de refuerzo de ramales en donde, la elección del tipo de refuerzo puede hacerse

en función del parámetro "PDV" y de la relación entre los diámetros d y D ; el valor del parámetro "PDV" se calcula como sigue:

$$PDV = \frac{Pd^2}{D(\sin^2 \Delta)} \quad \text{Ecuación 5.22}$$

donde:

- P = Presión de diseño, en Pascales (Pa)
- d = Diámetro exterior del ramal, en centímetros (cm)
- D = Diámetro exterior del tubo principal, en centímetros (cm)
- Δ = Ángulo entre los ejes del ramal y cabezal

En la Tabla 5.7 se muestran los tipos de refuerzo recomendado (por presión interna), esfuerzos recomendados usando los parámetros indicados; además se muestra el factor M , que debe aplicarse al área de reforzamiento (el material removido en el tubo principal al hacer la inserción del ramal) y en la Tabla 5.8 se indican las cédulas de tubería.

5.2.4.7. Aros y silletas

Si se incluyen refuerzos adicionales en la forma de aros o silletas deberán ser de un ancho razonablemente similar al radio del tubo en la Tabla 5.8. Para mayor información se puede consultar el AWWA M11.

5.2.4.8. Refuerzo de bifurcaciones en Y

Para el diseño de los refuerzos de las bifurcaciones en Y, o pantalones se puede usar el método

gráfico de Swanson. El método se basa en el empleo de un nomograma y tres gráficas, el nomograma emplea dos parámetros, el diámetro de los tubos y la presión de diseño, para encontrar el ancho o peralte de los refuerzos, además se suponen las siguientes condiciones:

- a) Ángulo entre los tubos 90°
- b) Diámetro del ramal igual al diámetro del tubo principal
- c) Espesor de la placa de refuerzo de 2.54 cm (1 pulgada)
- d) Espesor permisible en el refuerzo de $1\ 400\ \text{kg/cm}^2$ (MPa)

Si las condiciones del pantalón estudiado son diferentes, se encuentran los parámetros correctivos con ayuda de las gráficas.

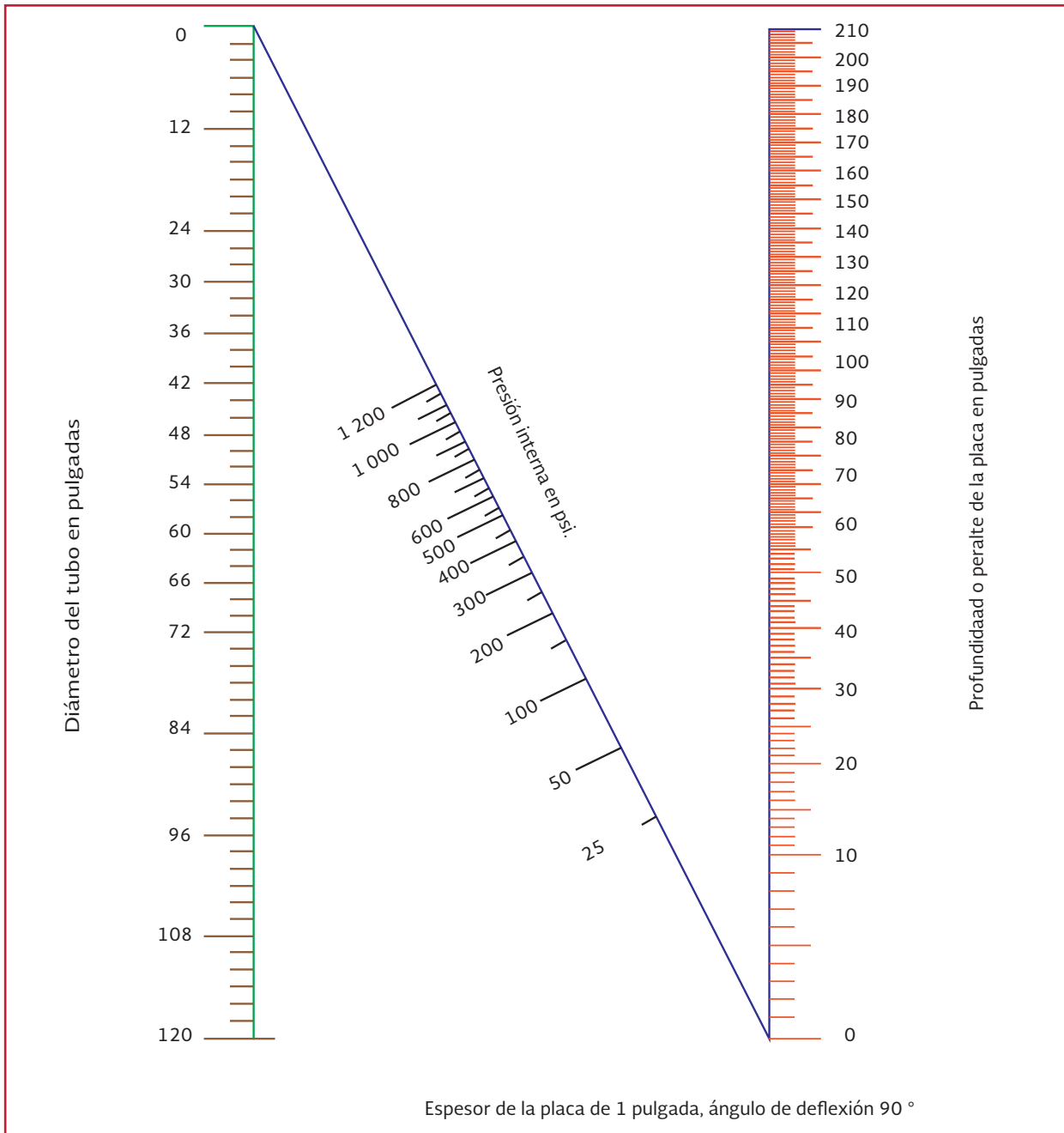
Paso 1

En el nomograma de la Ilustración 5.8 se localizan en sus ejes respectivos los puntos correspondientes a la presión de diseño en lb/in^2 y el diámetro del tubo principal en pulgadas y se traza una recta a través de ellos hasta cortar la escala que da el ancho o peralte de la placa (espesor 1 pulgada o 25.4 mm, radios iguales a 90°).

Paso 2

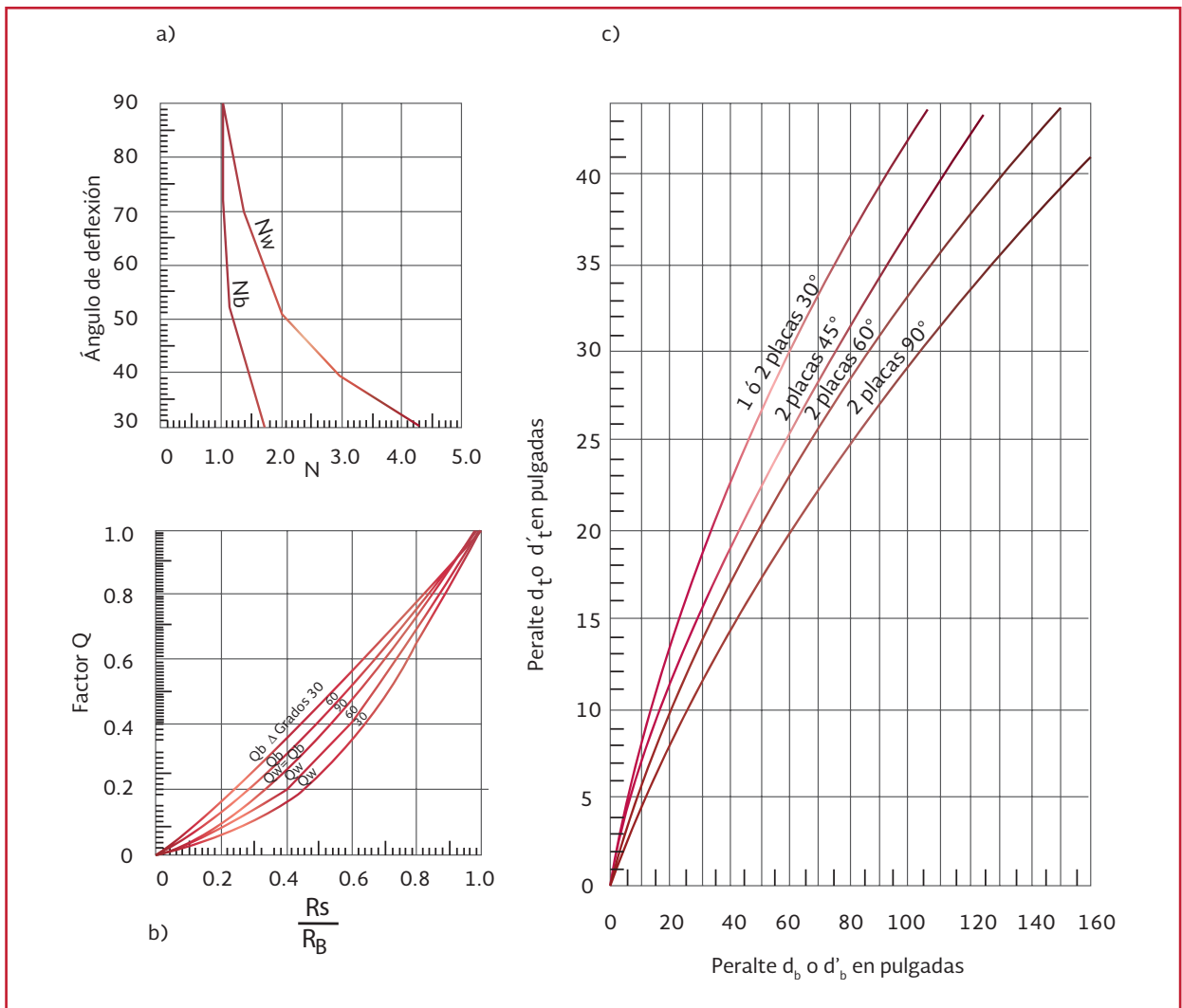
- a) Si el ancho de inserción no es de 90° se usa la gráfica de la Ilustración 5.9 a) para definir los factores correctivos N_w y N_b que multiplicados por el valor encontrado en el paso uno, se dan los peraltes d_w (en el ángulo agudo) y d_b (en el ángulo obtuso) del pantalón
- b) Si los diámetros de los tubos son diferentes, se usa la Ilustración 5.9 b) para definir los valores correctivos Q_w y Q_b

Ilustración 5.8 Nomograma para seleccionar la profundidad de placa de refuerzo en tuberías



Fuente: Publicación de la AWWA. M11 Manual for Steel Pipe

Ilustración 5.9 a) Factor N b) Factor Q y c) Peralte superior e inferior



Fuente: Publicación de la AWWA. M11 Manual for Steel Pipe

que multiplicado por los peraltes encontrados en el paso uno o en el paso dos nos dan los nuevos anchos d'_w y d'_b

Paso 3

Si el peralte d'_w es mayor de 30 veces el espesor de la placa (1 pulgada) o (25.4 mm) d'_w y d'_b deben multiplicarse de acuerdo con la Ecuación 5.23.

$$d = d_1 \left(\frac{t_1}{t} \right)^{\left(0.917 - \frac{\Delta}{360} \right)} \quad \text{Ecuación 5.23}$$

donde

- d_1 = Peralte existente de la placa (calculado), en pulgadas (in)
- t_1 = Espesor existente de la placa de 1 pulgada (25.4 mm)
- d = Nuevo peralte de la placa, en pulgadas (in)
- t = Nuevo espesor de la placa propuesto, en pulgadas (in)
- Δ = Ángulo de deflexión entre los tubos

Paso 4

Se determina una distancia d_i o d'_i para esto se tendrá que hacer uso de la Ilustración 5.9 c). Los peraltes están en función de d_b o d'_b .

Paso 5

La curva anterior sigue el trazo de las elipses que definen el corte del tubo principal. La Ilustración 5.10 muestra lo anteriormente mencionado.

Para mayor información se puede consultar la AWWA M11.

5.2.5. TAPAS

Las tapas que se usan en los extremos ciegos de los múltiples pueden ser:

13. Bridas ciegas de *fo. fo.*, se escogen de catálogos de fabricantes de bridas y su rango de presión y tamaño es el mismo de las bridas normales. Usualmente van atornilladas a bridas deslizables (*slip on*) o a bridas de cuello soldable
14. Tapas toriesféricas. Son tapas abombadas (Ilustración 5.11) que soportan altas presiones manométricas, se pueden fabricar en diámetros de 300 a 6 000 mm, su característica principal es que el radio del abombado (L) es aproximadamente igual al diámetro del tubo pero menor, el radio de la esquina (nudillos) no debe ser menor que 1/16 de L , ni inferior a tres veces el espesor de la tapa. Las tapas toriesféricas denominadas 80:10 y 90:10, llamadas así por la relación de los radios interiores del abombado y de los nudillos con el diámetro interior del tubo:

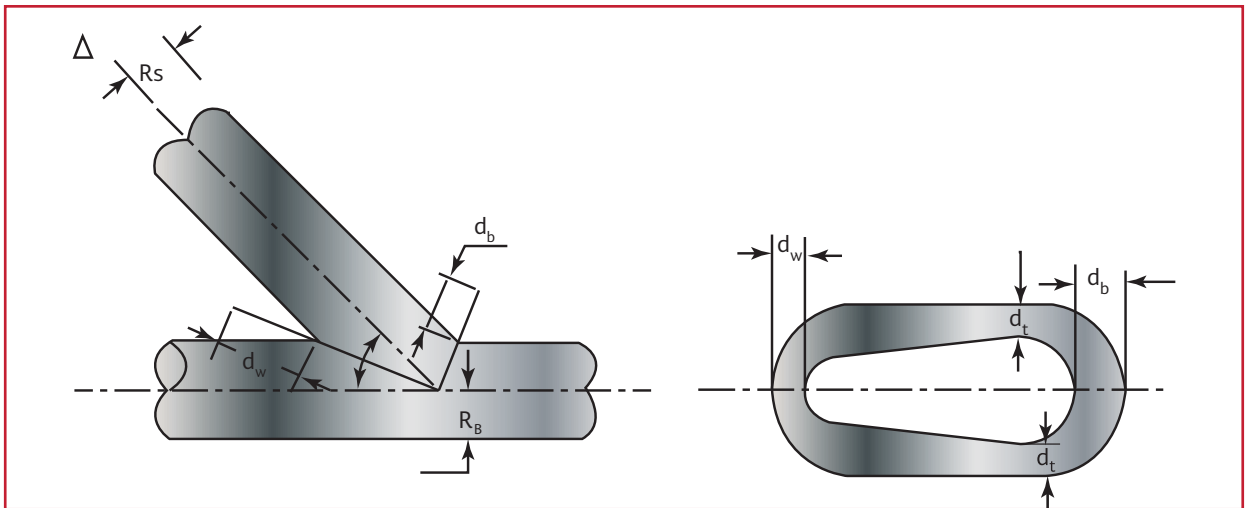
$$\begin{cases} L=0.80d & y & r=0.10d \\ L=0.90d & y & r=0.10d \end{cases}$$

Esta son usadas más frecuentemente en lugar de las tapas semielípticas, su cálculo se hace conforme a los siguientes puntos:

- a) Cuando el radio del toroide o nudillo es el 6 por ciento del radio interior L del casquete esférico o abombado, esto es:

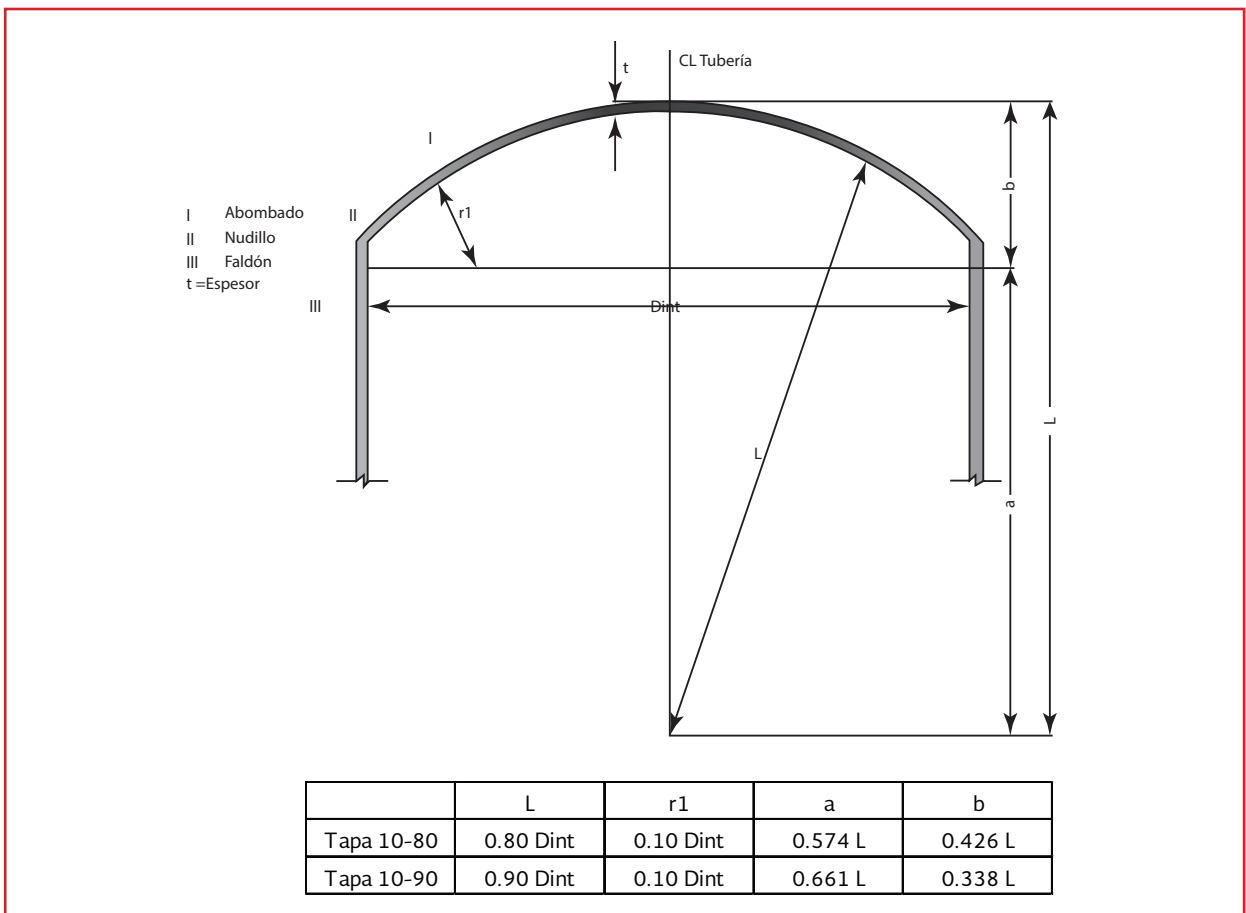
$$r = 0.06L$$

Ilustración 5.10 Esquema de bifurcación reforzada con aletas



Fuente: Publicación de la AWWA. M11 Manual for Steel Pipe

Ilustración 5.11 Tapas toriesféricas



Por lo tanto el espesor de la tapa está dado por la ecuación

$$t = \frac{0.885PL}{SE_1 - 0.1P} \quad \text{Ecuación 5.24}$$

$$P = \frac{SE_1 t}{0.885L + 0.1t}$$

b) Cuando el radio del toroide o nudillo es mayor al 6 por ciento del radio interior L del casquete esférico, se tiene:

$$r > 0.06L$$

Entonces el espesor se calcula con la ecuación:

$$t = \frac{PLM}{2SE_1 - 0.2P} \quad \text{Ecuación 5.25}$$

Las tapas 80:10 y 90:10 caen en este segundo caso, por ejemplo para las tapas 80:10, se tiene un $r=0.125 L$ el espesor t será:

$$t = \frac{1.1657Pd}{2SE_1 - 0.2P} \quad \text{Ecuación 5.26}$$

Ahora bien para las tapas 90:10 se tiene un $r=0.111 L$ por ello se aplica la Ecuación 5.27 para calcular el espesor t .

$$t = \frac{1.35Pd}{2SE_1 - 0.2P} \quad \text{Ecuación 5.27}$$

$$P = \frac{2SE_1 t}{LM + 0.2t}$$

donde

S = Esfuerzo máximo permisible de trabajo de material de la tapa en, kilogramo por centímetro cuadrado (kg/cm^2)

t = Espesor requerido de la placa, en centímetros (cm)

P = Presión interior, en kilogramo por centímetro cuadrado (kg/cm^2)

L = Radio del casquete esférico, en centímetros (cm)

E_1 = Eficiencia de la soldadura

M = Factor adimensional ver Tabla 5.9

D = Diámetro interior de la tubería, en centímetros (cm)

A continuación se muestran los valores correspondientes a E_1 para diferentes tipos de tapas toriesféricas.

- En tapas toriesféricas troqueladas de una sola pieza, $E_1 = 1$
- En tapas toriesféricas con costuras longitudinales 100 por ciento, $E_1 = 1$
- En tapas toriesféricas con costuras longitudinales con radiografía para puntos $E_1 = 0.85$

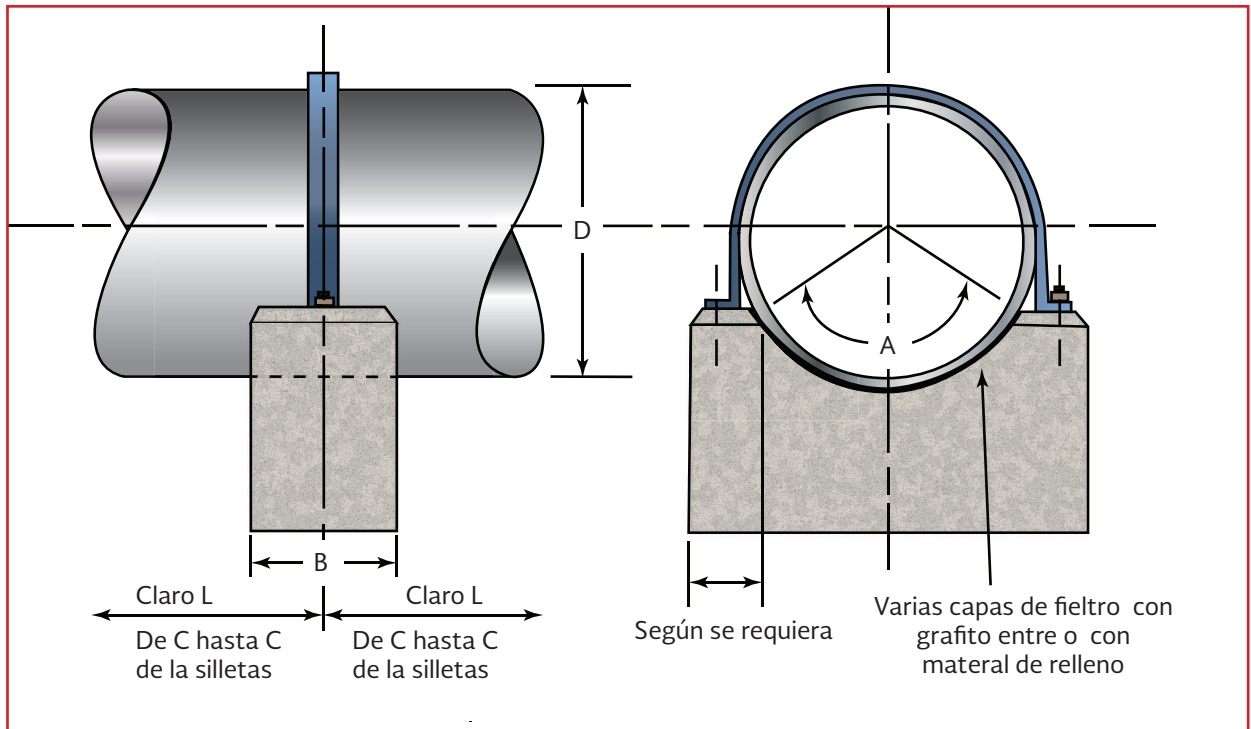
5.2.6. SOPORTE DE LA TUBERÍA

El diseño de las estructuras de soporte y de los elementos de soporte debe estar basado en todas las cargas que se transmiten a tales soportes cuando actúan de forma simultánea. Estas cargas incluyen efectos del peso, cargas introducidas por presiones y temperaturas de servicio, vibración, viento, terremotos, impacto y deformaciones por desplazamiento, la Ilustración 5.12 e Ilustración 5.13 muestra un ejemplo de un soporte tipo anillo de anclaje

Objetivos

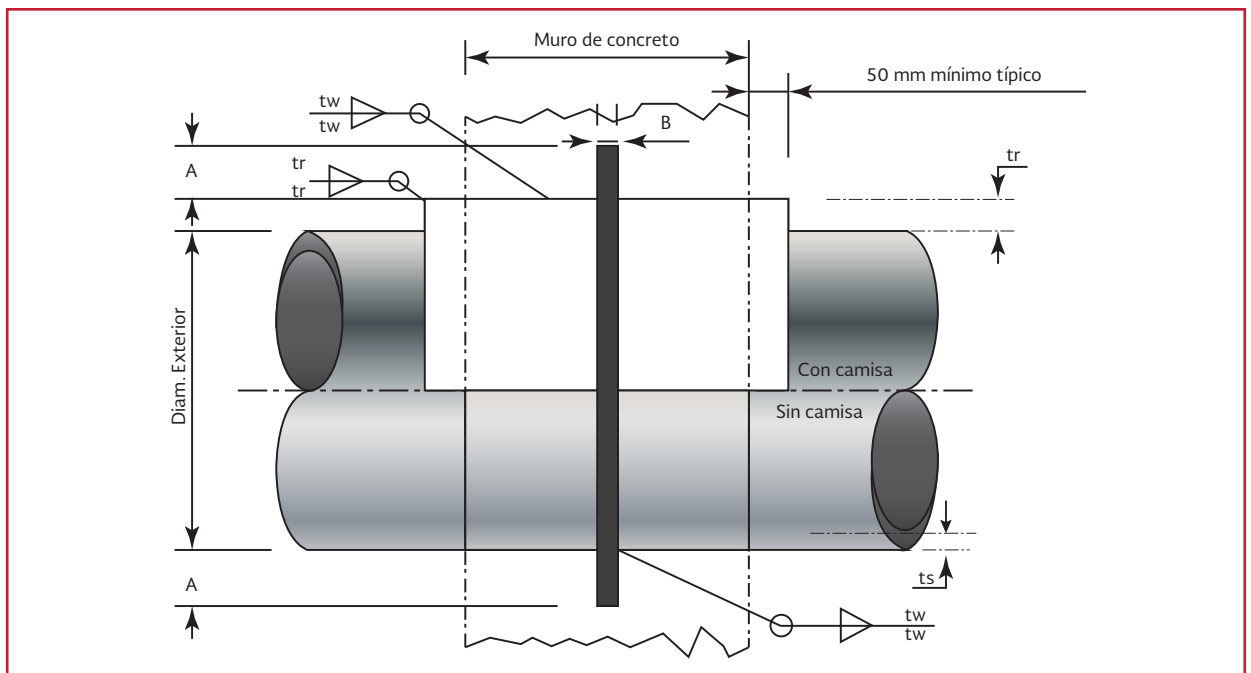
La distribución y el diseño de la tubería y sus elementos de soporte tienen como objetivo evitar lo siguiente:

Ilustración 5.12 Soporte de tubería



Fuente: Publicación de la AWWA. M11 Manual for Steel Pipe

Ilustración 5.13 Anillo de anclaje



Fuente: Publicación de la AWWA. M11 Manual for Steel Pipe

- Esfuerzo excesivos en la tubería
- Fugas en las juntas
- Empujes y momentos excesivos en el equipo conectado (tales como bombas y turbinas)
- Esfuerzos excesivos (o restricciones) en los elementos de soporte
- Resonancia por vibraciones impuestas o inducidas por el fluido
- Interferencia excesiva con la expansión y contracción térmica de la tubería
- Desenganche accidental de la tubería de sus soportes
- Pandeo excesivo de la tubería
- Distorsión excesiva o pandeo de la tubería (por ejemplo: termoplástica) cuando aplique

Cuando una tubería atraviesa un muro de concreto es conveniente usar anillos de anclaje y encamisas de refuerzo como se muestra en la Ilustración 5.13, en donde se observan las dimensiones de los anillos y las cargas que soportan para presiones inferiores de 150 y 250 psi (10 y 17.7 kg/cm²). En caso de usar encamisa de refuerzo, su espesor mínimo se determinará conforme a la Ecuación 5.28.

$$t_r = t_y - t_s \quad \text{Ecuación 5.28}$$

donde

- t_r = Espesor de la camisa, en milímetros (mm)
- t_y = Espesor de referencia, en milímetros (mm)
- t_s = Espesor del tubo, en milímetros (mm)

Nota: Si no se usa camisa de refuerzo el espesor mínimo del ducto es t_y (Tabla 5.10).

5.2.7. AGUJEROS DE INSPECCIÓN

El tipo más común de registro de inspección para acceso en múltiples de entrada o salida (redes de agua) es circular, teniendo una tapa plana de acceso de cubierta atornillada tales registros son comúnmente de un diámetro de 21-36 in. En general son de mucha utilidad si se encuentran codos cerca de válvulas o también cerca de puntos estratégicos desde donde se requiere el bombeo, así mismo para reparación o simple inspección.

Los agujeros de inspección pueden ser de dos tipos:

- a) Boquillas de inspección y muestreo
- b) Entradas-hombre, con radio mínimo de 25.4 cm (10") y limitadas a tubos de más de 100 cm (40") de diámetro

El refuerzo de los agujeros se calcula de acuerdo con lo establecido en la sección de conexiones soldables en ramales y refuerzos de intersecciones de tubos. Sin embargo puede seguirse una práctica muy simple para reforzar los agujeros y que consiste en utilizar una área en el parche de refuerzo igual al área del material removido al hacer el agujero, esta práctica conduce a un sobre esfuerzo pero es recomendable por su sencillez.

La tapa puede ser una brida ciega comercial de la clase apropiada o bien calcularse con la ecuación siguiente:

$$T = d \sqrt{\frac{C P}{S}} \quad \text{Ecuación 5.29}$$

donde:

- T = Espesor de la tapa, en centímetros (cm)
- d = Diámetro de la placa al centro del empaque, en centímetros (cm)
- P = Presión interna, en Pascales (Pa)
- S = Esfuerzo permisible del material de la tapa, en Pascales (Pa)
- C = Coeficiente que vale 0.3

La forma general de las entradas hombre se muestra en la Ilustración 5.14 y la Tabla 5.11 se dan las dimensiones principales para agujeros de inspección de 50 cm o (20") de diámetro para presiones de 10.5 y 21.1 kg/cm² (1.03 y 2.06 MPa).

De este tema se hace un desarrollo más amplio en el Libro de *diseño de redes de distribución de agua potable* del MAPAS, o se puede consultar la AWWA M11 en el tema de MANHOLES.

5.2.8. DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS

El tipo de soldadura que se usa para unir tramos de tubería de acero, y en general para unir otras piezas y refuerzos a las mismas, es la soldadura de arco, con proceso manual o semiautomático, empleando electrodos E6010 o E6012, en la Ilustración 5.15 se muestra un ejemplo de uniones soldadas

La unión de accesorios como bridas y placas de refuerzo se hace con soldadura de filete o chaflán, filete y ranura en V. La unión de tubos se hace a tope, con ranura rectangular, en 'V' o doble 'V' y de penetración completa o bien en algunos casos con traslape en cuyo caso la soldadura es de filete o chaflán. La Ilustración 5.16 muestra lo descrito anteriormente.

En la Tabla 5.12 se dan indicaciones generales para soldaduras a tope.

Ahora se darán Indicaciones generales y cálculo de uniones traslapadas como se muestra en la

Ilustración 5.14 Entrada de inspección (entrada-hombre)

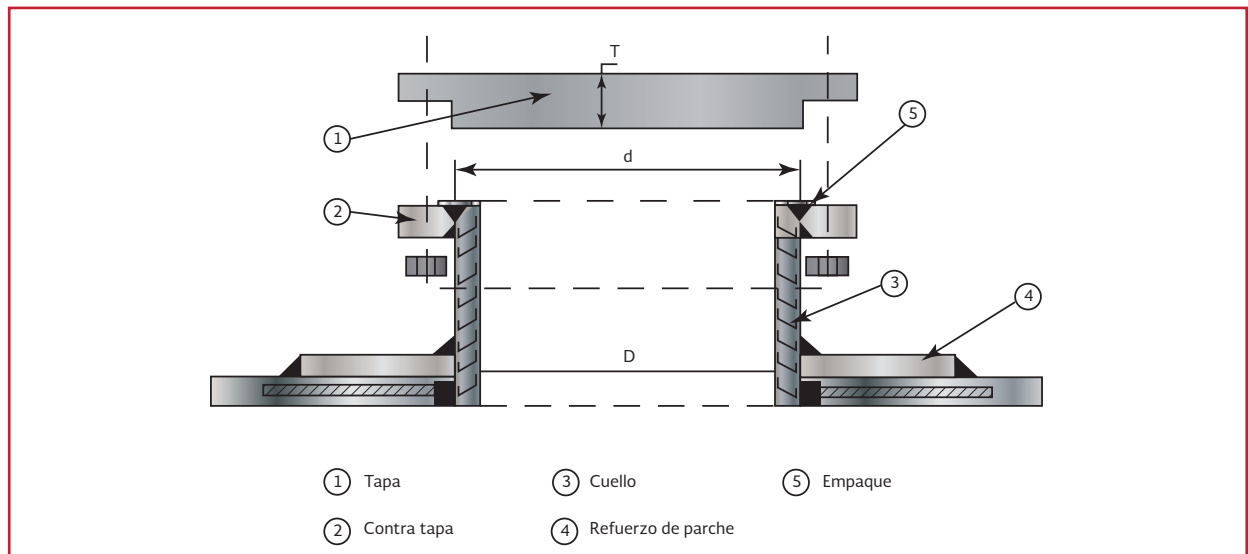
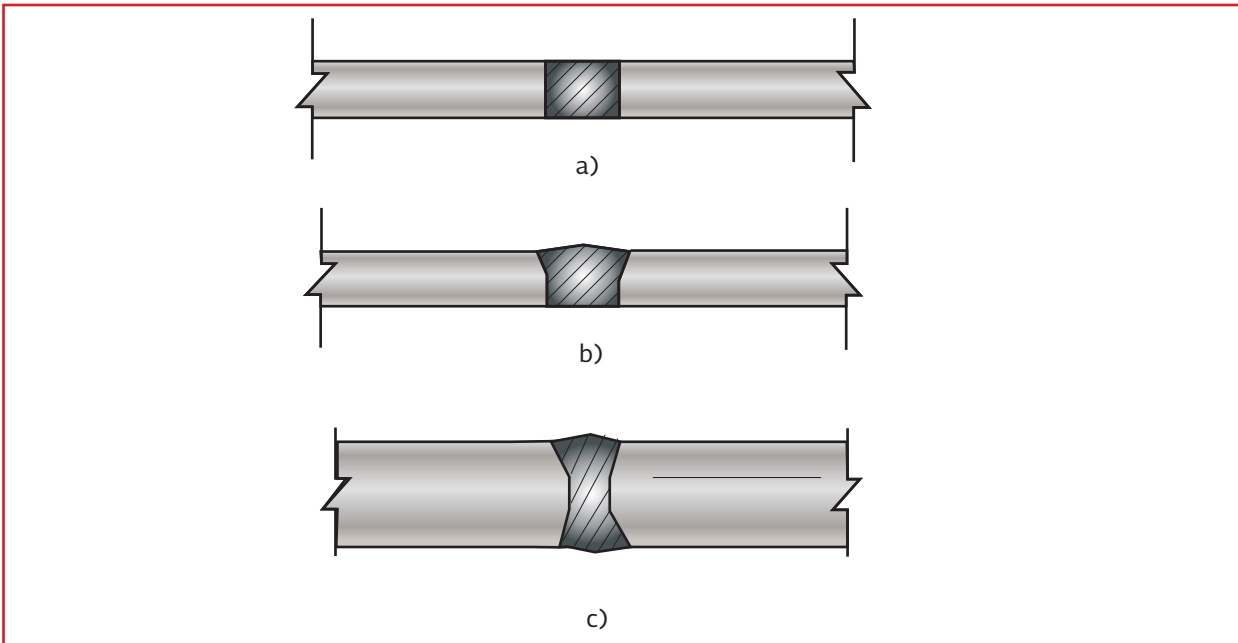


Ilustración 5.15 Soldadura en unión



Ilustración 5.16 Uniones a tope



Fuente:ASME-B3.13

Ilustración 5.17. Las juntas traslapadas con soldadura interior sólo son posibles cuando el diámetro de los tubos es suficientemente grande (más de 36 o 40 pulgadas) para permitir la ejecución de la soldadura en forma segura y correcta.

El cálculo del tamaño del filete de soldadura (independientemente de su posición) sólo depende de los cambios de temperatura.

El manual de la AWWA M11 muestra un procedimiento de cálculo que se resume a continuación con las siguientes ecuaciones.

$$S_p = k E \Delta T \quad \text{Ecuación 5.30}$$

Para el acero la ecuación sería:

$$S_p = \Delta T (195 \text{ psi})$$

$$S_p = \Delta T (13.71 \text{ kg/cm}^2)$$

$$p = \frac{S_p t}{S_w} \quad \text{Ecuación 5.31}$$

$$l = 1.4142 p \quad \text{Ecuación 5.32}$$

donde:

- l = Tamaño del filete de la soldadura, en pulgadas (plg)
- p = Dimensión de la garganta del filete, en pulgadas (plg)
- ΔT = Cambio de temperatura, en °F ($T_1 - T_2$)
- T_1 = Temperatura durante la aplicación de la soldadura (°F)
- T_2 = Temperatura después de la aplicación de la soldadura (°F)
- S_p = Esfuerzo en la pared de la tubería, en libra-fuerza por pulgada cuadrada, (psi)

- S_w = Esfuerzo permisible de la soldadura en libra-fuerza por pulgada cuadrada, (psi)
- S = Esfuerzo permisible del material de la tubería, en Pascales (Pa)
- t = Espesor de pared de la tubería, en pulgadas (plg)
- E = Módulo de Youngs = 30×10^6 psi
- k = Coeficiente lineal de expansión térmica constante para acero

Nota: Si existen tensiones longitudinales producidas por el anclaje de válvulas o por otros accesorios, ver sección 1.6 de la AWWA M11.

5.2.9. BRIDAS

Son elementos que sirven para unir tramos de tubería con otros componentes como válvulas, carretes, discos, cabezales de bombas y otros, en tal forma que se puedan remover, el diseño de ellas consiste en definir los espesores del 'hiato' o disco que constituye la brida propiamente dicha, y el tubo que une el plato al tubo, así como el número y diámetro de los pernos de unión.

Dada la gran variedad de bridas comerciales en existencia, no es común el cálculo de bridas excepto en casos excepcionales (fuera del alcance de este libro), ver Ilustración 5.18.

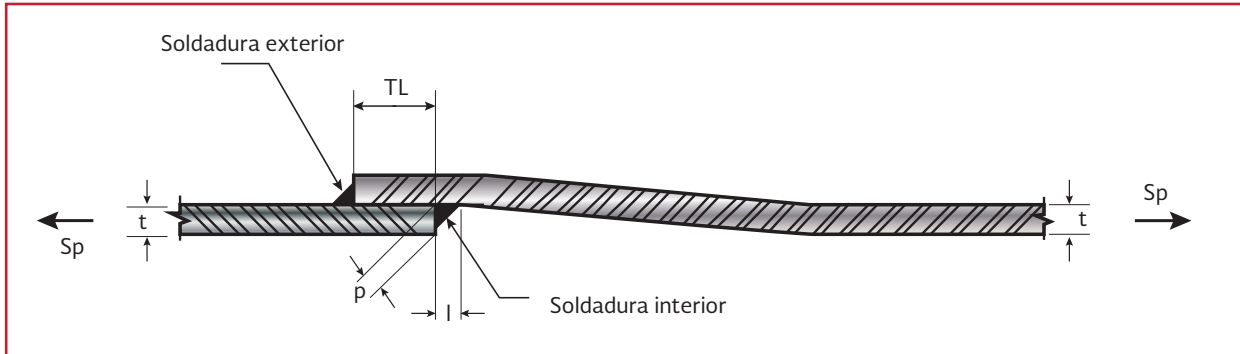
Los tipos de bridas más comunes son los siguientes:

- a) Deslizable
- b) De junta montada o traslape
- c) Roscada
- d) Cuello soldable
- e) Ciega
- f) Reductora

En la Ilustración 5.18 se muestran las bridas clase 150 y 300 respectivamente así como también

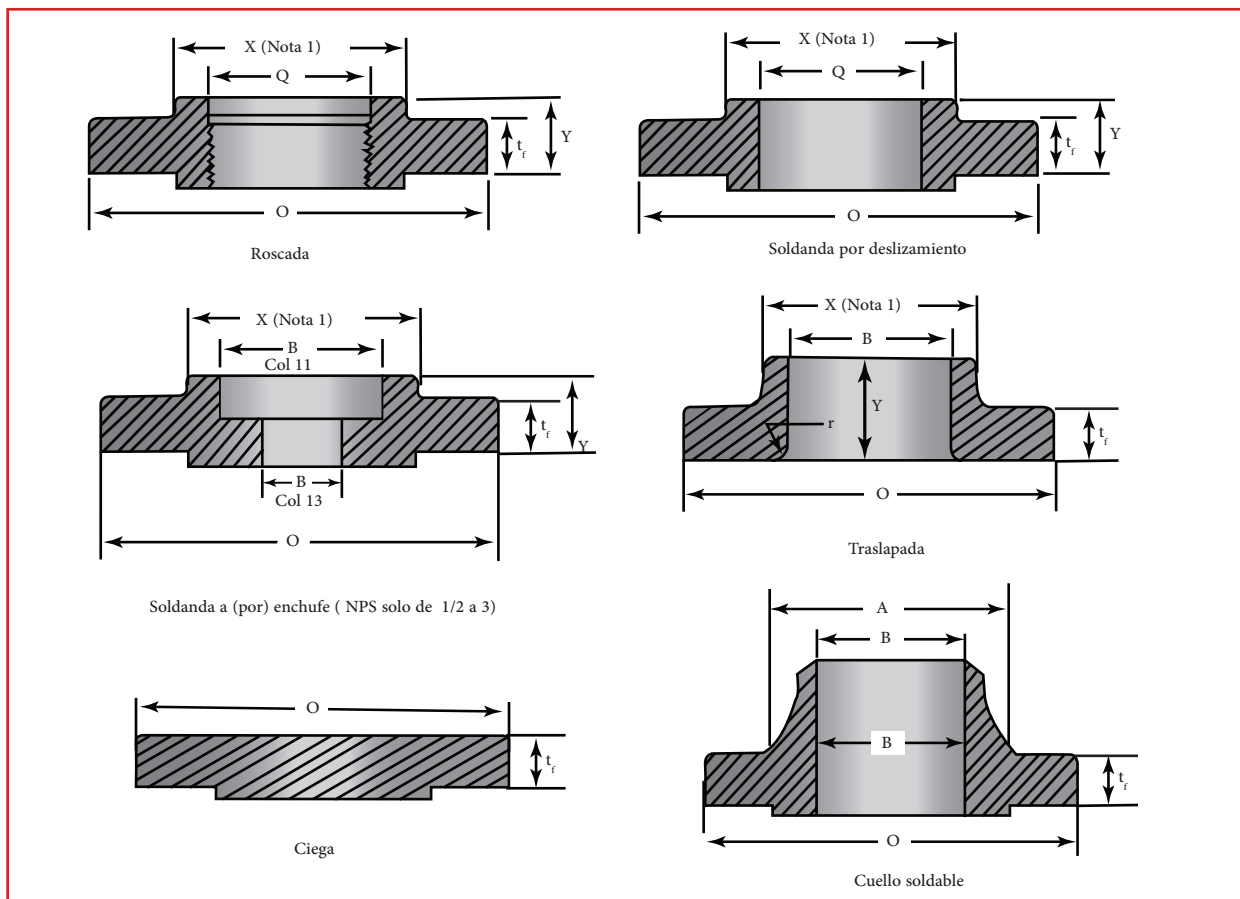
las dimensiones en las Tabla 5.13 y Tabla 5.14 de dichas bridas.

Ilustración 5.17 Soldadura de traslape exterior e interior



Fuente: Publicación de la AWWA. M11 Manual for Steel Pipe

Ilustración 5.18 Dimensiones de bridas clase 150 y 300



Fuente: ASME-B16.5

Tabla 5.1 Esfuerzo permisible (S)

Material ASTM	Esfuerzo permisible (S)	
	Tubos	
	KPsi	(MPa)
ASTM A 53, A135 y A139 Gr. A	48	103.5
ASTM A 53, A135 y A139 Gr. B	60	120.7
ASTM A139 Gr C	60	144.8
ASTM A139 Gr D	60	158.6
ASTM A139 Gr E	66	179.3

Fuente: AWWAM11, para mayor especificación de aceros y consultar la AWWA M1 o AWWA C200

Tabla 5.2 Factor de calidad de soldadura (E)

No. espec.	Clase (o tipo)	Descripción	E _j
Acero carbono			
API 5L	...	Tubería sin costura	1.00
		Tubería soldada por resistencia eléctrica	0.85
		Tubería soldada por fusión eléctrica, doble tope, cordón recto o en espiral	0.95
		Soldada a tope en horno	0.60
A 53	Tipo S	Tubería sin costura	1.00
	Tipo E	Tubería soldada por resistencia eléctrica	0.85
	Tipo F	Soldada a tope en horno	0.60
A 105	...	Forjas y accesorios	1.00
Acero de baja y media aleación			
A 182	...	Forjas y accesorios	1.00
A 234	...	Accesorios con y sin costura	1.00
A 333	...	Tubería sin costura	1.00
A 269	...	Tubo sin costura	1.00

Fuente: ASME-B31-3

Tabla 5.3 Sobre espesor por corrosión y servicio (c)

c (cm)	Aplicación
0.0	Para tubos sin costura, con inspección de la superficie o con película magnética
1.10	Para tubos con costura recta o espiral, fusión eléctrica con doble bisel, inspección de superficie o con película magnética
0.16	Idem al anterior, con aguas negras o agresivas y largos periodos de servicio

Tabla 5.4 Factor de reducción de resistencia de soldadura (W)

Grupo de aceros	Temperatura del componente, Ti, °C (°F)														
	424 (800)	245 (850)	482 (900)	510 (950)	538 (1 000)	566 (1 050)	593 (1 100)	621 (1 150)	649 (1 200)	677 (1 250)	704 (1 300)	732 (1 350)	760 (1 400)	788 (1 450)	816 (1 500)
CrMo [Notas (1)–(3)]	1	0.95	0.91	0.86	0.82	0.77	0.73	0.68	0.64						
CSEF (N + T) [Notas (3)–(5)]		1	0.95	0.91	0.86	0.82	0.77	0.73	0.68	0.64	0.59	0.55			
CSEF [Notas (3) y (4)], (PWHT subcrítico)		1	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
"Soldaduras autógenas en acero inoxidable austenítico grado 3xx y aleaciones de níquel N088xx y N066xx [Nota (6)]"		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
"Acero inoxidable austenítico grado 3xx y aleaciones de níquel N088xx [Notas (7) y (8)]"		1	0.95	0.91	0.86	0.82	0.77	0.73	0.68	0.64	0.59	0.55			
"Otros materiales [Nota (9)]"															

- Los aceros Cr–Mo incluyen: 1/2 Cr–1/2 Mo, 1 Cr–1/2 Mo, 1/4 Cr–1/2 Mo–Si, 21/4 Cr–1 Mo, 3 Cr–1 Mo, 5 Cr–1/2 Mo, 9 Cr–1 Mo. Las soldaduras longitudinales se deberán normalizar, y templar o someter a un tratamiento térmico post soldadura subcrítico (PWHT, por sus siglas en inglés) para la aleación. El examen requerido es conforme a la ASME B31.3
- No se permite la construcción soldada por fusión con costura longitudinal para acero C–1/2 Mo por encima de los 850 °F
- El contenido requerido de carbono del metal de aporte de la soldadura deberá ser $\geq 0.05\%$ de C por peso. Ver ASME B31.3 para consultar los requisitos de examen. Índice de basicidad del flujo de la soldadura por arco sumergido (SAW, por sus siglas en inglés) ≥ 1.0
- Los aceros ferríticos con resistencia a la fluencia lenta mejorada (CSEF, por sus siglas en inglés) incluyen los grados 91, 92, 911, 122 y 23
- N + T = normalización + PWHT de templado
- Soldadura autógenas sin metal de aporte en acero inoxidable austenítico (grado 3xx) y aleaciones de níquel austenítico UNS N: N0666xx y N088xx. Para usar los factores de la Tabla, se necesita un recocido por solubilización después de la soldadura. Ver ASME B31.3 para consultar los requisitos de examen
- Como alternativa, los factores de ruptura por esfuerzo de 100.000 hr. indicados en la ASME B31.3, A-xx, B-xx, y C-xx, pueden utilizarse como el factor de reducción de solidez de soldadura para los materiales y consumibles de soldadura especificados
- Determinados calores de los aceros inoxidables austeníticos, particularmente para aquellos grados cuya resistencia a la fluencia esté mejorada mediante la precipitación de carburos y carbonitruros resistentes a la temperatura, pueden sufrir una condición de fragilidad en la zona afectada por el calor de la soldadura que puede llevar a la falla prematura de los componentes soldados que operan a temperaturas elevadas. Un tratamiento térmico de recocido por solubilización del área soldada puede mitigar esta susceptibilidad
- Para otros materiales distintos del acero al carbono, CrMo, CSEF, y las aleaciones austeníticas indicadas en la ASME B31.3, W será: para $T_i \leq T_{Cr}$, $W = 1.0$, para $T_{Cr} < T_i \leq 1.500$ °F, $W = 1 - 0.000909(T_i - T_{Cr})$. Si T_i excede la temperatura superior, para la cual el valor de esfuerzo permitido se indica en el Apéndice A de la ASME B31.3 para el metal base, el valor de W es responsabilidad del diseñador

Fuente: ASME B31.3

Tabla 5.5 Valores de coeficiente Y para $t < D/6$

Materiales	Temperatura, °C (°F)					
	≤ 482					≤ 621
	(900 y menores)	210	538	566	593	(1150 y mayores)
		(950)	(1000)	(1050)	(1100)	
Aceros ferríticos	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Aceros austeníticos	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Otros metales dúctiles	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Hierro fundido	0.0					

Fuente: ASME B31.3

Tabla 5.6 Dimensiones estándar para codos con gajos

Diám.	30°	45°	60°	R	A	B	C	D	E	F	G	H
3	1/2	3/4	1	4.1/2	3/4	1.7/8	2.5/8	5.1/4	3.3/4	2.1/4	1/2	1-3/16
4	5/8	15/16	1.5/16	6	15/16	2.1/2	3.1/2	6.7/8	5	3.1/8	5/8	1-5/8
6	7/8	1.3/8	1.15/16	9	1.3/8	3.3/4	5.1/4	10.3/16	7.7/16	4.11/16	7/8	2-7/16
8	1.1/8	1.13/16	2.1/2	1-0	1.13/16	5	7	1-1.9/16	9.15/16	6.5/16	1-1/8	3-3/16
10	1.7/16	2.1/4	3.1/8	1-3	2.1/4	6.3/16	8.13/16	1-4.15/16	1-0.75/16	7.15/16	1-7/16	4
12	1-11/16	2.5/8	3.11/16	1-6	2.5/8	7.7/16	10.9/16	1-8.3/16	1-2.15/16	9.11/16	1-11/16	4-13/16
14	1.7/8	2.7/8	4-1/16	1-9	2.7/8	8.11/16	1-0.5/16	1-11.1/8	1-5.3/8	11.5/8	1-7/8	5-5/8
16	2.1/8	3.5/16	4-5/8	2-0	3.5/16	9.15/16	1-2.1/16	2-2.1/2	1-7.7/8	1-1.1/4	2-1/8	6-7/16
18	2-7/16	3.3/4	5.3/16	2-3	3.3/4	11.3/16	1-3.13/16	2-5.7/8	1-10.3/8	1-2.7/8	2-7/16	7-1/4
20	2-11/16	4-1/8	5.3/4	2-6	4.1/8	1-0.7/16	1-5.9/16	2-9.1/8	2-0.7/8	1-4.5/8	2-11/16	8-1/16
22	2-15/16	4.9/16	6.3/8	2-9	4.9/16	1-1.11/16	1-7.5/16	3-0.7/16	2-3.5/16	1-6.3/16	2-15/16	8-13/16
24	3-3/16	5	6.15/16	3-0	5	1-2.15/16	1-9.1/16	3-3.13/16	2-5.13/16	1-7.13/16	3-3/16	9-5/8
26	3-1/2	5.3/8	7.1/2	3-3	5-3/8	1-4.1/8	1-10.7/8	3-7.1/16	2-8.5/16	1-9.9/16	3-1/2	10-7/16
28	3.3/4	5.13/16	8.1/16	3-6	5.13/16	1-5.3/8	2-0.5/8	3-10.7/16	2-10.13/16	1-11.3/16	3-3/4	11-1/4
30	4	6.3/16	8.5/8	3-9	6.3/16	1-6.5/8	2-2.3/8	4-1.5/8	3-1.1/4	2-0.7/8	4	1-0-1/16
32	4.5/16	6.5/8	9.1/4	4-0	6.5/8	1-7.7/8	2-4.1/8	4-5	3-3.3/4	2-2.1/2	4-5/16	1-0-7/8
34	4.9/16	7-1/16	9.13/16	4-3	7.1/16	1-9.1/8	2-5.7/8	4-8.3/8	3-6.1/4	2-4.1/8	4-9/16	1-1-11/16
36	4.13/16	7.7/16	10.3/8	4-6	7.7/16	1-10.3/8	2-7.5/8	4-11.5/8	3-8.3/4	2-5.7/8	4-13/16	1-2-7/16
38	5.1/16	7.7/8	11	4-9	7.7/8	1-11.5/8	2-9.3/8	5-3	3-11.1/4	2-7.1/2	5-1/16	1-3-1/4
40	5.3/8	8.5/16	11.9/16	5-0	8.5/16	2-0.7/8	2-11.1/8	5-6.5/16	4-1.11/16	2-9.1/16	5-3/8	1-4-1/16
42	5.5/8	8.11/16	1-0.1/8	5-3	8.11/16	2-2.1/8	3-0.7/8	5-9.9/16	4-4.3/16	2-10.13/16	5-5/8	1-4-7/8
48	6.7/16	9.15/16	1-7/8	6-0	9.15/16	2-5.13/16	3-6.3/16	6-7.1/2	4-11.5/8	3-3.3/4	6-7/16	1-7-5/16
54	7-1/4	11.3/16	1-3.9/16	6-9	11.3/16	2-9.9/16	3-11.7/8	7-5.1/2	5-7.1/8	3-8.3/4	7-1/4	1-9-11/16
60	8-1/16	1-0.7/16	1-0.5/16	7-6	1-0.7/16	3-1.1/4	4-4.3/4	8-3.7/16	6-2.9/16	4-1.11/16	8-1/16	2-0-1/8
72	9.5/8	1-2.15/16	1-8.13/16	9-0	1-2.15/16	3-8.3/4	5-3.1/4	9-11.3/8	7-5.1/2	4-11.5/8	9-5/8	2-5

Tabla 5.6 Dimensiones estándar para codos con gajos (continuación)

I	J	K	L	M	N	P	S	T	U
3-5/16	3-7/16	2-7/16	1-7/16	3/8	7/8	3-5/8	2-9/16	1-13/16	1-1/16
4-3/8	4-7/16	3-3/16	1-15/16	7/16	1-3/16	4-13/16	3-1/4	2-3/8	1-1/2
6-9/16	6-9/16	4-13/16	3-1/16	11/16	1-13/16	7-3/16	4-15/16	3-9/16	2-3/16
8-13/16	8-11/16	6-7/16	4-3/16	7/8	2-3/8	9-5/8	6-1/2	4-3/4	3
11	10-15/16	6-1/16	5-3/16	1-1/16	3	1-0	8-1/16	5-15/16	3-13/16
1-13/16	1-1	9-5/8	6-1/4	1-1/4	3-9/16	1-27/16	9-11/16	7-3/16	4-11/16
1-33/8	1-3	11-1/4	7-1/2	1-3/8	4-3/16	1-413/16	11-1/8	8-3/8	5-5/8
1-59/16	1-51/8	1-07/8	8-5/8	1-9/16	4-3/4	1-71/4	1-011/16	9-9/16	6-7/16
1-73/4	1-75/16	1-27/16	9-9/16	1-13/16	5-3/8	1-95/8	1-23/8	10-3/4	7-1/8
1-915/16	1-97/16	1-41/16	10-11/16	2	5-15/16	2-01/16	1-315/16	11-15/16	7-15/16
2-03/16	1-119/16	1-511/16	11-13/16	2-3/16	6-9/16	2-27/16	1-51/2	1-11/8	8-3/4
2-23/8	2-111/16	1-75/16	1-015/16	2-3/8	7-3/16	2-413/16	1-71/16	1-25/16	9-9/16
2-49/16	2-37/8	1-87/8	1-17/8	2-9/16	7-3/4	2-71/4	1-85/8	1-31/2	10-3/8
2-63/4	2-6	1-101/2	1-3	2-13/16	8-3/8	2-95/8	1-105/16	1-411/16	11-1/16
2-815/16	2-81/8	2-01/8	1-41/8	3	8-15/16	3-01/16	1-117/8	1-57/8	11-7/8
2-111/8	2-105/16	2-111/16	1-51/16	3-3/16	9-9/16	3-27/16	2-11/2	1-71/8	1-03/4
3-15/16	3-07/16	2-35/16	1-63/16	3-3/8	10-1/8	3-47/8	2-31/16	1-85/16	1-19/10
3-39/16	3-29/16	2-415/16	1-75/16	3-9/16	10-3/4	3-71/4	2-45/8	1-91/2	1-23/8
3-53/4	3-411/16	2-69/16	1-87/16	3-3/4	11-5/16	3-911/16	2-63/16	1-1011/16	1-33/16
3-715/16	3-67/8	2-81/8	1-93/8	4	11-15/16	4-01/16	2-77/8	1-117/8	1-37/8
3-101/8	3-9	3-93/4	1-101/2	4-3/16	1-01/2	4-21/2	2-97/16	2-11/16	1-411/16
4-411/16	4-37/16	3-29/16	2-111/16	4-3/4	1-25/16	4-911/16	3-21/8	2-45/8	1-71/8
4-115/16	4-97/8	3-73/8	2-47/8	5-3/8	1-41/8	5-47/8	3-7	2-81/4	1-91/2
5-57/8	5-43/8	4-01/4	2-11/8	6-15/16	1-57/8	6-01/8	3-115/8	2-113/4	1-117/8
6-7	6-51/4	4-10	3-23/4	7-3/16	1-91/2	7-21/2	4-93/8	3-7	2-45/8

Tabla 5.7 Tipos de refuerzo recomendado (presión interior)

PDV	d/D	Tipo de refuerzo	Factor M
> 6000	Todas	De placa	No se aplicó
4000-6000	>0.7	Completo (aro)	0.00025 PDV
< 4000	>0.7	Completo (aro)	1.0
4000-6000	≤ 0.7	Parche	0.00025 PDV
< 4000	≤0.7	Parche	1.01

Fuente: Publicación de la AWWA. M11 Manual for Steel Pipe

Tabla 5.8 Espesores para aros y silletas

	Medida nominal de la tubería en pulgadas	Diámetro exterior mm	Espesor mm	Diámetro interior mm
Cédula 30	8	219.1	7.04	205.0
	10	273.0	7.80	257.4
	12	323.9	8.38	307.1
	14	355.6	9.52	336.6
	16	406.4	9.52	387.4
	18	457.2	11.13	434.9
	20	508.0	12.70	482.6
	24	609.6	14.27	581.1
	30	762.0	15.88	730.2
	1/8	10.3	1.73	6.8
	1/4	13.7	1.24	9.2
	5/4	17.1	2.31	12.5
	1/2	21.3	2.77	15.8
	3/4	26.7	2.87	21.0
	1	33.4	3.38	26.6
	1-1/4	42.2	3.56	35.1
	1-1/2	48.3	3.68	40.9
	2	60.3	3.91	52.5
	2-1/2	73.0	5.16	62.7
	3	88.9	5.49	77.9
3-1/2	101.6	5.74	90.1	
Cédula 40	4	114.3	6.02	102.3
	5	141.3	6.55	128.2
	6	168.3	7.11	154.1
	8	219.1	8.18	202.7
	10	273.0	9.27	254.5
	12	323.9	10.31	303.3
	14	355.6	11.13	333.3
	16	406.4	12.70	381.0
	18	457.2	14.27	428.7
	20	508.0	15.09	477.8
24	609.6	17.48	574.6	
30	762	---	---	
203	8	219.1	10.31	198.5
254	10	273.1	12.70	247.6
305	12	323.9	14.27	295.4
Cédula 60	14	355.6	15.09	325.4
406	16	406.4	16.64	373.1
457	18	457.2	19.05	419.1
508	20	508.0	20.62	466.4
609	24	609.6	25.1	560.4

Fuente: ANSI B36.10 / 19

Tabla 5.9 Valores del factor M para cabezas toriesféricas

L/r	1.0	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.5	2.75	3.00	3.25	3.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22
L/r	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00
M	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50
L/r	9.50	10.00	10.50	11.00	11.50	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	16.67
M	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

Fuente: NOM-009-SESH

Tabla 5.10 Dimensiones y cargas para anillos de anclaje presiones de (1.03 y 1.72 MPa)

Diámetro exterior del tubo pulgadas	Ancho A pulgadas	Espesor del anillo B pulgadas	ty	tw	Carga Permissible en el Anillo (lb)
			Pulgadas. (espesor de referencia)	Soldadura	
Presión	interior	máxima	0.981MPa (150 psi o 10 kg/cm²)		
6 5/8	1	0.375	0.075	0.125	5 170
8 5/8	1	0.375	0.080	0.125	87 60
10 3/4	1 1/2	0.375	0.099	0.125	13 620
12 3/4	1 1/2	0.375	0.118	0.125	19 150
14	2	0.375	0.129	0.125	23 090
16	2	0.375	0.147	0.125	30 160
18	2	0.375	0.166	0.125	38 170
20	3	0.500	0.184	0.125	47 120
24	3	0.500	0.221	0.125	67 870
30	4	0.625	0.276	0.188	106 030
36	4	0.750	0.331	0.188	152 680
Presión	interior	máxima	1.73MPa (250 psi o 17.68 kg/cm²)		
6 5/8	1	0.375	0.102	0.125	8 620
8 5/8	1	0.375	0.133	0.125	14 610
10 3/4	1 1/2	0.375	0.165	0.125	22 690
12 3/4	1 1/2	0.375	0.196	0.125	31 920
14	2	0.375	0.215	0.125	38 490
16	2	0.500	0.245	0.125	50 270
18	2	0.500	0.276	0.188	63 620
20	3	0.625	0.307	0.188	78 540
24	3	0.625	0.368	0.188	113 100
30	4	0.750	0.460	0.250	176 710
36	4	0.750	0.552	0.313	254 470

Fuente: Publicación de la AWWA. M11 Manual for Steel Pipe

Tabla 5.11 Dimensiones de agujeros de inspección

Presión de trabajo	Número de pernos	Diámetro y largo de pernos	Diámetro de círculo de pernos	Empaques diámetro interior	Empaque diámetro interior
1.03 MPa a 2.07 MPa	16 20	28.5 mm x 89 mm 28.5 mm x 121 mm	635 mm 635 mm	508 mm 508 mm	606 mm 606 mm
Presión de trabajo	Espesor de tapa y brida	Longitud de cuellos	Espesor de cuello		
1.03 MPa a 2.07 MPa	27 mm 43 mm	152.4 mm 152.4 mm	9.5 mm 15.8 mm		
Presión de trabajo	Espesor de refuerzo	Diámetro desarrollado de esfuerzo	Diámetro exterior de la tapa		
1.03 MPa a 2.07 MPa	6.5 a 12.5 mm 6.5 a 15.9 mm	914 mm 914 mm	698.5 mm 698.5 mm		

Tabla 5.12 Indicaciones generales para soldaduras a tope

Inciso	Tipo de junta	Tipo de costura	Factor de calida E
a)	Soldadura a tope en horno, soldadura continua,	Recta	0.6
a)	Soldadura por resistencia eléctrica	Recta o en espiral	0.85
b)	Soldadura a tope simple (con o sin metal de aporte)	Recta o en espiral	0.80
c)	Soldadura a tope doble (con o sin metal de aporte)	Recta con una o dos costuras En espiral	0.85-0.95

Fuente:ASME-B3.13

Tabla 5.13 Dimensiones para bridas clase 150

1	2	3	4	5	6	7		8	9	10	11		12	13	14	15
						Longitud a través del eje					Barreno					
Dimensión nominal de la tubería NPS	Diámetro exterior de la brida O	Espesor de la brida t_r (nota (2) (4))	Espesor de unión de la solapa t_r	Eje del diámetro X	Comenzando del eje del diámetro del chafan del cuello soldable A (nota 5)	Roscado/deslizante/ soldado (a) por enchufe Y	Traslapa da Y	Cuello soldable Y	Longitud de rosca y roscado mínimo T (nota 6)	Soldadura mínimo (deslizante/por enchufe) B	Traslape mínimo B	Soldadura (Cuello soldable y por enchufe) B (nota 7)	Profundidad del enchufe D			
1/2	90	9.6	11.2	30	21.3	14	16	46	16	22.2	22.9	15.8	3	10		
3/4	100	11.2	12.7	38	26.7	14	16	51	16	27.7	28.2	20.9	3	11		
1	110	12.7	14.3	49	33.4	16	17	54	17	34.5	34.9	26.6	3	13		
1 1/4	115	14.3	15.9	59	42.2	19	21	56	21	43.2	43.7	35.1	5	14		
1 1/2	125	15.9	17.5	65	48.3	21	22	60	22	49.5	50.0	40.9	6	16		
2	150	17.5	19.1	78	60.3	24	25	62	25	61.9	62.5	52.5	8	17		
2 1/2	180	20.7	22.3	90	73.0	27	29	68	29	74.6	75.4	62.7	8	19		
3	190	22.3	23.9	108	88.9	29	30	68	30	90.7	91.4	77.9	10	21		
3 1/2	215	22.3	23.9	122	101.6	30	32	70	32	103.4	104.1	90.1	10	...		
4	230	22.3	23.9	135	114.3	32	33	75	33	116.1	116.1	102.3	11	...		
5	255	22.3	23.9	164	141.3	35	36	87	36	143.8	144.4	128.2	11	...		
6	280	23.9	25.4	192	168.3	38	40	87	40	170.7	171.7	154.1	13	...		
8	345	27.0	28.6	246	219.1	43	44	100	44	221.5	222.2	202.7	13	...		
10	405	28.6	30.2	305	273.0	48	49	100	49	276.2	277.4	254.6	13	...		
12	485	30.2	31.8	365	323.8	54	56	113	56	327.0	328.2	304.8	13	...		
14	535	33.4	35.0	400	355.6	56	79	125	57	359.2	360.2	...	13	...		
16	595	35.0	36.6	457	406.4	62	87	125	64	410.5	411.2	Deben ser especificados por el comprador	13	...		
18	635	38.1	39.7	505	457.0	67	97	138	68	461.8	462.3	...	13	...		
20	700	41.3	42.9	559	508.0	71	103	143	73	513.1	514.4	...	13	...		
24	815	46.1	47.7	663	610.0	81	111	151	83	616.0	616.0	...	13	...		

Fuente: ASME B16.5

Tabla 5.14 Dimensiones para bridas clase 300 (Dimensiones en pulgadas)

1	2	3	4	5	6	7			10	11		12	13	14	15	16
						Longitud a través del eje				Longitud de rosca y rosca y rosca mínimo T	Barreno					
Dimensión nominal de la tubería NPS	Diámetro exterior de la brida O	Espesor de la brida t_f	Espesor de la unión de la solapa t_r	Eje del diámetro X	Comentario del eje del diámetro del cuello soldable A (nota 4)	Roscado/deslizante/soldado a por enchufe Y	Traslapada Y	Cuello soldable Y	Longitud de rosca y rosca y rosca mínimo T		Soldadura mínima (deslizante/por enchufe) B	Traslape mínimo B	Soldadura (Cuello soldable y por enchufe) B	Esquina del radio del barrenado de la brida traslapada del tubo R	Roscado mínimo de la brida Q	Profundidad del enchufe D
1/2	95	12.7	14.3	38	21.3	21	22	51	16	22.2	22.9	15.8	3	23.6	10	
3/4	115	14.3	15.9	48	26.7	24	25	56	16	27.7	28.2	20.9	3	29.0	11	
1	125	15.9	17.5	54	33.4	25	27	60	18	34.5	34.9	26.6	3	35.8	13	
1 1/4	135	17.5	19.1	64	42.2	25	27	64	21	43.2	43.7	35.1	5	44.4	14	
1 1/2	155	19.1	20.7	70	48.3	29	30	67	23	49.5	50.0	40.9	6	50.3	16	
2	165	20.7	22.3	84	60.3	32	33	68	29	61.9	62.5	52.5	8	63.5	17	
2 1/2	190	23.9	25.4	100	73.0	37	38	75	32	74.5	75.4	62.7	8	76.2	19	
3	210	27.0	28.6	117	88.9	41	43	78	32	90.7	91.4	77.9	10	92.2	21	
3 1/2	230	28.6	30.2	133	101.3	43	44	79	37	103.4	104.1	90.1	10	104.9	...	
4	255	30.2	31.8	146	114.3	46	48	84	37	116.1	116.8	102.3	11	117.6	...	
5	280	33.4	35.0	178	141.3	49	51	97	43	143.8	144.4	128.2	11	144.4	...	
6	320	35.0	36.6	206	168.3	51	52	97	47	170.7	171.4	154.1	13	171.4	...	
8	380	39.7	41.3	260	219.1	60	62	110	51	221.5	222.2	202.7	13	222.2	...	
10	445	46.1	47.7	321	273.0	65	95	116	56	276.2	277.4	254.6	13	276.2	...	
12	520	49.3	50.8	375	323.8	71	102	129	61	327.0	328.2	304.8	13	328.6	...	

Fuente: ASME B16.5



6

DISEÑOS DE CÁRCAMOS DE BOMBEO

6.1. INTRODUCCIÓN

En esta sección se aborda un tema de suma importancia para los proyectos de las instalaciones de bombeo; se abarcan conceptos básicos de diseño y recomendaciones para el cálculo de los cárcamos de bombeo.

Como primer paso se dará por entendido que un cárcamo es un tanque o depósito del cual se extraerá líquido por medio del tubo de succión de la bomba, particularmente para el servicio de traslado de agua. Este líquido puede ser extraído desde algún río, canal o de cualquier estructura de almacenamiento, ver Ilustración 6.1.

Para dicho propósito el cárcamo de bombeo debe estar diseñado apropiadamente y reunir en extremo condiciones vitales para que tenga un apropiado funcionamiento.

6.1.1. DATOS DE LA FUENTE DE ABASTECIMIENTO

- a) Tipo y localización: subterránea, superficial, con variación de nivel, presión, etcétera
- b) Calidad del agua: dulce, salada, contenido de minerales, de gases disueltos y de materiales en suspensión; presencia y tipo de organismos vegetales y animales

Las fuentes de abastecimiento producen frecuentemente problemas que pueden ser muy serios y perjudicar notablemente el funcionamiento hidráulico del cárcamo; por esta razón se indican en el inciso 6.1.2 algunos problemas de las fuentes de abastecimiento.

6.1.2. PROBLEMAS CAUSADOS POR EL TIPO DE FUENTE DE ABASTECIMIENTO AL CÁRCAMO

6.1.2.1. Tipo de fuente: Río

Variación de niveles

El régimen hidrológico del río puede ser tal que existan fluctuaciones de nivel severas durante el año. Esto puede obligar a la construcción de una represa (presa derivadora).

Divagancia

Cierto tipo de terrenos y algunas alteraciones de las condiciones de aguas abajo del río, sean naturales o artificiales, pueden propiciar el cambio de su cauce. Hay necesidad de controlar las condiciones de aguas abajo y/o estabilizar el tramo del río donde se localizará la toma. Cualquiera de las soluciones resulta cara.

Ilustración 6.1 Ejemplo de cárcamo de bombeo



Transporte de sólidos

Existen ríos que, por las condiciones geológicas de las zonas aguas arriba de la toma, conducen en todo tiempo grandes cantidades de materia sólida, principalmente limo, arena y grava. En otros casos este material sólido sólo se presenta en época de lluvias. Se requiere construir las obras que eviten el azolve de la toma y los aditamentos que reduzcan la abrasión en las bombas causada por la arena que viaja en suspensión.

Intrusión salina

Si el agua se destinará para riego o dotación de agua potable, en la toma cercana al mar hay la posibilidad de intrusión salina pues el agua de mar por su densidad más alta y por el efecto de la marea penetra aguas arriba del río (cuña salina). Deben estudiarse y analizarse detenida-

mente estos dos factores a lo largo del año, principalmente en época de estiaje.

Calidad del agua

Si el aprovechamiento es para captar agua potable, aun cuando esté sujeta a un tratamiento posterior a su captación, la calidad del agua es un factor muy importante debido a que existen contaminantes muy peligrosos como el mercurio, vertido por industrias y que no se elimina en 100 por ciento con el tratamiento. Este factor determina varias acciones como controlar los vertidos aguas arriba de la captación o cambiar el lugar de la toma.

Subsuelo

Por la consistencia especial de los suelos aluviales, característicos de los ríos, la cimentación de las estructuras, principalmente cuando soportan máquinas que producen vibraciones, como es el

caso de las estaciones de bombeo, resulta problemática. Debe realizarse un estudio detallado de la mecánica de suelos. Esta situación puede también cambiar la localización de la toma.

Impacto

En época de avenidas es frecuente que los ríos arrastren troncos de árboles u objetos pesados de diversa índole, que pueden quedar retenidos en las estructuras de llamada o en las rejillas causando serios daños.

Obstrucción de la toma

También en época de avenidas, la gran cantidad de basura y elementos flotantes, que en algunos casos arrastran los ríos, son causa de las obstrucciones en las rejillas y de su consiguiente pérdida de carga. En ocasiones puede bajar tanto el nivel en el cárcamo que la o las bombas se ven en peligro de cavitación.

6.1.2.2. Tipo de fuente: Lago

Variación de niveles

En los lagos y lagunas se presenta una variación de niveles a lo largo del año que puede ser considerable y que por tanto influyen en el diseño de la captación. La variación de niveles en estos cuerpos de agua se debe al régimen hidrológico de sus afluentes, la aportación por lluvia, la evaporación, la marea, etcétera.

Arrastre de lodos

Es frecuente que los fondos lacustres estén formados por arcillas y limos, materiales fácilmente movibles y que presentan una seria dificultad

o un costo elevado para evitarlos. Influyen por tanto, de manera decisiva en la localización y tipos de toma.

Calidad del agua

Como estos cuerpos de agua, al igual que los ríos, son frecuentemente usados para verter los desechos tanto de aguas negras como de residuos industriales, la calidad del agua será un factor de primer orden cuando se trate de abastecimiento de agua potable, por las mismas razones expuestas para los ríos.

En el caso de las lagunas y lagos, los contaminantes fácilmente se estratifican y definen perfectamente su área de influencia (cuando la existencia de corrientes, sean de densidad, de viento de oleaje, o de mareas, es pequeña y de poca intensidad) por lo que la toma puede localizarse adecuadamente.

Obstrucciones

Las rejillas de la toma pueden obstruirse por las razones siguientes: la primera la constituye el lirio acuático; esta planta representa en últimas fechas un serio problema que no es fácil de solucionar pues su constitución lo hace inmanejable. Por otro lado, la utilización de herbicidas resulta contraproducente, sea la captación para agua potable o para riego. Esta obstrucción produce grandes pérdidas de carga. Se recomienda una toma sumergida.

Otro tipo de obstrucción, cuando la succión es grande, son los peces. Estos pueden obligar a construir estructuras especiales para retornarlos al lago, encareciendo notablemente la obra. En caso de que estos cuerpos de agua estén conectados con el mar existe la de arribazones de

medusas o algas que causan, al igual que el lirio, una fuerte pérdida de carga.

Subsuelo

La sedimentación de materiales orgánicos y de arcilla y limos a través de muchos años, ha producido un fondo lacustre que presenta problemas a la cimentación de las estructuras sujetas a vibración. Generalmente hay que resolver el problema a base de pilotes.

Organismos adherentes

Existe la posibilidad de que en las aguas de los lagos vivan organismos que se adhieren fácilmente a las paredes de los conductos y modifican el factor de fricción. Es conveniente conocerlos y definir el coeficiente de fricción para el proyecto. Si la laguna está conectada con el mar este problema es un hecho. En este caso los organismos adherentes son principalmente los mejillones y los balánidos.

Oleaje

Cuando la laguna o lago tiene una zona expuesta a la acción del viento de longitudes considerables, se forman olas que influyen en la captación ejerciendo fuerzas sobre las estructuras, generando corrientes y por tanto arrastre de objetos flotantes y causando agitación indeseable en la toma (si penetra hasta el cárcamo).

6.1.2.3. Tipo de fuente: Presa

Variación de niveles

El régimen hidrológico del río y el régimen de aporte de agua de la presa ya que generalmente son de uso múltiple: generación de energía, irriga-

ción por gravedad, dotación de agua potable, etc., hacen que los niveles en el vaso estén sujetos a una variación grande durante el año.

Obstrucción

Cuando el nivel del agua alcanza el nivel de toma, el lirio acuático representa un serio problema de obstrucción. Baja notablemente el nivel en el lado de la succión.

Azolve

En presas construidas sobre ríos que arrastran gran cantidad de sólidos, el azolve de la presa es un factor que se debe tomar muy en cuenta para la localización (en elevación) de la toma.

Materia orgánica

En el caso de las presas cuyo vaso inunda zonas cubiertas por vegetación, por ejemplo, bosques, o selvas, producen materia orgánica que puede obstruir las rejillas.

6.1.2.4. Tipo de fuente: Red de alcantarillado

Arrastre de sólidos

La gran cantidad de materia orgánica y de sólidos en suspensión son un factor que influye decisivamente en las tomas para bombeo de aguas negras. Estos pueden obligar al uso de desmenuzadores o de bombas inatascables o bien de estructuras desarenadoras que encarecen la obra.

Obstrucción por cuerpos flotantes

Las basuras que por su poca densidad flotan, así como cuerpos de animales, constituyen objetos

obstructores de las rejillas. Las pérdidas de carga que provocan son considerables. Las bombas pueden cavitarse.

Gases disueltos

La gran cantidad de gases que están disueltos en las aguas negras pueden provocar, al liberarse por la baja presión causada por la succión, la cavitación de las bombas.

Existen algunos compuestos químicos, principalmente de ácidos cuando se trata de aguas de residuo industrial, que pueden corroer todas las partes metálicas de la toma y el cárcamo. Es preciso hacer un análisis químico que determine la nocividad de estos componentes.

6.2. OBJETIVOS DE DISEÑO DE CÁRCAMOS⁹

Se han identificado fenómenos hidráulicos específicos que pueden afectar negativamente el desempeño de las bombas. Los fenómenos que no deben presentarse en un grado excesivo son:

- Vórtices Sumergidos
- Vórtices en superficie libre
- Pre distribución de Magnitudes y fluctuaciones en el tiempo de remolinos
- Distribución no uniforme de la velocidad en el espacio y tiempo en el impulsor.
- Entrada de aire o burbujas de gas

Idealmente, el flujo de cualquier líquido dentro de una bomba, debe ser uniforme, constante y libre de entrada de aire y turbulencias. La falta de uniformidad puede causar que la bomba funcione lejos de las condiciones óptimas de diseño, y a menor eficiencia hidráulica. El flujo inestable

ocasiona que la carga en el impulsor fluctúe, lo que puede llevar al ruido, vibraciones, generando fallas por fatiga de los ejes de la bomba.

Los remolinos en el cárcamo de bombeo pueden provocar un cambio significativo en las condiciones de operación de una bomba, y puede producir cambios en la capacidad de flujo, los requisitos de energía y eficiencia. Y también pueden resultar en vórtices locales que inducen reducciones de presión y núcleos de aire que se extienden en la bomba. Este y cualquier otro ingreso de aire puede causar reducciones del gasto de bombeo y fluctuaciones en la carga de los impulsores causando ruido y vibraciones, lo cual puede conducir a daños físicos.

El impacto negativo de cada uno de estos fenómenos en la operación de la bomba depende de la velocidad específica y el tamaño de la misma, así como otras características de diseño de la bomba que son específicas del fabricante de la bomba. En general, las bombas grandes y bombas de flujo axial (alta velocidad específica) son más sensibles a los fenómenos de flujo que las bombas pequeñas o bombas de flujo radial (baja velocidad específica). Una evaluación más cuantitativa de que tipos de bomba se puede utilizar para resistir un nivel determinado de fenómenos adversos sin repercusiones todavía no se ha realizado.

La estructura de entrada debe ser diseñada para permitir que las bombas logren su óptimo funcionamiento hidráulico para todas las condiciones de operación. Un buen diseño garantiza que los fenómenos adversos descritos previamente están dentro de los límites señalados.

⁹ Fuente: ANSI/HI 9.8

En el diseño de la estructura de entrada, deben considerarse los siguientes puntos:

- a) El flujo de la cámara de carga debería estar dirigido hacia la entrada de la bomba de tal forma que el flujo alcance la toma con un mínimo de turbulencia
- b) Para evitar la formación de vórtice en la superficie por entrada de aire en el colector (sumidero), las paredes deben estar diseñadas para evitar regiones de estancamiento del flujo. Una pared correctamente colocada cerca de la entrada puede reducir la tendencia a turbulencia localizadas y la formación de vórtices. La profundidad del líquido deber ser lo suficientemente grande para suprimir los vórtices de superficie
- c) Pese a que debe evitarse excesiva turbulencia o grandes remolinos, cierta turbulencia ayuda a prevenir la formación y crecimiento de vórtices
- d) Esa disminución puede también ocurrir cuando las bombas tienen el nivel del líquido por debajo en el colector hasta el punto en el que todas las bombas están a punto de ser. Por lo tanto, la distancia entre la entrada del colector (sumidero) y la entrada de la bomba debe ser suficientemente largo para que las burbujas de aire alcancen la superficie y escapen antes de llegar a las bombas. La energía de caída del líquido debe ser disipado lo suficiente de manera que no se presenten velocidades excesivamente altas e irregulares. Esto se puede realizar con paredes deflectoras propiamente diseñadas
- e) El colector (sumidero) debe ser tanto pequeño y simple como sea posible para minimizar los costos de construcción. Sin embargo, el volumen del colector (su-

midero) puede ser especificado por otras razones, como para proporcionar un mínimo o un máximo tiempo de retención

Notas:

1. Para los diseños cárcamos donde las tuberías se utilizan para conectar los cárcamos a la bomba, las tuberías deberán cumplir con la norma ANSI/HI 9.6.6 Bombas rotodinámicas para tuberías de bombeo
2. Para los diseños de cárcamos para bombas utilizadas para el bombeo y/o transporte de las mezclas de sólidos, " consulte ANSI/HI 12.1 -12.6 Rotodynamic (centrifugal) Slurry Pumps y al fabricante de la bomba como guía

6.3. DISEÑO DE CÁRCAMOS¹⁰

La selección del tipo de cárcamo está en función de las características de las físicas del sitio, de la mecánica de suelos y de las condiciones de operación del sistema, ver Ilustración 6.2.

6.3.1. VOLUMEN DEL CÁRCAMO

Los colectores para diferentes velocidades de bombeo son diseñadas para igualar el afluente con el efluente, no necesitan ser diseñados para almacenamiento, más bien para acomodar las tomas y la geometría requerida para los límites de velocidad y limpieza.

Los cárcamos de bombeo a velocidad constante deben ser construidos para minimizar el tamaño de manera que impacte positivamente en el costo y facilite la limpieza.

¹⁰ Fuente: ANSI/HI 9.8

Ilustración 6.2 Construcción de cárcamo rectangular



PRECAUCION:

Mientras no sea necesario almacenar un volumen para operación continua, el diseñador deberá proveer el volumen adecuado para evitar intervalos de tiempo cortos inapropiados, que pudieran dañar los motores de la bomba, entre cada arranque

El volumen mínimo necesario para un cárcamo de bombeo depende del tipo y funcionamiento de las bombas. Si éstas son de velocidad variable, de forma que se varía el gasto de bombeo de acuerdo con el agua residual que llega al cárcamo, el volumen requerido es pequeño, siendo suficiente aquel que permita el cambio de la capacidad de bombeo, cuando se para o arranca una bomba antes de alcanzar el nivel definido para este. Normalmente, este tiempo suele ser inferior a un minuto.

En cambio las bombas de velocidad constante o de dos velocidades necesitan mayores

volúmenes de almacenamiento para evitar ciclos demasiado cortos. El tiempo entre arranques es función de los gastos que entran al cárcamo. En bombas con motores de dos velocidades, el gasto de bombeo es la diferencia entre el gasto correspondiente a cada velocidad. El tiempo entre arranques para motores de potencia inferior a 15 kW puede reducirse hasta 10 minutos aunque es recomendable adoptar 15 minutos. Para motores de inducción de jaula de ardilla con potencias entre 15 y 75 kW, el tiempo entre arranques debe de ser mayor a 15 minutos. Para potencias superiores a 75 kW pero inferiores a 200 kW, el tiempo entre arranques debe estar comprendido entre 20 y 30 minutos. Para motores mayores a 200 kW se recomienda consultar con el fabricante.

El volumen comprendido entre los puntos de arranque y paro de una sola bomba o un solo escalón de control de velocidad para bombas de dos velocidades, está dado por:

$$V_{min} = \frac{QT}{4} \quad \text{Ecuación 6.1}$$

$$V_{max} = QT$$

donde:

- $V_{max/min}$ = Capacidad necesaria, m³
- T = Tiempo mínimo de un ciclo de bombeo (tiempo entre arranques sucesivos o cambios de velocidad de una bomba que funciona entre los límites de un intervalo de control), min

Q = Capacidad de la bomba o incremento del gasto del bombeo cuando una bomba se encuentra en funcionamiento y arranca una segunda o cuando se aumenta la velocidad del motor, m^3/min

El tiempo mínimo del ciclo de funcionamiento de una sola bomba ocurre cuando el gasto de entrada es exactamente igual a la mitad de la capacidad de la bomba. En estas condiciones, la duración en funcionamiento y paro son iguales. Para gastos de entrada mayores, el tiempo de funcionamiento es mayor y el de paro menor, mientras que para gastos de entrada menores, ocurre lo contrario. En ambos casos, el tiempo de ciclo es mayor.

Si el volumen calculado implica construir una cámara húmeda excesivamente grande para un cárcamo que conste de dos bombas iguales, una de las cuales está de reserva, se puede reducir el volumen a la mitad instalando controladores automáticos que arranque y pare las bombas en forma alterna y reduzca el valor del diámetro (θ) a la mitad del necesario para una sola bomba.

6.3.2. VOLUMEN MÁXIMO

En general siempre se establece un tiempo de retención máximo en el cárcamo para minimizar el desarrollo de condiciones sépticas y producción de olores que conduce a su vez a un volumen máximo. A menudo, este se establece en 10 min, para el gasto medio del proyecto. Desgraciadamente, este valor con frecuencia se contrapone con la necesidad de disponer de volumen adecuado para evitar ciclos de funcionamiento de las bombas demasiado cortos. Por esto se instalan varias bombas o bombas de dos velocidades para reducir el incremento del gasto de bombeo y, en consecuencia, el volumen necesario.

Además, se puede minimizar la producción de olores si el nivel mínimo del agua en el cárcamo se encuentra por encima de la zona cuyo fondo tiene una pendiente, lo cual se logra al hacer que dicho nivel concuerde con la primera bomba dentro de la secuencia de bombeo.

El problema más frecuente es obtener suficiente volumen de bombeo a un costo razonable. En los cárcamos importantes que dan servicio a grandes colectores, se puede conseguir un volumen efectivo adicional utilizando la capacidad de almacenamiento de los colectores. Si el punto de arranque de las bombas en el cárcamo de bombeo está situado por debajo del piso de los colectores, no es posible utilizar la capacidad de almacenamiento de éstos. Sin embargo, cuando se encuentra por encima, se pueden obtener las curvas del contraflujo y calcular el volumen de almacenamiento efectivo en los colectores entre los diversos escalones de control. Este volumen, a menudo representa el 50 por ciento del total. Este sistema es comúnmente utilizado en cárcamos de bombeo que incorporan rejillas de limpieza automática.

6.3.3. PARTES CONSTITUTIVAS DE LOS CÁRCAMOS

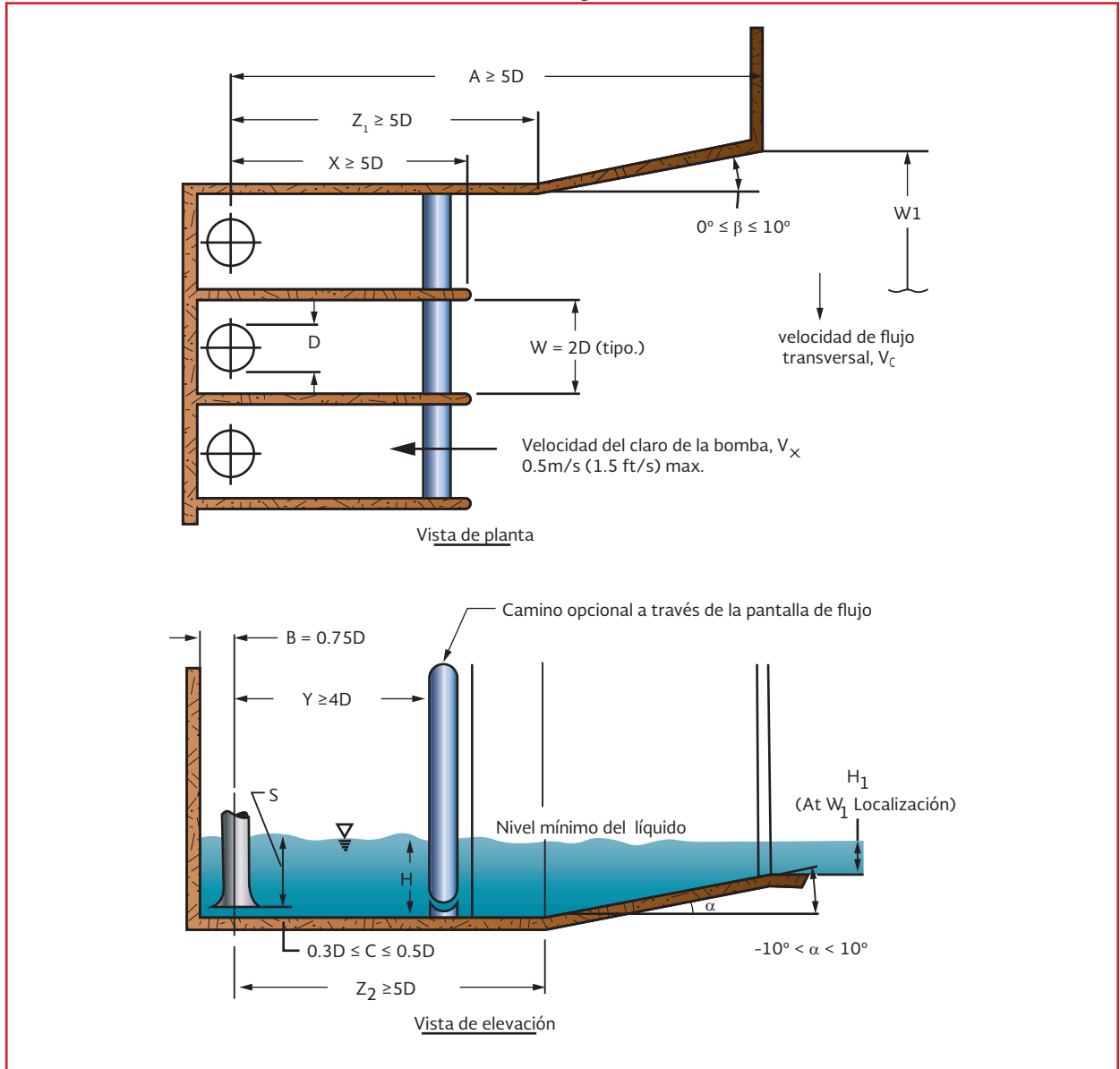
La Ilustración 6.3, Ilustración 6.4 e Ilustración 6.5 muestran algunos arreglos típicos de cárcamos de bombeo.

A continuación se describen las partes constitutivas principales de los cárcamos:

Canal o tubo de llegada

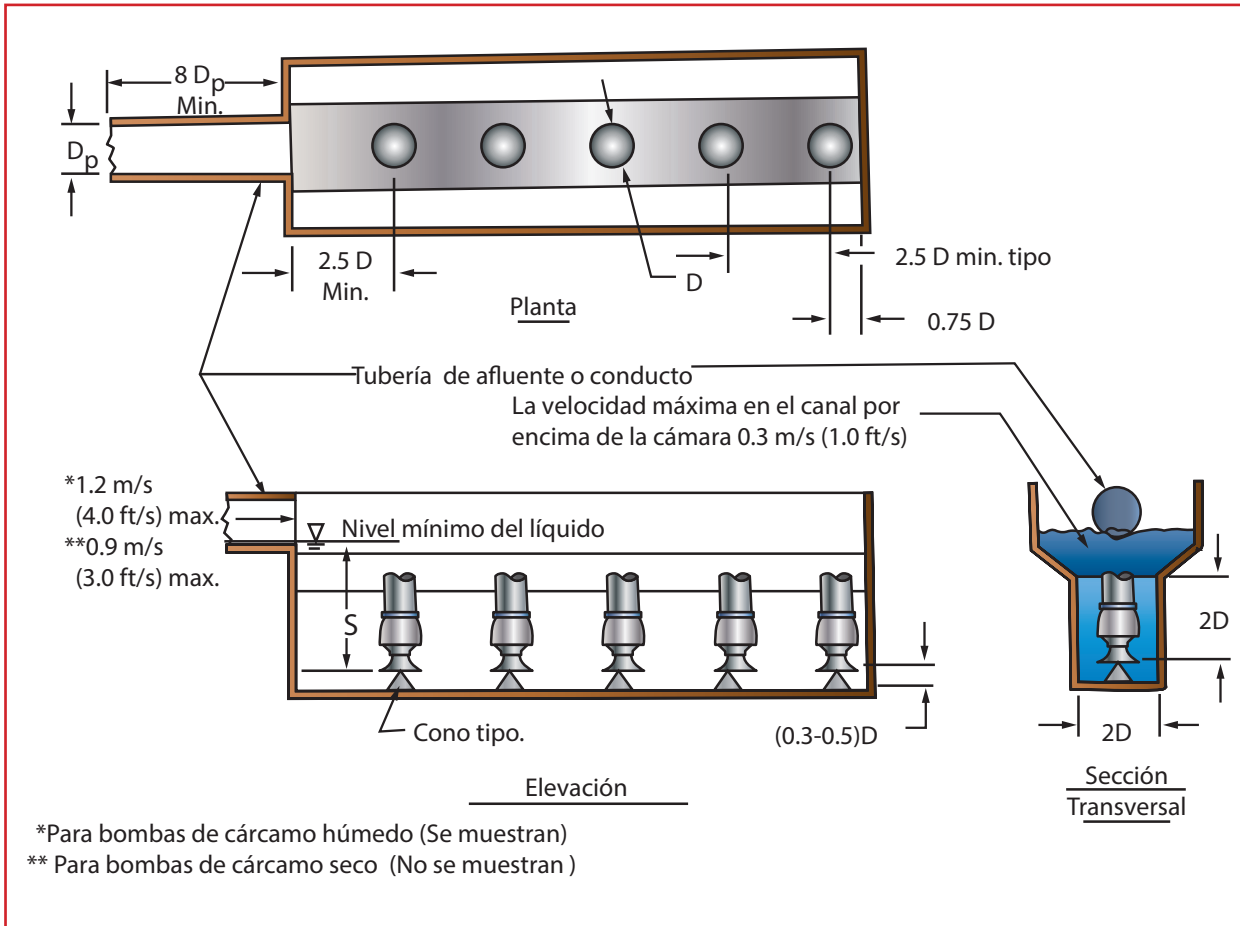
Cuando el agua se capta de una fuente superficial como el mar, un lago o laguna o una corriente superficial, y el gasto a bombear es considerable, es conveniente diseñar un canal de llamada que

Ilustración 6.3 Distribución la estructura de un cárcamo rectangular



Fuente: ANSI/HI 9.8

Ilustración 6.4 Cárcamo húmedo



Fuente: ANSI/HI 9.8

conduzca al líquido hasta el cárcamo. La llegada puede ser por medio de un tubo, por gravedad, como en el caso de los drenajes de aguas negras; también puede ser a presión.

Transición de llegada

Ya en la proximidad del cárcamo, el canal de llegada deberá adecuarse gradualmente en forma y dimensiones a la sección de entrada al cárcamo. En ocasiones, esta transición no existe.

Zona de control y cribado

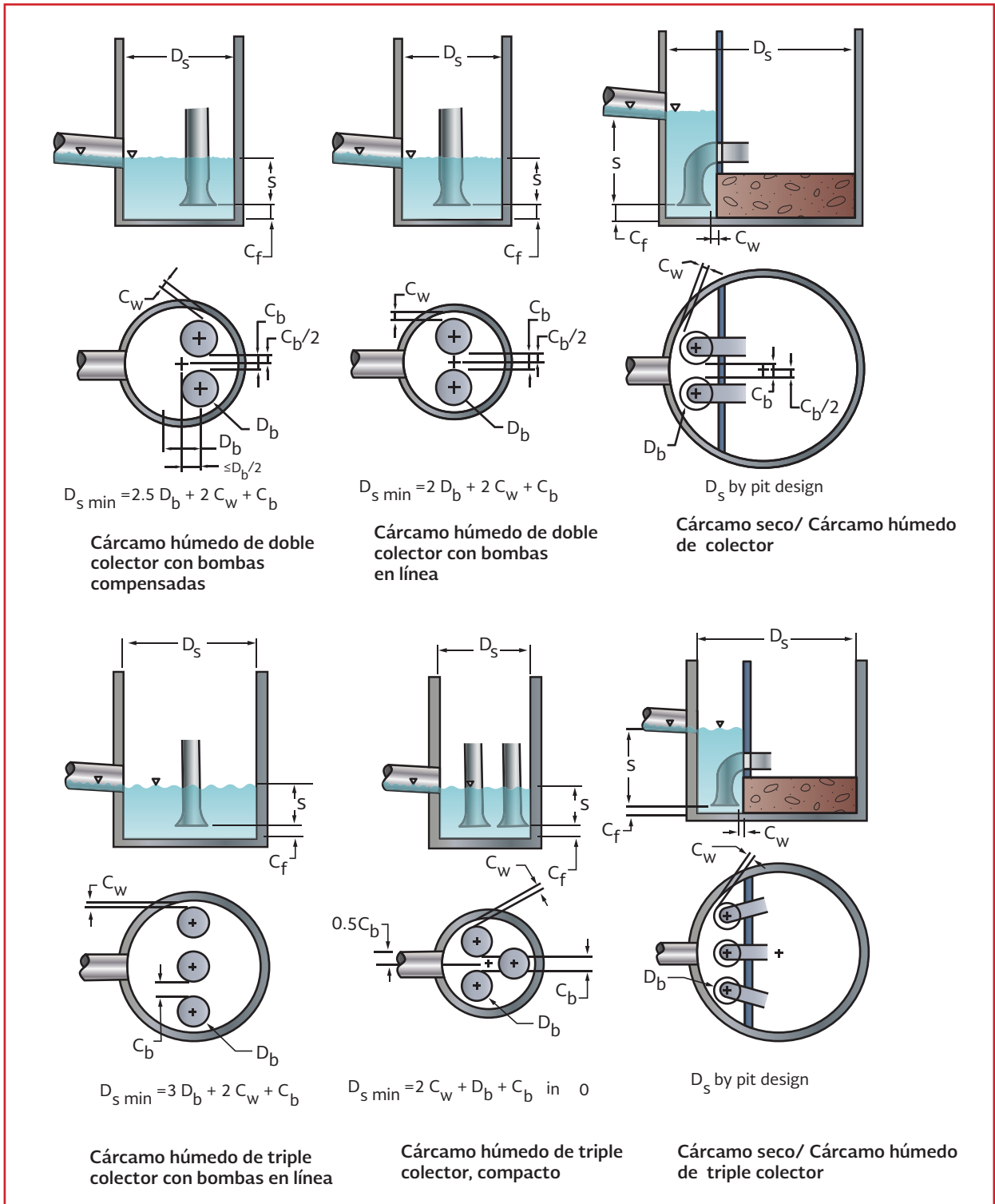
Normalmente se necesita disponer de dispositivos de control de líquido, como compuertas,

para aislar el cárcamo de la fuente, en caso necesario (por ejemplo, para limpieza o mantenimiento de los componentes interiores). Además, debe cribarse el agua para evitar el paso de sólidos flotantes y de animales acuáticos.

Pantalla

En ocasiones, se coloca un muro vertical (pantalla o mampara) a la entrada de la zona de control y filtrado, de manera que penetre hasta una profundidad inferior al nivel de la superficie libre del agua. Su función principal es retener a los objetos flotantes y a los aceites que pudieran llegar hasta allí.

Ilustración 6.5 Arreglo de cárcamos circulares



Fuente: ANSI/HI 9.8

Rejillas primarias

Estos elementos fijos constituyen la primera línea de protección contra la entrada de sólidos acarreados por el agua. Constan de barras con una separación considerable, ya que su función es retener a los objetos de tamaño grande.

Desarenador y bomba de lodos

El desarenador o trampa de arena es una cavidad en el fondo, al final de la zona de transición o al inicio de la zona de filtrado, que retiene a los sedimentos arrastrados para evitar su llegada a las bombas. La bomba de lodos extrae del desarenador los sólidos atrapados para su transporte a lugares de tiro convenientes.

Rejillas secundarias

Estos elementos, con aberturas menores que las rejillas primarias, retienen sólidos de tamaño pequeño (del orden de 1 cm). Debe asegurarse que el claro entre barras sea menor que el paso de esfera de las bombas. Normalmente cuentan con rastrillos mecánicos.

6.3.3.1. Cámara de bombeo

Es la zona inmediata a la bomba, que encauza al flujo exclusivamente a las bombas. En esta zona deben cumplirse estrictamente las condiciones hidráulicas recomendadas para el buen funcionamiento de los equipos. La mayor parte de los vórtices, tanto superficiales como sumergidos, se presentan allí.

El flujo de llegada a la cámara debe ser ordenado. La cámara puede ser aislada por medio de una compuerta apoyada en una mampara para que la compuerta no sea difícil de maniobrar, por un lado, ni resulte de un costo elevado, por otro. Dicha mampara sirve además para inhibir vórtices superficiales.

6.3.3.2. Equipo de bombeo dentro del cárcamo

Campana de succión

Es un abocinamiento del extremo inicial de la columna de succión. Su forma es generalmente circular en planta y elíptica en corte.

Su diámetro se toma como un parámetro básico para el dimensionamiento hidráulico del cárcamo.

Colador o pichancha

En las bombas que no tienen zona de filtrado se tiene este elemento, que sirve para evitar el paso de sólidos al interior de la bomba.

Válvulas de retención (check)

Este componente sirve para evitar el vaciado de la columna de succión e impide así el descebado de la bomba.

Impulsor

Es el impulsor de la bomba, movido por el motor, que impulsa al líquido hacia la descarga. Es

la parte, afectada severamente cuando se presenta la cavitación.

6.3.4. CLASIFICACIÓN DE CÁRCAMOS

6.3.4.1. Según su tamaño

Por lo que respecta a su tamaño, los cárcamos se clasifican de acuerdo con el gasto que bombea la bomba más grande que exista (pueden existir varias del mismo tamaño). Se puede considerar que un cárcamo es grande cuando la bomba tiene una capacidad de 1.5 m³/s en adelante. Es mediano cuando la bomba tiene una capacidad entre 191 y 1 500 L/s y es pequeño cuando el gasto de la bomba alcance hasta los 190 L/s

Un cárcamo pequeño puede ser en realidad una estructura de volumen considerable por el hecho de alojar muchas bombas con capacidad de 190 L/s, cada una; sin embargo, la importancia de la interrupción del servicio en un cárcamo que aloje dos bombas de 6 m³/s cada una puede ser mayor.

6.3.4.2. Según la colocación del equipo de bombeo

Los cárcamos de cámara húmeda la bomba se encuentra en el interior del cárcamo. La obra civil de estos cárcamos es simple y más económica pero el mantenimiento del equipo de bombeo requiere el vaciado de la cámara donde está la bomba que necesita de servicio, sea de reparación o de mantenimiento preventivo. Esto implica la existencia de compuertas. Otra alternativa es no vaciar la cámara, sino izar la columna completa para dar el servicio fuera

del cárcamo pero se requiere una grúa que permita sacar toda la columna. Si existe caseta de bombas, ésta debe ser alta para poder hacer la maniobra de izado, lo que encarece dicha caseta. Estos cárcamos, utilizan bombas de flujo axial, con el impulsor bajo el nivel del líquido o bombas centrífugas con válvula de retención (válvula *check*). La Ilustración 6.4, muestra un cárcamo de cámara húmeda. Este tipo de cárcamo es de uso frecuente en los sistemas de agua potable y alcantarillado.

Los cárcamos de cámara seca tienen un alojamiento estanco, donde va el equipo de bombeo. Su construcción es más cara que la de los cárcamos húmedos pero el mantenimiento del equipo es más rápido y más económico puesto que el equipo mecánico (moto-bomba) está fuera del fluido.

6.3.4.3. Según su servicio

Los cárcamos para bombear aguas blancas no presentan en general problemas siempre y cuando se cumpla con las normas de dimensionamiento.

En el caso de los cárcamos para manejar aguas negras, el alto contenido de sólidos obliga a reducir su decantación fuera del cárcamo. Asimismo, hay que evitar que el agua permanezca en el cárcamo el tiempo suficiente para que entre en condiciones sépticas; se recomienda que las aguas negras no permanezcan más de 30 minutos en el cárcamo. Esto presupone la disposición de fuentes auxiliares de energía en previsión de fallas en el suministro normal. Este tipo de cárcamos deben estar diseñados para poder bombear gastos extraordinarios producidos por precipitaciones también extraordinarias cuando sirven para sistemas de alcantarillado de tipo mixto.

6.3.4.4. Según las cámaras de bombeo

Los cárcamos pueden tener una cámara por bomba, entonces se denominan cárcamos individuales y tienen su propio sistema de limpieza: rejillas primarias, rejillas secundarias y sus compuertas, de tal manera que se puede fácilmente aislarlos para su mantenimiento y/o reparación tanto de las bombas como del sistema de limpieza.

Hay cárcamos de cámara común, en donde todas las bombas que se requieren para cubrir un servicio están alojadas en una cámara. El sistema de limpieza es común y debe estar constituido por tres canales que desembocan todos a la cámara; en cada canal irán las rejillas primarias y las secundarias.

6.3.4.5. Según su forma

Por su forma los cárcamos pueden ser rectangulares o circulares. Los rectangulares tienen la ventaja de que el flujo puede encauzarse de mejor manera desde la entrada al cárcamo o cuando menos desde la entrada a la cámara de bombeo. Esto siempre es bueno porque se inhibe la formación de vórtices. Los cárcamos circulares tienen buen empleo cuando se trata de construirlos en terrenos poco resistentes, como el subsuelo arcilloso del Valle de México, entonces su forma juega un papel importante en el funcionamiento estructural. Desde el punto de vista hidráulico, siempre serán mejor los rectangulares.

6.3.4.6. Según la continuidad del bombeo

Los cárcamos pueden ser de flujo intermitente como los que sirven para bombear aguas negras,

debido a las fluctuaciones del flujo de acuerdo con las horas de mayor o menor descarga. En éstos su volumen es importante ya que debe manejarse el agua de acuerdo con niveles de arranque de bombas y de paro de ellas, teniendo muy en cuenta el tiempo máximo de retención de las aguas negras para que no se produzcan gases peligrosos por su toxicidad y explosividad.

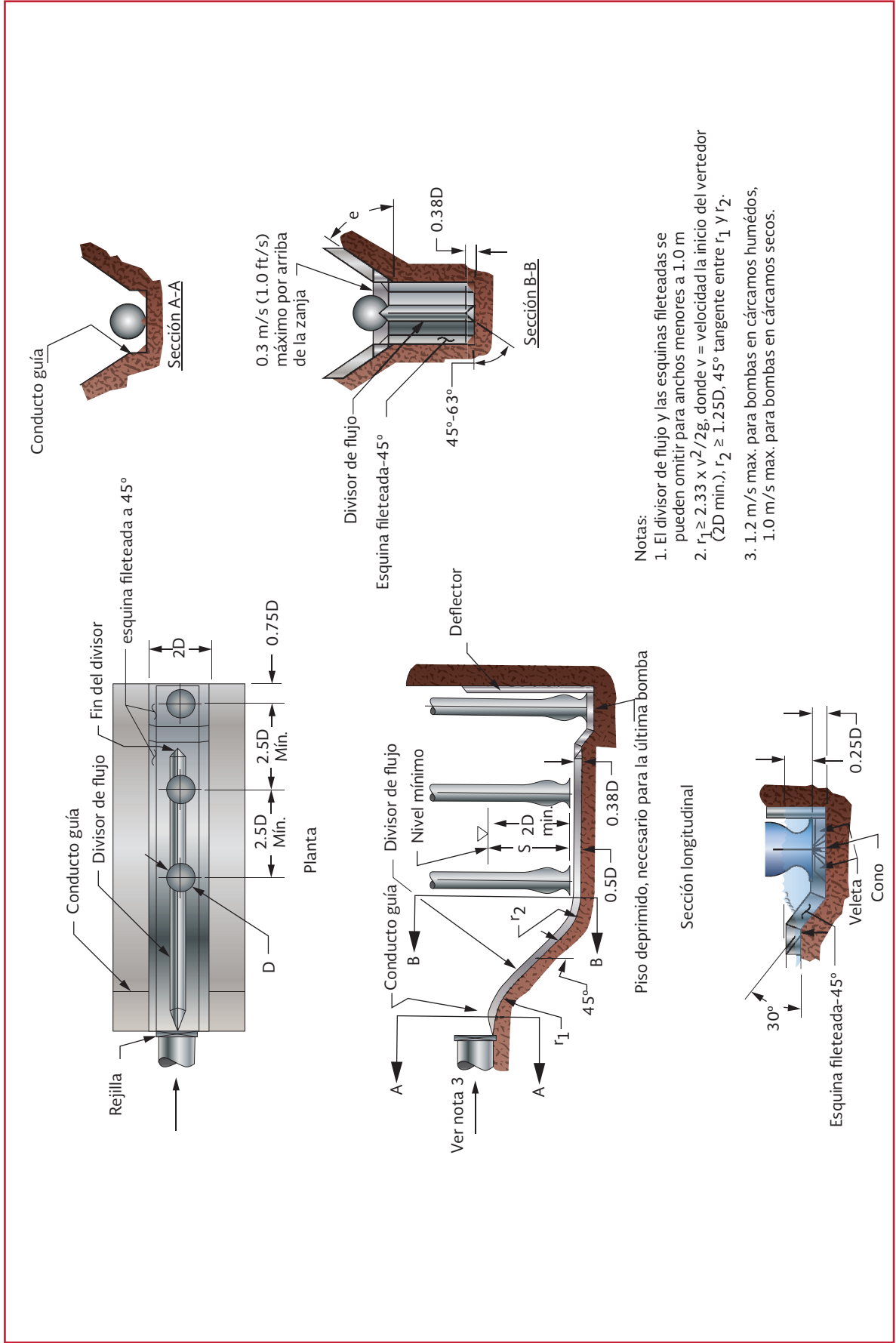
Existen los cárcamos que son de flujo permanente o constante, por ejemplo los que sirven para alimentar una planta desaladora, cuyo gasto, aunque pequeño, es constante para que la producción de agua dulce sea también constante. En este grupo se encuentran también algunos para irrigación o para suministrar agua a procesos industriales.

6.3.5. CÁRCAMOS CON CANAL

Los cárcamos con canal son diseñados para proveer de limpieza con una operación periódica del equipo de bombeo utilizando un procedimiento especial. Este apartado proporciona una guía para la geometría necesaria de manera que se induzcan velocidades de escurrimiento durante el procedimiento de limpieza. La experiencia ha demostrado que los cárcamos con rejilla con una transición cónica entre la entrada del conducto y el piso de la rejilla provee la geometría suficiente para las operaciones de limpieza, ver Ilustración 6.6.

Los cárcamos con canal pueden ser utilizados tanto con equipos de bombeo de velocidad constante como de velocidad variable, pero si existe una diferencia entre los conductos de entrada para los dos tipos de estaciones. Con las bombas de velocidad variable, no existe la necesidad de almacenamiento si la bomba descarga la misma cantidad que ingresa en el afluente. Consecuen-

Ilustración 6.6 Cárcamo con canal



temente, el nivel del líquido del colector puede igualarse con el nivel del líquido en el conducto aguas arriba.

Cuando se utilizan bombas de velocidad constante, el nivel del líquido debe fluctuar, elevándose cuando las bombas se encuentran apagadas y descendiendo cuando estas se encienden. Debe existir un almacenamiento activo para prevenir la excesiva frecuencia de arranque de motores.

Como los cárcamos con canal son inherentemente pequeños y difíciles de adaptar a un almacenamiento activo, es deseable designar una porción del conducto de almacenamiento aguas arriba. La porción dedicada se le conoce como tubería de acceso, normalmente mide 75 a 150 mm (3 a 6 in) más que el conducto aguas arriba y se instala preferentemente a una pendiente del 2 por ciento. En niveles bajos de líquido, la velocidad en la proximidad de la tubería es supercrítica, dejando así una gran parte de la sección transversal vacía para el almacenamiento cuando el nivel del líquido aumenta.

Flujo de aproximación

La velocidad en las aproximaciones del canal o conducto aguas arriba del cárcamo, no debe ser mayor que:

- 1.2 m/s para bombas verticales o sumergibles
- 0.9 m/s para bombas con tuberías de succión que se extienden desde una cámara seca hasta el cárcamo húmedo

La tubería del afluente aguas arriba de la rejilla deberá ser recta y libre de accesorios que pudieran interrumpir el flujo uniforme que entra a la rejilla al menos por una distancia igual a por lo menos ocho veces el diámetro de la tubería

Transiciones de la entrada

La transición del vertedor a la entrada del cárcamo con rejilla está designado a convertir energía potencial a energía cinética durante el ciclo de limpieza del colector con rejilla. La curvatura en la cresta debe seguir la trayectoria libre horizontal de un chorro aproximadamente del 75 por ciento del gasto promedio. El radio de curvatura en el fondo del vertedor debe ser lo suficientemente grande para una transición suave al flujo horizontal; 0.5 a 1.0 r es suficiente.

Para producir un flujo suave debajo del vertedor y evitar ondas estacionarias, la descarga debe ser uniforme a través del ancho del cárcamo bajo dos posibles condiciones:

1. Una transición corta de una sección circular a una rectangular como se muestra en la Ilustración 6.6
2. Se recomienda un pequeño escalón en la descarga del vertedor

Espacio en el piso de la entrada

Todas las tomas para las bombas de campana pueden localizarse 0.5D por encima del fondo del cárcamo. La entrada de la última bomba (más lejana a la entrada del cárcamo) debe localizarse 0.25D por encima del fondo. Véase la Ilustración 6.6.

Para bombas que son sensibles a las pérdidas primarias (debidas a la entrada de aire por vórtices superficiales), la última entrada a la bomba puede ser colocada más abajo, 0.25D previendo que el piso cerca de la entrada se encuentra abajo por la misma distancia. Todas las demás dimensiones y velocidades para este arreglo pueden cumplir con aquellas dadas en la Ilustración 6.6.

Para bombas sumergidas en aguas residuales, una extensión de la entrada y boquilla, de tamaño para la velocidad de entrada pico que no debe exceder la velocidad de 1.7 m/s y ajustada a la entrada de la bomba, es necesario conocer los requerimientos dimensionales para desarrollar la zanja.

Divisores y conos de entrada

Se recomienda que los divisores montados en el piso estén alineados con la abscisa de la zanja. Estos deben estar centrados debajo de las campanas de succión y lo más lejos posible de la entrada del cárcamo como se muestra en la Ilustración 6.6.

Deflectores

Se requiere un deflector contra rotación colocado en la pared en la última entrada a la bomba, como se muestra en la Ilustración 6.6 para asegurar el rendimiento satisfactorio durante el ciclo de limpieza. El deflector contra rotación debe sobresalir hacia las bombas tanto como sea posible. Se necesitan veletas alineadas con el deflector a cada lado del cono del suelo, con la altura tan grande como sean posibles.

Procedimiento de limpieza

Los cárcamos de tipo rejilla para líquidos con arrastre de sólidos pueden ser rápidamente limpiados eligiendo el momento en el que la última bomba trabaja a media capacidad. Si esa bomba, operando a su máxima velocidad, descarga en no más de un minuto o menos el nivel del líquido a la mitad del cárcamo, se pueden activar dos bombas. El líquido que fluye alcanza la velocidad supercrítica generando un salto hidráulico que se lleva los sólidos en él, hasta la última bomba. El número de *Froud* antes del salto hasta la última bomba no debe ser menor que 3.5.

Si el afluente es insuficiente para limpiar, se puede almacenar suficiente líquido para el procedimiento de limpieza en los conductos aguas arriba al detener las bombas por un corto período de tiempo. Si el afluente es alto, se pueden operar dos bombas para producir la suficiente turbulencia para limpiar el cárcamo.

Nota: Las bombas deben ser cebadas antes de arrancarlas.

Este procedimiento de limpieza puede ser completado teóricamente en menos que tres o cuatro minutos, eliminando todo el lodo de los cárcamos, arena y escombros, pero las acumulaciones de grasa en las paredes entre la altura normal y los bajos niveles de líquido deben ser eliminados manualmente en períodos de tiempo. Es mejor un recubrimiento epóxico o PVC en lugar de concreto para facilidad y velocidad de limpieza.

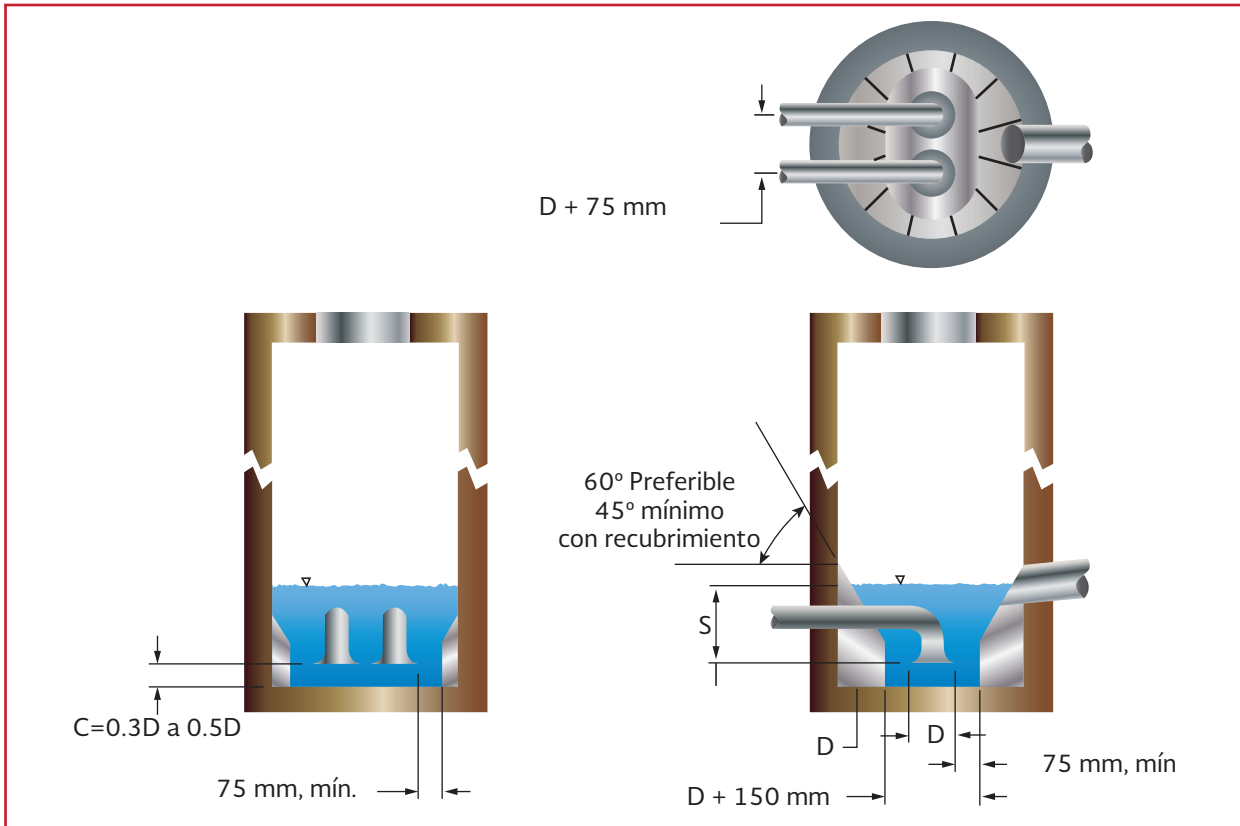
Variando el nivel más alto del líquido unos cuantos centímetros cambia el espesor de la capa de grasa formada en la parte alta del nivel del líquido. El colector debe ser diseñado para tener una conveniencia en la facilidad de lavado de las paredes.

6.3.6. CÁRCAMO CIRCULAR

Diseño de pozo

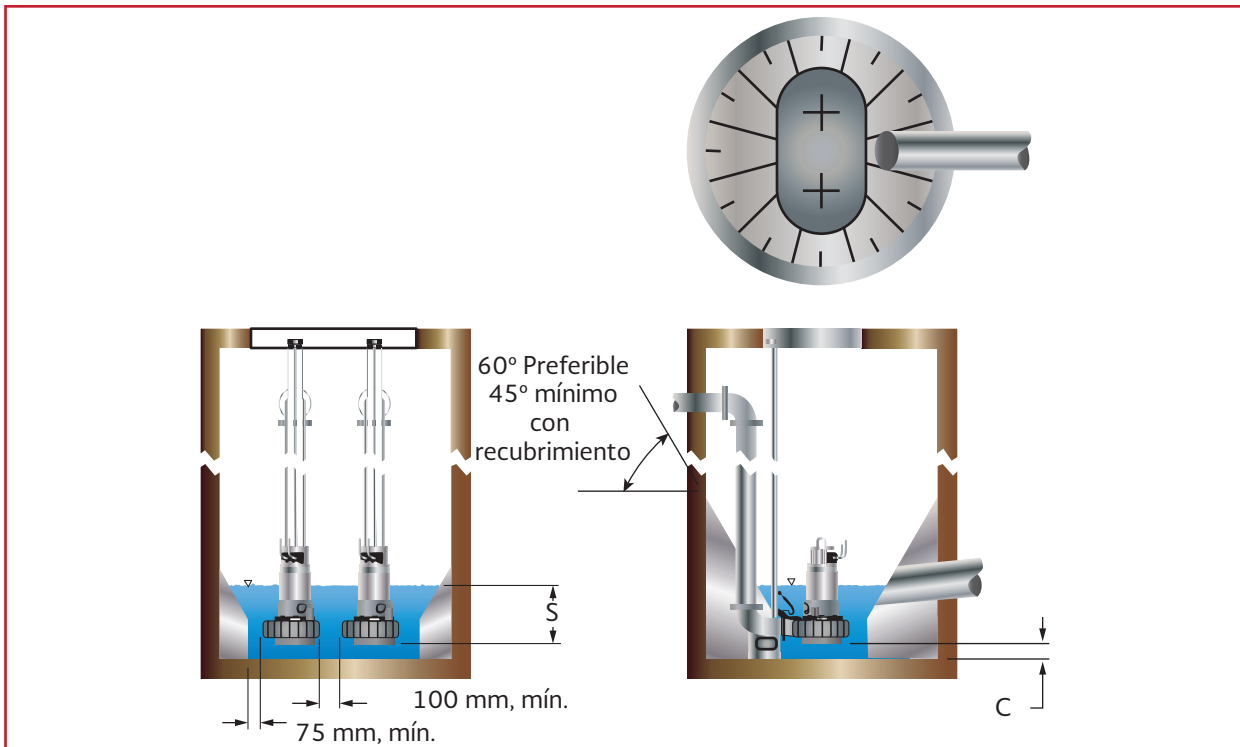
Un diseño circular es adecuado para muchos tipos y tamaños de las estaciones de bombeo (ver Ilustración 6.7, Ilustración 6.8 e Ilustración 6.9) puede ser usados con la mayoría de los tipos de bombas y líquidos. Un diseño circular puede ofrecer una disposición más compacta que a menudo lleva a la reducción los costos de construcción.

Ilustración 6.7 Cárcamo circular seco



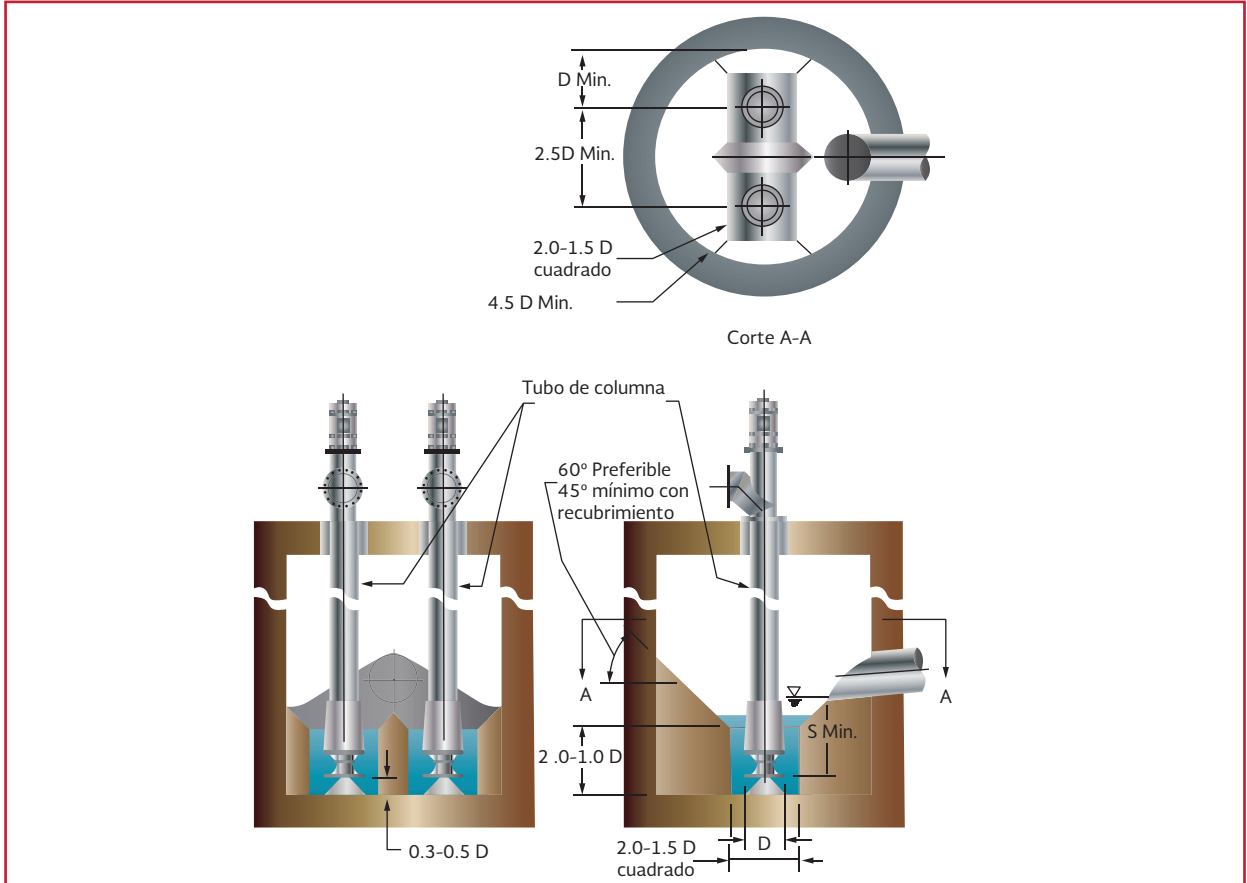
Fuente: ANSI/HI 9.8

Ilustración 6.8 Cárcamo circular húmedo con bombas sumergibles



Fuente: ANSI/HI 9.8

Ilustración 6.9 Cárcamo circular húmedo con bombas horizontales



Fuente: ANSI/HI 9.8

La geometría circular minimiza las excavaciones y materiales de construcción y se presta a la utilización de la técnica de construcción encofrado. La disponibilidad de elementos de construcción prefabricados circular ha hecho este diseño, la más popular por sus pequeñas estaciones de bombeo. Estaciones de bombeo prefabricados totalmente equipadas tienen a menudo un diseño circular por las razones antes mencionadas.

El diseño circular recomendado de las estaciones se encuentran clasificadas en dos grupos: dúplex y triplex.

Los diseños mostrados en el este apartado consideran una bomba extra instalada.

Nomenclatura

C_f	=	Distancia al fondo
C_w	=	Distancia a la pared
C_b	=	Distancia a la voluta o la campana de entrada (según corresponda)
D_s	=	Diámetro de cárcamo
D_b	=	Diámetro de la voluta o campana entrada (según corresponda)
S	=	Sumergencia, la distancia vertical mínima del nivel mínimo del colector a la entrada de la bomba, generalmente la entrada de campana de la bomba

Distancia al fondo

La distancia al fondo no debe ser superior a la necesaria porque una excesiva distancia aumenta la aparición de zonas estancadas. Las condiciones que determinan la mínima distancia al fondo (C_p) son el riesgo de aumentar las pérdidas de carga y la separación de flujos en la campana. Vórtices sumergidos también son sensibles a la distancia. La distancia recomendada es de entre 0.3 y 0.5 D_b , ver Ilustración 6.5.

Distancia a la pared

La distancia mínima entre una campana de admisión o una bomba de sumergible y la pared es de $0.25 D_b$ o por lo menos 100 mm

Distancia a la campana de entrada

La distancia mínima entre las campanas de entrada adyacentes o volutas (según corresponda) es de $0.25 D_b$ o al menos 100 mm

Diámetro de colector

El diámetro mínimo del colector será el que se indica para cada tipo de colector de la bomba como se muestra en la Ilustración 6.7, Ilustración 6.8 e Ilustración 6.9.

Diámetro de la voluta o campana entrada

Este parámetro se da en el proyecto de acuerdo al tipo de bomba y el modelo. Para bombas sumergibles y otros con una espiral, utilice el diámetro del difusor. Consulte el diámetro de fabricante del difusor para información. Para las bombas sin una espiral, use el diámetro de campana de admisión.

Tubo de ingreso de flujo

La entrada del tubo no se deberá colocar a una altura superior a la mostrada en las ilustraciones. Esta ubicación reduce el arrastre de aire por el líquido por un efecto de cascada en el desde el colector. Es importante colocar la entrada del tubo radialmente a las bombas, tal como se muestra en las ilustraciones, para reducir patrones de flujo rotacional. En los últimos cinco diámetros de tubo antes de la entrada al colector, el tubo de entrada(s) deberá ser recto y sin válvulas o accesorios.

Nota: Altas velocidades en el tubo de entrada puede ocasionar excesiva turbulencia en este tipo de cárcamos.

El fondo del cárcamo debe tener superficies con pendiente en las campanas de entrada o bombas, como se muestra en la Ilustración 6.7, Ilustración 6.8 e Ilustración 6.9. Los diseños mostrados en esta sección están basados en la operación individual, por ejemplo: Una bomba en servicio y una de repuesto.

Accesorios

El uso de accesorios para bombas y cárcamos que causen atrapamiento de sólidos debe reducirse al máximo.

Procedimiento de limpieza y bajo nivel de líquido

La frecuencia de los ciclos de limpieza depende de las condiciones locales, y por lo tanto deben determinarse por la experiencia en el sitio. La remoción de los sólidos depositados se realiza cada vez que una bomba es activada, pero para ayudar con la remoción de los sólidos flotantes, el

colector necesita ser bombeado debajo del nivel mínimo de sumergencia, a un nivel igual a inmersión de 0.5 a 10.0D. Tal nivel de sumergencia es lo suficientemente bajo para crear un vórtice de superficie. Este nivel es llamado nivel bajo del líquido. Bombear bajo estas severas condiciones puede ocasionar ruido, vibraciones y altas cargas en el impulsor y por lo tanto debe ser limitado a los períodos recomendados por los fabricantes. Las bombas deben detenerse tan pronto como se ceben o tan pronto como el sumidero está libre de escombros.

6.3.7. CÁRCAMO RECTANGULAR

La geometría rectangular en los cárcamos no es particularmente utilizada para los líquidos con arrastre de sólidos, pero apropiado especialmente para limpiezas frecuentes, estos cárcamos pueden ser aceptados.

Control de sedimentos

Son posibles diversas maneras de controlar la acumulación de sedimentos, como:

- Diseñar el cárcamo para generar corrientes suficientemente rápidas (ejemplo 1.0 m/s o más) para llevar los sólidos sedimentables hacia la entrada de la bomba.
- Mezclas violentas para suspender los sólidos mientras la mezcla es removida por las bombas principales. Estos métodos incluyen.
 - o Uso de mezcladores sumergidos
 - o Se puede recircular cerca de la mitad de la descarga de vuelta al colector
- Eliminar el agua del colector llevando los sólidos hacia la bomba con una manguera de alta presión

- Aspirar tanto lodos sólidos sedimentados como los flotantes fuera del colector, generalmente con bombas externas
- Eliminando el agua de un lado del colector (si es posible) y remover los sólidos

Diseño de colector confinado

En este arreglo cada campana de succión se coloca en un hueco para aislar la bomba de cualquier perturbación que pudiera generarse por las bombas adyacentes, para restringir el área donde los sólidos pueden establecerse, y para mantener las altas velocidades en la succión para minimizar la cantidad de sólidos que se establecen en el flujo.

Vea la Ilustración 6.10 para el arreglo confinado en el colector.

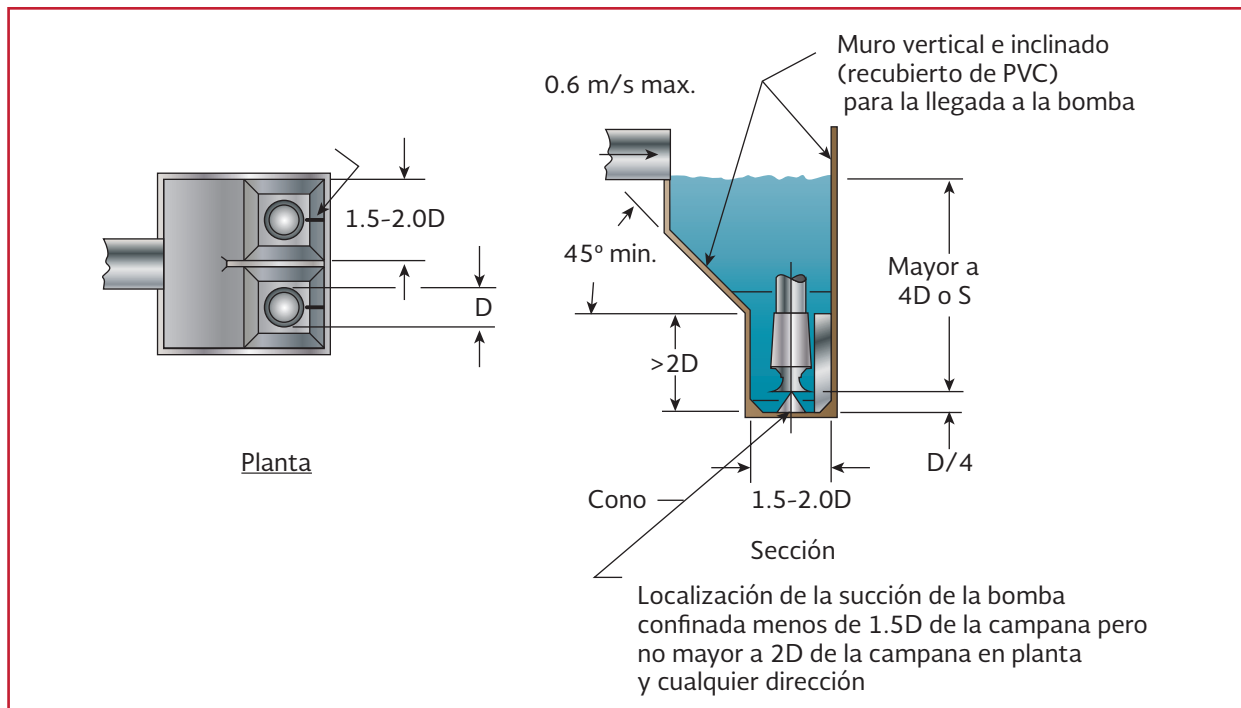
Todas las succiones deben localizarse $D/4$ sobre el piso de los cárcamos a menos que se tengan otras recomendaciones por el fabricante. Las paredes laterales de la celda individual debe tener de 1.5 a 2 D de distancia, la profundidad de la celda individual debe tener mínimo 2.0D cuadrada. Un cono debe ser instalado en cada entrada de succión.

Procedimiento de limpieza

La remoción de los sólidos estables en el colector, de acuerdo con la Ilustración 6.10 se puede lograr operando las bombas una a la vez en su máxima velocidad, por un lapso de dos minutos. Normalmente una bomba debe ser operada a la vez para evitar el descenso excesivo del nivel del líquido.

La mayor parte de los sólidos flotantes son removidos del cárcamo al operar una bomba a la vez a su máxima velocidad mientras que el flujo entrante al colector es restringido del 80 al 60

Ilustración 6.10 Cárcamo rectangular con bombas confinada



Fuente: ANSI/HI 9.8

por ciento de la tasa de flujo que se bombea a máxima velocidad. Ajustar la compuerta es un método normal para restringir el flujo. Mientras que el nivel del líquido en el colector disminuye, corrientes rápidas harán suspender la mayor parte de los escombros, causando que sean eliminados de la zanja. La bomba eventualmente perderá carga y deberá ser detenida inmediatamente.

Tanto los sólidos estancados como los flotantes son eliminados por el equipo de bombeo y descargados a la línea principal (o conducto de descarga). Este procedimiento de limpieza evita momentáneamente efectos adversos a la bomba, como son vibraciones, operación en seco, y otras condiciones severas. La frecuencia de los ciclos de limpieza depende de las condiciones locales, por lo tanto deben determinarse por la experiencia en el sitio. Normalmente, las operaciones de limpie-

za deben tomar menos de cinco minutos para realizarse y el tiempo entre ciclos de limpieza será normalmente de una a dos semanas.

A continuación se describen los pasos para un buen diseño de cárcamos rectangulares según la ANSI/HI 9.8, ver Tabla 6.1 (En esta tabla se muestran el procedimiento general para el diseño de un cárcamo rectangular, para las especificaciones de cada paso consulte la ANSI/HI 9.8).

6.4. HIDRÁULICA DE CÁRCAMOS

La operación adecuada de los equipos de bombeo depende de manera decisiva del funcionamiento hidráulico correcto del cárcamo correspondiente. Hay características del flujo que dan como resultado baja eficiencia de bombeo, limitaciones en las condiciones de operación y,

en casos graves, causan el desgaste prematuro y producen daños substanciales a los equipos. De allí que un buen diseño hidráulico es una importante contribución al correcto funcionamiento de un cárcamo de bombeo.

El funcionamiento hidráulico de un cárcamo es una función directa de las condiciones hidráulicas del flujo de entrada y de la geometría de las paredes internas que limitan al flujo. Debido a que no es posible predecir analíticamente dicho funcionamiento, a causa del gran número de variables que intervienen, la experimentación en modelo hidráulico reducido es la única vía confiable de análisis; como aproximación (a veces no muy confiable), se dispone de recomendaciones y normas acerca de la hidrodinámica a la entrada del cárcamo y de la configuración de las fronteras del flujo. Se hace notar que el estudio de dicha información presenta el inconveniente de que los criterios son más bien particulares. Lo que dificulta la elaboración y la utilización de conclusiones aplicables a una variedad de casos.

En el caso de diseños importantes, se recomienda enfáticamente el uso de modelos hidráulicos para comprobar la buena operación hidráulica. Un modelo a la escala apropiada, bien diseñado y operado correctamente, puede dar un adelanto confiable del funcionamiento hidrodinámico de su prototipo, si sus resultados son interpretados correctamente. Sin embargo, no debe menospreciarse la utilidad de las recomendaciones, ya que aún en el caso de que el estudio se realice con ayuda de un modelo hidráulico, un diseño preliminar esencialmente correcto tiende a posibilitar un estudio experimental breve y económico.

Resumiendo lo anteriormente expuesto, el diseño hidráulico correcto de un cárcamo de bombeo puede realizarse de dos maneras:

- a) Con base exclusivamente de las normas, recomendaciones y experiencia
- b) Con la ayuda adicional de un modelo hidráulico

En el primer caso, se hace uso de las normas mencionadas y además de alguna información elaborada por fabricantes de equipos de bombeo, compañías consultoras, centros de investigación hidráulica y otras fuentes. Como ya se indicó, la confiabilidad de esas guías de proyecto es limitada, sobre todo en el caso de las grandes bombas, que son más susceptibles a las vibraciones y al funcionamiento irregular que las de menor capacidad debido a que sus características de resistencia mecánica no aumentan, con respecto a éstas, en la misma proporción que las cargas y los esfuerzos hidrodinámicos extraordinarios.

El carácter analítico, de penetración en la esencia de los fenómenos de flujo en cárcamos, que caracteriza a la investigación reciente en este campo, incluyendo a la realizada en nuestro país permite una mayor comprensión y un mejor control de esos fenómenos. Las recomendaciones resultantes favorecen la elaboración de proyectos mejores y más seguros, aunque en los proyectos de cierta importancia esto todavía no sea suficiente.

El segundo método usado para el diseño hidráulico de un cárcamo incluye un estudio experimental en modelo físico reducido. Lo mismo que en el caso de muchos fenómenos hidráulicos, la experimentación en modelos suministra información que el análisis teórico y la experiencia pueden no ser capaces de proporcionar.

Por lo anterior, especialmente cuando las bombas tienen una capacidad considerable o la naturaleza del proyecto lo indica (por ejemplo, si la disposición de las bombas y/o

Tabla 6.1 Pasos de diseño de una estructura de cárcamo rectangular

Paso de diseño	Descripción
1	Considerar los patrones de flujo y la geometría de la frontera del cuerpo del líquido del cual se recibe el flujo en la estación de bombeo, y determinar si se requiere un estudio de un modelo hidráulico
2	Determinar el número y tamaño de bombas requeridas para satisfacer las condiciones del rango que probablemente se pueden encontrar en la operación
3	Identificar el diámetro de la campana de entrada. Si el diámetro final no está disponible, use las relaciones para obtener el diámetro de diseño de la campana de entrada
4	Determinar el espacio de la campana de piso. Un buen número para un diseño preliminar es 0.5D
5	Determine el número de campanas sumergidas
6	Determine la profundidad mínima del líquido en la estructura de toma para la distancia de espacio libre al piso y los requerimientos de inmersión de la campana
7	Revisar la elevación del fondo cerca de la entrada a la estructura y determine si es necesario poner pendiente al piso aguas arriba del claro de entrada. Si la profundidad resultante a la entrada de la estructura de toma es poco profunda, entonces revise que el flujo por gravedad no se vea afectado por la condición de entrada
8	Revise que las velocidades del claro para el bombeo máximo individual y la profundidad mínima con el ancho del claro sea 2D. Si las velocidades del claro exceden 0.5 m/s (1.5 ft/s) entonces incremente el ancho del claro para reducir al máximo las velocidades de flujo de 0.5 m/s (1.5 ft/s).
9	Si es necesario incrementar el ancho del claro de bombeo a mayor que 2D, luego reduzca el ancho del claro en la cámara de las bombas de acuerdo.
10	Compare las velocidades del flujo transversal (en el flujo máximo del sistema) para promediar la velocidad del claro. Si el flujo transversal excede el 50% de la velocidad del claro, se requiere un estudio de un modelo físico
11	Determine la longitud de la estructura y las paredes divisorias, dando considerando las distancias mínimas permisibles para un fondo con pendiente, equipos de cribado, y la longitud de las paredes divisorias. Si se utilizan pantallas de flujo doble se requerirá el estudio de un modelo físico
12	Si el diámetro de la campana de la bomba seleccionado al final y la velocidad de la toma están dentro del rango de diseño, entonces las dimensiones del colector (desarrollado en base al diámetro de diseño) no necesitan ser modificadas

Fuente: ANSI/ HI 9.8

la geometría de cárcamo no es común), es recomendable verificar y mejorar, en su caso, el proyecto con ayuda de un modelo hidráulico reducido. También se debe recurrir a un modelo para estudiar aspectos especiales del flujo, difíciles o imposibles de conocer a priori, como los efectos causados por las posibles combinaciones de operación de una batería de bombas; así mismo, los modelos hidráulicos son valiosos para determinar las medidas correctivas a aplicar a un cárcamo que funciona defectuosamente.

Las consecuencias de la falta de observancia de los métodos recomendados de diseño hidráulico pueden ser las siguientes, cualquiera de las cuales significa pérdidas de tiempo y económicas:

- a) Mantenimiento preventivo intenso
- b) Retrasos en la puesta en operación normal de la planta
- c) Reducción de la eficiencia de bombeo y/o limitaciones de operación
- d) Cambios estructurales para mejorar el flujo
- e) Estudio en modelo hidráulico para determinar las medidas correctivas

Enseguida se presenta el conjunto de condiciones deseables de funcionamiento hidráulico de un cárcamo. Algunas de ellas son muy difíciles de cumplir cabalmente y habrá casos en los que sólo se intentará aproximarse a ellas. La diferencia que haya entre las condiciones ideales y las reales determinará en cierta medida los problemas en la operación de la bomba.

1. Unicidad de fase. En determinadas condiciones, el agua puede arrastrar aire hasta la bomba; esto generalmente causa una reducción en la eficiencia de ésta y además vibraciones irregulares, que tienden a dañar los rodamientos, sistemas de transmisión a los motores. También el arrastre de vapor de agua es potencialmente dañino, ya que puede originar, en ciertas condiciones, cavitación. Este fenómeno es capaz de destruir gradualmente al impulsor. Sólo debe bombearse agua
2. Ausencia de vorticidad. Los vórtices pueden introducir aire y vapor de agua al flujo, con los resultados citados, especialmente los de cierta intensidad. Esta condición domina el panorama del flujo en cárcamos. Más adelante se hará una clasificación de los vórtices
3. Uniformidad de flujo. La magnitud y la dirección de las velocidades en una sección transversal del cárcamo, escogida convenientemente, deben ser iguales en toda la sección
4. Permanencia del flujo. La magnitud y la dirección de las velocidades no deben variar en función del tiempo
5. Pre-rotación el flujo que llega al impulsor de la bomba no debe presentar un giro excesivo, ya que ese efecto, que es oscilatorio, impone cargas variables al equipo y reduce de esta forma el rendimiento del sistema. Se darán más adelante algunos valores aceptables de pre-rotación
6. Dirección del flujo. La localización y la dirección del eje del cárcamo, en relación con el del flujo de entrada, deben ser tales que la cantidad de movimiento angular del flujo con respecto a la sec-

ción de entrada sea tan pequeña como sea posible, para reducir al mínimo los movimientos vorticosos

6.4.1. CARACTERÍSTICAS DE LOS VÓRTICES

Hay dos tipos básicos de vórtices: superficiales y sumergidos. Los primeros se manifiestan sólo en la superficie, los vórtices sumergidos nacen en el fondo o en las paredes laterales o posterior del cárcamo; son difíciles de detectar porque, a diferencia de los superficiales, que al arrastrar aire forman un túnel móvil fácilmente visible, aun cuando pueden conducir vapor de agua hacia la campana de la bomba, la cantidad de vapor es generalmente reducida y el túnel apreciable se forma únicamente en condiciones extremas. Su detección requiere técnicas especiales de laboratorio. Los vórtices superficiales resultan generalmente de una distribución no uniforme del flujo que se acerca a la bomba. Cuando el vórtice superficial alcanza determinada intensidad, introduce aire a la campana de la bomba y esto produce una carga no balanceada sobre el impulsor, lo que se manifiesta en vibración que puede causar desgaste adicional y daños al equipo de bombeo.

Los vórtices sumergidos se originan en movimientos rotatorios producidos por gradientes de velocidad considerables cercanos a las superficies que limitan al flujo, o por la presencia de estelas rotacionales producidas por los sólidos sumergidos (columnas estructurales, muros, dispositivos auxiliares, columnas de succión de otras bombas). En casos extremos, el vapor de agua introducido por estos vórtices da por resultado la cavitación. La prestación del flujo que entra a la campana de la bomba cambia el ángulo de ataque con respecto al de diseño del impulsor, lo que puede afectar a la

eficiencia del equipo y producir cavitación. Este último fenómeno se presenta cuando las burbujas de vapor de agua introducidas a la succión de la bomba fluyen por una zona (que puede estar próxima al impulsor) en la que impera una presión mayor que la presión de vapor del agua y como consecuencia explotan; esto es, cambian súbitamente de estado, del gaseoso al líquido, con una gran reducción de volumen. El resultado es la ocurrencia de muy bajas presiones instantáneas que erosionan incluso a los materiales más resistentes y destruyen así algunas partes del equipo en forma gradual.

Para tener un conocimiento de ellos, se presenta en las Ilustración 6.11 su clasificación.

6.5. DIMENSIONAMIENTO DE CÁRCAMOS

El diseño de un cárcamo de bombeo, sin la ayuda de un modelo hidráulico, es un proceso que puede realizarse a base de recomendaciones originadas en la práctica. Sin embargo, tales apoyos son válidos para los casos de configuraciones sencillas y en condiciones hidráulicas simples. Si el cárcamo a diseñar es múltiple (aloja a varias bombas) o presenta algunas características distintas de las mencionadas, se debe revisar con cuidado las recomendaciones para los casos especiales. Si el cárcamo es de dimensiones importantes o tiene rasgos particulares que den como resultado una hidrodinámica compleja (altas velocidades de llegada, marcada a simetría de la alimentación o de la geometría del cárcamo, multiplicidad de combinaciones de operación del equipo de bombeo que causen oblicuidad del flujo, plantilla con escalones o rampas, presencia de obstáculos y otros) debe intervenir un diseñador experimentado y probarse la configuración en un modelo a escala siempre que sea posible.

El proceso de dimensionamiento de un cárcamo de bombeo debe realizarse, en general, en un proceso de propuesta-revisión-experimentación. Este proceso puede simplificarse si se trata de un cárcamo pequeño, sin problemas especiales ya que basta proyectar solamente con la propuesta. Si el cárcamo es mediano se requiere de la propuesta y de la revisión y si es grande, del proceso completo.

6.5.1. LINEAMIENTOS GENERALES DE OBRAS AUXILIARES

En virtud de que un cárcamo tiene partes auxiliares, es necesario indicar los lineamientos generales de estas obras.

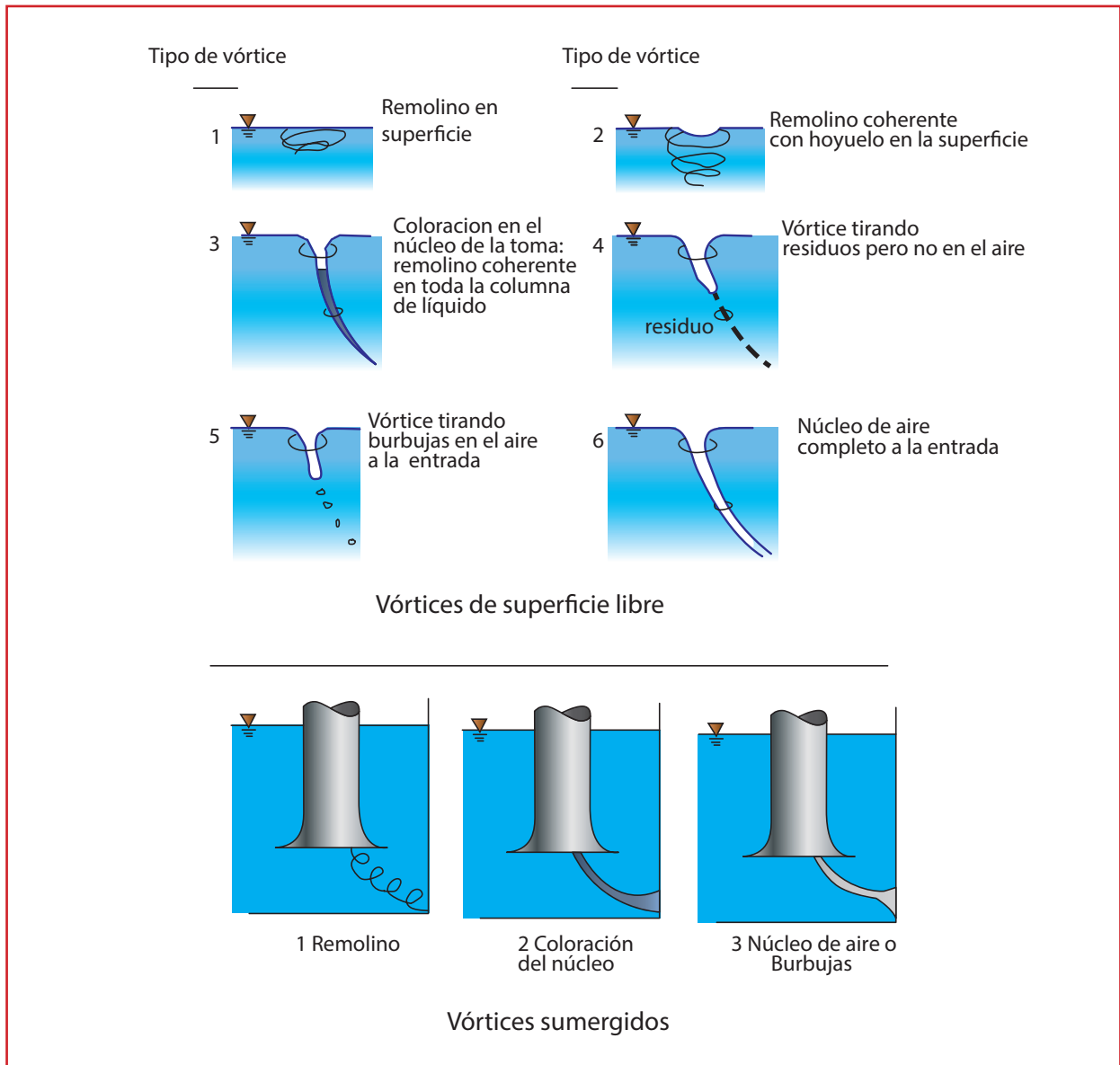
La longitud de transición puede obtenerse utilizando la Ecuación 6.2:

$$L_T = \frac{\left(\frac{V_1}{V_2} b_1 - \frac{V_2}{V_1} b_2 \right)}{2 \tan \theta} \quad \text{Ecuación 6.2}$$

donde

- L_T = Longitud total de la zona de transición en metros (m)
- V_1 y V_2 = Velocidad máxima a la entrada y a la salida de la zona de transición en metros por segundo (m/s)
- b_1 y b_2 = Ancho de la entrada y salida de la zona de transición en metros (m)
- θ = Ángulo máximo

Ilustración 6.11 Clasificación de vórtices a superficie libre y sumergidos



Fuente: ANSI/HI 9.8

a) Rejillas. Se pueden colocar rejillas en dos zonas: antes de que entre el agua al canal de llamada, denominadas rejillas primarias o de troncos, cuya característica es que la apertura entre barras es grande y sirven para detener objetos grandes arrastrados por el flujo como troncos, llantas o cadáveres de animales. Otras rejillas pueden colocarse den-

tro del cárcamo para detener objetos pequeños, pero de menor diámetro que el paso de esfera de la bomba. Estas rejillas se denominan secundarias o finas. En el capítulo 7 se dan lineamientos referentes a tamaños y separación de barras, inclinación de rejillas, velocidades de llegada y pérdidas de energía causadas por las rejillas

6.5.2. CICLOS DE BOMBEO

La duración mínima de un ciclo de bombeo se presenta cuando el gasto de entrada es exactamente igual a la mitad de la capacidad de la bomba; en estas condiciones la duración del tiempo en que está encendida la bomba es igual al tiempo en que permanece apagada. Si el gasto es mayor, la bomba permanecerá encendida por más tiempo y viceversa; en ambos casos, la duración del ciclo es mayor que el mínimo.

Para bombas y motores grandes, T no debe ser menor que 20 minutos. Para bombas menores, T puede ser reducido a 10 minutos, aunque lo recomendable es 15 minutos. Si esto conduce a un volumen excesivo de una estación de bombeo pequeña que tiene dos bombas idénticas, una de las cuales es de reserva, se puede reducir a la mitad el volumen del cárcamo operando las bombas en forma alternada, ya que esto ocasiona que el valor de T para el cárcamo sea la mitad del valor efectivo de T para el equipo.

La determinación del volumen del cárcamo se hace en función de los tiempos de duración del ciclo de operación y de las capacidades de los equipos de bombeo.

La capacidad de las bombas, suponiendo que las habrá de dos diferentes tamaños, puede obtenerse así:

$$Q_{bch} = Q_m \frac{1-X}{2} \quad \text{Ecuación 6.3}$$

$$Q_{bgr} = Q_m \frac{1+X}{2} \quad \text{Ecuación 6.4}$$

$$Q_m = Q_{bch} + Q_{bgr} \quad \text{Ecuación 6.5}$$

donde:

$$Q_{bch} = \text{Gasto de bombas chicas, en metros cúbicos por segundo (m}^3\text{/s)}$$

$$Q_{bgr} = \text{Gasto de bombas grandes, en metros cúbicos por segundo (m}^3\text{/s)}$$

$$Q_m = \text{Gasto máximo a bombear, en metros cúbicos por segundo (m}^3\text{/s)}$$

$$X = \text{Número que permite asignar a las bombas, el porcentaje correcto, tiene un valor desde 0 a 0.5}$$

Los tiempos consecutivos de arranque de una bomba (en un juego de dos equipos que se operan alternativamente) se calculan de la siguiente forma:

Para las bombas chicas:

$$t_{llenado1} = \frac{V_c}{Q_{bch}} \quad \text{Ecuación 6.6}$$

$$t_{vacio1} = \frac{V_c}{Q_{bch} - Q_e} \quad \text{Ecuación 6.7}$$

$$T_1 = t_{llenado1} + t_{vacio1} \quad \text{Ecuación 6.8}$$

donde:

$$t_{llenado1} = \text{Tiempo de llenado en segundos (s)}$$

$$t_{vacio1} = \text{Tiempo de vacío, en segundos (s)}$$

$$V_c = \text{Volumen del cárcamo, incluyendo el volumen de la zona de transición, en metros cúbicos (m}^3\text{)}$$

$$Q_e = \text{Gasto de entrada en metros cúbicos por segundo (m}^3\text{/s)}$$

$$T_1 = \text{Ciclo para las bombas chicas en segundos (s)}$$

Para los dos tipos de bombas se tiene:

$$t_{llenado2} = \frac{V_c}{Q_e - Q_{bch}} \quad \text{Ecuación 6.9}$$

$$t_{vacio2} = \frac{V_c}{Q_{bgr} + Q_{bch} - Q_e} \quad \text{Ecuación 6.10}$$

$$T_2 = t_{llenado2} + t_{vacio2} \quad \text{Ecuación 6.11}$$

donde:

- $t_{llenado2}$ = Tiempo de llenado en segundos (s)
- t_{vacio2} = Tiempo de vacío en segundos (s)
- T_2 = Ciclo para las dos bombas, en segundos (s)

6.5.2.1. Cálculo del volumen del cárcamo

La relación entre la duración del ciclo de operación, los gastos y el volumen del cárcamo se expresa en la Ecuación 6.12:

$$T_2 = \frac{V_c}{Q_e - Q_{bch}} + \frac{V_c}{Q_m - Q_e} \quad \text{Ecuación 6.12}$$

donde:

$$Q_m = \text{Gasto máximo a bombear, en metros cúbicos por segundo (m}^3\text{/s)}$$

6.5.3. DIMENSIONAMIENTO DEL CÁRCAMO DE BOMBEO

Las dimensiones básicas de la cámara de bombeo se pueden definir utilizando las recomendaciones del Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos.

6.5.3.1. Recomendaciones del Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos

Las dimensiones básicas de un cárcamo de bombeo para arreglos de bombas sencillas y múltiples se presentan de la Ilustración 6.3 a la Ilustración 6.10.

Las dimensiones de las ilustraciones mencionadas anteriormente están basadas en la capacidad de la bomba a la carga de diseño. Cualquier incremento en la capacidad arriba de estos valores debe ser momentáneo o muy limitado en cuanto a tiempo. Si en la operación se requiere aumentar la capacidad por periodos de tiempo considerables, entonces se deberá utilizar la capacidad máxima de operación para la obtención de las dimensiones del cárcamo.

6.6. PROBLEMAS DE APLICACIÓN

6.6.1. EJEMPLO 1

Anteproyecto para evaluar la factibilidad económica de un sistema de bombeo. No se conocen todavía las características de las bombas. Los únicos datos son el gasto total de operación del cárcamo y el número de bombas que deberán manejarlo, ver Ilustración 6.12.

datos:

$$Q(\text{total}) = 1\ 500\ \text{L/s}$$

$$b_1 = 0.85\ \text{m. Ancho del canal}$$

$$V_1 = 1\ \text{m/s. Velocidad de llegada}$$

$$N = 5. \text{ Número de bombas}$$

$$Q = 300\ \text{L/s. Gasto por bomba}$$

$$1\text{m}^3 = 1\ 000\ \text{litros}$$

$$\text{Longitud del cárcamo } L = 2.70\ \text{m}$$

$$\text{Ancho de la cámara de bombeo } A = 1.10\text{m}$$

$$\text{Distancia del eje de la bomba a la mampara de la compuerta } Y = 1.50\ \text{m}$$

$$\text{Distancia del eje de la bomba al muro posterior } B = 0.40\ \text{m}$$

$$\text{Distancia de la campana al piso } C = 0.20\ \text{m}$$

$$\text{Tirante de agua en la campana de succión. } H = 1.75\ \text{m}$$

La sugerencia referida a los valores de H y C es :

$$S = H - C = 1.75 - 0.20 = 1.55\ \text{m}$$

Nótese que las dimensiones de la cámara individual y del cárcamo en general dependen del gasto por bomba.

La Ilustración 6.12 muestra la planta y elevación como resultado del arreglo final de este diseño

La razón de ser de los separadores de la Ilustración 6.12 es la necesidad de encauzar el flujo en la dirección de cada bomba (necesidad que puede ser provocada por la presencia de oblicuidad del flujo por asimetría en la alimentación, producida por ejemplo, por encontrarse alguna compuerta, rejilla o bomba fuera de servicio), o por la conveniencia de poder aislar cada cámara individualmente para darle servicio. Puede proponerse otro arreglo sin muros separadores, ahorrándose de esta manera costos de construcción.

El requisito es que la obra de toma sea de tal forma que obligue que el flujo sea colineal con el eje del cárcamo y que no haya escalones en el piso del cárcamo.

Datos adicionales:

$$Q_2 = 1.5\ \text{m}^3/\text{s}$$

$$H_2 = 1.75\ \text{m}$$

$$b_2 = 5.50\ \text{m}$$

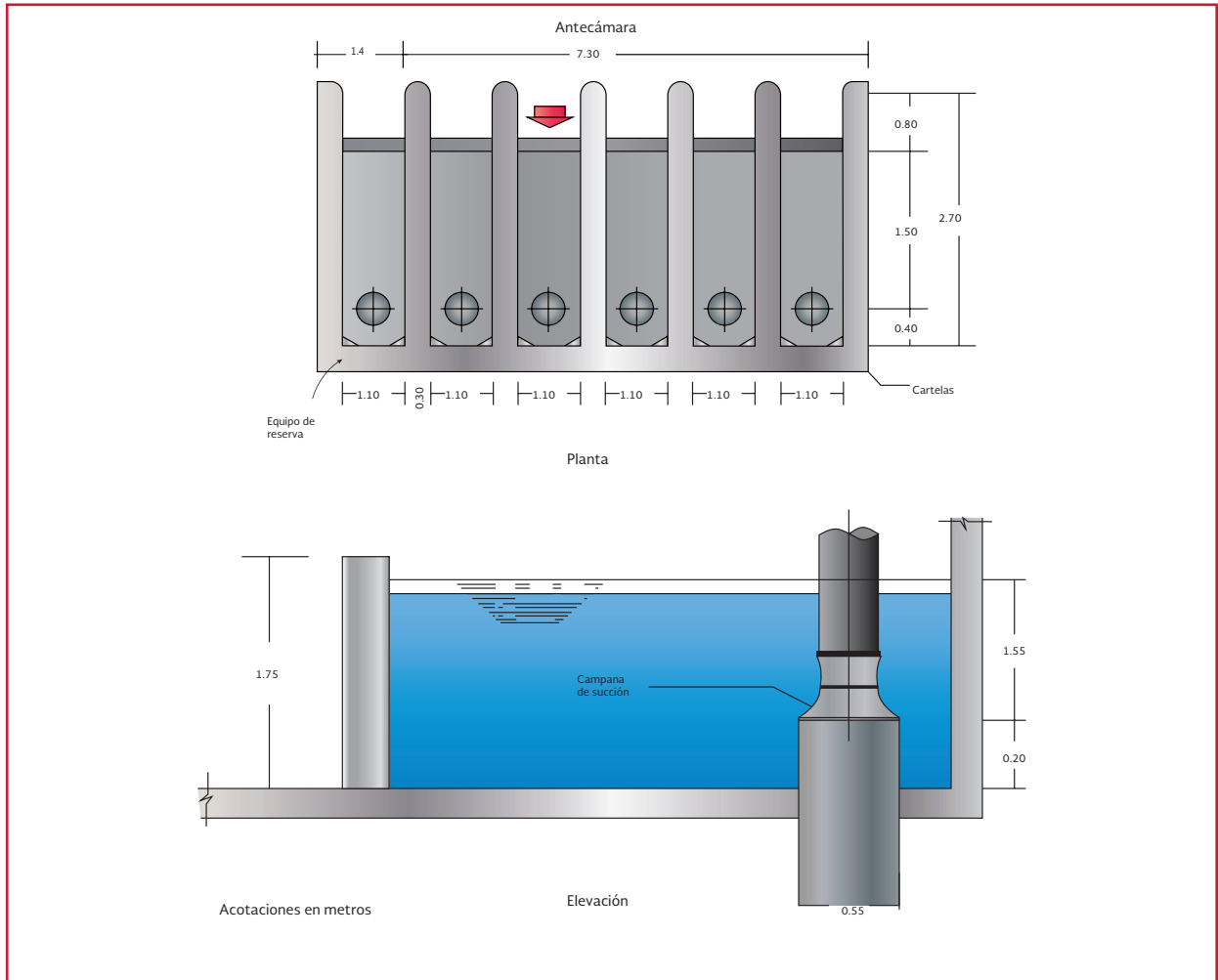
1. Obtención del área hidráulica y de la velocidad a partir de las siguientes ecuaciones

$$A_2 = H_2 b_2 \quad \text{Ecuación 6.13}$$

$$V_2 = \frac{Q_2}{A_2} \quad \text{Ecuación 6.14}$$

$$A_2 = 1.75(5.50) = 9.625\ \text{m}^2$$

Ilustración 6.12 Esquema del ejemplo 1



$$V_2 = \frac{1.5}{9.625} \cong 0.16 \text{ m/s}$$

$$L_T = \frac{\left(\frac{1}{0.16} (0.85) - \frac{0.16}{1} (5.50) \right)}{2 \tan 20}$$

$$= \frac{(5.3125 - 0.88)}{0.72794} \cong 6.09 \text{ m}$$

2. Obtención de la longitud de transición con la Ecuación 6.2.

Para fines prácticos $L_T = 6 \text{ m}$.

Nota: El ángulo se determina según la Ilustración 6.3.

6.6.2. EJEMPLO 2

Para la realización de este ejemplo se requiere del conocimiento del diámetro de la campana, tomado datos de las figuras anteriores para el diseño de cárcamos se integran en la Ilustración 6.13 para la realización de este ejercicio

1. La determinación del diámetro de la campana de succión, conociendo el fabricante de las bombas sus características, entrando con el gasto de 300 L/s, se obtiene un diámetro de la campana de 0.57 metros.

$$D = 0.57m$$

2. Longitud total del cárcamo. Con estas normas la longitud importante es la longitud de la cámara de bombeo. Cumpliendo esta recomendación la longitud total del cárcamo dependerá de la forma de la llegada del flujo. Si es colineal al eje ésta será más corta que si es transversal
3. Ancho de la cámara de bombeo. Consultando la Ilustración 6.13 b), se ve que el ancho de la cámara de bombeo es 2D, resultando:

$$A = 2(0.57) = 1.14m$$

4. Longitud de la cámara. (Ilustración 6.13 a) Sin reducción en el ancho de la cámara, esta longitud resulta de 6D o sea:

$$X = 6(0.57) = 3.42m$$

5. Distancia del eje de la bomba al muro posterior. Utilizando la Ilustración 6.13 b) se tiene una distancia de 3/4D:

$$B = \frac{3}{4}(0.57) = 0.427m$$

Nota: El valor de B resulta muy cercano a 0.40 m.

6. Distancia de la campana al piso. De la Ilustración 6.13 d), se ve que C debe ser 0.5 D, por tanto:

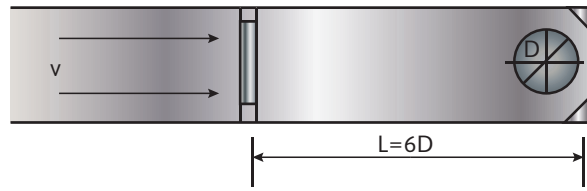
$$C = 0.28m$$

Nota: Valores que, también para fines prácticos, se pueden considerar semejantes.

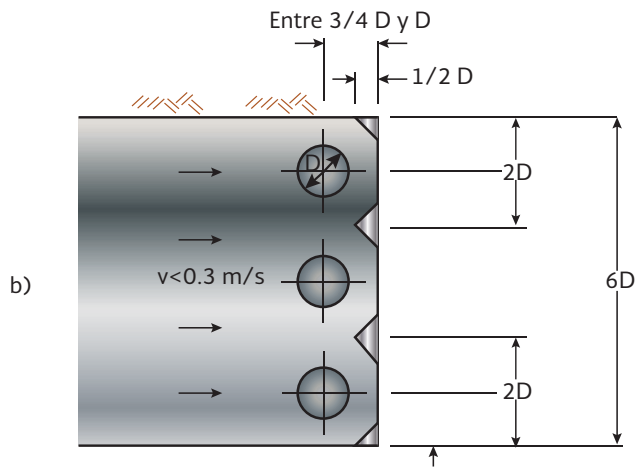
7. Sumergencia. Este parámetro (Ilustración 6.13 d), que como se indicó no lo maneja directamente el Instituto de Hidráulica en sus normas, resulta como mínimo de 2D o sea:

$$S = 1.14m$$

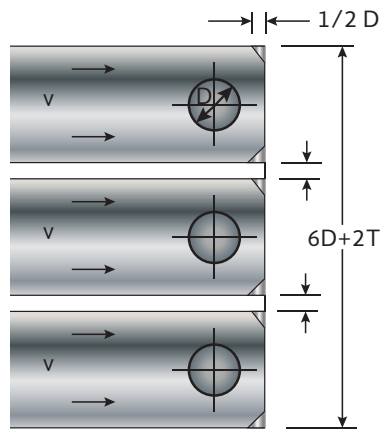
Ilustración 6.13 Dimensiones del cárcamo de bombeo



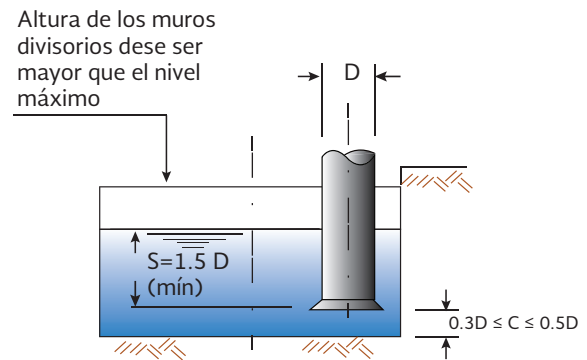
a) Longitud de la cámara de bombeo



Plano de flujo uniforme
cárcamo abierto



c)
Bomba independiente



d)

6.6.3. EJEMPLO 3

Diseñar un cárcamo de bombeo para aguas residuales con los siguientes datos:

1. $Q_{ent} = Q_{min} = 2.35 \text{ L/s} = 141 \text{ L/min}$ para el año 1994
2. $Q_{ent} = Q_{min} = 3.41 \text{ L/s} = 205 \text{ L/min}$ para el año 2012
3. $Q_{maxinst_{1994}} = 12.0 \text{ L/s} = 720 \text{ L/min}$
4. $Q_{maxinst_{1997}} = 16.0 \text{ L/s} = 960 \text{ L/min}$
5. $Q_{maxinst_{2012}} = 23.0 \text{ L/s} = 1380 \text{ L/min}$

Se propone la siguiente modulación: 1 bomba de 25 L/s y 1 bomba de 9 L/s, teniendo en consideración que deben existir bombas de repuesto para el caso de una falla del equipo.

Solución 1. (Condiciones actuales).

Cálculo del ciclo para la bomba chica:

$$Q_{BCH} = 9 \text{ L/s} = 540 \text{ L/min}$$

$$Q_{ent} = Q_{min} = 2.35 \text{ L/s} = 141 \text{ L/min}$$

El tiempo de funcionamiento de la bomba se puede calcular por medio de:

$$t_r = \frac{V_R}{Q_B - Q_{ent}} \quad \text{Ecuación 6.15}$$

donde:

- t_r = Tiempo de funcionamiento
- V_R = Volumen de regulación
- Q_B = Gasto de la bomba
- Q_{ent} = Gasto de entrada

Como el ciclo mínimo de bombeo es de 5 minutos, tenemos lo siguiente:

$$V_R = 5(540 - 141) = 1995 \text{ L} \approx 2.0 \text{ m}^3$$

Ahora el volumen mínimo se calcula como sigue.

$$V_{min} = \frac{t Q_B}{4} = \frac{5(540)}{4} = 675 \text{ L} = 0.675 \text{ m}^3$$

Como $2.0 \text{ m}^3 > 0.68 \text{ m}^3$ es correcto.

El tiempo de llenado con la bomba parada se obtiene de la siguiente forma:

$$t_{ll} = \frac{V_R}{Q_{ent}} = \frac{2000}{141} = 14.2 \text{ min}$$

El cálculo del ciclo para la bomba chica es:

$$t_{BCH} = t_r + t_{ll} = 5 + 14.2 + 19.2 \text{ min}$$

Cálculo del tirante para la bomba de 9 L/s:

Proponiendo una sección (en planta) de 3 m por lado, tenemos un área de 9 m^2 , por lo tanto:

$$d = \frac{2.0}{9.0} = 0.22 \text{ m} = 22 \text{ cm}$$

Tiempo disponible para un ciclo de la bomba grande.

$$t_d = \text{Tiempo retención} - t_{ll} \text{ (de la bomba chica)}$$

$$\text{Ecuación 6.16}$$

Como el tiempo máximo de retención es de 30 minutos, para las aguas residuales, se tiene:

$$t_d = 30 \text{ min} - 14.2 \text{ min} = 15.8 \approx 16 \text{ min}$$

Solución 2 (Condición para el año 2012).

Tenemos que $Q_B = 9 \text{ L/s} = 540 \text{ L/min}$ y $Q_{ent} = Q_{min} = 3.41 \text{ L/min} = 205 \text{ L/min}$ por lo tanto:

$$t_r = \frac{V_R}{Q_B - Q_{ent}} = \frac{2000}{(540 - 205)} = 5.97 \approx 6 \text{ min}$$

$$t_{ll} = \frac{V_R}{Q_{ent}} = \frac{2000}{205} = 9.8 \text{ min}$$

Y por lo tanto el ciclo de la bomba es de:

$$t_{BCH} = t_r + t_{ll} = 6 + 9.8 = 15.1 \text{ min}$$

Ahora calculamos el tiempo disponible para un ciclo de bomba grande con un tiempo máximo de retención de 30 min se tiene lo siguiente:

$$t_d = 30 \text{ min} - 9.8 \text{ min} = 20.2 \approx 20 \text{ min}$$

Solución 3

Si consideramos un tiempo de operación de la bomba de 5 minutos y el gasto máximo instantáneo es de 12 L/s para el año 1:

$$Q_{BGR} = 25 \frac{\text{L}}{\text{s}} = 1500 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

$$Q_{ent} = Q_{min} = 12 \frac{\text{L}}{\text{s}} = 720 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

Se calcula el volumen de regulación de la siguiente manera:

$$t_r = \frac{V_R}{Q_B - Q_{ent}} = 5 = \frac{V_R}{(1500 - 720)}$$

$$V_R = 5(1500 - 720) = 3900 = 3.9 \text{ m}^3$$

Ahora calculamos el volumen mínimo.

$$V_{min} = \frac{tQ_B}{4} = \frac{5(1500)}{4} = 1875 \text{ L} = 1.875 \text{ m}^3$$

Como $V_R > V_{min}$ es correcto.

El volumen de la bomba grande V_{25} debe contener el volumen de retención de la bomba chica V_9 que se ha acumulado, y este es de 2.0 m^3 . Calculado de la siguiente manera.

$$V_{dif} = V_{25} - V_9 = (3.90 - 2.00) = 1.9 \text{ m}^3$$

Este volumen diferencial tarda en llenarse (con la condición de flujo máximo instantáneo = 12 L/s = 720 L/min.

$$t_{difll} = \frac{V_{dif} \times 1000}{Q_{MaxInst}} = \frac{1900}{720} = 2.6 \text{ min} \approx 3 \text{ min}$$

Ahora calculamos el ciclo para la bomba grande de la siguiente forma:

$$t_{BGR} = t_u + t_{VAC} = 3.0 + 5.0 = 8 \text{ min}$$

Como 8 min es menor que 16 min disponibles, el ciclo es correcto.

Se calcula el tirante para la bomba grande:

$$h_{BGR} = \frac{V_R = V_{dif}}{A_{carcamo}} = \frac{1.90}{9.0} = 0.21 m = 21 cm.$$

Solución 4

Si consideramos un tiempo de operación de la bomba de 10 minutos y el gasto máximo instantáneo es de 16 L/s para el año 3:

$$Q_{BGR} = 25 \frac{L}{s} = 1500 \frac{L}{min}$$

$$Q_{ent} = Q_{min} = 16 \frac{L}{s} = 960 \frac{L}{min}$$

Se tiene que:

$$t_r = \frac{V_R}{Q_B - Q_{ent}} = 10 = \frac{V_R}{(1500 - 960)}$$

$$V_R = 10(1500 - 960) = 5400 = 5.4 m^3$$

Ahora el cálculo del volumen mínimo es:

$$V_{min} = \frac{tQ_B}{4} = \frac{10(1500)}{4} = 3750 L = 3.75 m^3$$

Como $V_R > V_{min}$ es correcto.

El volumen de la bomba grande V_{25} debe contener el volumen de retención de la bomba chica V_9 que se ha acumulado, y este es de 3.4 m³. Calculado de la siguiente manera.

$$V_{dif} = V_{25} - V_9 = 5.40 - 2.0 = 3.40 m^3$$

Este volumen diferencial tarda en llenarse (con la condición de flujo máximo instantáneo = 16 L/s = 960 L/min).

$$t_{difl} = \frac{V_{dif} (1000)}{Q_{MaxInst}} = \frac{3400}{960} = 3.54 min \approx 4 min$$

Ahora calculamos el ciclo para la bomba grande.

$$t_{BGR} = t_{ll} + t_{VAC} = 4.0 + 10 = 14 min$$

Como 14 min < 16 min disponibles, el ciclo es correcto.

Cálculo del tirante para la bomba grande:

$$h_{BGR} = \frac{V_R = V_{dif}}{A_{carcamo}} = \frac{3.40}{9.0} = 0.37 m$$

$$= 37 cm \approx 40 cm$$

Solución 5

Si consideramos un tiempo de operación de la bomba de 10 minutos y el gasto máximo instantáneo es de 23 L/s para el año 2012:

$$Q_{BGR} = 25 \frac{L}{s} = 1500 \frac{L}{min}$$

$$Q_{ent} = Q_{min} = 23 \frac{L}{s} = 1380 \frac{L}{min}$$

Se tiene que:

$$t_r = \frac{V_R}{Q_B - Q_{ent}} = 10 = \frac{V_R}{(1500 - 1380)}$$

$$V_R = 10(1500 - 1380) = 1200 = 1.20 \text{ m}^3$$

Ahora el cálculo del volumen mínimo.

$$V_{min} = \frac{tQ_B}{4} = \frac{10(1500)}{4} = 3750 \text{ L} = 3.75 \text{ m}^3$$

El volumen de la bomba grande V_{25} debe contener el volumen de retención de la bomba chica V_9 que se ha acumulado, que es de 2.0 m^3 :

$$V_{dif} = V_{25} - V_9 = 3.75 - 2.0 = 1.75 \text{ m}^3$$

Este volumen diferencial tarda en llenarse (con la condición de flujo máximo instantáneo $23 \text{ L/s} = 1380 \text{ L/min}$).

$$t_{difll} = \frac{V_{dif} 1000}{Q_{MaxInst}} = \frac{1750}{1380} = 1.27 \text{ min} \approx 1.3 \text{ min}$$

Cálculo del ciclo para la bomba grande:

$$t_{BGR} = t_{ll} + t_{VAC} = 1.3 + 10 = 11.3 \text{ min}$$

Como 11.3 min es menor que los 20 min disponibles, el ciclo es correcto.

Se calcula el tirante para la bomba grande:

$$h_{BGR} = \frac{V_R = V_{dif}}{A_{carcamo}} = \frac{1.75}{9.0} = 0.1944 \text{ m} \\ = 19.44 \text{ cm} \approx 20 \text{ cm}.$$

Como se podrá observar en La Ilustración 6.14 a) muestra un esquema del cárcamo resultante para el año 1 y la Ilustración 6.14 b) para el año 2012.

6.6.4. EJEMPLO 5

Diseñar un cárcamo de bombeo para desalojar las aguas negras de una población de $20\,000$ habitantes, la cual aporta un gasto medio de 180 L/s . El colector necesario es de 76 cm . de diámetro.

El gasto máximo instantáneo se calcula de acuerdo a Harmon con:

$$Q_i = \left(1 + \frac{14}{4 + \sqrt{P}} \right) \times Q_m \quad \text{Ecuación 6.17}$$

donde:

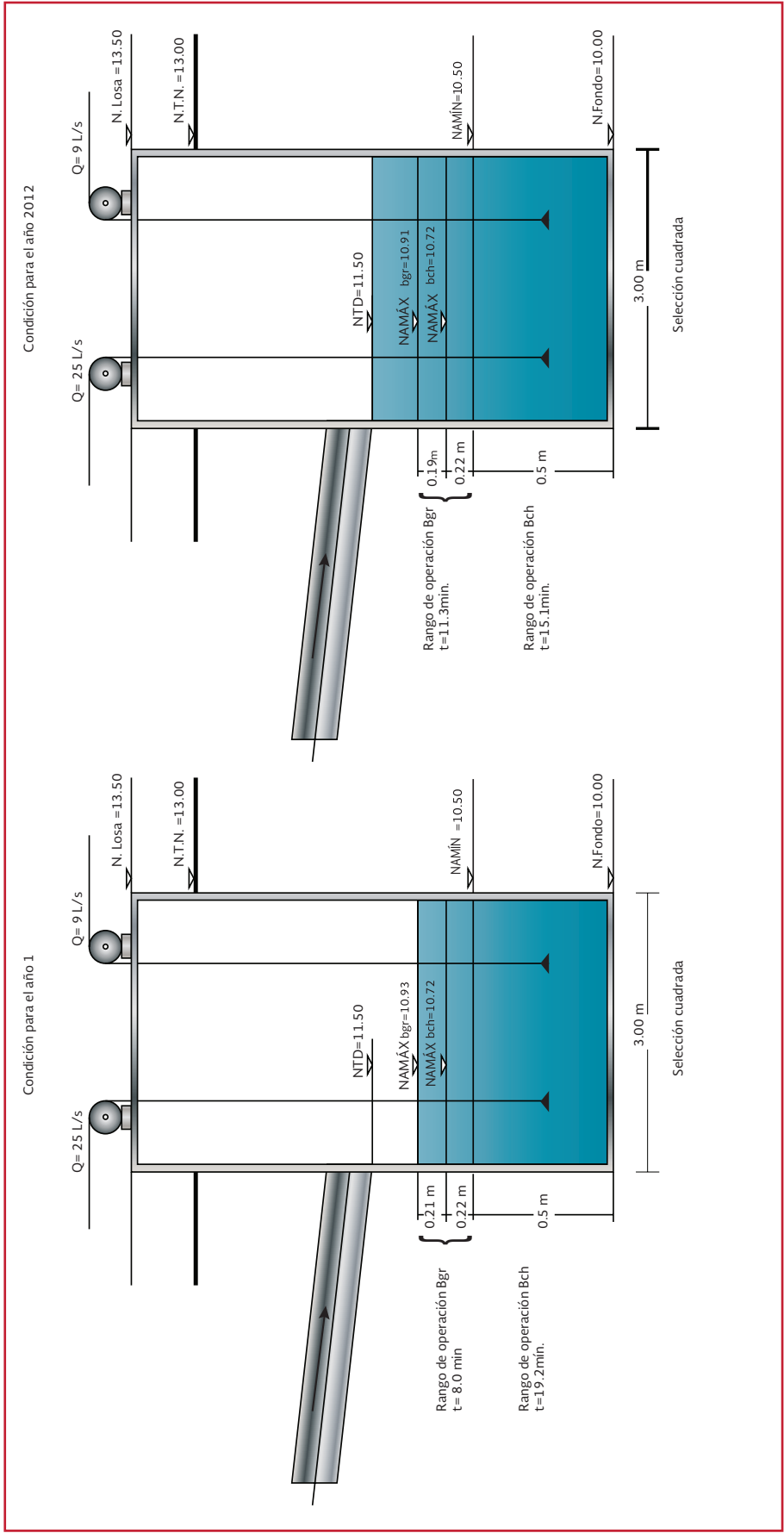
- Q_i = Gasto máximo instantáneo (L/s)
- P = Población en miles de habitantes
- Q_m = Gasto medio en (L/s)

Resolviendo numéricamente tenemos lo siguiente:

$$Q_i = \left(1 + \frac{14}{4 + \sqrt{20}} \right) 180 = 2.65 \times 180 \\ = 477.4 \text{ L/s} \approx 477 \text{ L/s}$$

Ahora proponemos $X=0.30$ se obtienen los gastos para las bombas chica y grande.

Ilustración 6.14 Arreglo ejemplo 4. a) Condiciones año 1 b) Condiciones año 2012



$$Q_{bch} = \frac{Q_i(1-X)}{2} = \frac{477(1-0.30)}{2}$$

$$= 166.95 \frac{L}{s} \approx 167 \frac{L}{s}$$

$$Q_{bch} = \frac{Q_i(1+X)}{2} = \frac{477(1+0.30)}{2}$$

$$= 310.05 \frac{L}{s} \approx 310 \frac{L}{s}$$

Para bombear este gasto máximo instantáneo se propone lo siguiente: Dos bombas grandes de 155 L/s y dos bombas de 84 L/s. Considerándose que se tienen en reserva una bomba de 155 y otra de 84 L/s y se cuenta con las instalaciones necesarias para cambiar una bomba que haya fallado. Al gasto mayor le denominaremos Q_{BGR} y al menor Q_{BCH} . Como no se conocen los datos del fabricante de la bomba, entonces se requiere calcular el diámetro de las campanas de succión de las bombas. Cuando el gasto es mayor de 1 m³/s. Se puede hacer uso de la Ilustración 6.11 para determinar el diámetro de la campana. En este ejemplo, como el gasto es pequeño, se debe recurrir a los fabricantes de las bombas, sin embargo se supondrá un valor de $D = 0.45$ m. El cárcamo se dimensionará atendiendo a dos factores: el buen funcionamiento hidráulico y el volumen requerido para almacenar durante un tiempo (máximo 30 minutos) las aguas negras, permitiendo el paro de las bombas. El dimensionamiento para el funcionamiento hidráulico es el siguiente:

1. Ancho de las cámaras de bombeo = 2 D = 0.90 m
2. Longitud de las cámaras de bombeo = 6 D = 2.70 m

3. Sumergencia = 1.5 D = 0.675 m
4. Distancia del eje de la bomba al muro posterior = D = 0.45 m
5. Distancia de la campana al piso = 0.5 D = 0.225 m
6. Acartelamientos = 0.5 D = 0.225 m

El esquema del arreglo puede verse en la Ilustración 6.15.

6.6.4.1. Cálculo del volumen de almacenamiento (Volumen de regulación)

Para determinar este volumen se requiere conocer el gasto medio de entrada Q_m y el tiempo mínimo de funcionamiento de las bombas, que es de 5 minutos, así como el tiempo máximo de retención de las aguas negras, que es de 30 minutos. El tiempo de funcionamiento de la(s) bomba(s) está dado por:

$$t_0 = \frac{V}{Q_b - Q_m} \quad \text{Ecuación 6.18}$$

donde:

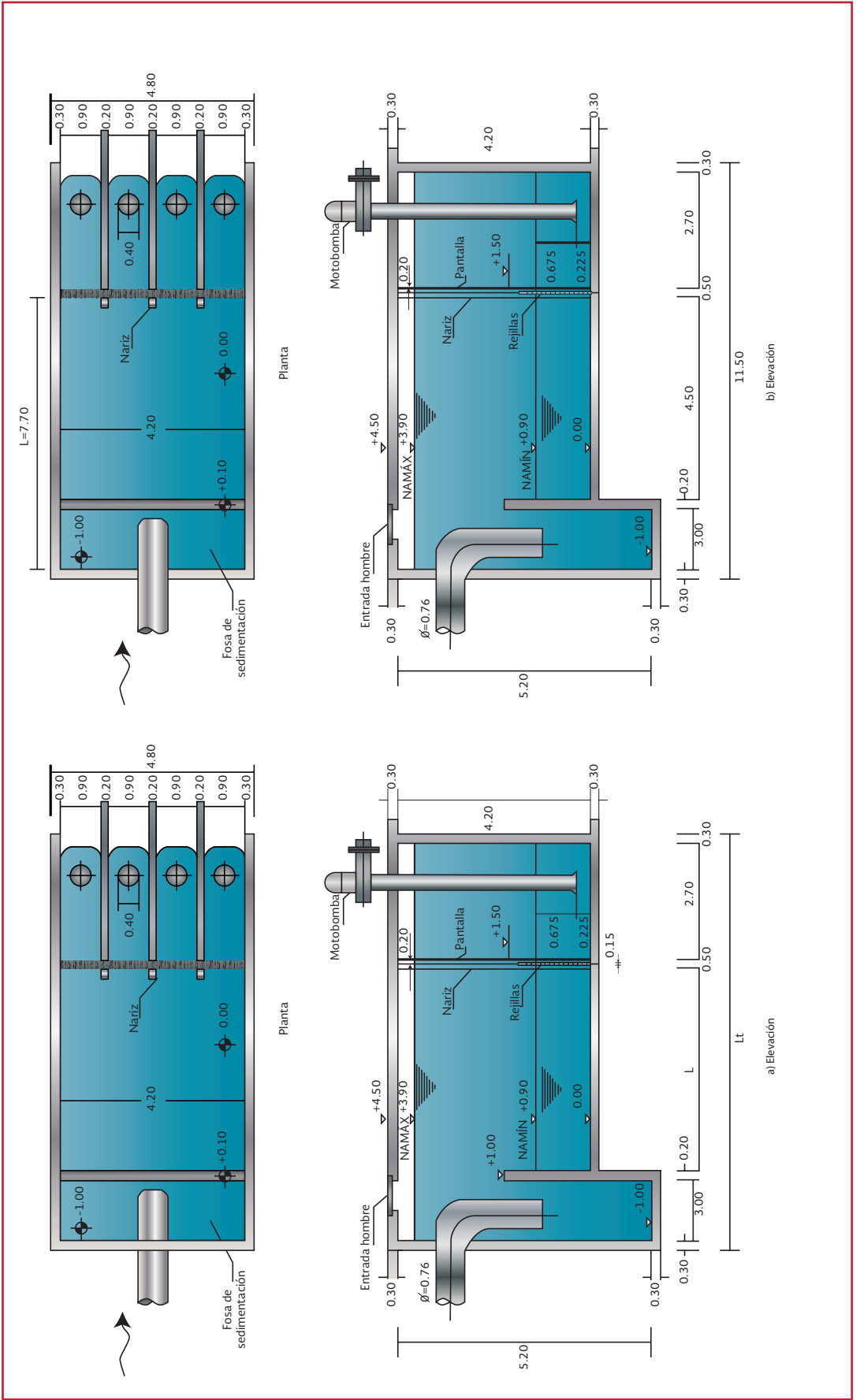
- V = Volumen de regulación (m³)
- Q_b = Gasto total de bombeo (m³/s)
- Q_m = Gasto total medio de entrada (m³/s)

Considerando un tiempo de operación de bombas t_0 de 7 minutos (420 s) el volumen de regulación es:

$$V = t_0 (Q_b - Q_m) = 420(0.477 - 0.180)$$

$$= 124.74 \text{ m}^3$$

Ilustración 6.15 Arreglo del ejemplo 5. a) Configuración inicial b) Configuración final



Aceptando un tirante efectivo del volumen almacenado (del nivel mínimo al nivel máximo) de 3,0 m. y considerando una trampa de sedimentos de 3.0 m. de longitud resulta lo siguiente.

$$\text{Área de 4 cámaras} = 0.9(2.7)(4) = 9.72 m^2$$

$$\begin{aligned} \text{Área de fosa de sedimentos} &= 4.20(3) \\ &= 12.60 m^2 \end{aligned}$$

$$\text{Área complementaria} = 4.20 L$$

Calculando el volumen de regulación se tiene:

$$V = (9.72 + 12.60 + 4.20L)(3)$$

$$V = 124.74 m^3$$

$$\begin{aligned} L &= \frac{124.74 - 3(9.72 + 12.60)}{12.6} = 4.58 m \\ &\approx 4.5 m \end{aligned}$$

Con esta longitud, el cárcamo resulta de 11.20 m de largo en su parte interior y de 11.80 m. por el exterior, con una altura de 4.20 m en la cámara de bombeo y 5.20 m en la fosa de sedimentación, ver Ilustración 6.13. El tiempo de llenado del volumen de almacenamiento para operación normal (180 L/s), con una bomba chica y con una grande es:

$$t_{ll} = \frac{V}{Q_m} = \frac{124.74}{0.18} = 693 s = 11.6 min$$

El ciclo completo muestra un resultado de:

$$t_0 + t_{ll} = 7 + 11.6 = 18.6 min \approx 19 min$$



7

DISEÑO DE COMPUERTAS Y REJILLAS

7.1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad las compuertas hidráulicas se utilizan para la regulación de gastos en casos de emergencia y cierre para mantenimientos de los componentes de los sistemas de bombeo como pueden ser las mismas compuertas, válvulas o las bombas. Estas son construidas de manera que el miembro de cierre quede por completo hermético a la fuga de líquido.

Las compuertas se diseñan de diferentes tipos con mucha peculiaridad de acuerdo a la forma de operación o a los componentes de estos. Como pueden ser compuertas deslizantes o de bisagra. Para realizar los diseños de estos componentes de sistemas de control se deben calcular las fuerzas hidrostáticas, ya que estas fuerzas actúan directamente sobre ellas.

En esta sección se abordarán temas como la construcción de compuertas, los elementos que las conforman y la elección de un diseño apropiado para los casos en los que se presenten la intervención de las compuertas.

De igual manera se analizarán los elementos rejillas ya que estos componentes son de suma importancia para el buen funcionamiento del siste-

ma de bombeo, obstruyendo el paso de basura o restos sólidos que afecten el funcionamiento de las bombas a tal grado de ocasionar averías en dichos componentes.

También se incluirán pequeñas ayudas para el diseño de estos elementos, con la finalidad de guiar a realizar la mejor propuesta de trabajo.

7.2. COMPUERTAS

7.2.1. FUERZAS HIDROSTÁTICAS

Se le llama fuerza hidrostática a las fuerzas que actúan sobre superficie sumergidas y son paralelas, la resultante de esta se aplica sobre un punto llamado centro de presión como se muestra en la Ilustración 7.1

Las fuerzas hidrostáticas que actúan sobre cualquier tipo de compuerta deslizante se definen en la Ilustración 7.2.

La carga hidrostática al centro de presión de la compuerta se calcula con la Ecuación 7.1.

$$h = NAMO - \left(Z_i + \frac{a}{2} \right) \quad \text{Ecuación 7.1}$$

donde:

- NAMO = Nivel de aguas máximo ordinarias (m)
- Z_i = Profundidad del i-esimo punto (m)
- a = Altura de compuerta (m)
- h = Carga hidrostática (m)

7.2.2. COMPUERTAS DESLIZANTES

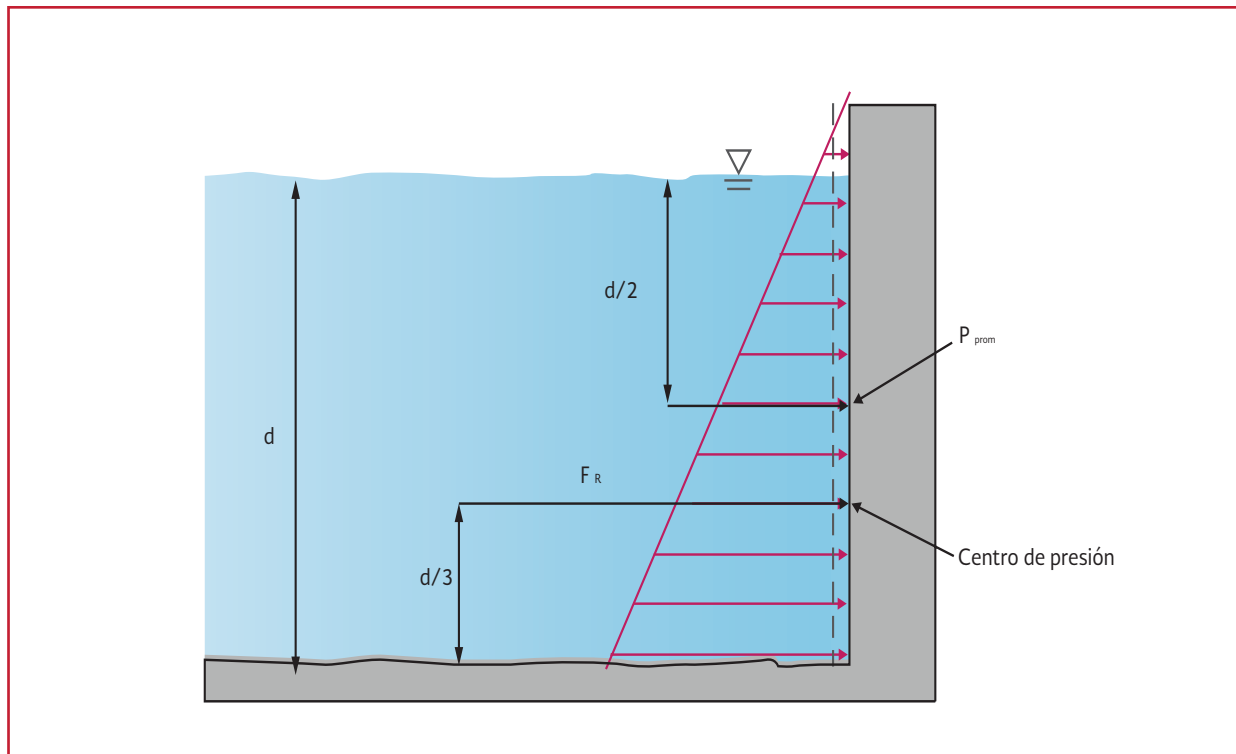
Las compuertas deslizantes son aquellas que se desplazan directamente sobre la superficie de las muescas o guías, sin ruedas ni rodillos intermedios, estas compuertas pueden ser de superficie, o sumergidas como sucede en la mayor parte de los cárcamos de bombeo, pozos radiales y obras de toma en presas o embalses.

En los cárcamos de bombeo la carga hidrostática sobre las compuertas rara vez sobrepasa los 10 metros de columna de agua (m), en cambio en los pozos radiales y en las tomas en presas el almacenamiento puede llegar a 25 o más metros. Atendiendo a sus materiales de construcción las compuertas deslizantes pueden ser: a) de hierro fundido, b) de placas y perfiles laminados de acero (Ilustración 7.3).

7.2.2.1. Compuertas deslizantes de hierro fundido

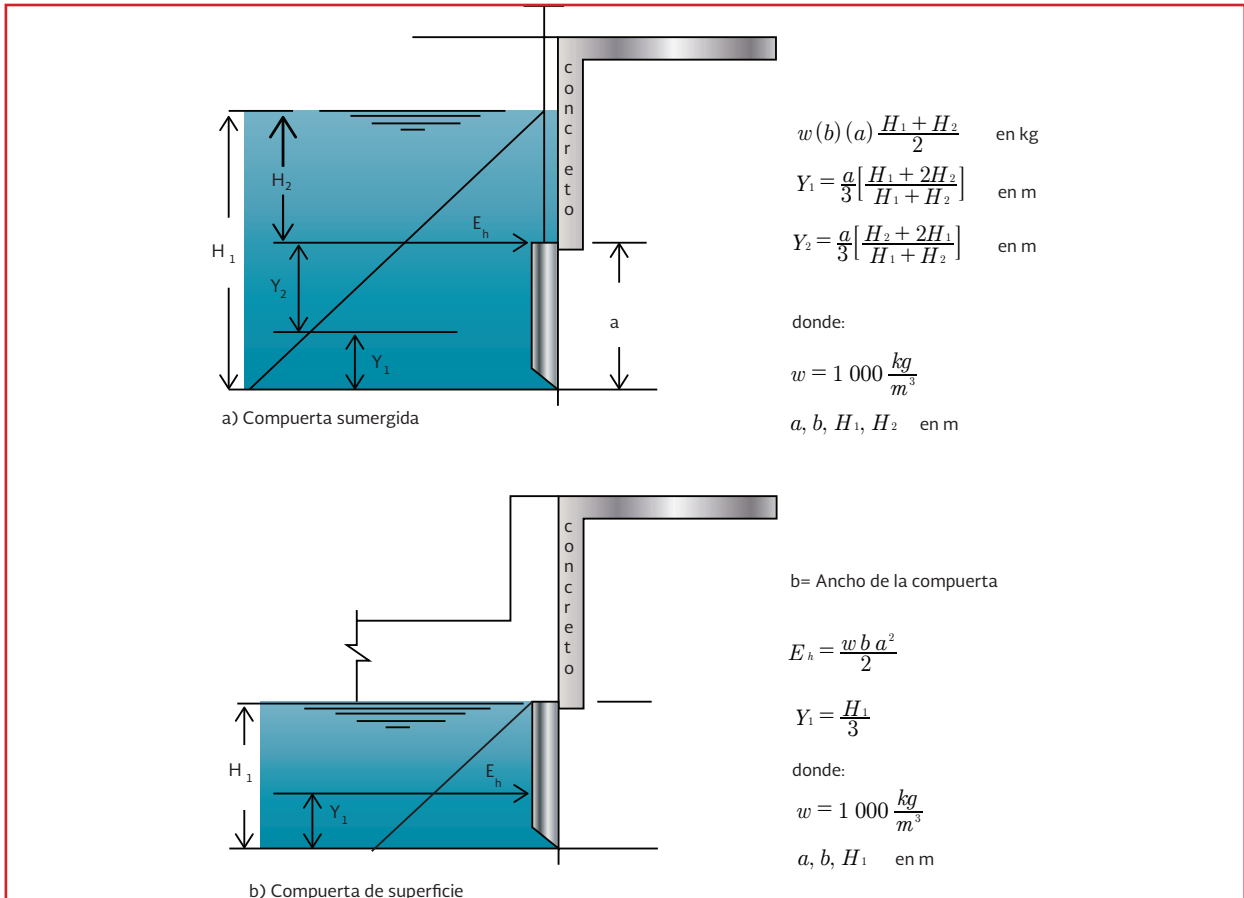
Las constructoras suministran compuertas de dimensiones preestablecidas, para cargas de hasta 30 m aproximadamente, estas se han normalizado en diseños prototipo, en la Tabla 7.1

Ilustración 7.1 Ejemplo de fuerza hidrostática en paredes



Fuente: Mecánica de fluidos Mott 2066

Ilustración 7.2 Fuerzas hidrostáticas a) compuerta sumergida b) compuerta de superficie



cubre los materiales de construcción, marcos, guías, cuñas, etc., para compuertas circulares hasta de 242 cm. (96") de diámetro y rectangulares hasta de 305 x 365 cm. (120" x 144").

6. Sellos
7. Elementos de izaje
8. Guías

Las compuertas más sencillas y de menor tamaño sólo están formadas por:

7.2.2.2. Compuertas deslizantes construidas con perfiles estructurales

Componentes

Estas compuertas están formadas por los siguientes elementos:

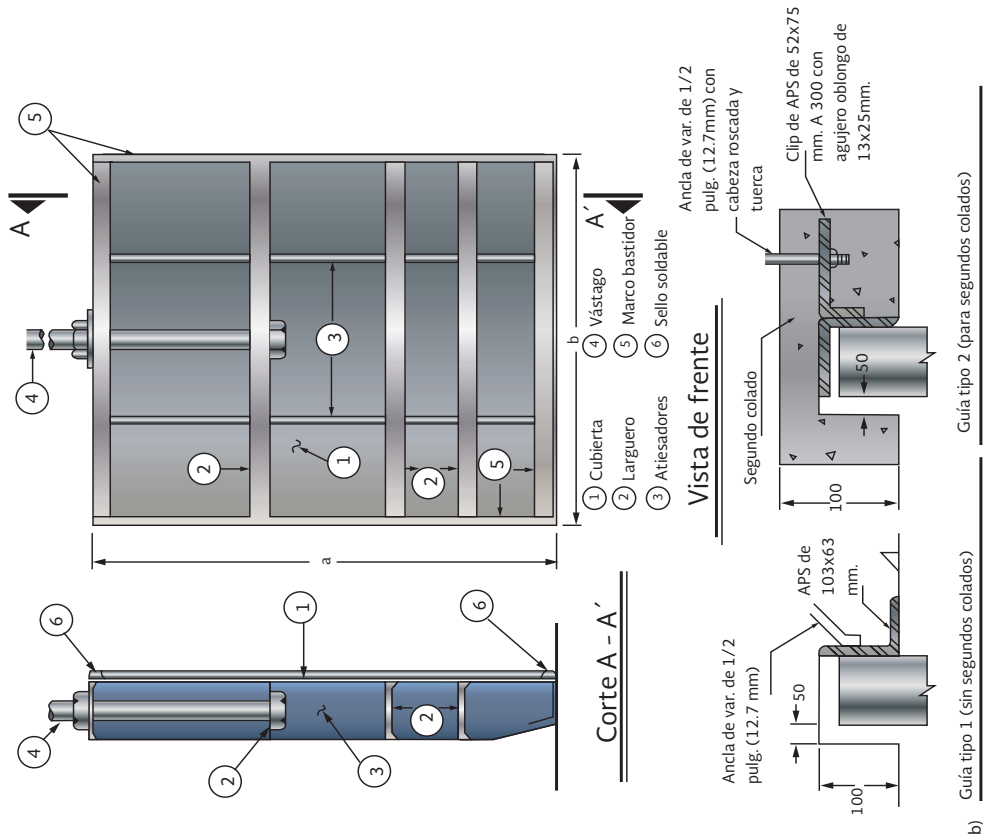
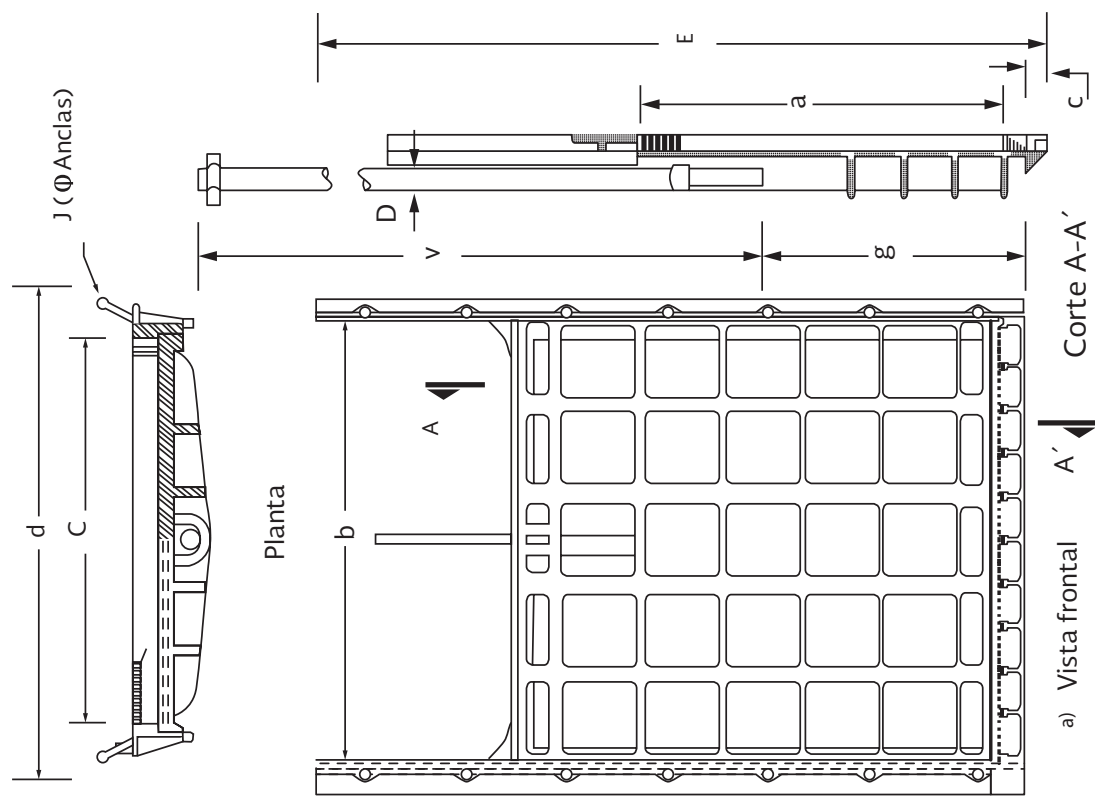
1. Cubierta o pantalla
2. Vigas horizontales o largueros
3. Vigas verticales
4. Atiesadores
5. Marco

1. Cubierta o pantalla
2. Atiesadores
3. Sellos
4. Elementos de izaje
5. Guías

Estructuración

Las compuertas deslizantes de mayor tamaño pueden estructurarse de alguna de las siguientes maneras:

Ilustración 7.3 Compuertas deslizantes. a) Compuerta de hierro fundido. b) Compuerta de acero.



- a) Tipo 1. La pantalla se apoya sobre largueros de separación variable y de la misma sección
- b) Tipo 2. La pantalla se apoya sobre largueros de diferente sección espaciados igualmente
- c) Tipo 3. La pantalla se apoya sobre largueros iguales al más cargado, con separaciones iguales (ver Ilustración 7.4).

La localización de largueros se determina en función de la Ecuación 7.2 y Ecuación 7.3.

$$P_i = \frac{\text{Empuje hidrostático total}}{\text{Número de cargas iguales}}$$

Ecuación 7.2

$$Z_i = \sqrt{Z_0^2 + \frac{2P_i}{\gamma b}}$$

Ecuación 7.3

donde

Z_i = Profundidad del i-esimo punto (eje del larguero en este caso), en metros (m)

Z_0 = Profundidad del larguero superior (labio de la compuerta), en metros (m)

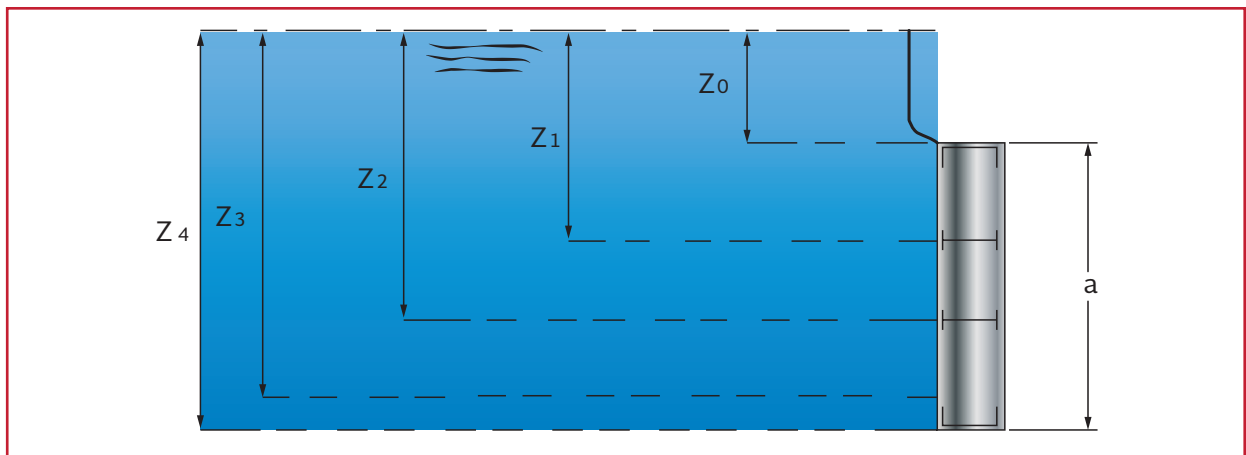
P_i = Empuje hidrostático en el i-esimo punto (eje larguero en este caso), en kg

b = Ancho de la compuerta, en metros (m)

γ = Peso específico, en Newton sobre metro cubico (N/m^3)

La primera opción es la más indicada en compuertas de superficie de grandes dimensiones porque es la que hace mejor uso de los materiales. La última opción es la más sencilla de construir y diseñar y puede aplicarse tanto en compuertas sumergidas, como de superficie aunque con cierto desperdicio de material.

Ilustración 7.4 Estructuración de puerta deslizante



Las vigas y la pantalla se apoyan en el marco o bastidor que se construye con perfiles de canal o ángulo y que corre por las guías. Las superficies de deslizamiento se maquinan para tener un asiento uniforme y asegurar el cierre correcto (una práctica eficaz pero costosa, consiste en hacer asientos con placas aisladas, sujetas con tornillos para poder cambiarlos en caso de deterioro. La hoja debe atiesarse para evitar que se deforme y que la compuerta pierda estanqueidad.

Esfuerzos Permisibles

Los esfuerzos permisibles usados en el diseño de estructuras de acero han sido fijados por el AISC (*American Institute of Steel Construction*) y modificados para su uso en estructuras hidráulicas agrupándolos en tres categorías que son:

- a) Compuertas y otras estructuras sujetas a cargas hidrostáticas e hidrodinámicas o de difícil mantenimiento (esfuerzo básico de $0.45 f_y$)
- b) Compuertas y estructuras sujetas sólo a cargas hidrostáticas (esfuerzo básico de $0.5 f_y$)
- c) Compuertas de emergencia, agujas y obturadores que estén sujetas, ocasionalmente a cargas hidrostáticas y que además sean de fácil mantenimiento (esfuerzo básico de $0.67 f_y$)

Estos esfuerzos básicos dan un criterio para el diseño de las compuertas objeto de este libro. El esfuerzo de trabajo del inciso c, es el máximo permisible, aún con cargas aleatorias u ocasionales. En la Tabla 7.2 se dan los esfuerzos permisibles para diferentes componentes y condiciones de carga (grupos A, B y C). En general deben emplearse los esfuerzos del grupo B.

f_y = Esfuerzo permisibles en Pascales, Pa (kilogramo por centímetro cuadrado, kg/cm²)

Materiales

Los materiales comúnmente empleados en estas compuertas se enlistan en la Tabla 7.3, además en la Tabla 7.4 se dan datos de la práctica de laminación en chapa o placa, de varios aceros y en la Ilustración 7.5 y la Ilustración 7.6 se muestra perfiles típicos de sellos de hule. Para vástagos y otros miembros sujetos a compresión directa en acero ASTM A-36 y en la Tabla 7.5 se dan las dimensiones correspondientes a cada sello y esquinero.

Métodos de cálculo

1. Vigas horizontales o largueros

Como primer paso para su diseño se debe definir su separación, ya sea variable o uniforme, lo que permite calcular las cargas, momentos y fuerzas cortantes a las que quedan sujetos. Estos elementos de cálculo son fáciles de definir ya que las vigas trabajan como simplemente apoyadas, por lo tanto tenemos los siguientes puntos para su cálculo.

- a) Carga uniforme repartida

$$w = ep \quad \text{Ecuación 7.4}$$

- b) Cortante máximo (en apoyos)

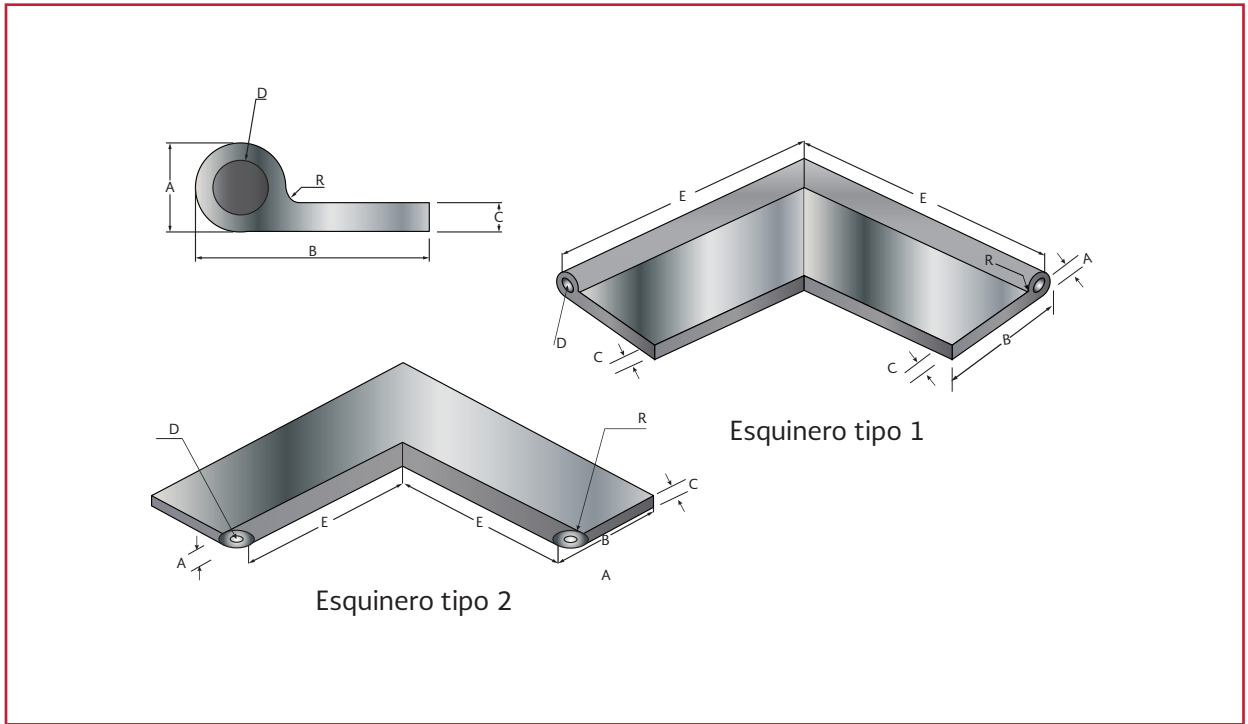
$$V = ep \frac{L}{2} \quad \text{Ecuación 7.5}$$

- c) Momento máximo (al centro del claro)

$$M = ep \frac{L^2}{8} \quad \text{Ecuación 7.6}$$

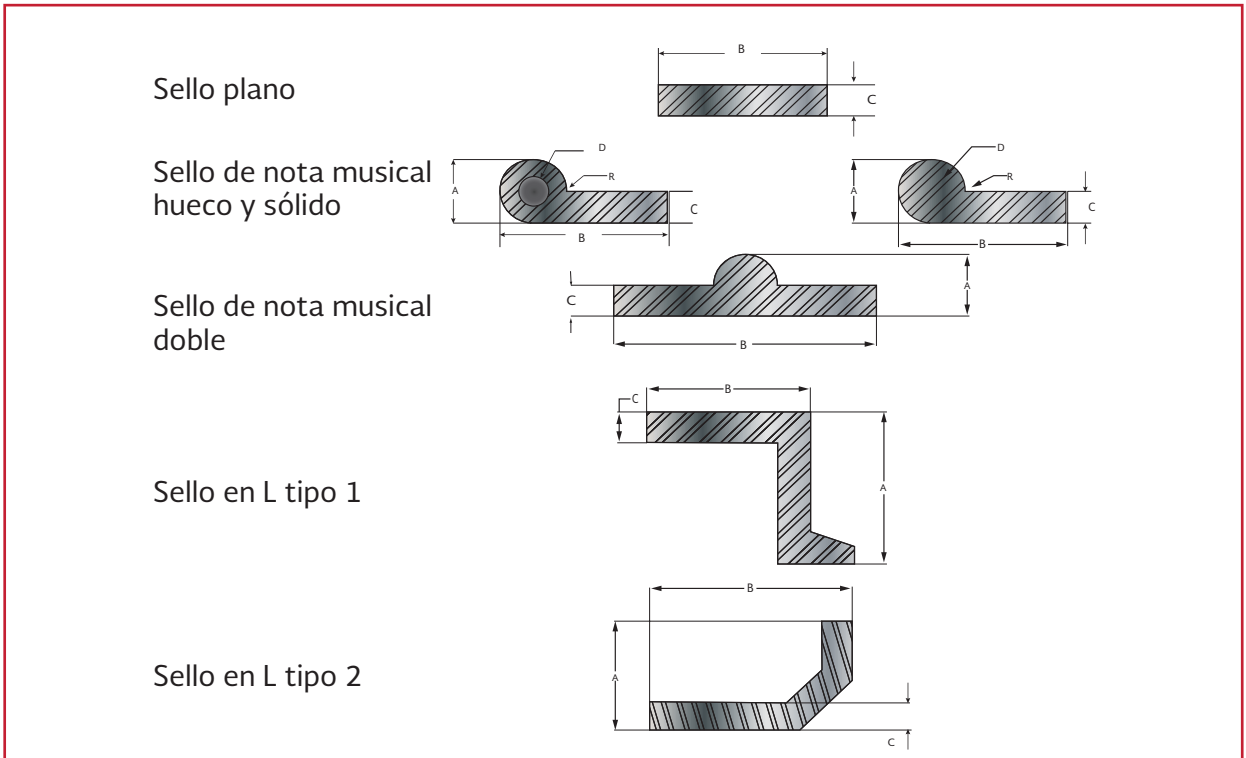
- d) Módulo de sección (necesario)

Ilustración 7.5 Ejemplo de sellos de nota y esquineros



Fuente: Instituto Mexicano de Construcción en Acero (IMCA)

Ilustración 7.6 Secciones y perfiles de sellos



$$S = \frac{M}{f_s} \quad \text{Ecuación 7.7}$$

e) Área del alma (necesaria)

$$h \times tw = \frac{V}{f_v} \quad \text{Ecuación 7.8}$$

f) Deflexión máxima (al centro del claro)

$$d_{m\acute{a}x} = \frac{1}{500} \quad \text{Ecuación 7.9}$$

donde:

- e = Ancho tributario, en centímetros (cm)
- p = Presión media sobre el larguero, en Pascales Pa (kg/cm²)
- L = Claro efectivo, en metros(m)
- f_s = Esfuerzo permisible a la tensión 0.5 f_y , Pascales Pa (kg/cm²)
- f_v = Esfuerzo permisible por cortante 0.33 f_y , Pascales Pa
- h = Peralte del alma de la viga en, metros (m)
- tw = Espesor del alma de la viga en, metros (m)
- M = Momento, en Newton por metro N/m
- V = Fuerza cortante, en Newton N (kg)
- S = Módulo de sección, en centímetros (cm)
- $d_{m\acute{a}x}$ = Deflexión en centímetros (cm)
- W = Carga uniformemente repartida, en Newton por centímetro N/cm (1kg-f=9.81N)

Con respecto a la sección necesaria de las vigas (s, h, tw y d), conviene tener en cuenta las siguientes observaciones: Siempre que sea posible se usarán perfiles estructurales como los expresados en la Tabla 7.6

La deflexión calculada en cada viga no deberá exceder de 1/500 del claro efectivo (L). En el caso de que la viga o refuerzo se fabrique con placas soldadas la relación entre el peralte (h) y el ancho del alma (tw) de la viga no deberá exceder del valor siguiente.

$$\frac{h}{tw} = \frac{2150}{\sqrt{f_y}} \quad \text{Ecuación 7.10}$$

2. Cubierta o pantalla

La pantalla puede diseñarse suponiendo que trabaja según una de las siguientes hipótesis:

- a) Como viga continua de ancho unitario, apoyada en cada uno de los largueros y en los bordes horizontales
- b) Como placa apoyada en los bordes verticales (compuertas de superficie)
- c) Como placa apoyada perimetralmente (compuertas sumergidas)

Cargas de diseño

Para calcular reacciones, momentos y deflexiones a las que quedan sujetas las placas de la pantalla, se pueden usar las ayudas de diseño en la Tabla 7.7. Ilustración 7.7).

R_y = Reacciones. Multiplique los coeficientes por wL

$$R_y = CwL$$

V = Cortantes. Multiplique los coeficientes por wL

$$V = CwL$$

M = Momentos. Multiplique los coeficientes por wL^2

Ilustración 7.7 Vigas continuas de cuatro a seis apoyos

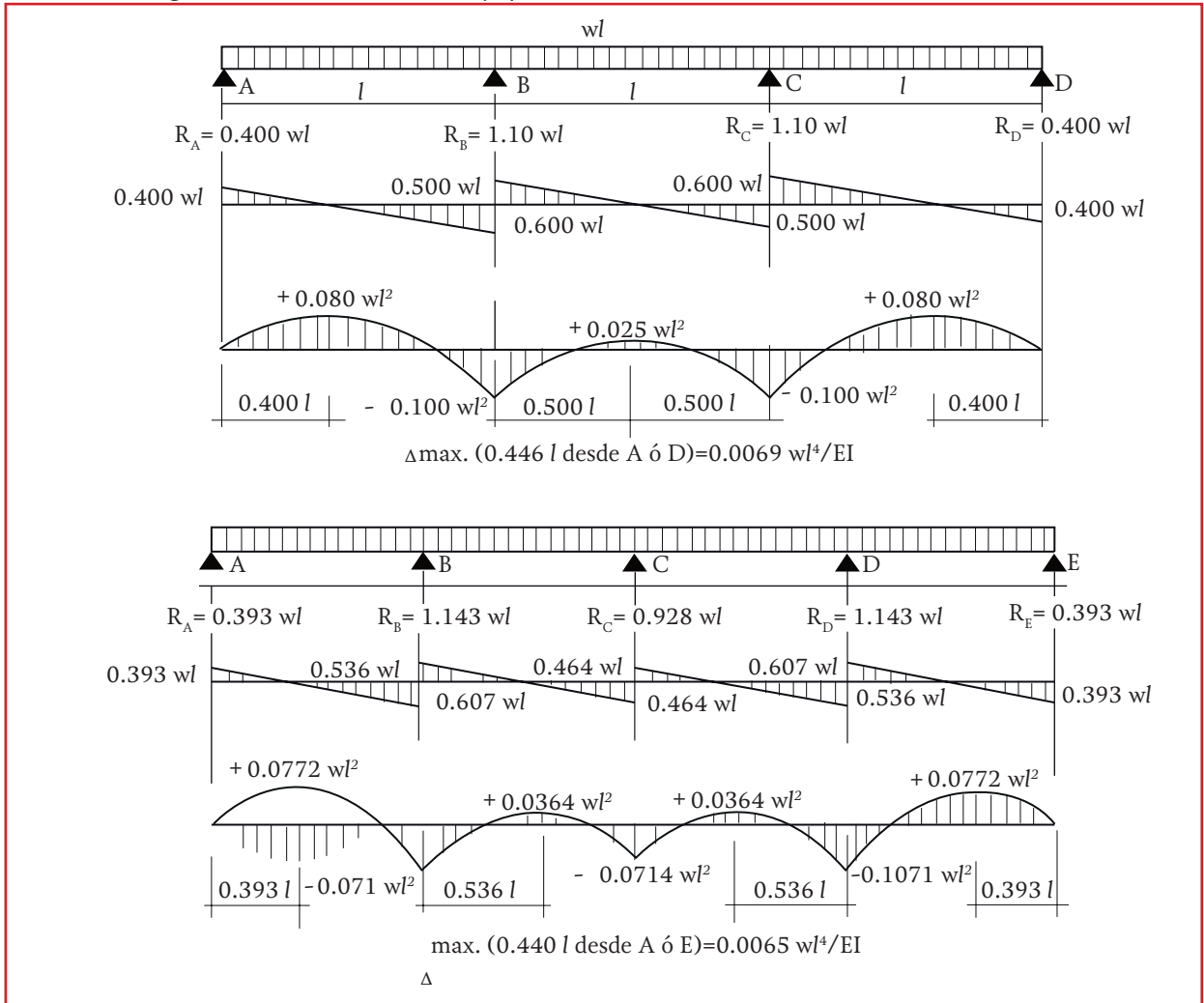
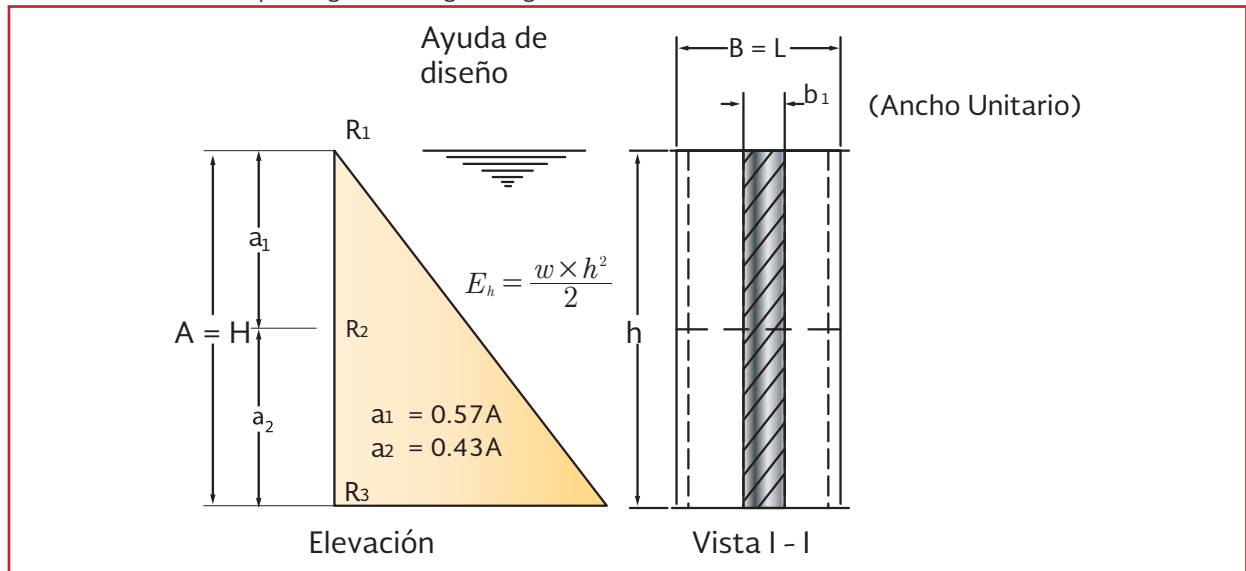


Ilustración 7.8 Momento para vigas con carga triangular



$$M = CwL^2$$

Cálculos para momentos con cargas triangulares

A partir de la Ilustración 7.8 se deduce lo siguiente:

1. Cálculo de reacciones en los apoyos con las siguientes ecuaciones.

$$\begin{cases} R_1 = 0.03 \times E_h \\ R_2 = 0.02 \times E_h \\ R_3 = 0.15 \times E_h \end{cases} \quad \text{Ecuación 7.11}$$

2. Cálculo de momento y cortante en las vigas.

$$M_n = \frac{R_m \times L^2}{8} \quad ; \quad V = R_n \times \frac{L}{2}$$

Ecuación 7.12

3. Cálculo de momento máximo en la plantilla.

$$M_2 = 0.029 \times E_h \quad \text{Ecuación 7.13}$$

4. Atiesadores:

El empleo de atiesadores verticales permite reducir las deformaciones de la pantalla y ayudan a distribuir las cargas verticales entre los largueros y la placa; en general se colocan a dos tercios del claro igual al ancho

5. Marco o bastidor

El marco o bastidor llena las siguientes funciones principales:

- a) Recibir los extremos de las vigas y los bordes de las placas que forman la compuerta

- b) Servir de apoyo a los sellos y sus sujetadores
 - c) Transmitir a las guías las cargas que soporta la compuerta
- Servir de apoyo y como guía del mecanismo de izaje

Para cumplir con estas funciones el bastidor debe formar un marco rectangular con las siguientes tolerancias; como se muestra en la Ilustración 7.9.

En las dimensiones lineales se tiene que a (alto), b (ancho) y c (peralte) deben tener las siguientes tolerancias.

$$t_x = \pm(2\text{mm} + 0.0007X) \quad \text{Ecuación 7.14}$$

La desviación (d) entre los dos lados paralelos del bastidor queda determinada por la Ecuación 7.15.

$$d = 0.002 X \quad \text{Ecuación 7.15}$$

donde:

X = Sustituye a cualquier valor de a, b y c

Finalmente, si el bastidor va a recibir en su pieza superior el jalón o el empuje del mecanismo, ya sea con cable y orejas o vástago. Esto debe revisarse estructuralmente.

Guías

Las guías están formadas por piezas que se ajustan y nivelan mediante anclas que quedan embebidas en el primer colado y que permiten que las piezas se muevan en una u otra dirección hasta que quedan en su posición correcta, dentro de las toleran-

cias especificadas. En el caso de las compuertas de fierro fundido los marcos son de una sola pieza y forman parte del suministro e incluyen las anclas y la pieza de asiento inferior (una solera de acero con su superficie de apoyo maquinada).

En compuertas de perfiles y placa de acero estructural se deben atender los siguientes aspectos.

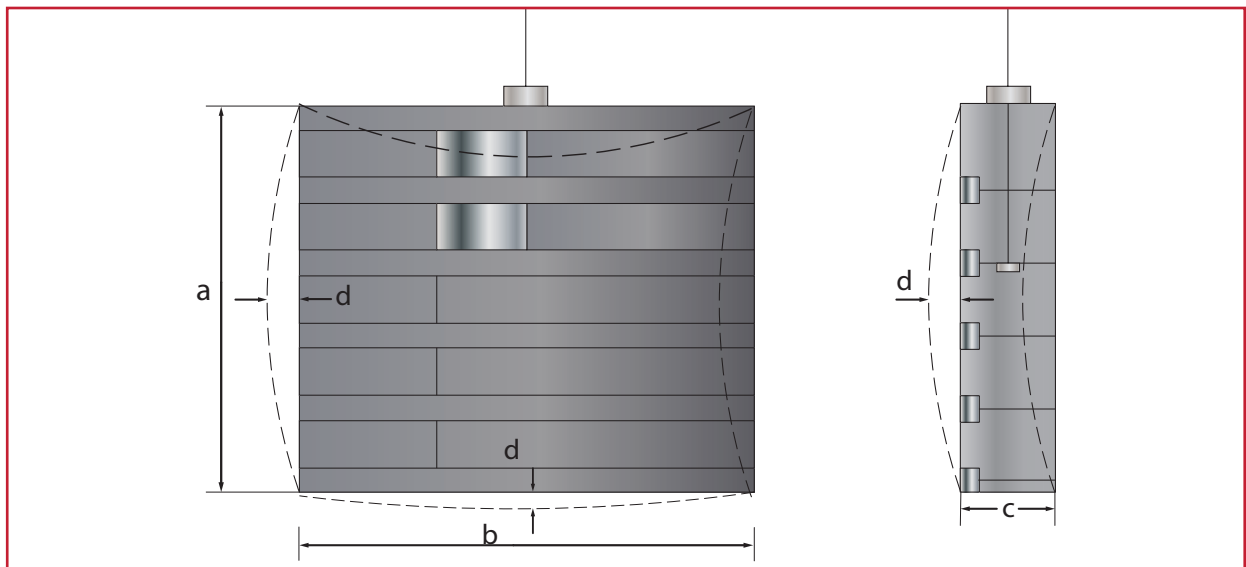
- a) El ancho de las muescas deben ser suficiente para dar apoyo a la compuerta sin provocar esfuerzos excesivos en la estructura, además debe haber espacio suficiente para recibir los sellos de estanqueidad y permitir el libre movimiento de la compuerta
- b) Los materiales de las anclas y la tornillería deben ser de fácil adquisición
- c) Las guías laterales y las superficies de cierre deberán estar libres de torceduras, alabeos o de abolladuras
- d) Las vigas de apoyo deberán ser rectas y libres de torceduras para que los sellos se asienten uniformemente

- e) Los marcos deberán armarse en taller, aproximadamente en la misma forma que tendrán en la obra para poder revisarlos satisfactoriamente
- f) Los miembros estructurales, no deberán desviarse de su rectitud en más de 2 milésimos de su longitud
- g) Su manejo debe ser cuidadoso para evitar deformaciones permanentes
- h) La parte de los marcos que constituye la superficie de cierre, deberá quedar en un plano vertical
- i) Las uniones soldadas no deberán tener rebordes que interfieran con los sellos
- j) Los segundos colados no podrán hacerse antes de verificar las dimensiones, posición y verticalidad de las diversas partes del marco

7.2.2.3. Mecanismos elevadores

El diseño de estos mecanismos se basa en la determinación de los siguientes puntos.

Ilustración 7.9 Tolerancias de construcción en compuertas de acero estructural



1. La determinación de la capacidad del mecanismo elevador
2. Revisión de la capacidad del mecanismo elevador
3. Determinación de diámetros en vástagos
4. Proceso de diseño

Determinación de la capacidad del mecanismo elevador:

Esta capacidad se determina con las siguientes ecuaciones.

$$C = fE_h + W_C \quad \text{Ecuación 7.16}$$

$$E_h = A \times p \quad \text{Ecuación 7.17}$$

$$W_C = W_h + W_v \quad \text{Ecuación 7.18}$$

donde:

- C = Capacidad requerida, en kilogramo (kg)
- f = Coeficiente de fricción entre la compuerta y las guías Tabla 7.8.
- E_h = Empuje hidrostático, en Newton N (1kg=9.81N)
- A = Área nominal de la compuerta, en metros cuadrados (m²)
- p = Presión media, en Pascales (Pa) al eje de la compuerta
- W_c = Peso de la compuerta, en Newton N (kg)
- W_h = Peso de la hoja de la compuerta, en Newton N (kg)
- W_v = Peso del vástago, en Newton N (kg)

Revisión de la capacidad de mecanismos elevadores

Como ya mencionamos anteriormente el manejo de las compuertas, en la mayor parte de las instalaciones de bombeo, se hace con mecanismos de operación manual proporcionados por los fabricantes y de acuerdo a normas. Las siguientes fórmulas permiten verificar las dimensiones de los vástagos y la capacidad del mecanismo elevador.

Esfuerzos en el vástago debidos a compresión directa y torsión, al cerrar la compuerta.

$$S_t = 0.5S_c + S \quad \text{Ecuación 7.19}$$

$$S = \sqrt{S_s^2 + 0.25S_c^2} \quad \text{Ecuación 7.20}$$

$$S_c = \frac{W}{A_v} \quad \text{Ecuación 7.21}$$

$$W = C = fE_h + W_C \quad \text{Ecuación 7.22}$$

$$S_s = 7.25 \left(\frac{MN}{d^3} \right) \quad \text{Ecuación 7.23}$$

donde:

- S_t = Esfuerzo máximo de compresión, en Pascales (kg/cm²)
- S_c = Esfuerzo de compresión directa, en Pascales (kg/cm²)
- S = Esfuerzo cortante, en Pascales (kg/cm²)

- S_s = Esfuerzo de torsión, en Pascales (kg/cm²)
 W = Empuje axial, en kilogramo (kg)
 A_v = Área neta del vástago, en centímetro cuadrado (cm²)
 M = Momento o par de torsión, en kg-cm por minuto aplicados al vástago
 N = Número de revoluciones por minuto (r/min)
 d = Diámetro del vástago en, centímetros (cm)

No se debe rebasar en ningún caso los valores de Tabla 7.2 en función de la relación L/r:

- L = Distancia libre entre apoyos o entre guías, en centímetro (cm)
 r = 0.25
 d = Para vástagos sólidos cilíndricos, en centímetros (cm)

Para vástagos de tubo

$$r = \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{4} \quad \text{Ecuación 7.24}$$

donde:

- D = Diámetro exterior, en centímetro (cm)
 d = Diámetro interior, en metro (m)

Determinación del diámetro en vástagos roscados

Se calcula el área necesaria

$$A = \frac{W}{f_s} \quad \text{Ecuación 7.25}$$

donde:

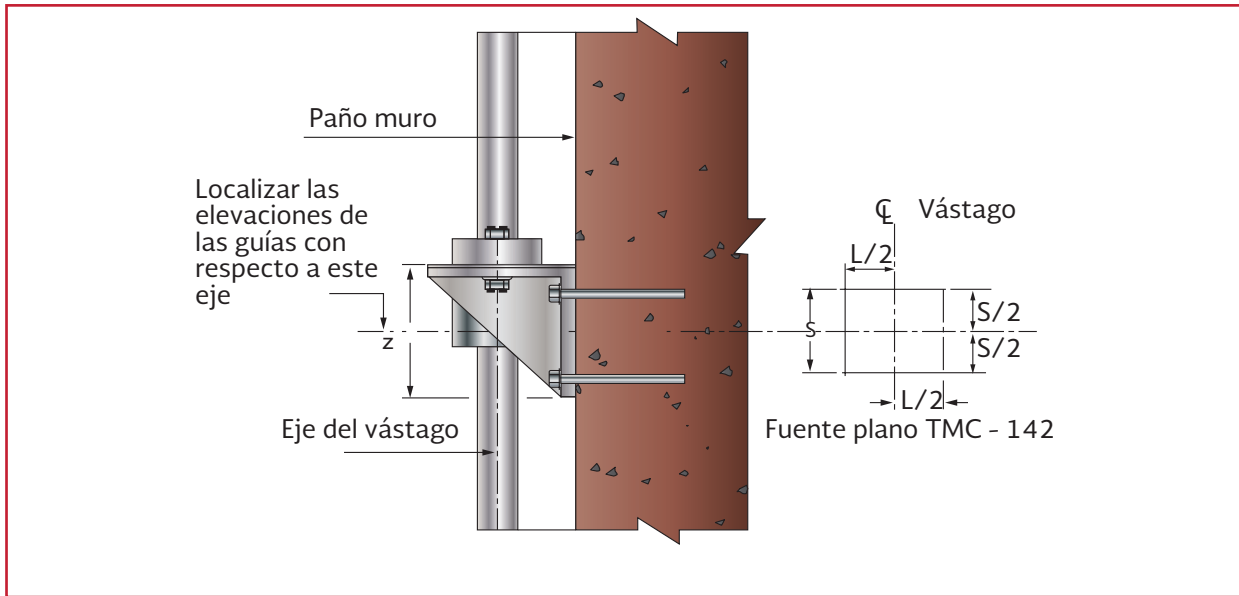
- W = Carga de diseño, en kilogramo (kg)
 f_s = Fatiga permisible del material del vástago, en kg/cm² (1 250)

Esta área se compara con el área neta A_k (5a. columna de la Tabla 7.9) y se determina el diámetro y el número de pasos correspondientes.

Proceso de diseño

1. Determinación de la carga hidrostática con la Ecuación 7.1
2. Se calcula $W_1 = f \cdot a \cdot b \cdot h_1$ ($f=0.35$ para compuertas de fo.fo)
3. Se obtiene del catálogo tipo la compuerta adecuada (según la carga h_1) y su peso W_h (t) de la Tabla 7.1
4. Se obtiene una capacidad de mecanismo elevador con la Ecuación 7.16
5. Se busca en el catálogo la capacidad más próxima del mecanismo elevador y el diámetro del vástago
6. Se calcula el peso del vástago W_v considerando su longitud igual a $L_v = (Z1 - Z0)$ en m
7. Se suman para obtener una nueva capacidad del mecanismo elevador y el diámetro del vástago definitivos
8. Colocación de las guías y localización del eje del vástago
9. El tipo de guía se muestra la Ilustración 7.10 o de la hoja correspondiente del catálogo del fabricante
10. La separación de las guías se obtiene de los planos tipo o se da una separación máxima de 42.5 diámetros en la parte roscada y de 55.4 diámetros en la parte sin rosca
11. La posición de los coples en el vástago se hace considerando que la longitud máxima de los tramos es de 6.0 metros

Ilustración 7.10 Guías para vástagos-datos para instalación



7.2.3. COMPUERTAS DE BISAGRA

Se emplean al final de las tuberías de descarga en las instalaciones de trasiego o en otras, para impedir el retorno del agua cuando existe la posibilidad de que el nivel del agua en el tanque o en el canal de descarga rebase el nivel del arrastre en el último tramo de la tubería, y sea necesario aislar a ésta, en cierta forma tienen la misma función que las válvulas check de columpio.

Las compuertas de bisagra pueden ser de los siguientes tipos:

- a) Sin contrapeso
- b) Con contrapeso para apertura
- c) Con contrapeso para cierre

Como se muestra en la Ilustración 7.11 las compuertas están formadas esencialmente por:

- a) Una extremidad bridada en sus dos extremos

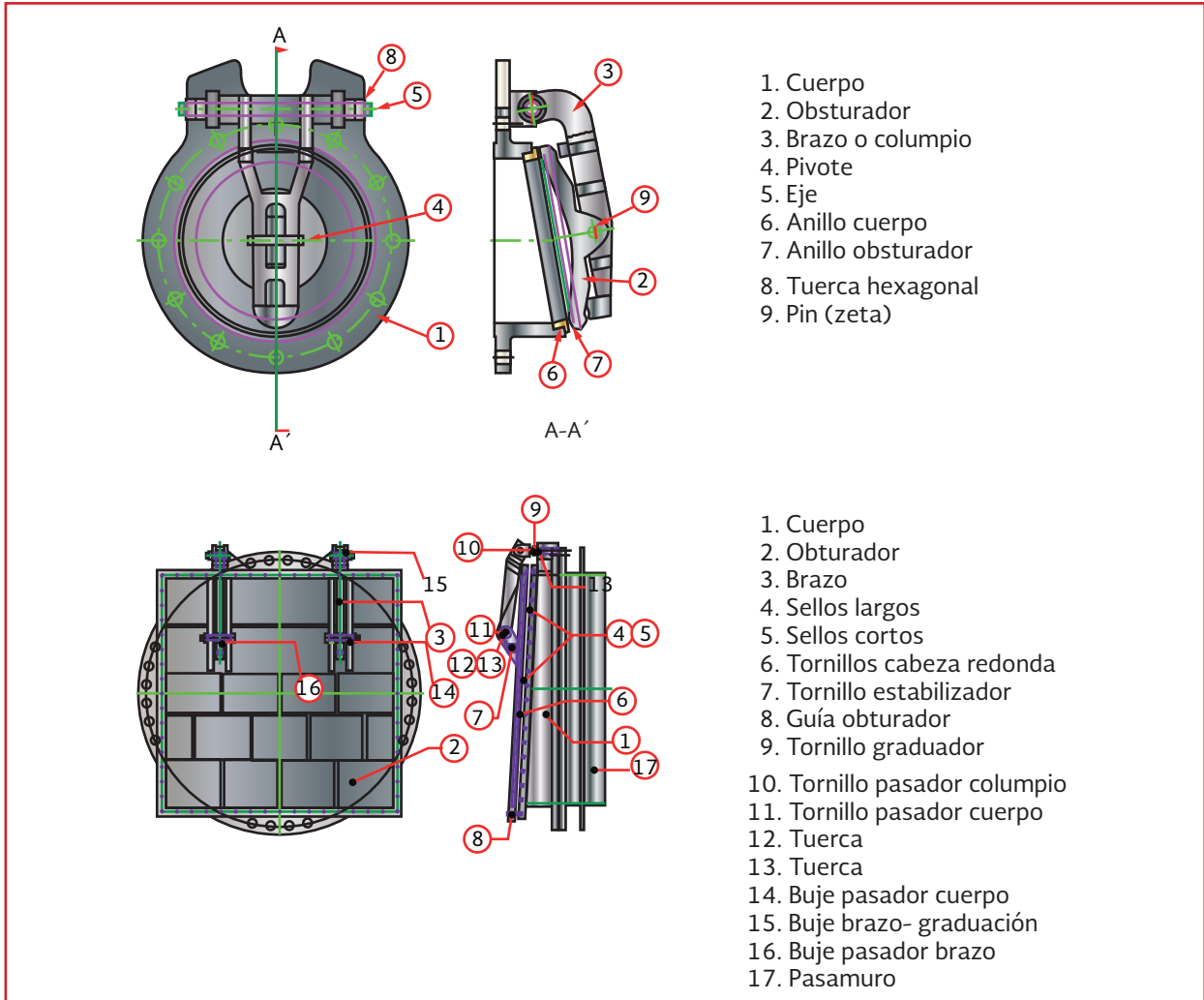
- b) La hoja que constituye la parte principal de la compuerta, construida con una placa circular o elíptica, reforzada con nervaduras horizontales
- c) Dos nervaduras verticales, placas soldadas a un collarín
- d) Soporte, formado por 2 placas, soldadas a un collarín. La hoja gira alrededor de un pasador que atraviesa los collarines, el pasador va provisto de cabeza y chaveta, o chavetas y arandelas

El cierre se efectúa con sellos de hule planos unidos a la brida de la extremidad mediante tornillos de cabeza plana alojados en casquillos de bronce.

Las compuertas de bisagra son de retención, por lo tanto deben abrir en el sentido del flujo y cerrar a contraflujo si no hay escurrimiento; para el diseño de las compuertas con placas de acero se siguen los siguientes pasos.

1. Dimensionamiento previo
2. Fuerzas actuantes

Ilustración 7.11 Tipos de compuerta de charnela



3. Análisis del equilibrio entre las fuerzas actuantes
4. Corrección de dimensiones en su caso

Dimensionamiento previo

La hoja propiamente dicha se construye con una placa de acero, cuyo espesor se elige dependiendo del diámetro de la tubería.

Si la placa no es suficientemente rígida se proveen varias nervaduras horizontales, igualmente espaciadas y con espesores de placa desde 5 mm (3/16") hasta 9 mm (3/8").

Las nervaduras verticales se colocan a una separación tal que no se sobrecargue el pasador del eje de rotación, esta separación puede estimarse de 4 a 6 veces el diámetro del pasador.

Las nervaduras horizontales y la hoja se sueldan a un cerco perimetral del mismo espesor de las nervaduras.

Fuerzas actuantes

- a) W el peso de la compuerta en kg (actúa en el centro de gravedad de las partes móviles de la compuerta)

- b) P, la presión hidrostática en kg/cm² sobre la compuerta cerrada
- c) F, empuje de la corriente

$$F = A(p + h_1) \quad \text{Ecuación 7.29}$$

La fuerza F se calcula en función del gasto como sigue:

$$A = \frac{d^2 \pi}{4} \quad \text{Ecuación 7.26}$$

$$V = \frac{Q}{A} \quad \text{Ecuación 7.27}$$

$$h = \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ecuación 7.28}$$

Ahora refiriéndose a la Ilustración 7.12, para que la compuerta de peso W permanezca abierta cuando hay un flujo de Q se necesita que:

$$F(a) > 1.10 W b \quad \text{Ecuación 7.30}$$

Análisis de equilibrio entre las fuerzas actuantes

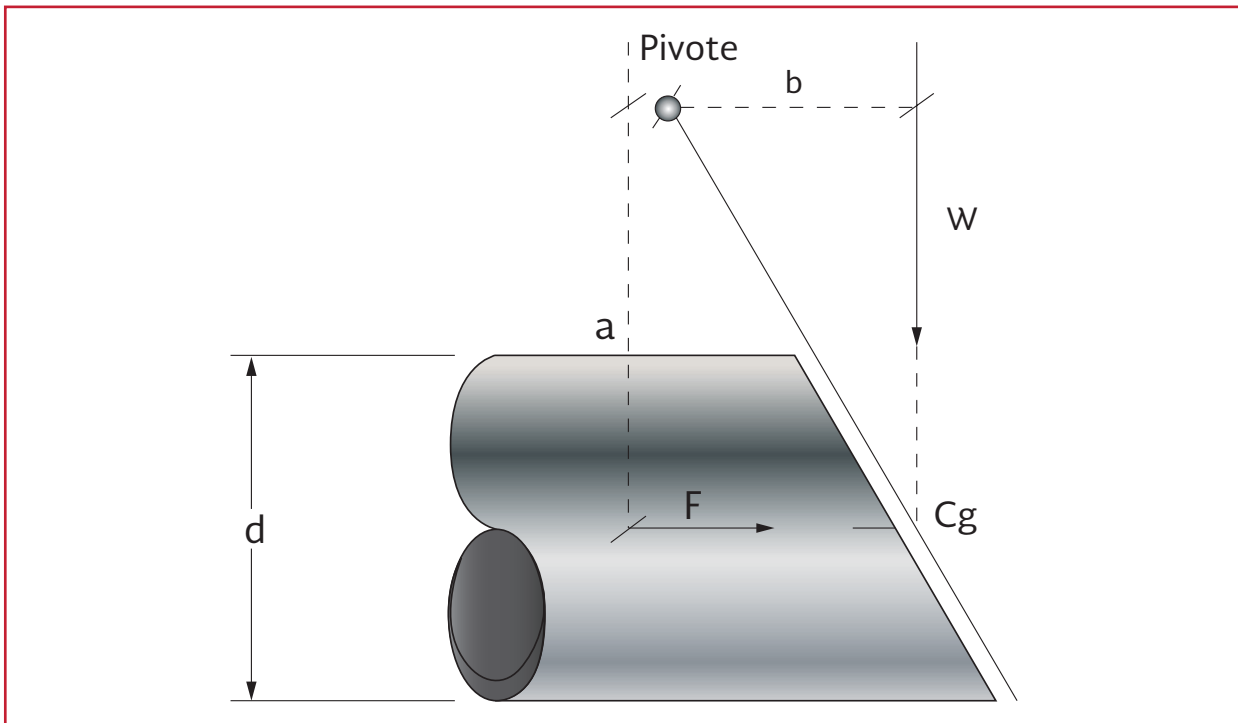
La distancia b, se deduce una vez localizada la posición del Cg (centro de gravedad) de la compuerta, puesto que en el dimensionamiento previo se ha determinado la posición del centro de rotación.

Corrección de dimensiones en cada caso

Donde, h se transforma en Pa. (1kg/cm²=98100 Pa) obteniendo h₁ de la Ecuación 7.29.

Si no se cumple la condición de Fa > 1.10 Wb se cambia la posición del pivote o se modifica el

Ilustración 7.12 Fuerzas actuantes en compuerta



peso de la hoja. Debe hacerse notar que las fuerzas que se puedan generar entre los collarines y el pasador son despreciables con un buen sistema de lubricación en el buje.

Los materiales empleados en los componentes de la compuerta son:

- a) Extremidad acero ASTM A-36
- b) Bridas acero ASTM A- 36
- c) Chumaceras collarín acero comercial
- d) Buje de bronce SAE 660
- e) Pasador ASTM A 1066-C120
- f) Sellos hule-dureza shore 50-60
- g) Tortillería acero galvanizado

7.3. REJILLAS

En las aplicaciones de bombeo es conveniente colocar rejillas o mallas. Las rejillas consisten en una serie de barras verticales espaciadas de forma que impidan que los desechos arrastrados por el agua lleguen a las bombas; deben colocarse en la toma directa de ríos, vasos y/o lagunas para agua potable o para usos industriales (ver Ilustración 7.13).

7.3.1. DESARROLLO

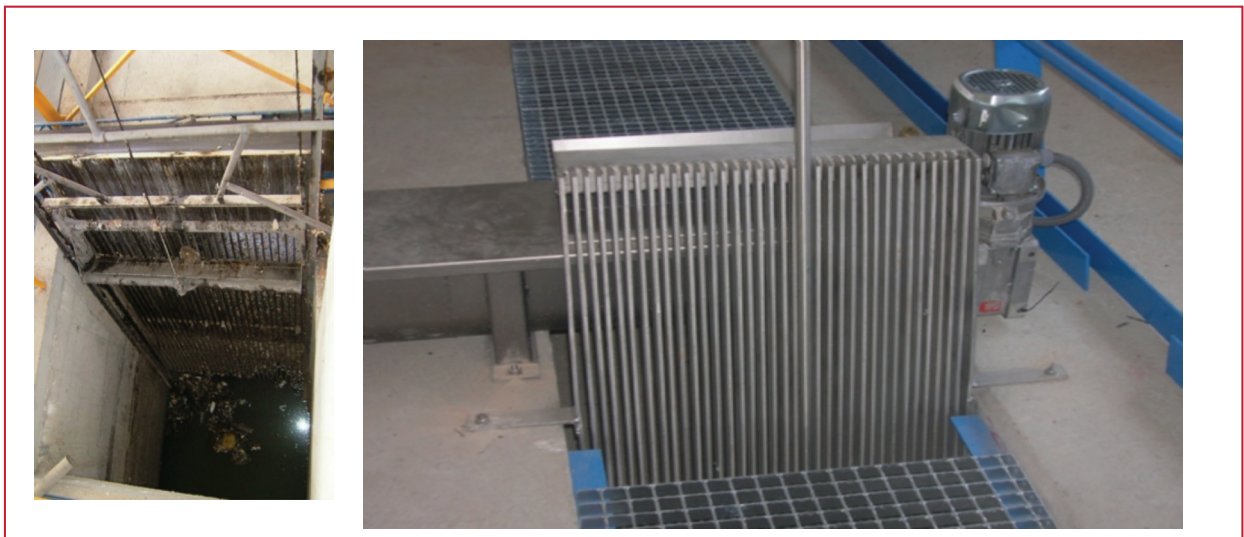
Las rejillas se instalan comúnmente en:

- a) Tomas de agua, para separar las hojas y el material flotante de lagos y corrientes
- b) Con antelación a las bombas de aguas crudas y aguas residuales, para protegerlas contra las basuras y sólidos en suspensión que pudieran obstruirlas
- c) Antes de las unidades de tratamiento de aguas de desecho o de obras y descargas de aguas residuales sin tratar, para remover sólidos gruesos y flotantes

Las rejillas adquieren formas y tamaños diversos que dependen de la naturaleza de los cuerpos que van a retener, gastos y características del equipo de bombeo (paso de esfera), de la manera para apoyarlas, así como su accesibilidad para lograr su limpieza y mantenimiento, ver Ilustración 7.14, Ilustración 7.15, Ilustración 7.16 e Ilustración 7.17.

Generalmente las rejillas se fabrican con acero al carbón galvanizado por inmersión en calien-

Ilustración 7.13 Rejillas



te, pero también se pueden hacer de aluminio, de acero inoxidable o de plástico reforzado. Las rejillas comúnmente utilizadas consisten esencialmente en barras o placas de acero verticales o ligeramente inclinadas, paralelas y uniformemente espaciadas para permitir el uso de rastrillos durante la limpia, las barras se apoyan en miembros horizontales, los cuales pueden ser soleras o ángulos. La inclinación de la rejilla respecto a la horizontal varía entre 70 grados y 80 grados con el objeto de realizar una limpieza más adecuada desde una plataforma de trabajo donde puedan introducirse rastrillos largos y delgados entre las rejillas para tirar hacia arriba los materiales retenidos; en ocasiones cuando se disponga de rastrillos mecánicos la rejilla puede colocarse vertical.

Reja de limpieza mecánica

Las reja de limpieza mecánica se han venido empleando en las plantas de tratamiento de aguas residuales desde hace más de 50 años. Las rejillas de limpieza mecánica se dividen en cuatro tipos principales: las rejillas de funcionamiento mediante cadenas, rejillas de movimiento oscilatorio, catenarias y rejillas accionadas mediante cables, ver Ilustración 7.15.

En general, las rejillas de limpieza mecánica que emplean cadenas se suelen emplear en redes de alcantarillado de tipo separativo ya que son más modernas y eficientes en la retención de sólidos.

Las principales ventajas de este método es que todos los componentes que precisan actuaciones de mantenimiento se encuentran por encima del nivel de agua, por lo tanto su inspección y mantenimiento no hace necesario el vaciado.

En las rejillas de catenaria la limpieza y retorno frontales, el rastrillo se mantiene en contacto con la reja gracias al peso de la cadena. Una ventaja consiste en que el mecanismo de transmisión no tiene ruedas dentadas sumergidas, mientras que el espacio necesario para su instalación es muy grande, lo cual representa su más grande inconveniente. Las rejillas de limpieza mecánica mediante cables, son de limpieza y retorno frontales que emplean un rastrillo pivotante que asciende y desciende por unas guías accionado por un dispositivo formado por un cable y un tambor. Su principal ventaja es el hecho de que el rastrillo es el único elemento mecánico que se sumerge, y sus desventajas principales incluyen la limitada capacidad del rastrillo y los problemas de destensados de los cables, a su enrollamiento en los tambores, y a fallos en el funcionamiento de los mecanismos de frenado.

El espaciamiento entre rejillas depende principalmente del tipo de bomba que se va a proteger, por ello deberá conocerse el paso de esfera de las bombas, generalmente este dato es proporcionado por el fabricante. El espaciamiento entre rejillas deberá ser ligeramente menor al paso de esfera de las bombas. Las características de las rejillas Tabla 7.12 dependen también del tipo de limpieza, que puede ser manual o mecánica. Si se desean retener partículas más finas (desde 1.6 a 1.0 mm), se usan mallas de alambre giratorias operadas con motores. Cuando los desechos retenidos son de fácil descomposición, a veces se recurre a triturarlos por medio de aparatos llamados conminutores y barninutores que reducen los desechos a partículas tan pequeñas que no pueden dañar las bombas ni flotar en la superficie de agua. Sin embargo su uso en México está muy restringido debido a que requieren demasiado mantenimiento y a que no es fácil adquirir piezas de repuesto.

Ilustración 7.14 a) Limpieza mecánica mediante cadenas, b) Limpieza mediante movimientos oscilatorios (Metcalf y Eddy)

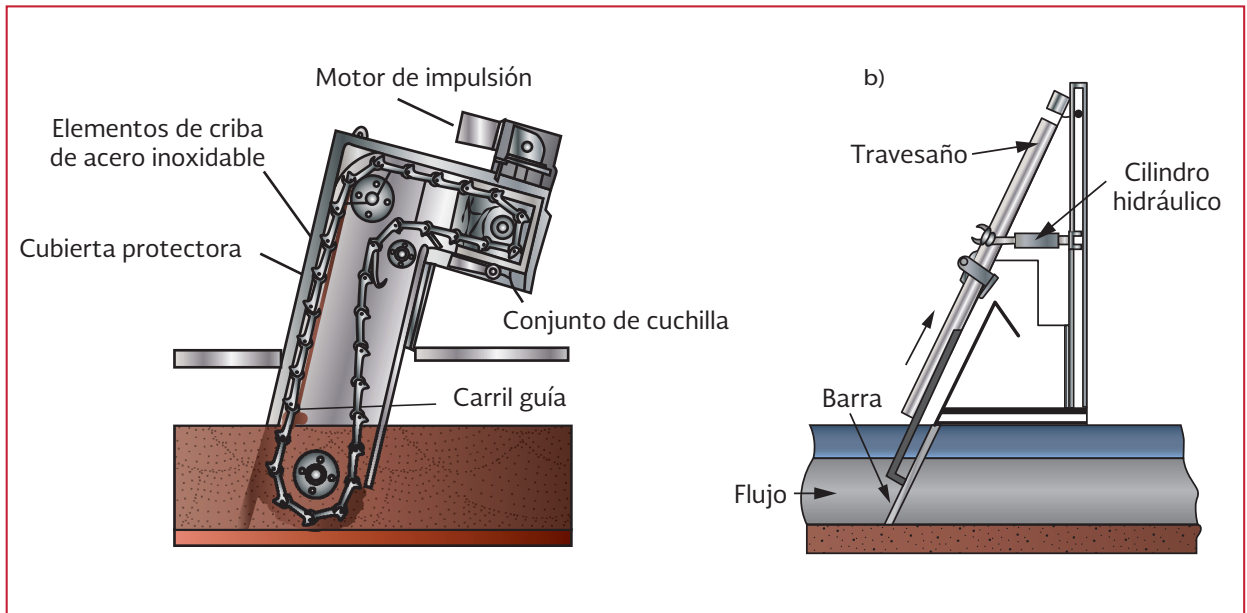


Ilustración 7.15 Limpieza mecánica mediante cables (Metcalf and Eddy)

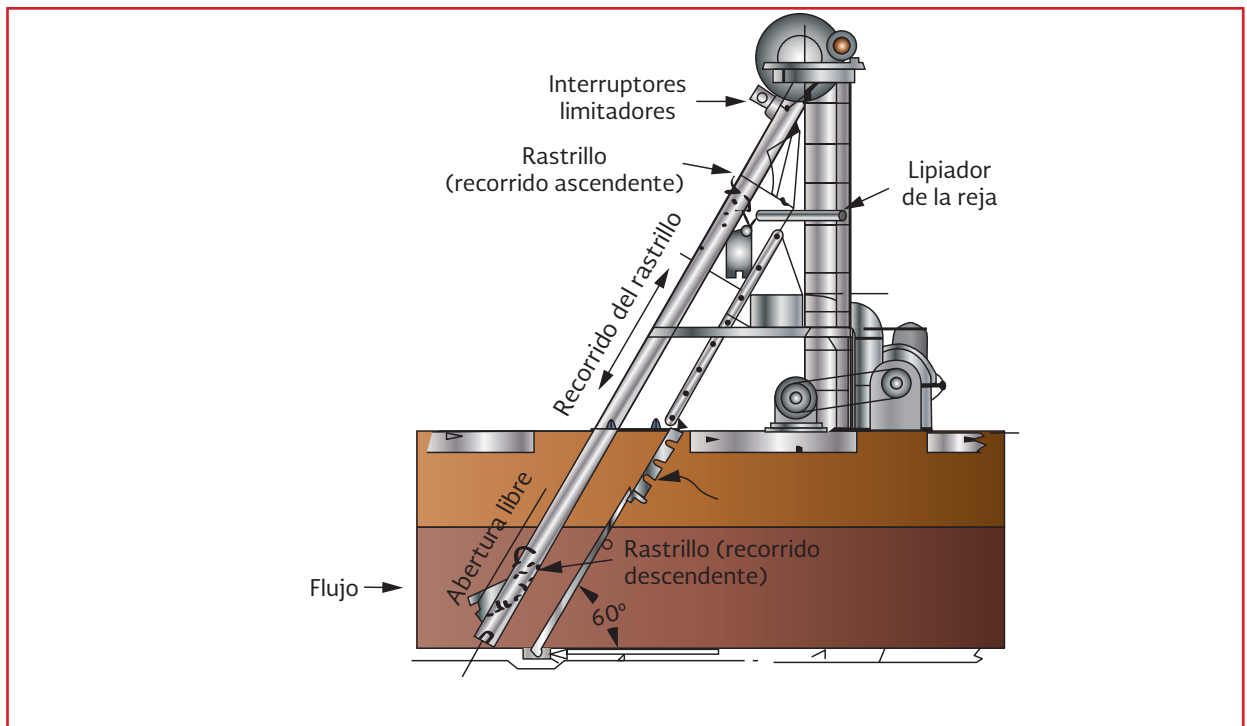
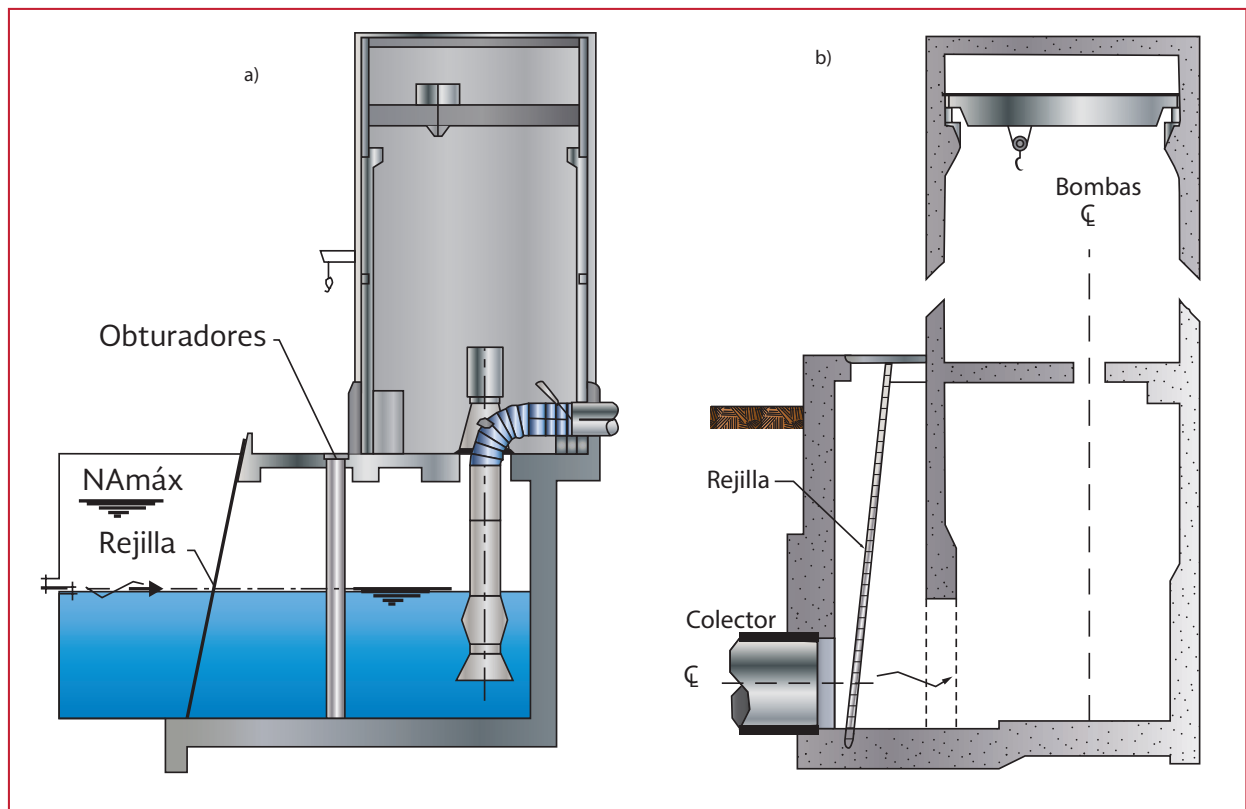


Ilustración 7.16 Limpieza de rejilla



Ilustración 7.17 a) Rejillas en canal de llegada a cielo abierto, b) Rejillas en planta de bombeo en alcantarillado



7.3.2. CLASIFICACIÓN DE LAS REJILLAS

Las rejillas pueden clasificarse como sigue:

Por su uso:

- a) Para aguas de drenaje pluviales y sanitarias
- b) Para aguas provenientes de ríos, lagos y presas

Por su finalidad:

- a) Rejillas en tomas directas
- b) Rejillas para protección al equipo de bombeo

Por su montaje:

- a) Fijas
- b) Removibles

Por la separación entre barrotes:

- a) Gruesas
- b) Finas

Por su limpieza:

- a) Manual
- b) Mecánica

Por su colocación con respecto a la superficie libre de agua (S.L.A.)

- a) Superficiales
- b) Sumergidas

7.3.3. DISEÑO DE REJILLAS

7.3.3.1. Datos básicos de diseño

Antes de iniciar el diseño de las rejillas se debe contar con la siguiente información:

- a) Croquis o plano de las instalaciones (canales y cárcamo)
- b) Gasto máximo y mínimo esperado
- c) Número y capacidad de las bombas
- d) Diámetro del paso de esfera de cada bomba
- e) Calidad del agua y de los sólidos en suspensión esperados

7.3.3.2. Pasos a seguir para el diseño de una rejilla

- a) Determinación del tipo de rejilla
- b) Dimensionamiento general en función del gasto, de las velocidades de llegada recomendadas, de los niveles de operación y de las dimensiones del cárcamo o de la caja de rejillas
- c) Elección de la separación entre barras en función del gasto y del paso de esfera de las bombas
- d) Selección de los materiales para la fabricación de la rejilla. Tabla 7.13
- e) Condiciones hidráulicas

7.3.3.3. Condiciones hidráulicas

Hidráulicamente debe buscarse que se cumplan las siguientes condiciones.

- a) La velocidad en el canal de llegada o en el área bruta de las rejillas debe estar comprendida entre 0,30 y 0,90 m/s, con el objeto de que no disminuya de un valor autolimpiante o se eleve tanto que disperse los materiales retenidos por la rejilla
- b) La pérdida de carga a través de la rejilla no debe afectar el bordo libre del canal o el ducto de llegada
- c) La velocidad neta a través de la rejilla debe ser menor a 1.25 m/s, con lo que se evitan vibraciones excesivas

Cuando el flujo incide normal al plano de las rejillas, y están parcialmente sumergidas, la pérdida de carga puede evaluarse con la Ecuación 7.31.

$$h_r = C_f \left(\frac{s}{b} \right)^{\frac{4}{3}} \sin \theta \frac{V_0^2}{2g} \quad \text{Ecuación 7.31}$$

donde:

- h_r = Pérdida de carga, en la rejilla en metros (m)
- C_f = Coeficiente que depende de los frentes que presentan las barras al flujo Ilustración 7.18 a)
- S = Espesor de las barras, en centímetros (cm)
- b = Claro libre entre rejillas, en centímetros (cm)

- V_o = Velocidad del agua frente a las rejillas, en metros por segundo (m/s)
- g = Aceleración de la gravedad, en metros por segundo cuadrado (m/s^2)
- θ = Ángulo de inclinación de la rejilla con la horizontal

Cuando la dirección del flujo no incide normal al plano de las rejillas, la pérdida es mayor y se obtiene con la misma ecuación afectada por un coeficiente β (Fórmula de Mosonyi), Ilustración 7.18 b.

7.3.3.4. Esfuerzos admisibles

En los componentes de acero al carbón ASTM-36 se deben tomar los siguientes esfuerzos admisibles.

- a) Tensión y compresión en las fibras extremas de perfiles estructurales sujetos a flexión

$$F_b = 0.5F_y \quad \text{Ecuación 7.32}$$

- b) Tensión en miembros cargados axialmente

$$F_t \geq 0.5F_y \quad \text{Ecuación 7.33}$$

- c) Compresión en miembros cargados axialmente se dan en la Tabla 7.14.

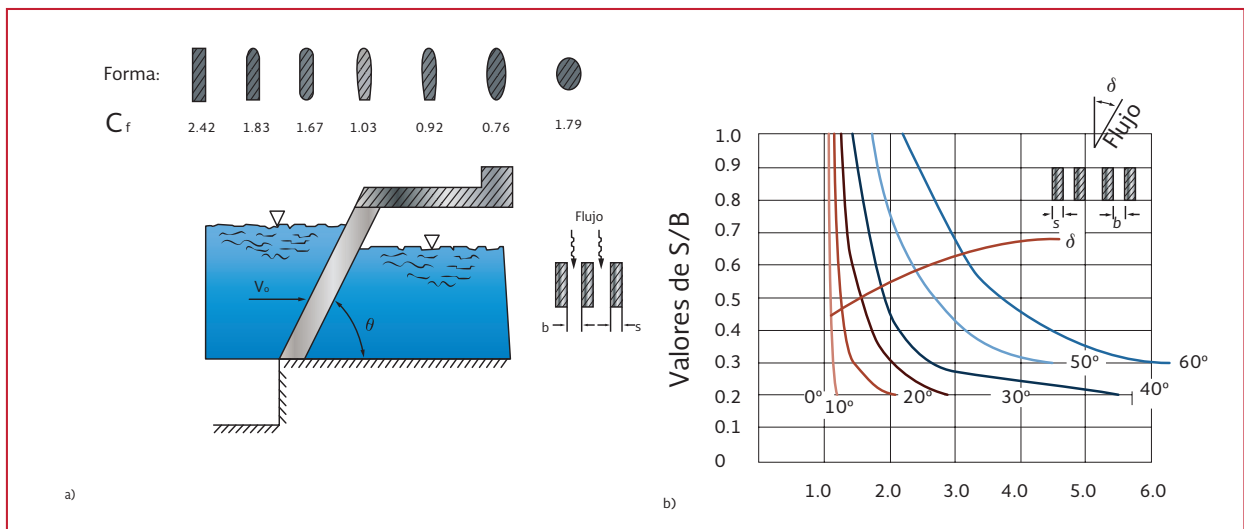
donde:

- K = Coeficiente que depende de las condiciones de apoyo de la barra, Tabla 7.15
- L = Altura libre de la barra, en centímetros (cm)
- r = Radio de giro mínimo de la barra en centímetros (cm)
- Fa = Esfuerzo admisible a compresión en Pascales Pa (kg/cm²)

- d) Esfuerzo Cortante en perfiles estructurales

$$F_v = 0.33F_y \quad \text{Ecuación 7.34}$$

Ilustración 7.18 a) Coeficiente C_f aplicable a la fórmula de Kischmer a diferentes formas de la barra. b) Valores para flujo inclinado según Mosonyi



- e) Aplastamiento en pernos de acero A-307

$$F_v = 172.6 \text{ MPa} \\ \text{ó} \left(1760 \text{ kg/cm}^2 \right)$$

Ecuación 7.35

- f) Esfuerzo cortante en pernos A-307

$$F_b = 68.67 \text{ MPa} \text{ó} \left(700 \text{ kg/cm}^2 \right)$$

Ecuación 7.36

- g) En soldadura de filete o chaflán con electrodo E-6010

$$F_b = 82.9 \text{ MPa} \text{ó} \left(845 \text{ kg/cm}^2 \right)$$

Ecuación 7.37

Los valores para detallar y las propiedades de diseño (área, masa, módulo de sección, radio de giro, etc.) de los perfiles estructurales de acero pueden encontrarse en el “Manual para Constructores” A.H.M.S.A.

7.3.3.5. Cálculo estructural

Las cargas sobre rejillas y sus apoyos dependen de la pérdida de carga a través de las mismas y de su grado de obstrucción, y no pueden determinarse en forma exacta, por lo que hay que basarse en varias hipótesis o recomendaciones.

Caso 1: En el caso de rejillas superficiales y cuando éstas se puedan limpiar fácilmente, se considera una distribución de presiones uniforme igual que la cuarta parte de su longitud, pero con un valor máximo de 1.50 m.

Caso 2: En el caso de rejillas sumergidas, en cárcamos de bombeo muy profundos y cuando la longitud es del 10 por ciento de la carga hidrostática, se toma ésta para el diseño, en este caso la distribución de presiones es la hidrostática.

Con la rejilla 100 por ciento obstruida, los esfuerzos permisibles son: Tensión y compresión en barras sujetas a flexión:

$$f_s = 0.6 f_y \approx 149.11 \text{ MPa} \text{ (1 520 kg/cm}^2\text{) para acero ASTM A-36}$$

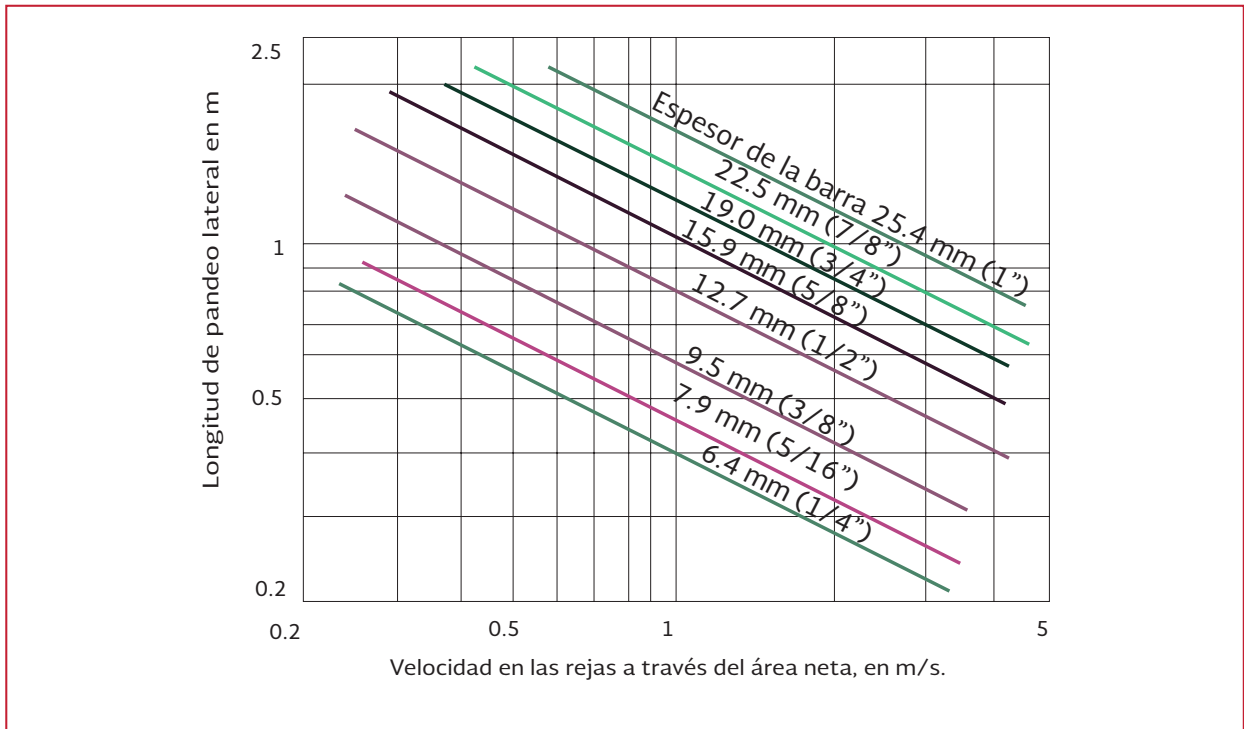
Los apoyos deben calcularse con las fatigas de trabajo normales y con las mismas cargas.

Por otra parte, la longitud máxima de los barrotes entre apoyos o atiesadores, esto es la longitud libre, queda limitada por su resistencia a la vibración y por la velocidad de paso del agua a través de las mismas. En la mayoría de las instalaciones de bombeo esta velocidad es pequeña y basta tomar en cuenta las recomendaciones de la Ilustración 7.19.

En el caso de instalaciones con velocidades mayores, es recomendable analizar la estabilidad de las rejillas, tomando en cuenta la frecuencia propia de las barras y su interacción con respecto a los vórtices provocados por el paso del agua.

Los atiesadores pueden ser soleras, ángulos o vigas T soldadas en la cara de aguas abajo de la rejilla;

Ilustración 7.19 Diagrama para el cálculo de la longitud libre de pandeo de rejillas



también pueden usarse pernos de hierro redondo liso con separadores de tubo, que deben tener una holgura de 2 a 3 mm con respecto al diámetro del perno, los pernos llevan sus extremos roscados con cuerda estándar y una tuerca hexagonal (ASTM A-307) sin rondanas Ilustración 7.20.

El cálculo de las dimensiones de las rejillas una vez escogida la separación de las barras y el número de apoyos, se hace considerando las mismas como viga continua con carga uniforme y aplicando los coeficientes de momentos y cortantes que se dan en las ayudas de diseño.

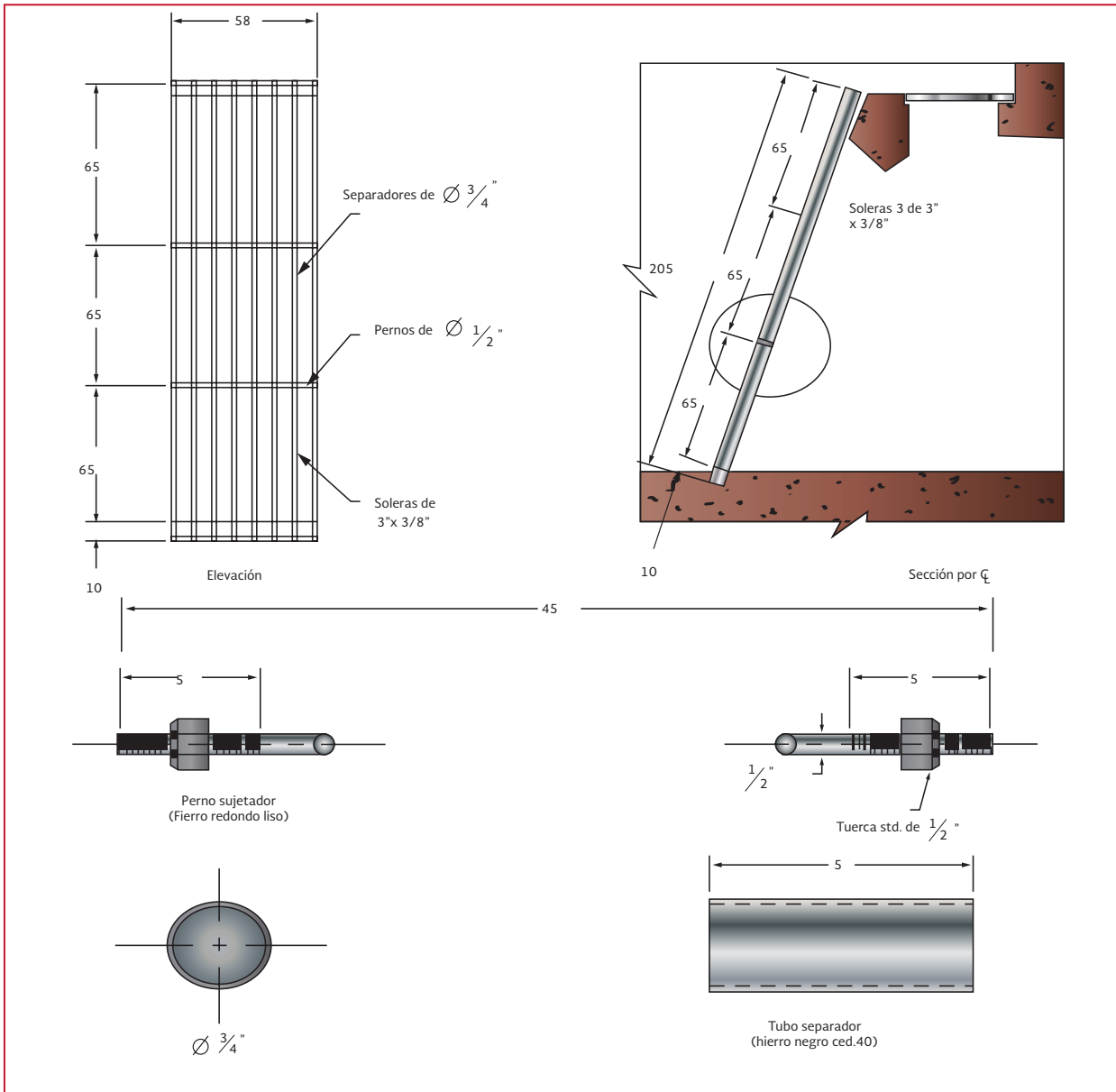
7.4. DIAGRAMA DE ESFUERZOS

Las siguientes fórmulas se incluyen como ayudas de diseño, aunque son de conocimiento general.

Se muestran las condiciones de flexión para vigas.

- a) Viga apoyada en ambos extremos con carga aumentando uniformemente hacia un extremo (carga triangular), Ilustración 7.21 a
- b) Viga apoyada en ambos extremos con una

Ilustración 7.20 Rejilla con separadores de tubo y perno. Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de curvas de cada fabricante



carga uniformemente repartida, Ilustración 7.21 b

- c) Viga empotrada en ambos extremos con una carga uniformemente repartida, Ilustración 7.21 c

$$h_1 = NAMO - \left[z_i + \frac{a}{2} \right] = 837.5 - \left[831 + \frac{0.91}{2} \right] = 6.045 \text{ [t/m}^2\text{]}$$

7.5. PROBLEMAS DE APLICACIÓN

7.5.1. EJEMPLOS DE APLICACIÓN PARA COMPUERTAS

7.5.1.1. Ejemplo 1

En una planta de bombeo se ha previsto una compuerta para aislar el cárcamo de bombeo que se muestra en la Ilustración 7.22. Se requiere seleccionar el modelo de la compuerta de fo.fo. apropiada. Calcular la capacidad y escoger el mecanismo elevador adecuado, así como las dimensiones del vástago, la separación y el tipo de guías del vástago elevador.

Datos:

La elevación del asiento de la compuerta $Z_0 = 831.00$ msnm.

Elevación del piso de la plataforma de maniobras $Z_1 = 839.0$ msnm

$NAMO = 837.50$ msnm

Desarrollo

Se calcula la carga hidrostática

Se calcula W_1 (empuje).

$$W_1 = f(a)(b)(h_1) = 0.35(0.91)(0.91)(6.045) = 1.752 \text{ t}$$

Ahora utilizamos la Tabla 7.1. Se escoge una compuerta de fo.fo de 0.91 x 0.91 para cargas mayores de 4.60 m.

Peso de la hoja $W_h = 0.160$ ton

$$W_1 + W_h = 1.752 + 0.16 = 1.912 \text{ t}$$

Se escoge un mecanismo elevador con capacidad 2.460 t.

En ambos el diámetro del vástago con cuerda sencilla es de 57 mm (2 1/4")

Longitud del vástago (aproximado) es:

$$L_v = (Z_1 - Z_0) = 839.00 - 831.00 = 8.00 \text{ m}$$

El peso del vástago de $\theta = 57$ mm es:

$$W_v = \left(20 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \right) (8 \text{ m}) = 160 \text{ kg}$$

Ilustración 7.21 a) Viga con dos apoyos simples, con carga distribuida triangular. b) Viga con dos apoyos simples, con carga uniformemente distribuida. c) Viga empotrada en ambos extremos con carga uniformemente distribuida

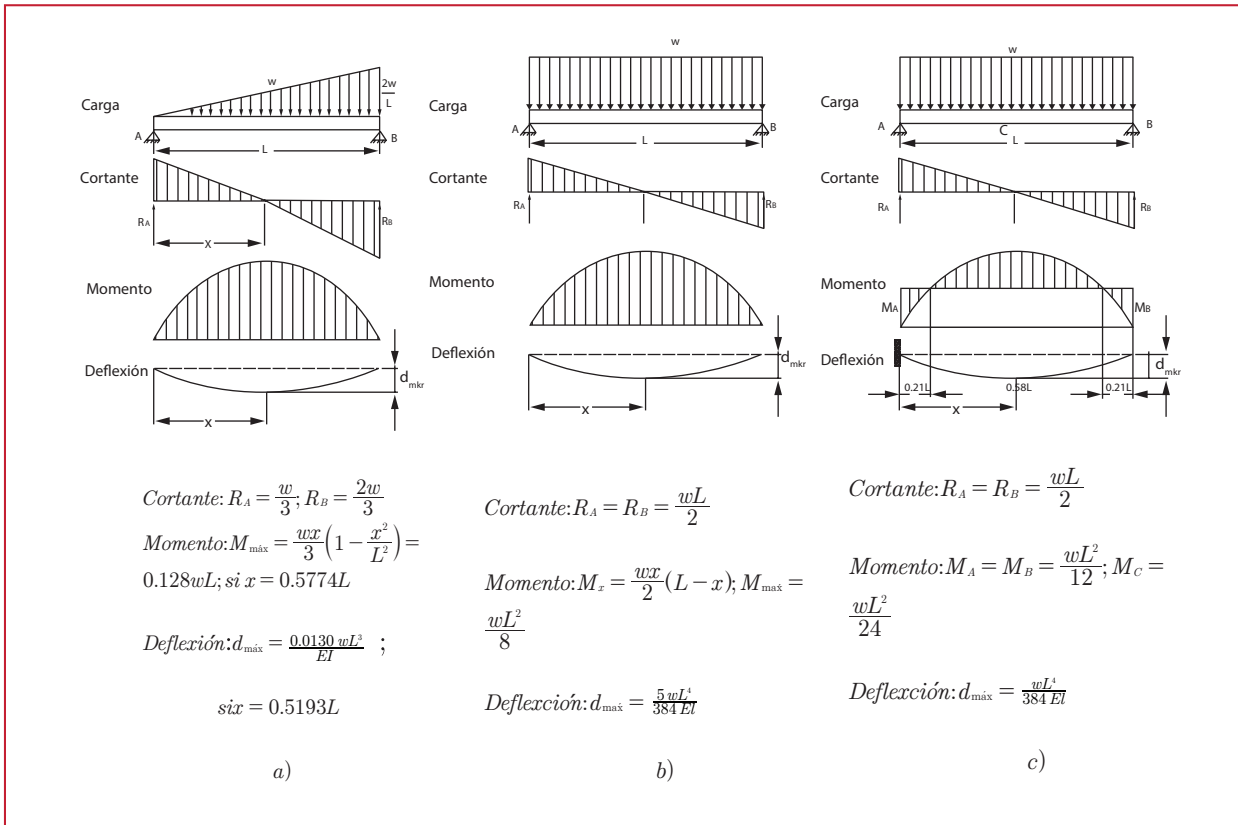
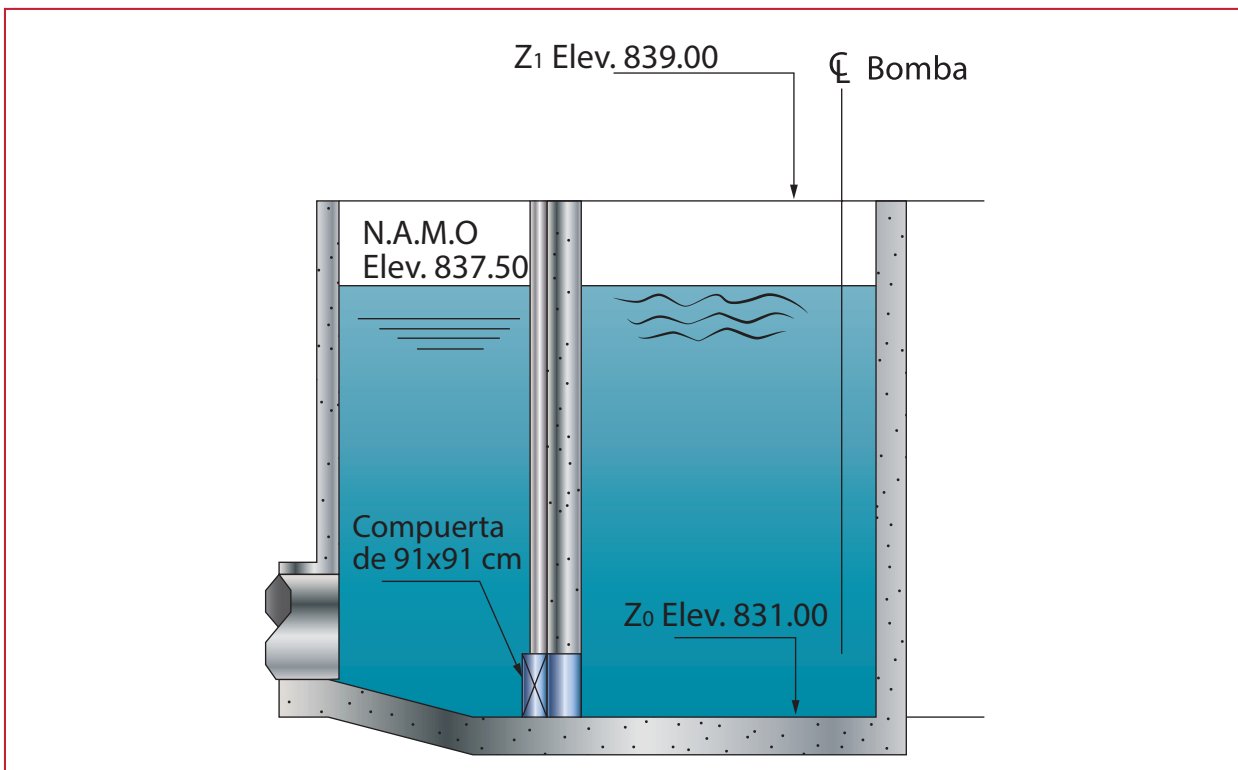


Ilustración 7.22 Croquis de instalación de ejercicio 1



La capacidad necesaria del mecanismo elevador.

$$\begin{aligned}W_1 &= W_h + W_v = 1.752 + 0.160 + 0.160 \\ &= 2.072 t \leq 2.460 t\end{aligned}$$

Por lo tanto el mecanismo escogido es apropiado. La separación entre las guías, para el mecanismo elevador y el vástago elegido se encuentra con la Tabla 7.10.

- Parte con rosca 2.13 m
- Parte sin rosca 3.2 m

Se escogen las guías para diámetros del vástago de 4.44 a 6.35 cm con un agujero de paso de 12.1 cm y distancia del eje del vástago al paño del muro de 15.24 cm. Ver Ilustración 6.11 con las separaciones menores que las máximas permisibles. La localización del cople permite el desplazamiento de la compuerta.

7.5.1.2. Ejemplo 2

En el mismo cárcamo de bombeo se prevé como alternativa instalar una compuerta de perfiles estructurales y placa de acero ASTM A- 36. Se requiere:

- a) Definir su estructuración
- b) Dimensionar los elementos estructurales (largueros, cubierta y marco)
- c) Calcular la capacidad y escoger el mecanismo elevador adecuado, así como las dimensiones del vástago
- d) Calcular la separación y el tipo de guías del vástago elevador

Datos

Compuerta de 0.91 x 0.91 m.

Elevación del asiento de la compuerta $Z_0 = 831.0$ msnm.

Elevación del piso de la plataforma de maniobras = 839.0 msnm.

NAMO = 837.5 msnm.

Proceso de diseño

Carga hidrostática al centro de la compuerta.

$$\begin{aligned}h_1 &= NAMO - \left[z_i + \frac{a}{2} \right] = 837.5 \\ &\quad - \left[831 + \frac{0.91}{2} \right] = 6.05 \text{ mca}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}E_h &= h_1 ab = 6.05(0.91)(0.91) \\ &= 5.01 t \approx 5 t\end{aligned}$$

Determinación de sus componentes

Cubierta: Apoyada en largueros de separaciones iguales y de la misma sección. Al espesor teórico se agregará 1.6 mm (1/16") por corrosión.

Largueros: De canal (C.E) o ángulo de lados desiguales (L.D).

Atiesadores: De placa, a los tercios del claro (verticales).

Marco: Piezas horizontales (C.E) o (L.D).

$$w = \frac{1.667}{0.91} = 1.83 \text{ t/m}$$

Sellos: De acero; soleras soldadas a la pantalla en la cara de aguas abajo, $f = 0.4$. Elementos de Vástago sólido y mecanismo manualizaje.

$$M = \frac{wL^2}{8} = \frac{1.83(0.91)^2}{8} = 0.1894 \text{ t} \cdot \text{m}$$

$$M = 18940 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Separación de los largueros

Nota: Este cálculo corresponde al fabricante pero se realizará a manera de ejemplo.

$$S = \frac{M}{f_s} = \frac{18940}{1265} = 14.97 \text{ cm}^3$$

Se propone estructurar la compuerta con dos largueros centrales y dos extremos, que cargarán cada uno 1/3 y 1/6 de la carga total. Se tiene lo siguiente.

b) Largueros superior e inferior (1/6 de la carga total)

$$z_i = \sqrt{z_0^2 + \frac{2\pi}{b}}$$

$$W = \frac{5}{6} = 0.833 \text{ t}$$

$$Z_0 = (837.5 - 831.91) = 5.59 \text{ msnm}$$

$$w = \frac{0.833}{0.91} = 0.916 \text{ t/m}$$

$$P_i = \frac{E_h}{3} = \frac{5}{3} = 1.667 \text{ t}$$

$$M = \frac{wL^2}{8} = \frac{0.916(0.91)^2}{8} = 0.09481 \text{ t} \cdot \text{m}$$

$$M = 9481 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Ahora sustituimos y ejecutamos operaciones en la Ecuación 7.2 para determinar la separación entre los largueros. Se observan los cálculos en la Tabla 7.16.

$$S = \frac{M}{f_s} = \frac{9481}{1265} = 7.49 \text{ cm}^3$$

Escuadra de los largueros

Este cálculo corresponde al fabricante pero se realizará a manera de ejemplo.

Para todos los largueros se usará:

a) Largueros interiores (1/3 de la carga total)

Ángulo de lados desiguales (LD) de 102 x 76.8 mm (4" x 3" x 5/16") con un peso de 11 kg/cm y $S = 20.12 \text{ cm}^3$.

$$W = \frac{5}{3} = 1.667 \text{ t}$$

Espesor de la pantalla

Este cálculo corresponde al fabricante pero se realizará a manera de ejemplo.

Se usará la ayuda de diseño Ilustración 7.7 ya que las distancias entre los largueros son casi iguales; en este caso:

$$w = 4.55 \text{ t/m (máxima)}$$

$$L = 0.31 \text{ m (promedio).}$$

$$M = wL^2C = 4.55(0.31)^2 \left(\frac{1}{10}\right) \\ = 0.043726 \text{ t} \cdot \text{m} = 4372.6 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$S = \frac{M}{f_s} = \frac{4372.6}{1265} = 3.46 \text{ cm}^3$$

$$C = \sqrt{\frac{6S}{100}} = \sqrt{\frac{6(3.46)}{100}} = 0.456 \text{ cm}$$

Agregando 0.16 cm (1/16") por corrosión.

$$c = 0.456 + 0.160 = 0.616 \text{ cm} = 6.16 \text{ mm}$$

Se usará placa de 8 mm (5/16").

Piezas verticales, atiesadores y piezas laterales del marco de placa de 6.4 mm (1/4").

Peso de la compuerta

- Cubierta = $0.91 (0.91)(62.5) = 52 \text{ kg}$
- Largueros = $4 (0.91)(11) = 40 \text{ kg}$
- Atiesadores = $2 (0.91)(6.25) = 11.4 \text{ kg}$
- Piezas del Marco = $2(0.91)(0.10)(62.5) = 11.4 \text{ kg}$
- Sellos (soleras de 50 mm x 6mm) = $2(0.91)(0.91)(2.5) = 4.2 \text{ kg}$

$$Pesototal = 52 + 40 + 11.4 + 11.4 + 4.2 = 119 \text{ Kg}$$

Mecanismo elevador

$$\text{Carga hidrostática} = 6.045 \text{ t /m}^2$$

$$C = f a b h_1 = 0.4(0.91)(0.91)(6.045) \\ = 2.002 \text{ t}$$

Peso de la hoja

$$W_h = 0.119 \text{ t}$$

$$W_h + c = 0.119 + 2.002 = 2.12 \text{ t}$$

Se escoge un mecanismo elevador con capacidad 2.460 t y diámetro del vástago con rosca sencilla de 57 mm (2 1/4"), ver Tabla 7.10.

Longitud del vástago (aproximado)

$$L_v = (Z_1 - Z_i) = 839 - 831 = 8 \text{ m}$$

Peso del vástago de 57 mm

$$W_v = 20 \frac{\text{kg}}{\text{m}} (8 \text{ m}) = 160 \text{ kg}$$

Capacidad necesaria del mecanismo elevador:

$$C + W_h + W_v = 2.002 + 0.119 + 0.160 \\ = 2.281 \text{ t} \leq 2.460 \text{ t}$$

Por lo consiguiente el mecanismo escogido es apropiado.

Separación de las guías del vástago

La separación de las guías debe ser menor o igual a las indicadas en la Tabla 7.10.

Parte con rosca 2.13 m

Parte sin rosca 3.2 m

Se escogen las guías para diámetro del vástago de 4.44 a 6.35 cm con agujero de paso de 12 cm y distancia del eje del vástago al paño del muro de 15.24cm ver Ilustración 7.10 y su Tabla 7.11 correspondiente.

7.5.2. EJEMPLOS DE APLICACIÓN PARA REJILLAS

Diseño de las rejillas en una planta de bombeo de aguas negras y pluviales.

Datos básicos de diseño:

5 bombas verticales (4 en operación y 1 de reserva)

- Gasto unitario $190 \text{ L/s} = 0,190 \text{ m}^3 / \text{s}$
- Gasto total $760 \text{ L/s} = 0,760 \text{ m}^3 / \text{s}$
- Ancho de la caja de rejillas = 1.70 m
- Nivel mínimo de operación = 118.0 msnm
- Nivel máximo de operación = 119.80 msnm
- Nivel de la plataforma de maniobras = 120.65 msnm
- Nivel de fondo del cárcamo = 117.00 msnm
- Rasante del colector (llegada) = 117.58 msnm
- Diámetro del colector = 0.91 m
- Tirante del colector (0.8 d) = 0.72 m

Los datos anteriores son suficientes para diseñar tanto las rejillas como elementos estructurales aislados y para revisarlas hidráulicamente; pero para un proyecto más detallado se requieren planos o croquis de la planta de bombeo.

a) Selección del tipo de rejilla

Teniendo en cuenta las dimensiones de la caja de rejillas (ancho, alto, tirantes mínimo y máximo) así como el paso de esfera, se diseñará una rejilla de limpieza manual con un paso de rejilla menor que 5 cm y una inclinación de 1:3, horizontal a vertical, o sea $\theta = 71.56$.

b) Dimensionamiento general de la rejilla

Las dimensiones generales se muestran en la Ilustración 7.23. "Croquis de conjunto".

- Ancho de la rejilla $b = 1.70 \text{ m}$
- Tirante máximo $h = 119.8 - 117 = 2.80 \text{ m}$
- Área hidráulica $A_h = h_{\text{máx}} (b) = 2.8 \times 1.7 = 4.76 \text{ m}^2$

Longitud de rejilla

$$L = \frac{120.65 - 117}{\text{sen } 71.56} = 3.85 \text{ m}$$

c) Elección de la separación de las barras

- Espesor de las barras = 8mm (5/16")
- Distancia centro a centro $f = 55 \text{ mm}$
- Claro libre

$$b = f - s = 55 - 8 = 47 \text{ mm} = 4.7 \text{ cm} < 5 \text{ cm}$$

d) Selección de materiales

- Soleras y perfiles estructurales acero ASTM A-36
- Tornillería ASTM A-307
- Soldadura, electrodos E-6010

Ilustración 7.23 Ejemplo de aplicación croquis de conjunto

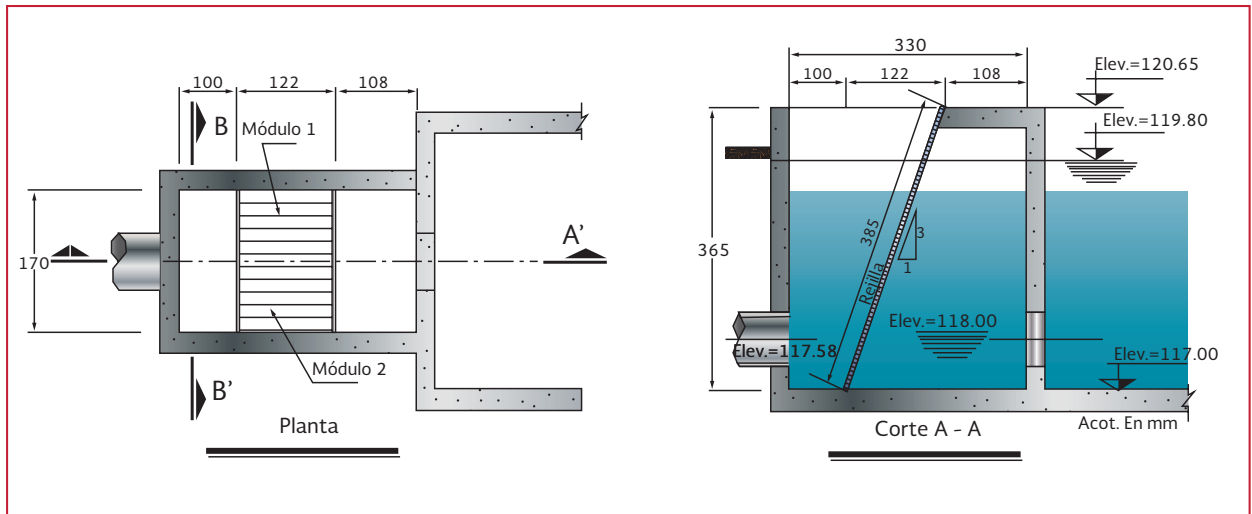
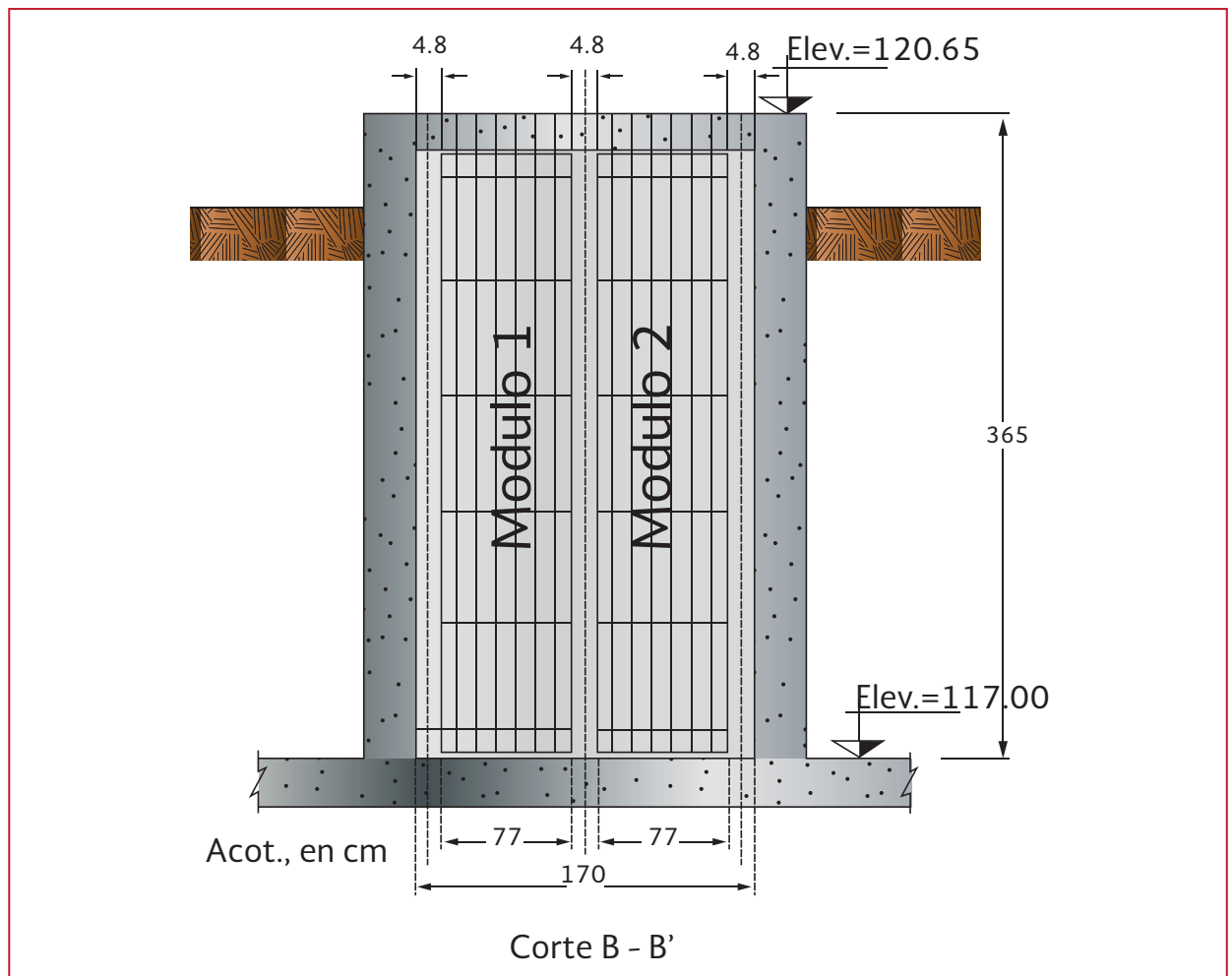


Ilustración 7.24 Rejillas ejemplo de aplicación



e) Condiciones hidráulicas

Velocidad en la caja de rejillas

$$V_e = \frac{Q}{A_h} = \frac{0.760}{4.76} = 0.160 \text{ m/s}$$

Carga de velocidad.

$$h_v = \frac{V_e^2}{2g} = \frac{(0.16)^2}{2(9.81)} = 0.001304 \text{ m}$$

Velocidad en las rejillas limpias.

$$V_0 = V_e \frac{55}{47} = 0.16 \left(\frac{55}{47} \right) = 0.19 \text{ m/s}$$

Pérdida de carga en las rejillas (formula de Kischmer).

$C_f=2.42$ por seleccionar rejillas rectangulares (Ilustración 7.18).

$$h_r = C_f \left(\frac{s}{b} \right)^{3/4} \sin \theta \left(\frac{V_0^2}{2g} \right) = 2.42 \left(\frac{8}{47} \right)^{3/4} \sin(71.56) \left(\frac{(0.19)^2}{2(9.81)} \right) = 0.0004 \text{ m}$$

Con esta pérdida se tiene los siguientes valores

- Nivel máximo de operación de 119.80 msnm
- Nivel mínimo de operación de 118.00 msnm
- Carga de velocidad de 0.0013 m
- Pérdida en las rejillas de 0.0004 m
- Pérdidas totales de 0.0017 m

f) Cálculo estructural

Aunque el cálculo estructural es tarea del fabricante, se incluye aquí a manera de ejemplo.

Para valuar la carga (en m) de diseño se considerará una carga H_d igual a la cuarta parte de la longitud de la rejilla (caso 1).

$$H_d = \frac{L}{4} = \frac{3.85}{4} = 0.9625 \text{ mca}$$

Esto es equivalente a una presión de 0.0963 kg/cm², por lo tanto

$$w = 0.09625(5.5) = 0.5296 \text{ kg/cm}^2$$

El momento sobre la solera será:

$$M = \frac{wL^2}{8} = \frac{0.5296(385)^2}{8} = 9812.49 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

Se calcula el módulo de sección:

$$S = \frac{M}{f_b} = \frac{M}{0.5F_y} = \frac{9812.49}{0.5(2530)} = 7.75 \text{ cm}^3$$

Obtención del peralte de la solera con espesor igual a 0.79 cm o (5/16”).

$$d = \sqrt{\frac{6S}{C}} = \sqrt{\frac{6(7.75)}{0.79}} = 7.67 \text{ cm}$$

Se escogen las soleras de 7.62 cm x 0.79 cm (3” X 5/16”)

La rejilla se construirá con 2 módulos de 15 soleras a cada 5.5 cm de centro a centro.

El peso por barra es de (4.7 kg/m) (3.85 m + 0.04 m) = 18.2 kg

El peso del módulo parcial (15 soleras) será de $18.3 \times 15 = 273$ kg ver Ilustración 7.24.

g) Cálculo de atiesadores

Se hará uso de la Ilustración 7.19 utilizando los valores de velocidad en las rejillas ($v=0.19$ m/s, calculada anteriormente) y de el espesor de la

barra ($e = 7.9$ mm), con éstos valores la separación máxima de los atiesadores es $s = 100$ cm, para este diseño tomaremos conservadoramente

Separación = 65 cm

Cantidad = 6

Tipo soldados

Sección APS de 63.5 mm X 7.9 mm (2 1/2" X 5/16"). Ver Ilustración 7.25

En la Ilustración 7.26 se muestran los detalles de los apoyos y en la Tabla 7.17 se indica la relación de materiales.

Ilustración 7.25 a) Atiesadores. b) Dimensiones de módulos

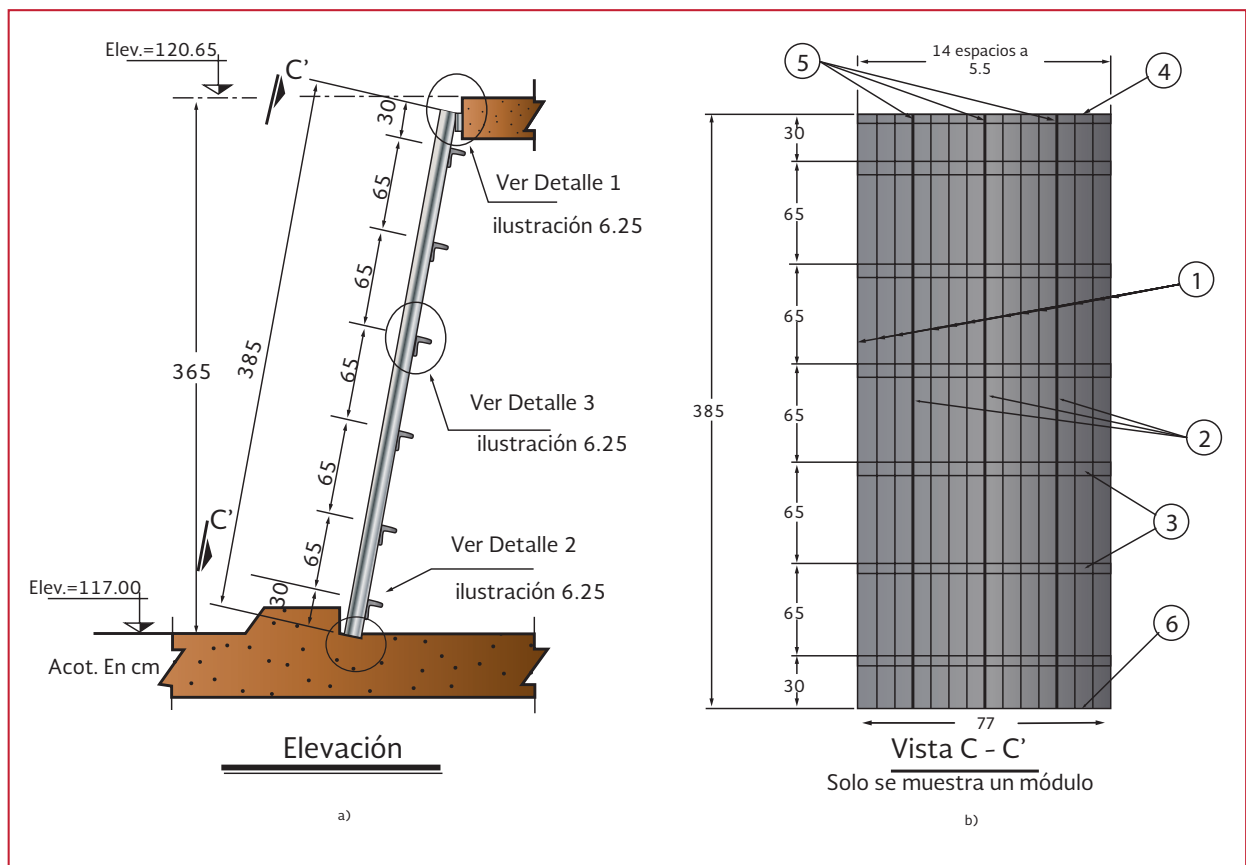


Ilustración 7.26 a) Detalle apoyo superior. b) Detalle apoyo inferior. c) Detalle de separador

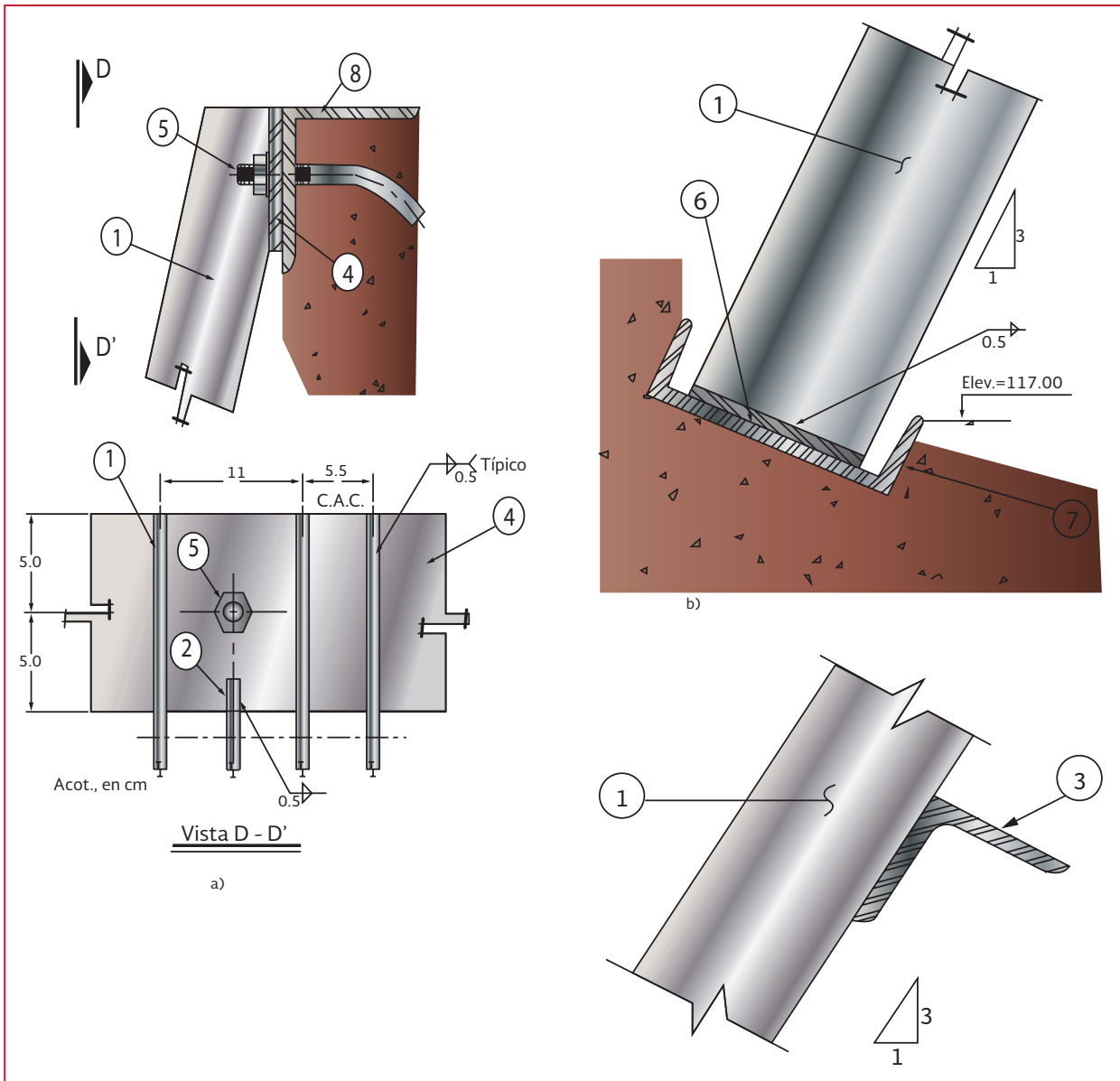


Tabla 7.1 Diseños prototipo de compuertas deslizantes de hierro fundido y acero

Compuertas de fo. fo				
Ancho (m)	Alto (m)	Carga (m)	Capacidad del mecanismo elevador (kg)	Hoja marco (kg)
0.61	0.61	0-4.6	1 100	55/77
0.61	0.91	0-4.6	1 100	75/90
0.76	0.76	0.4.6	1 100	70/85
0.76	0.91	0-3.2	800	190
0.91	0.61	0.4.6	1 100	90/105
0.91	0.91	0-4.6	1 300	133/122
0.91	1.22	0-4.6	2 000	155/160
1.06	1.06	0.4.6	2 000	180/160
1.22	0.91	0-4.6	2 000	210/210
1.22	1.22	0-4.6	3 000	280/250
1.22	1.52	0-4.6	3 000	350/290
1.52	1.22	0-4.6	3 000	370/320
1.52	1.52	0-4.6	3 756	460/370
1.52	1.83	0-4.6	4 500	625/330
1.83	1.83	0-4.6	5 600	85/354
0.61	0.61	de 4 a 15.4		60/70
0.61	0.91	de 4 a 15.4		80/90
0.76	0.76	de 4 a 15.4		105/85
0.91	0.91	de 4 a 15.4		160/125
0.91	1.22	de 4 a 15.4		210/156
1.06	1.06	de 4 a 15.4		230/160
1.22	0.91	de 4 a 15.4		270/210
1.22	1.22	de 4 a 15.4	2 450	325/211
1.22	1.52	de 4 a 15.4		450/290
1.5	1.5	18.08	14 725	985/2 000
1.52	1.22	de 4 a 15.4		470/320
1.52	1.52	de 4 a 15.4		585/370
1.52	1.83	de 4 a 15.4		700/335
2	2	de 4 a 8.06		1 514/875
2.25	1.5	0-5.0		1 078/1 569
Compuertas de acero				
0.76	0.91	3.2	600	198
0.91	0.76	1.5		183
0.91	0.91	2.5	1 095	314
1	1	2.1	800	206
1.22	1.23	3	1833	442

Fuente: AWWA STD C501

Tabla 7.2 Esfuerzos de trabajo

Área de aplicación	A (Carga Dinámica)	B (Carga Hidrostática)	C (Estructura de mantenimiento)
Tensión y compresión en fibras extremas	0.45 f_y	0.5 f_y	0.67 f_y
Tensión y compresión en miembros en cajón	0.45 f_y	0.5 f_y	0.67 f_y
Tensión y compresión en las fibras extremas de pasadores	0.67 f_y	0.75 f_y	0.65 f_y
Aplastamiento en las superficies maquinadas y en el área proyectada de agujeros barrenados para pasadores	0.56 f_y	0.62 f_y	0.85 f_y
Tensión en pernos y tornillos	0.60 f_y	0.75 f_y	0.90 f_y
Pernos A-307	740 kg/cm ²	810 kg/cm ²	1100 kg/cm ²
Cortante en remaches y tornillos pernos A-307	530 kg/cm ²	600 kg/cm ²	775 kg/cm ²
Los anteriores esfuerzos son para conexiones por aplastamiento en kg/cm ²			
Aplastamiento en el área proyectada (de los miembros unidos)	1.0 f_y	1.13 f_y	1.35 f_y
Soldadura en chaflán de ranura con penetración parcial	705 kg/cm ²	845 kg/cm ²	900 kg/cm ²
Soldadura con electrodo de arco sumergida A-233 clase E-60	705 kg/cm ²	845 kg/cm ²	900 kg/cm ²
Las soldaduras de ranura con penetración completa tendrán los mismos esfuerzos permisibles de tensión, compresión, flexión y aplastamiento que las partes (metal base)			
Esfuerzo básico en el área neta excepto para perfiles conectados con pasadores (tensión)	0.45 f_y	0.5 f_y	0.67 f_y
Esfuerzos básicos en el área neta en miembros conectados con pasadores, miembros compuestos en ganchos compuestos (tensión)	0.34 f_y	0.37 f_y	0.50 f_y
Esfuerzo básico en el área bruta del alma de vigas y trabes (cortante)	0.30 f_y	0.33 f_y	0.45 f_y
Flexión, tensión y compresión en los miembros laminados armados	0.50 f_y (máximo)	0.50 f_y	0.67 f_y

Fuente: Nomenclatura según especificaciones del AISC

Tabla 7.3 Materiales

Componente	Material	Características mecánicas y otras	Notas
Pantalla o cubierta	Acero al carbón ASTM A-36 (NOM-B 254) ASTM-A529 (NOM- B 99)	$f_y = 248 \text{ MPa (2530 kg/cm}^2\text{)}$ $f_y = 289 \text{ MPa (2950 kg/cm}^2\text{)}$	b
Perfiles estructurales y soleras	Acero al carbón ASTM A-36 (NOM-B254) ASTM-A529 (NOM- B 99)	$f_y = 248 \text{ MPa (2530 kg/cm}^2\text{)}$ $f_y = 289 \text{ MPa (2950 kg/cm}^2\text{)}$	b
Tornillería (1/4" a 2 1/2")	SAE-2 Acero al bajo carbón ASTM-A-307 A Y B	$f_u = 441.45 \text{ MPa (4500 kg/cm}^2\text{)}$	d, e
Vástagos	Aceros ASTM A-107 C ASTM A-529	$f_y = 289 \text{ MPa (2950 kg/cm}^2\text{)}$	g
Cables*	Acero al arado 6x19 alma de fibra 6x25 alma de fibra 6x25 alma de fibra	-	h-L h-i
Cadenas	Acero ASTM A-56	-	J
Sellos	Hule natural o buna	Tensión mínima 22MPa (225 kg/cm ²), dureza shore A-60.70, asentamiento máx. por compresión 30%, tensión después de la prueba de envejecimiento ITO kg/cm ²	L
Piezas fijas marcos anclas	Acero ASTM A-36 (NOM- B 254) Fierro redondo liso ASTM A-529 (NOM B-99) Corrugado redondo	$f_y = 248 \text{ MPa (2530 kg/cm}^2\text{)}$ $f_y = 289 \text{ MPa (2950 kg/cm}^2\text{)}$	p
Tubos de ventilación y otros	Acero ASTM A-53 Gr.C (NOM- B 177)	$f_y = 235 \text{ MPa (2400 kg/cm}^2\text{)}$	p
Pintura	Ambiente húmedo Recubrimiento vinílico de 3 componentes Húmedo y seco Galvanizado	-	f

Notas: Significado de siglas: (b) Placas de 9 a 50 mm (3/8" a 2") de espesor. (d) Cabeza hexagonal salvo indicación contraria. (e) Rosca estándar. (f) Galvanizados por inmersión en caliente. (g) De 38 a 83 mm (1 1/2" a 3 1/4") de diámetro y 3 1/2", 3 3/4" y 4" de fabricación especial (h) Torsión alargada. (i) Torsión normal. (J) Con protección anticorrosiva. (L) Propiedades determinadas con las especificaciones ASTM D- 471 y D -572. (p) De 10.3 a 61.9 cm (4" a 24") de diámetro nominal.

Tabla 7.4 Práctica general de laminación

Espesor	Ancho	Largo
ASTM A 36 3/8", 5/16" *	72", 89", 96", 108", 120"	240", 360"
1/2", 5/8", 7/8" *	60", 72", 84", 96", 108"	240", 360"
1", 1 1/4", 1 1/2" *	60", 72", 84", 96"	240", 360"
1 3/4", 2" *	60", 72", 84", 96", 60"	240", 360"
2 1/2", 3", 3 1/2", 4" *	72"	240", 360"
3/8" **	72", 84", 96"	240", 360"
1 1/4", 1 1/2", 5/8", 3/4", 1" **	60", 72", 84", 96"	240", 360"
1 1/2" **	60", 72"	240", 360"
1 3/4", 2" **	60"	240", 360"

Notas: * Correspondiente a ASTM A-36 y sus pesos son: Peso máximo por pieza 4.5 t. Peso mínimo por partida 10 t. Peso mínimo por pedido 100 Toneladas. ** ASTM A- 515-70, A- 516-70, sus pesos: Peso máximo por pieza 3.8 t. Peso mínimo por partida 10 toneladas.

Tabla 7.5 Dimensiones de sellos de nota y esquineros

A	B*	C	D	E	R
1"	4 1/2"	1/2"	**	15"	7/16"
1 1/4"	4"	1/2"	**	15"	3/16"
1 1/4"	5"	3/4"	**	15"	5/16"
1 1/4"	6"	7/8"	**	15"	3/16"
2"	6"	7/8"	**	15"	5/16"
2"	6"	1"	**	16"	1/4"
2"	6"	1"	**	16"	1/4"
2 1/4"	6"	5/16"	**	18"	5/16"
3"	7"	1"	**	18"	7/16"
1 1/4"	4 1/2"	1/2"	**	13"	7/16"
1"	4"	1/2"	**	13"	3/16"
2"	6"	1"	**	13"	1/4"
3"	7"	1"	**	14 1/2"	7/16"

Notas: * Dimensiones máximas. ** El proyectista indicará el diámetro D si se especifica sello hueco.

Tabla 7.6 Designación de perfiles estructurales

Perfil	Designación usual	Designación I.M.C.A.
I estándar	IPS	IE
I rectangular	IPR	IR
C estándar	CPS	CE
Ángulo de lados iguales	APS	LI
T rectangular	TPR	TR
Redondo sólido		OS
Tubo circular		OC

Tabla 7.7 Ayudas de diseño para tipos de carga

Tipo de caso	Tipo de carga
Caso 1	Como viga continua, carga uniformemente repartida en claros iguales Ilustración 7.7
Caso 2	Como viga continua, carga variable (triangular con un apoyo intermedio) Ilustración 7.8
Caso 3	Como viga continua, carga variable (triangular o trapecial) Ilustración 7.4
Caso 4	Como placa apoyada en los bordes verticales. En el caso de compuertas de superficie de poca profundidad se trata como una viga libremente apoyada de ancho unitario, con la carga máxima y claro igual al ancho de la compuerta

Tabla 7.8 Coeficientes de fricción.

Descripción	f
Acero sobre bronce sin lubricar	0.3
Compuerta estándar de hierro fundido (fo.fo)*	0.35
Acero sobre bronce sin lubricar Hule natural o artificial sobre acero	0.4
a) Dureza shore A-55	0.9
b) Dureza shore A-70	0.8
c) Dureza shore A-85	0.7

Notas Estos valores corresponden a fricción seca y superficie de deslizamiento ligeramente oxidada y pueden reducirse en un 20% cuando existe buen mantenimiento y la compuerta es normalmente abierta. * Con este valor se calcula la capacidad del mecanismo elevador.

Tabla 7.9 Características de vástagos

Diámetros			Áreas en cm ²		Cuerdas por pulgada de longitud
Total "D"		Neto "K"	Total "A"	Neta "K"	
mm	pulgadas	mm	diámetro D	diámetro k	
6.3	1/4	4.73	0.317	0.174	20
12.7	1/2	10.2	1.265	0.806	13
19	3/4	15.7	2.852	1.993	10
25.4	1	21.3	5.065	3.555	8
28.6	1 1/8	23.8	6.41	4.471	7
31.8	1 1/4	27	7.916	5.742	7
34.9	1 3/8	29.4	9.58	6.799	6
38.1	1 1/2	32.6	11.4	8.348	6
44.5	1 3/4	37.9	12.515	11.251	5
50.8	2	43.6	20.27	14.838	4 1/2
57.15	2 1/4	49.8	25.65	19.49	4 1/2
63.5	2 1/2	55.2	31.67	23.974	4
69.9	2 3/4	56.2	38.32	29.8	4

Tabla 7.10 Mecanismos elevadores-datos básicos

Diámetro del vástago (mm/pulgada)	Rosca ACME	Longitud del vástago sin apoyo (mm)		Capacidad (kg)
		Parte con rosca	parte sin rosca	
50.8 (2")	Doble L = 15.93 P = 8.466	3 150	4 801	875
50.8 (2")	Sencilla 3 por 25.4 (3 por pulgada)	2 794	4 267	962
44.5 (1 3/4")	Doble L = 14.514 mm P = 7.257 mm	2 184	3 353	898
44.5 (1 3/4")	Sencilla 3 ½ por 25.4 (3 por pulgada)	1 905	2 972	1 098
50.8 (2")	Sencilla 3 por 25.4 (3 por pulgada)			1 825
64 (2 1/2")	Doble L=16.933 P=8.466	3 302	4 674	1 915
64 (2 1/2")	Sencilla 3 por 25.4 (3 por pulgada)	2 945	4 216	2 275
57 (2 1/4")	Doble L=16.933mm P=8.466mm	2 337	3 505	2 065
57 (2 1/4")	Sencilla 3 por 25.4 (3 por pulgada)	2 134	3 200	2 460
70 (2 3/4")	Doble L=20.32mm P=10.15mm		5 130	2 305
70 (2 3/4")	Sencilla 2½ por 25.4 (2½ por pulgada)	3 555	4 625	2 770
64 (2 1/2")	Doble L=16.933mm P=8.267mm	3 150	2 910	2 590
64 (2 1/2")	Sencilla 3 x 25.4 (3 x pulgada)	2 745	3 505	3 075
76 (3")	Doble L=0.8" P=0.4"	3 860	5 435	2 910
76 (3")	Sencilla 2½ por 25.4 (2½ por pulgada)	3 505	4 875	3 455
70 (2 3/4")	Doble L=0.8"	2 895	4 320	3 080
70 (2 3/4")	Sencilla 2½ por 25.4 (2½ por pulgada)	2 590	36 803	3 695
88.9 (3 1/2")	Doble L=1.0" P=0.5"	3 800	5 550	5 500
88.9 (3 1/2")	Sencilla 2 hilos/pulgada	3 350	4 900	5 600
82.6 (3 1/2")	Doble L=0.8" P=0.4"	3 100	4 400	6 100
82.6 (3 1/2")	Sencilla 2½ hilos por pulgada	2 750	3 900	7 200
76.2 (3")	Doble L=0.8" P=0.4"	2 350	3 500	6 500
76.2 (3")	Sencilla 2½ hilos por pulgada	2 000	3 050	7 500

Tabla 7.11 Diámetro del vástago D

Dimensiones de guías en (mm)	25.4 a 30.1 mm (1" a 1.5")	44.4 a 63.5mm (1 ¾" a 2.5")	Dimensiones de las guías (mm)
d	D+6.41	D+6.4	D+6.4
i	106	152.4	184.2
Anclas	2 de 19.1	4 de 19.1	4.22 de 0.2
L	209.5	266.7	317.5
S	-----	127	142.9
Y	164	248	295
Z	135.4	222	254

d= diámetro del agujero de paso, i= distancia del eje del vástago al paño de muro, L= distancia horizontal entre anclas, s= distancia vertical entre anclas, Y= proyección de la guía, Z= altura de la guía

Tabla 7.12 Características de las rejillas

Concepto	Limpieza manual	Limpieza mecánica
Dimensiones de la barra en cm.	0.6 a 1.5 (ancho) 2.5 a 7.5 (peralte)	0.6 a 1.5 (ancho) 2.5 a 5.0 (Rejilla fina)
Separación	15 a 20 (rejilla gruesa) 2.5 a 7.5 (peralte)	15 a 20 (rejilla gruesa) 1.6 a 7.5 (rejilla fina)
Inclinación respecto a la vertical en grados.	0° a 30°	0° a 30°
Velocidad de aproximación en m/s.	0.3 a 0.6	0.3 a 0.6
Pérdida de carga admisible en cm.	15.0	15.0

Tabla 7.13 Materiales empleados en la construcción de rejillas

Componente	Material
Marcos, guías, apoyos	Perfiles estructurales, (APS, CPS, IPS, IPR)
Marcos, apoyos, orejas de izaje, otros	Placa
Rejillas, propiamente dichas	Soleras
Atiesadores, asas de izaje	Fierro redondo liso
Anclas	Fierro redondo corrugado
Separadores	Tubo de acero
Guías y barandales	Tubo estructural
Uniones y atiesadores	Tuercas
Uniones	Tornillos
Uniones	Electrodos para soldadura
Marcos, guías, apoyos, rejillas (de acero al carbón)	Galvanizado
Marcos, guías, apoyos rejillas (de acero al carbón)	Pintura anticorrosiva
Marcos, guías, rejillas	Pintura de aluminio
Rejillas de piso y otras	Rejillas electrosoldadas

Tabla 7.14 Valores de compresión en miembros cargados axialmente

Relación (kL/r)	Fa (kg/cm ²)
10	1 487
20	1 448
30	1 401
40	1 348
50	1 290
60	1 225
80	1 079
100	912
120	723
140	537
160	410
180	324
200	263

Tabla 7.15 Valores del factor efectivo K

Valores del factor de longitud efectiva K para condiciones ideales de apoyo						
La deformación de la columna se muestra con línea punteada.						
Valor teórico K	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valor recomendado para diseño	0.65	0.80	1.2	1.0	2.1	2.0
Condiciones de los apoyos		Rotación y traslación restringidas			Rotación libre, traslación restringida	
		Rotación restringida y traslación libre			Rotación y traslación libres	

Tabla 7.16 Resultados de cálculos para separación entre largueros ejemplo 2

Carga	Profundidad	Separación
	$Z_0 = 5.59 \text{ m}$	
$Pz_1 = Pi = 1.667 \text{ t}$	$Z_1 = 5.91 \text{ m}$	0.32 m
$Pz_2 = 2 Pi = 3.333 \text{ t}$	$Z_2 = 6.21 \text{ m}$	0.30 m
$Pz_3 = 3 Pi = 5.001 \text{ t}$	$Z_3 = 6.50 \text{ m}$	0.29 m
		$\Sigma = 0.91$

Tabla 7.17 Relación de materiales para el ejemplo de aplicación

No.	Descripción	Cantidad	Unidad
1	Solera de 7.62 cm x 0.8 cm x 389 cm de largo	24	pieza
2	Solera de 7.62 cm x 0.8 cm x 380 cm de largo	6	pieza
3	Separadores de A.P.S. de 6.35 cm (2 1/2") x 79 mm y 170 cm de largo	12	pieza
4	Placa de 11.5 cm x 78 cm y 0.8 cm de espesor	2	pieza
5	Perno de 1.3 cm (1/2") x 20 cm de longitud, con extremo roscado (6 cm) y tuerca hexagonal	6	pieza
6	Placa de 7.5 cm x 0.8 cm de espesor	2	pieza
7	CPS de 12.7 cm (5") x 10 kg/m x 170 cm de largo	1	pieza
8	APS de 10.2 cm x 15.24 cm (4" x 6") x 15 kg/m y 170 cm de largo	1	pieza



8

INSTRUMENTOS Y VÁLVULAS

8.1. INTRODUCCIÓN

Considerada como una parte importante del Manual de Diseño y Selección de Instalaciones Mecánicas, se ha desarrollado el capítulo de instrumentos y válvulas para manejo de agua potable, alcantarillado y saneamiento, en el cual se desglosan los conocimientos básicos y se da la información técnica indispensable para realizar una adecuada selección, instalación y operación.

La interpretación del principio de funcionamiento (auxiliada con ilustraciones) de los medidores de presión, flujo y nivel aquí establecidos, representa un medio para eficientar y optimizar de la operación en dichas instalaciones. La clasificación de los elementos primarios y receptores (medidores) recomendados, se exponen en una forma teórico-práctica a fin de exhibir las ventajas y desventajas así como ejemplos de aplicación correspondientes.

Así mismo, en este capítulo se toca el tema de válvulas, las cuales son una parte fundamental en las instalaciones de manejo de agua potable, alcantarillado y tratamiento de aguas residuales (saneamiento).

Al igual que la sección de medidores, la de válvulas ha sido preparada para todo aquel personal técnico que dentro de dichas instalaciones está relaciona-

do con las mismas, ya sean ingenieros de diseño, de proyecto o personal encargado de las instalaciones (personal de operación o de mantenimiento).

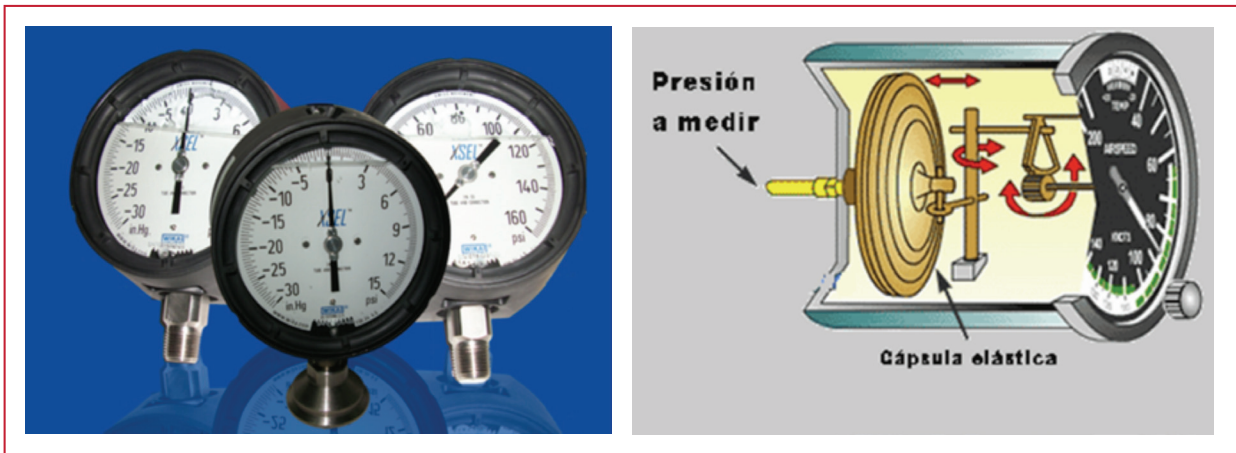
Las válvulas constituyen del 20 al 30% del costo de la tubería de una planta de tratamiento de agua y quizás se incrementen estos valores en instalaciones de almacenamiento, distribución y bombeo de agua potable, dependiendo del tamaño y tipo de válvulas; Por tanto, la selección de estos equipos mecánicos es de suma importancia en los aspectos económicos, así como en la operación de dichas plantas e instalaciones.

Para la parte específica de mediciones de gasto es recomendable ver el Libro de *Sistemas de Medición del Agua: Producción, operación y consumo* del MAPAS.

Nota Importante:

En el presente capítulo se indican instrumentos y válvulas, que el proyectista no tiene que diseñarlos pero sí forman parte del diseño mecánico de una instalación hídrica, por lo tanto se deben realizar las especificaciones técnicas correspondientes; a continuación se presentan tablas con parámetros o datos de fabricantes los cuales pueden variar dependiendo del proyecto y la tecnología utilizada.

Ilustración 8.1 Medidor tipo Bourdon C



8.2. MEDIDORES DE PRESIÓN TIPO BOURDON “C”

8.2.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Los indicadores locales de presión conocidos comúnmente como manómetros (cuando miden la presión manométrica, ver Ilustración 8.1) consisten de un elemento del tipo Bourdon o tubo de sección transversal ovalada y rolada para formar un arco (forma "C"), una espiral o una helicoidal, Ilustración 8.2, el cual tiene un extremo soldado a la toma de presión y el otro extremo se encuentra conectado a un mecanismo de engrane/piñón montado sobre el eje pivote de una aguja o puntero la cual se mueve sobre una escala calibrada. La aplicación de una presión mayor que la atmosférica hace que el tubo tienda a desenrollarse, en tanto que un vacío origina su contracción.

8.2.2. CLASIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN

Los manómetros tipo Bourdon se clasifican en tres tipos:

- a) Tipo "C"
- b) Espiral
- c) Helicoidal

Debido a que la mayoría de los indicadores locales de presión utilizan tubo Bourdon tipo "C" y a que tiene una gran aceptación para servicios con agua clara, tratada o residual, este será el único tipo a tratar en esta sección.

El Bourdon "C" con amplificación mecánica está apropiadamente diseñado y calibrado para que cada incremento de presión produzca un movimiento proporcional en la posición de la aguja, indicando sobre la carátula la presión real que existe dentro del tubo. Ilustración 8.3.

Ilustración 8.2 Elementos sensores de presión tipo Bourdon

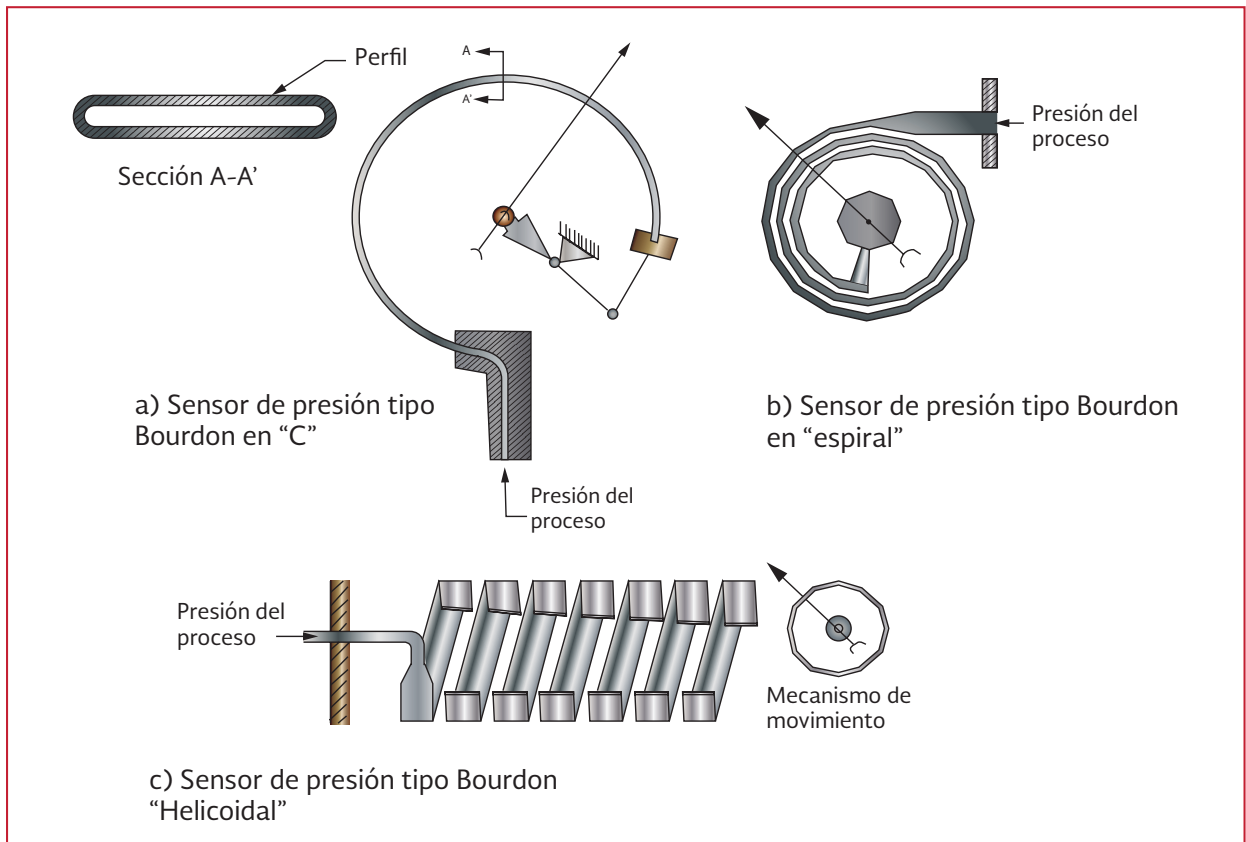
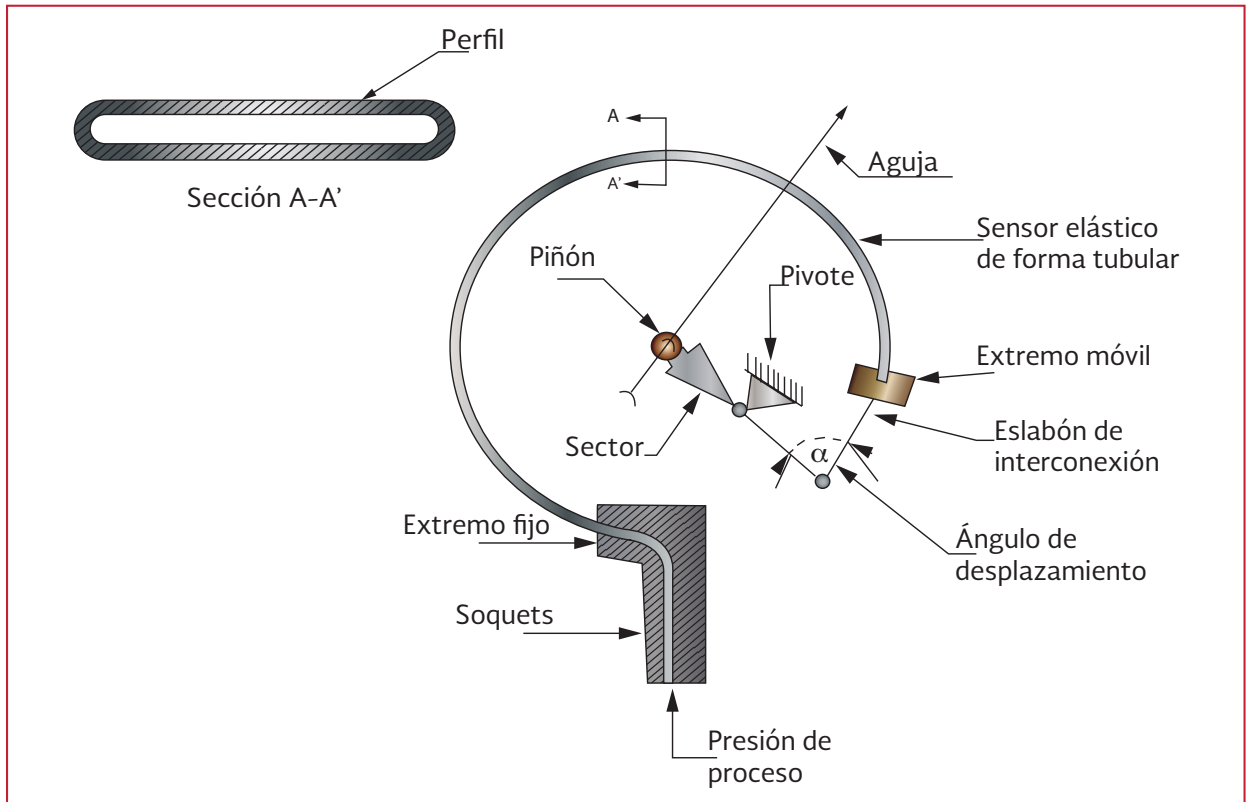


Ilustración 8.3 Componentes de manómetro tipo Bourdon "C" con amplificación mecánica de señal



El error de los manómetros con este tipo de señal de amplificación, es de 0.5 por ciento del valor máximo de la escala, en los de uso general y para plantas de bombeo, esta diferencia depende de los materiales y la calidad en la manufactura de los mismos.

La instalación típica sobre una tubería del manómetro tipo Bourdon "C" se muestra en la Ilustración 8.4.

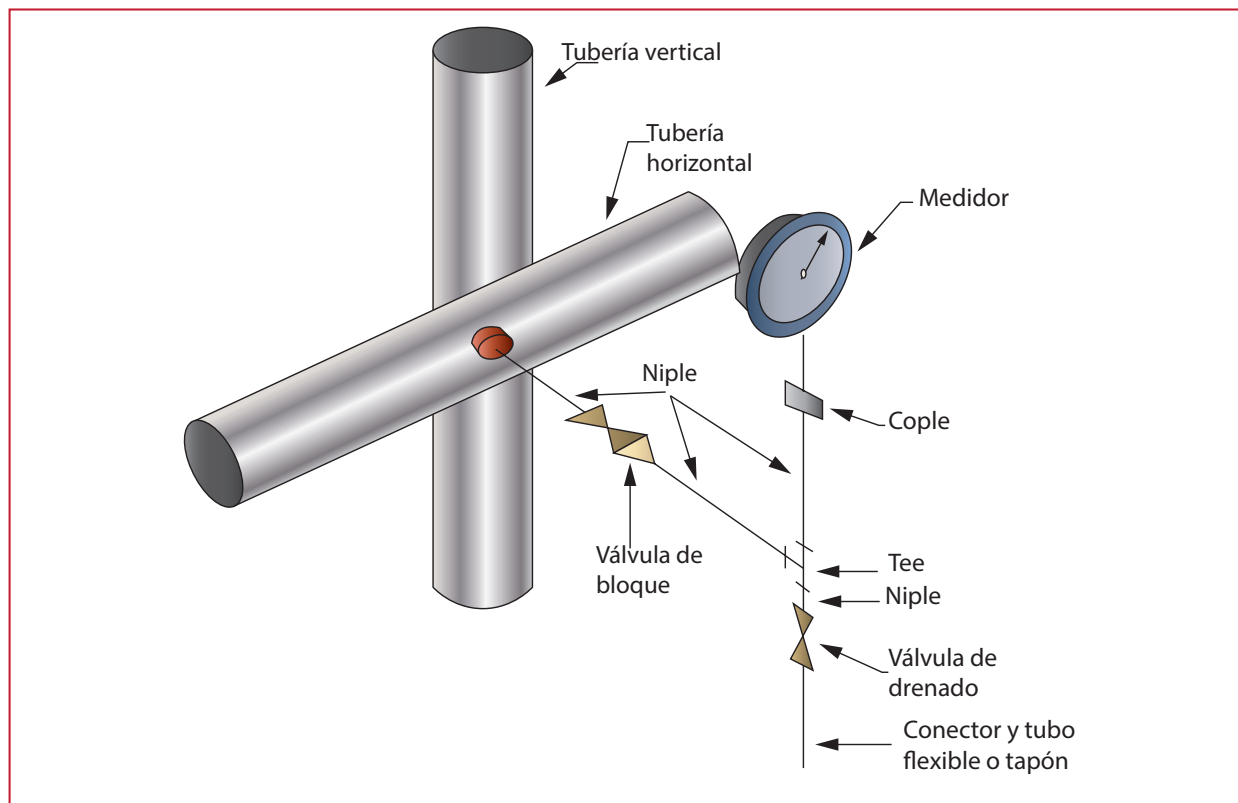
8.2.3. CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE MANÓMETROS

Los manómetros deberán ser seleccionados considerando los siguientes aspectos para prevenir una incorrecta aplicación ya que esto puede causar fallas y daños en el equipo y personal que lo opera.

1. Fluido de proceso (agua clara, tratado o residual)
2. Condiciones de operación (temperatura, presión, vibración, pulsaciones etcétera)
3. Rango de operación (vacío, presión y vacío-presión)

Un punto importante al seleccionar éstos indicadores de presión es el considerar las características químicas del fluido de proceso. Con este fin en la Tabla 8.1 se presenta una pequeña guía con los materiales de fabricación más comunes para tubos de Bourdon, material de la conexión, comportamiento con respecto a la corrosión y rango de operación. Una forma adicional para evitar que el tubo Bourdon se dañe debido a las características corrosivas del fluido es el de incluir en el arreglo de ins-

Ilustración 8.4 Instalación típica del manómetro tipo Bourdon "C" con amplificación mecánica de la señal



talación del manómetro, un dispositivo de protección conocido como sello químico del cual se hablará más adelante y deberá ser solicitado junto con el manómetro.

8.2.4. CONDICIONES DE OPERACIÓN

Dentro de las diferentes condiciones de operación a las que está sometido un manómetro, la temperatura está dentro de las más importantes ya que la exactitud de los manómetros se verá afectada en 1.5% por cada 50 °C, sin embargo, deberá considerarse que en nuestro caso, difícilmente se rebasará la temperatura ambiente.

Otro punto es el considerar, si el manómetro trabajará a la descarga y/o succión de bombas centrífugas horizontales o verticales, o bajo severas condiciones de vibración. En estos casos se recomienda el uso de manómetros llenos de líquido diseñados para uso y condiciones de trabajo donde las vibraciones mecánicas pueden llegar a descalibrar y afectar a los manómetros convencionales.

8.2.4.1. Golpes de ariete

Golpes de ariete no deben exceder el rango de aplicación de los manómetros. Golpes de ariete o cambios de presión rápidos no deben actuar al elemento de medición sin impedimento. Con ello, se reducirá considerablemente la duración de vida del manómetro. Se presentan, por ejemplo, cuando se monta el manómetro en bombas y se indican normalmente por grandes oscilaciones de las agujas. Reducir los golpes de ariete utilizando un amortiguador o, insertando un dispositivo de protección contra sobrecargas entre la fuente de presión y el elemento elástico de

medición. Con elementos de estrangulación se reduce fuertemente la sección transversal de entrada y se retarda así el cambio de presión. Los elementos de amortiguación en el mecanismo de agujas retardan el movimiento de las agujas y llevan a un desgaste mayor en el mecanismo de agujas. Llenar la caja con líquido provoca una amortiguación del elemento de medición y reduce así el desgaste de las piezas móviles

8.2.4.2. Ambiente de trabajo

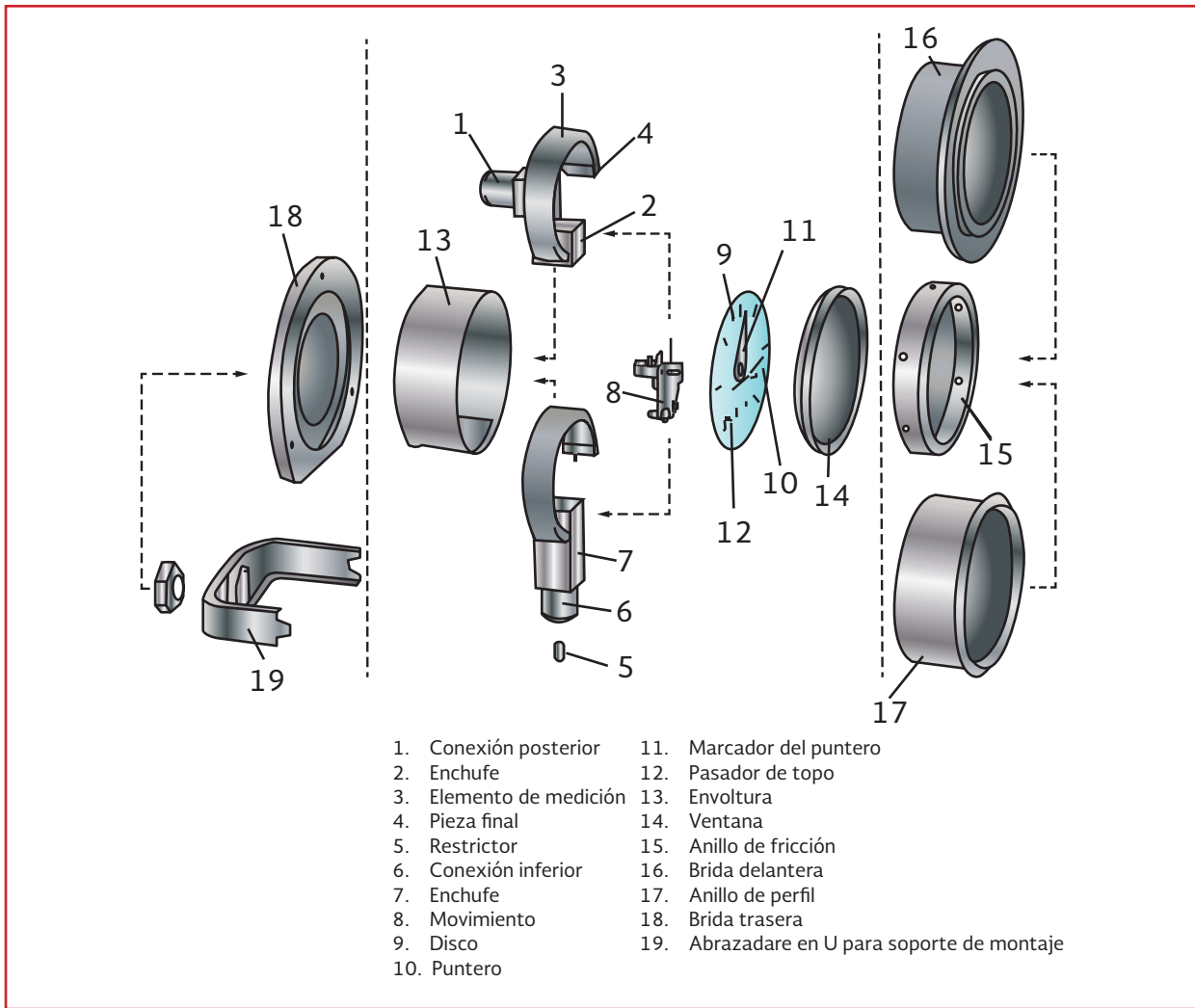
Un punto que no debe olvidarse es el considerar el ambiente al que estará trabajando el manómetro, ya que de esto dependerá el material que se seleccione para la caja y el movimiento Ilustración 8.5. Para el tipo de instalaciones que nos ocupa se recomienda que la caja sea de fenol y el mecanismo de movimiento de acero inoxidable.

Nunca someter manómetros a choques mecánicos. En caso de que un lugar de montaje estuviese sometido a choques mecánicos, montar el manómetro por separado y conectarlo a través de líneas móviles o bien optar por un manómetro inmerso en silicón, si esto no es posible se deberá consultar al fabricante.

8.2.4.3. Selección de la escala de medición y rango de operación

Generalmente para la selección y especificación de un medidor de presión Bourdon tipo "C" se requiere determinar el rango de la escala impresa en la carátula, para lo cual se recomienda que sea aproximadamente del doble de la presión de operación, ya que la zona media corresponde a el área de operación más precisa y exacta del manómetro (la máxima presión de

Ilustración 8.5 Despiece de un manómetro tipo Bourdon "C"



operación, no deberá exceder del 75% del rango total de la escala).

Una mala selección del rango de operación puede ocasionar daños acumulables en el tubo de Bourdon y tener progresivamente una menor exactitud en las lecturas indicadas.

Las unidades comúnmente usadas para los manómetros tipo Bourdon "C" y que son comercialmente disponibles, están graduadas en kg/cm^2 , lb/pulg^2 y cm o pulgadas de Hg siendo comunes

las escalas duales. Es usual que el ajuste y calibración de cada medidor de presión se realice en fábrica, siendo conveniente, para comprobación y corrección de posibles desajustes durante el transporte, que estas acciones se repitan "in situ", para lo cual se usan manómetros patrones como medios comparativos de medición y balanzas de pesos muertos para efectuar las calibraciones.

En la Tabla 8.2, se presentan las graduaciones típicas del fabricante con divisiones y subdivisiones estándar.

8.2.5. COMPONENTES DE LOS MANÓMETROS Y MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

En los siguientes incisos se da una pequeña guía de los materiales de construcción de las partes que componen un manómetro y que es necesario especificar al momento de requisitarlos. En la Ilustración 8.5 se muestra el despiece de un manómetro tipo Bourdon "C".

Cajas. Normalmente se fabrican de fundición de aluminio aleado y pintado, lámina troquelada de acero inoxidable, o resina fenólica, siendo esta última la más recomendable por su bajo costo y poco mantenimiento, además de ser resistente a las condiciones ambientales.

Los diámetros de cajas comercialmente disponibles son: 114.3 mm (4 1/2"), 152.4 mm (6"), 215.9 mm (8 1/2"), 254 mm (10") y 304.8 mm (12"). Para la aplicación en plantas de bombeo, se recomienda el empleo de las dos primeras.

Opcionalmente se pueden solicitar con disco de seguridad para aliviar la presión en el interior de la caja, en caso de ruptura del tubo de Bourdon.

- **Sistema de Bourdon.** Los materiales utilizados en la fabricación de los tubos Bourdon y conexiones para baja presión están indicados en la Tabla 8.1. Para sistemas de bombeo de aguas residuales, se recomienda el uso de sellos químicos
- **Carátulas.** Generalmente se fabrican de lámina de acero, de aluminio o fenol laminado, siendo este último el más adecuado para ambientes húmedos en sistemas de bombeo de aguas claras, tratadas y residuales. Se deben especificar preferentemente del tipo antirrefle-

jante, con fondo blanco y graduaciones en color negro

- **Agujas.** Son de aluminio anodizado, del tipo micrométrico y de diseño balanceado para evitar oscilaciones debidas a su inercia
- **Cubiertas.** Son de vidrio estándar para condiciones normales, pero se recomienda que se especifique de cristal inastillable
- **Biseles.** Los biseles son del tipo de presión, en lámina de acero para cajas de aluminio y arillo de retención de latón para cajas de fenol
- **Conexiones.** La conexión puede ser de posición inferior o posterior, con rosca de 6.35 mm (1/4") N.P.T., para rangos de 0-7 MPa (0-70 kg/cm²) y de 12.7 mm (1/2") N.P.T. a partir de 0-11 MPa (0-110 kg/cm²), ver Tabla 8.1
- **Partes en movimiento.** Las partes en movimiento normalmente se fabrican del mismo material que el sistema de Bourdon, pero de preferencia deben ser seleccionados de acero inoxidable, para que tengan una mayor resistencia mecánica en ambientes corrosivos
- **Empaques.** Todos los manómetros están equipados con empaques de hule lo que permite que éstos sean casi herméticos al paso de polvo y humedad
- **Líquido de llenado.** Los manómetros de este tipo normalmente son llenados con líquido de silicón o glicerina. Para el uso que nos concierne se recomiendan llenos con líquido de silicón

8.2.6. ACCESORIOS

Los accesorios son componentes especiales que permiten el uso del instrumento de medición

bajo condiciones adversas sin que este sufra daño en su operación. Los siguientes accesorios son los de uso más común para el tipo de servicio que nos interesa.

Las pruebas y conformidades de los manómetros tipo tubo Bourdon corresponden a la norma europea EN 837-1 sobre manómetros, los manómetros tipo cápsula a la EN 837-3, los manómetros con un rango de indicación ≥ 500 mbar corresponden a la directiva sobre equipos a presión (97/23/CE). Los manómetros tipo tubo Bourdon con sello tipo Clamp. Los manómetros corresponden adicionalmente a la norma estadounidense 3-A Sanitary Standard 74-03. Manómetros tipo tubo Bourdon NG50 con contacto inductivo. Los manómetros corresponden adicionalmente a la directiva ATEX 94/9/CE.

Sellos Químicos de Diafragma. Son utilizados principalmente en tres casos: donde el fluido de proceso pudiera obstruir el elemento sensor, cuando se tienen fluidos de proceso muy corrosivos o cuando el fluido de proceso pudiera congelarse. En plantas de bombeo de aguas residuales se recomienda su utilización, para impedir la entrada de lodos o partículas en suspensión al mecanismo del manómetro. Se emplea en rangos de presión desde 0.3 MPa (3.0 kg/cm²) hasta 7 MPa (70 kg/cm²), y sus componentes básicos se muestran en la Ilustración 8.6.

Por la conexión a proceso se comunica la presión del agua sucia hasta el diafragma que al deformarse, transmite indirectamente (a través del líquido de sello) dicha presión al Bourdon del manómetro. Cuando se le da mantenimiento o limpieza al sello ésta se realiza a través de la co-

nexión de drenaje, por donde se drena el agua y los sólidos atrapados. Por la conexión que tapa el tornillo de llenado se introduce el material sellante (aceite de silicón o glicol).

Los materiales en que se encuentran disponibles comercialmente los sellos químicos (tapa y diafragmas) son: Acero comercial, cobre berilio, acero inoxidable y monel.

Es costumbre para abatimiento de costos, el utilizar la tapa superior de acero al carbón, ya que ésta no tiene contacto con el fluido de proceso.

La conexión entre el manómetro y la tapa superior del sello químico se hace directamente o mediante un tubo capilar flexible, cuya longitud es conveniente que no sea mayor a 7.0 m.

La instalación típica de un manómetro con sello químico tipo diafragma se muestra en Ilustración 8.7.

Amortiguador de Pulsaciones. Son utilizados cuando se tienen fluctuaciones o pulsaciones de gran amplitud en la presión de operación, de tal modo que se pudiera dañar el elemento de medición o el movimiento del instrumento. Es recomendable instalarlos en los manómetros que se encuentran a la descarga de bombas centrífugas de gran capacidad para su protección en los arranques bruscos y/o continuos o tuberías que tengan posibles golpes de ariete. Ver la Ilustración 8.8.

Los materiales en los que se encuentra disponible son acero al carbón y acero inoxidable 303, los dos con interiores en acero inoxidable y conexiones de 6.35 mm (1/4") o 12.7 mm (1/2").

Ilustración 8.6 Componentes típicos de un sello químico

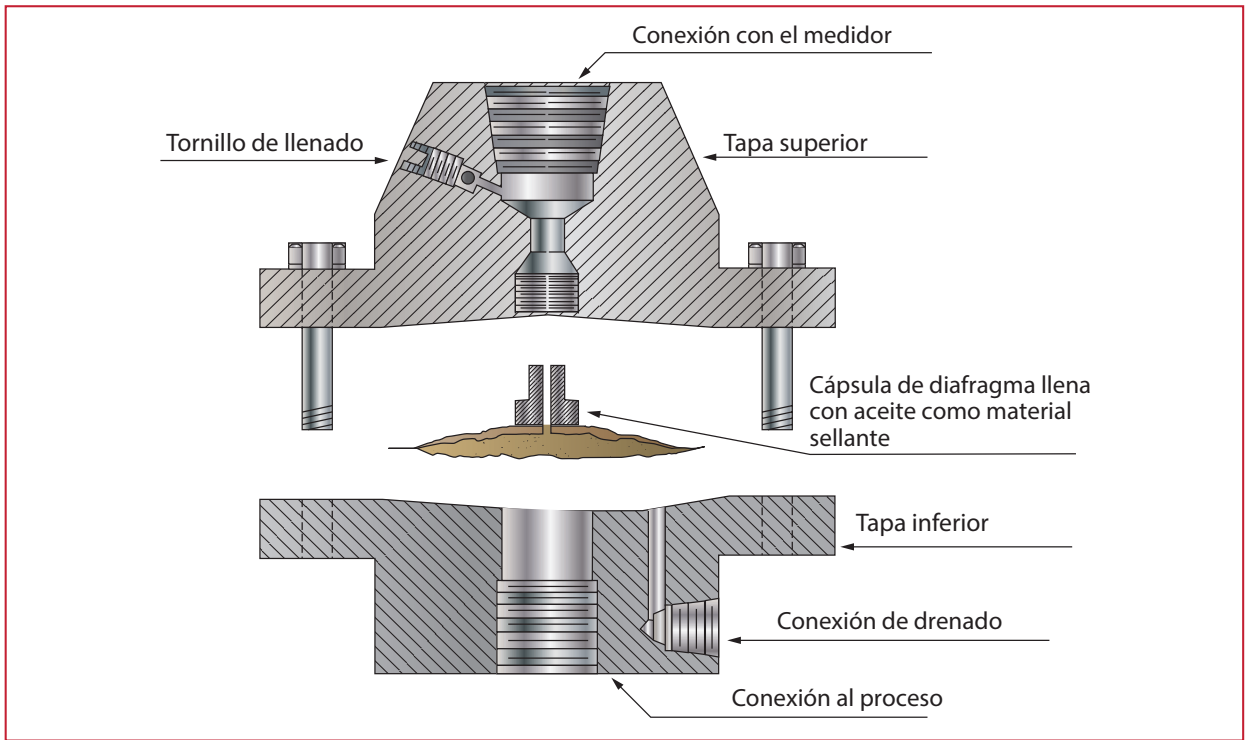


Ilustración 8.7 Instalación típica de manómetro con sello químico tipo diafragma

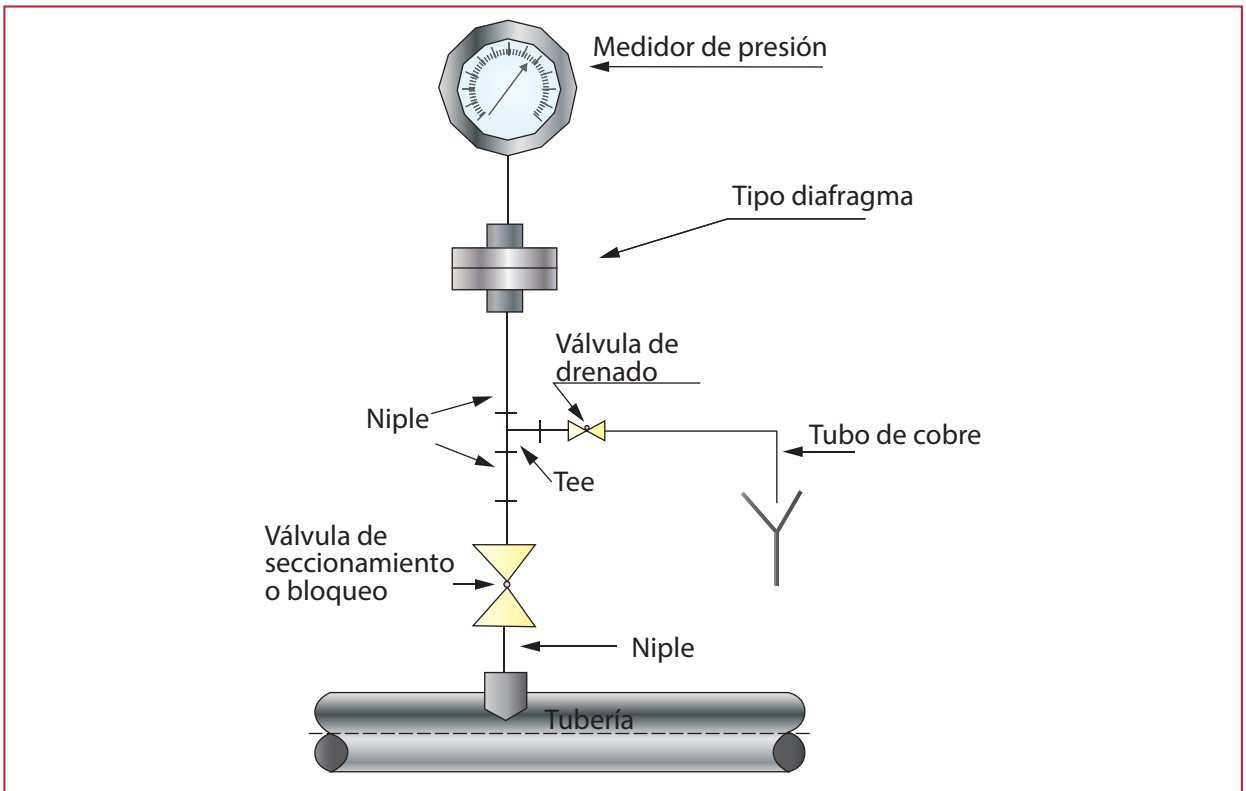
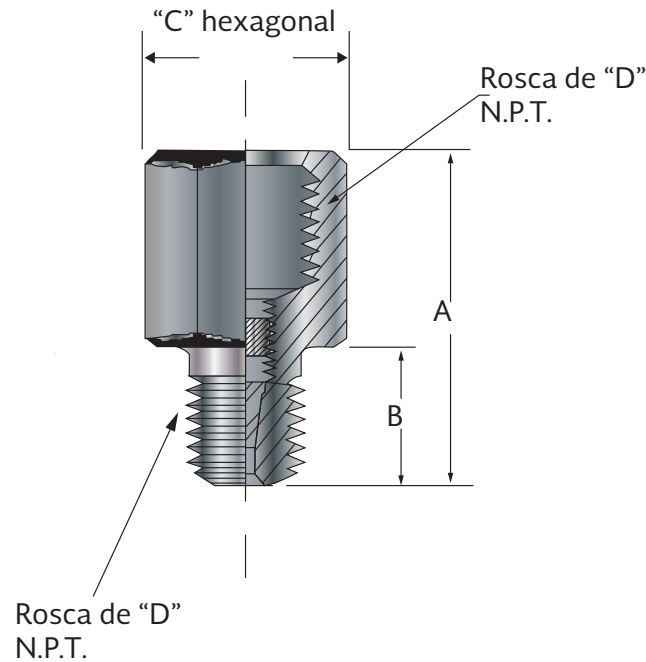


Ilustración 8.8 Amortiguador de pulsaciones

A	B	C	D	Medida
43.7 mm (1-23/32")	20.6 mm (13/16")	31.8 mm (1-1/4")	12.7 mm (1/2")	1/2" x 1/2"
34.9 mm (1-3/6")	15.9 mm (5/8")	19.1 mm (3/4")	6.3 mm (1/4")	1/4" x 1/4"



La instalación típica de un manómetro con amortiguador de pulsaciones se muestra en la Ilustración 8.9.

8.3. INDICADORES DE NIVEL

8.3.1. CLASIFICACIÓN

El nivel de líquidos es una variable de gran importancia en los sistemas de agua potable y alcantarillado, ya que el tener un buen control de nivel en recipientes y pozos, evita el posible derrame de líquidos y garantiza la protección de las bombas centrífugas por bajo nivel. Los mecanismos para la indicación, registro y/o control automático de ésta variable va-

rían desde los simples indicadores visuales hasta los instrumentos locales o de lectura remota. El nivel de líquidos se puede medir por dos métodos mostrados en la Ilustración 8.10.

Los métodos directos de medición de nivel se efectúan comparando directamente la altura del nivel con un plano de referencia, son los más sencillos y se pueden catalogar como auxiliares de los indirectos.

Los métodos indirectos se efectúan tomando como base ciertas características del líquido a medir, por ejemplo la densidad, capacitancia, etcétera.

En la Tabla 8.3 se observa una comparativa de indicadores de nivel.

Ilustración 8.9 Instalación típica del manómetro con amortiguador de pulsaciones

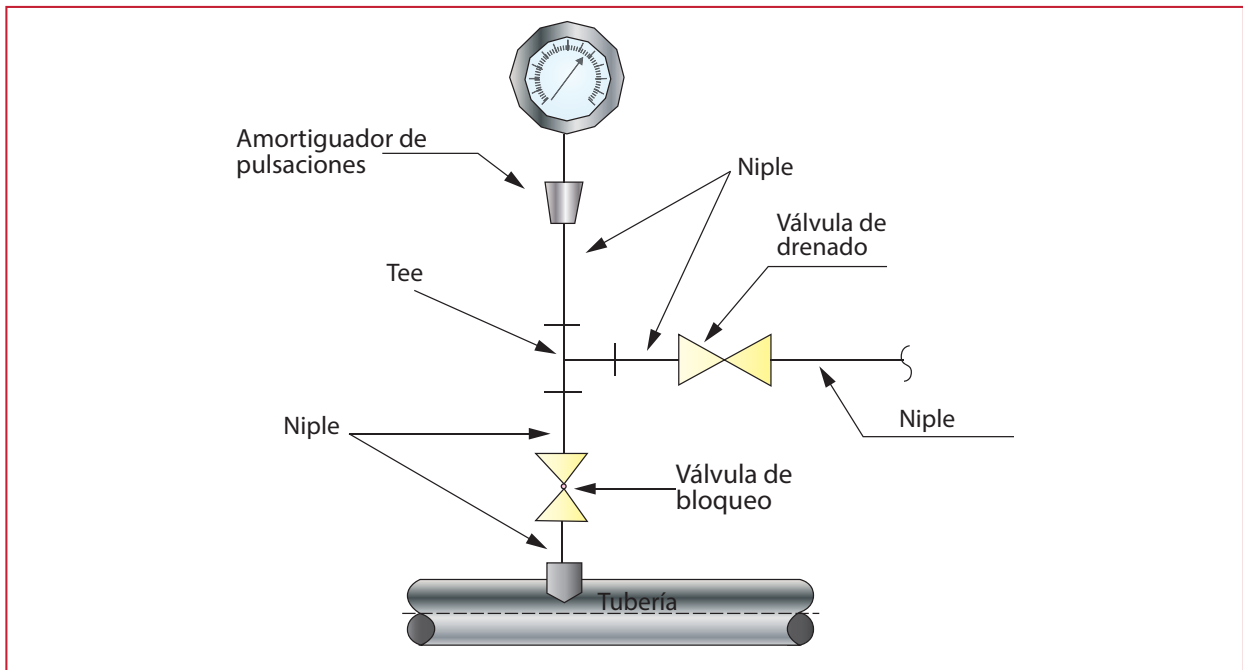
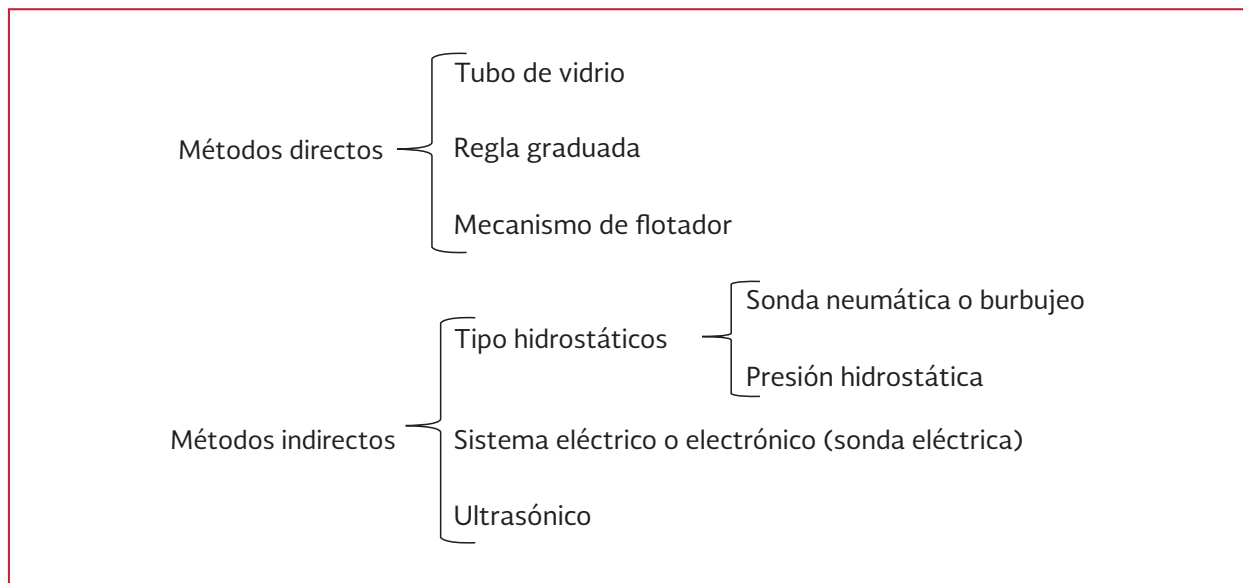


Ilustración 8.10 Métodos de medición de nivel



Nota Importante:

Para el uso de instrumentos con tecnologías que no se presentan en este libro, debe seleccionarse exclusivamente equipos de patente y que cumplan con la normatividad aplicable a ellos.

8.3.2. TIPO REGLETA

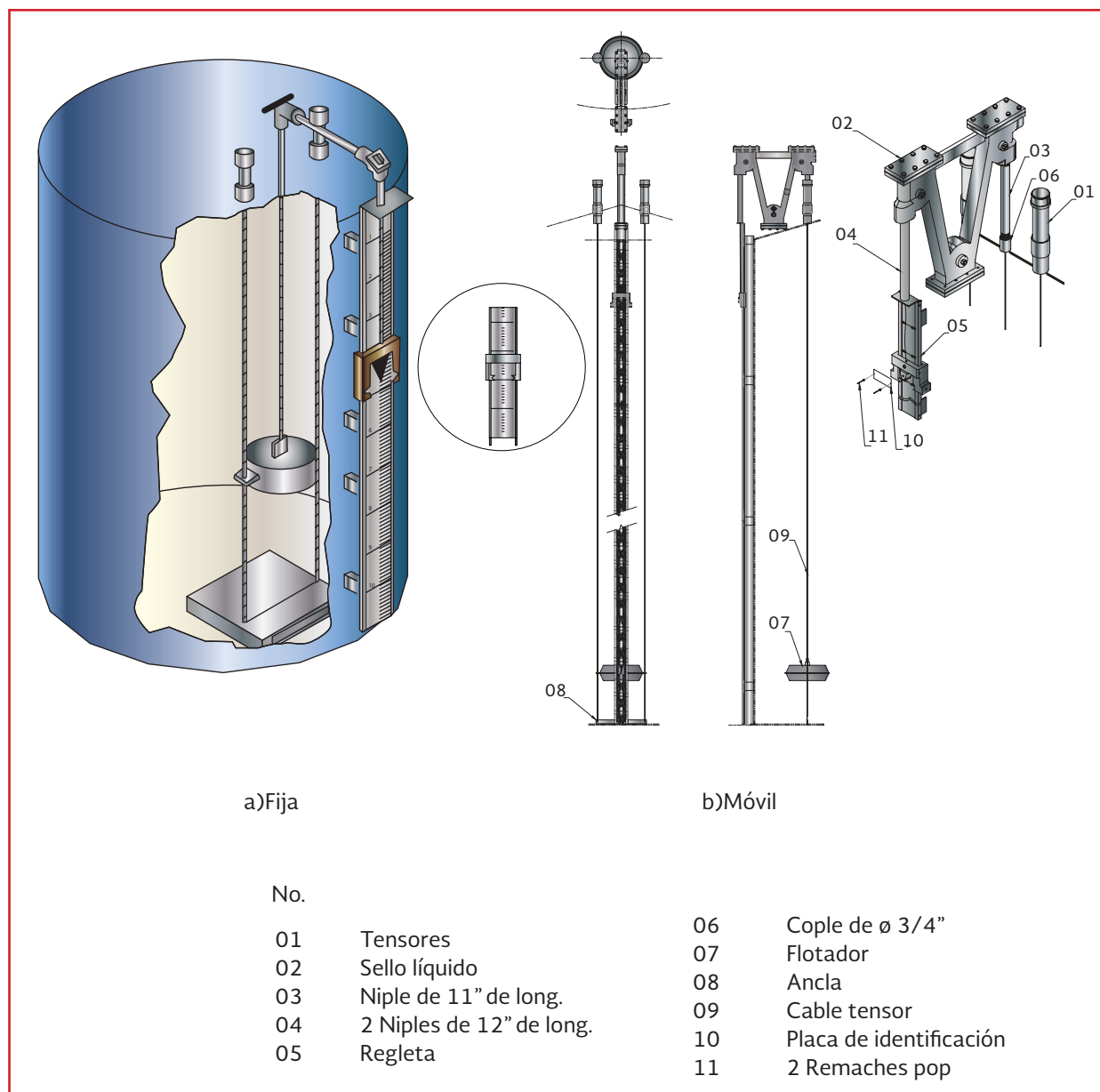
8.3.2.1. Principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento de este tipo de medidor/indicador local de nivel, se basa en la apreciación visual directa de las variaciones del nivel, indicadas sobre una regleta graduada en unidades de longitud (metros, pies, etcétera), la cual es sumergida en el recipiente o depósito de

agua, cuyo nivel se desea medir. Los medidores/indicadores de nivel tipo regleta se clasifican en regleta fija y regleta móvil:

- **Regleta fija:** Se instala en forma permanente dentro del recipiente, ver Ilustración 8.11, se utiliza cuando se requiere una indicación permanente y si se tiene fácil acceso visual al interior del recipiente

Ilustración 8.11 Nivel tipo regleta



- **Regleta móvil:** Se utiliza para conocer el nivel en pruebas, para chequeos de niveles ocasionales o temporales. Tiene un alcance de medición corto (hasta 5 metros) y no es de uso muy común. Ver Ilustración 8.12

8.3.2.2. Tamaños y rangos estándar

Por ser un instrumento sencillo, versátil y de fácil manufactura, los rangos y tamaños no están estandarizados. Los fabricantes los proporcionan ajustándose a los requerimientos del cliente y de acuerdo a las condiciones de operación.

8.3.2.3. Materiales de construcción

La mayoría de los fabricantes disponen de los siguientes materiales para los componentes.

- **Regleta:** Para instalaciones en áreas cubiertas y en servicio de agua clara se fabrican de madera "Redwood". Para instalaciones a la intemperie se fabrican en aluminio
- **Soportes:** De fierro galvanizado

8.3.2.4. Criterios de instalación

Deben ser instalados en forma permanente en aquellos recipientes que proporcionen fácil acceso visual a su interior. La regleta debe ser solicitada con soportes de fierro galvanizado para soldarse a la pared del tanque o a las preparaciones, en caso de tanques de concreto.

Se recomienda instalarlas en recipientes para servicio de agua clara.

8.3.2.5. Ventajas y desventajas

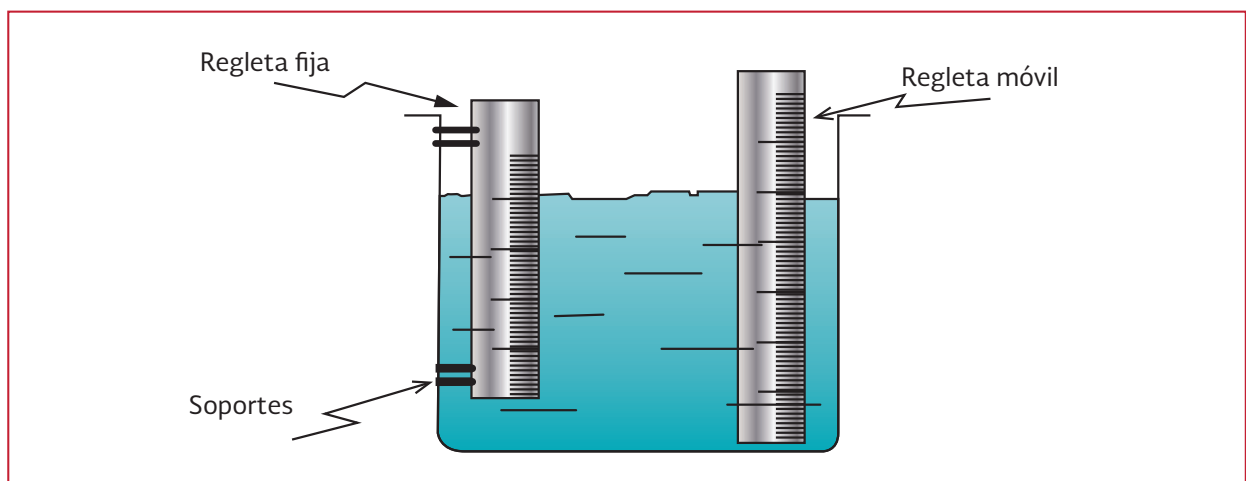
Ventajas

- Bajo costo inicial y de mantenimiento
- No requieren ningún tipo de energía (eléctrica o neumática)
- Se pueden instalar en áreas cubiertas o a la intemperie
- Indicación directa de nivel

Desventajas

- No es recomendable este tipo de indicador en caso de recipientes con difícil acceso visual a su interior

Ilustración 8.12 Indicadores locales de nivel tipo regleta



- b) No son recomendados para usarse en aguas residuales, debido a incrustaciones y ataques químicos a los que puedan estar sometidos

8.3.2.6. Selección del rango

Para seleccionar el rango de la escala del medidor de nivel tipo regleta, se deben conocer los niveles máximo y mínimo que se desean medir, así como el lugar donde será instalado, ya sea a la intemperie o en un área cubierta.

También se deben elegir las unidades en las que deberán estar las divisiones de la escala de la regleta, normalmente se utilizan decímetros por su visibilidad a distancia y facilidad de transformación a metros.

Como estos instrumentos tienden a desuso sin embargo se presentan en este libro porque todavía están en uso en algunas instalaciones.

8.3.3. TIPO FLOTADOR

8.3.3.1. Principio de funcionamiento

El principio de funcionamiento de este tipo de indicador local de nivel, se basa en la acción de un flotador, sujeto (desde la parte superior del recipiente o desde un soporte) por un cable, el cual, mediante poleas, transmite su movimiento a un contrapeso que a su vez, mueve una escala graduada siguiendo las variaciones del nivel. Ver Ilustración 8.13 e Ilustración 8.14

El flotador puede tener forma de cilindros unidos y atados en forma de balsa, etcétera; el cable puede ser una cinta graduada que se enrolla en la parte de la escala, una cinta que mueva una

flecha y la indicación sea sobre una regleta graduada o bien del tipo automático electrónico (no contemplado en esta sección). La acción del flotador combinada con la función del indicador de nivel tipo regleta (que se instala en forma externa al recipiente), hace que sea uno de los medidores más usados en las instalaciones en donde se tiene almacenamiento de líquidos en tanques atmosféricos, debido a su bajo costo y buena precisión. La graduación de la escala, grabada en forma permanente se prefiere en decímetros, ya que se tiene mejor visibilidad y la conversión a metros o a centímetros es más fácil.

8.3.3.2. Tamaños y rangos estándar

Por la sencillez y versatilidad de este tipo de indicador local de nivel, para sus componentes no existen tamaños y/o rangos estandarizados. El tamaño y rango de la regleta lo define el cliente en base a los niveles máximo y mínimo de operación. La longitud del cable mecánico puede ser ajustada en campo y el tamaño y forma del flotador depende del fabricante.

8.3.3.3. Materiales de construcción

La mayoría de los fabricantes de este tipo de medidor tienen, para los componentes, los siguientes materiales:

- Flotador: Se fabrican normalmente de plástico polietileno, acero inoxidable 304, 316 y aluminio
- Regleta: Son fabricadas de madera "Redwood" para lugares cubiertos o aluminio para uso en intemperie
- Cables guía, cable soporte y ancla: De acero inoxidable 316

Ilustración 8.13 Nivel tipo flotador

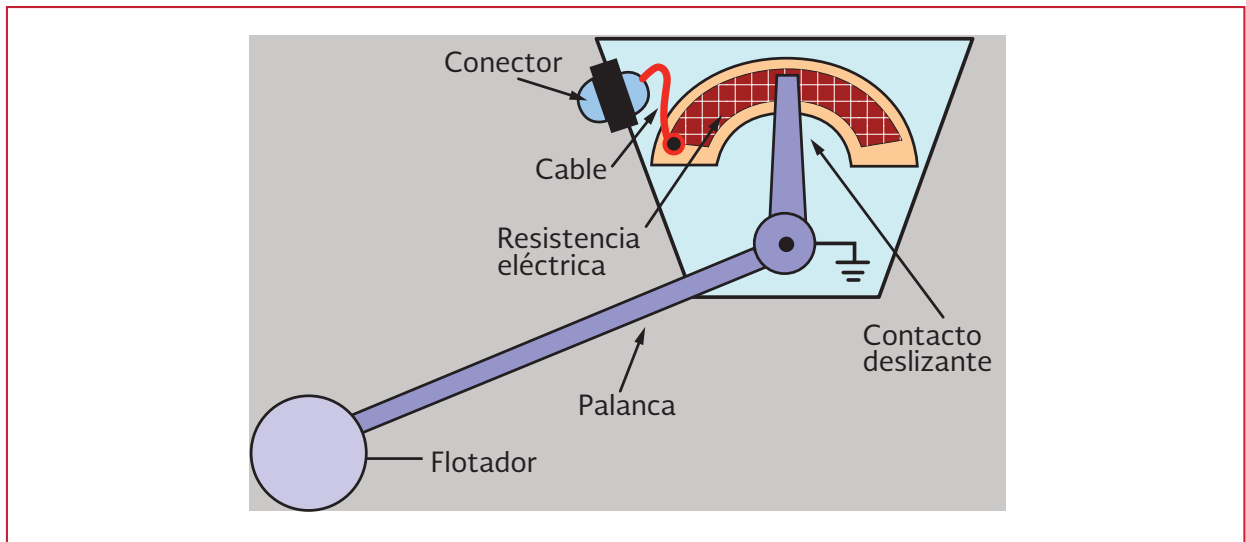
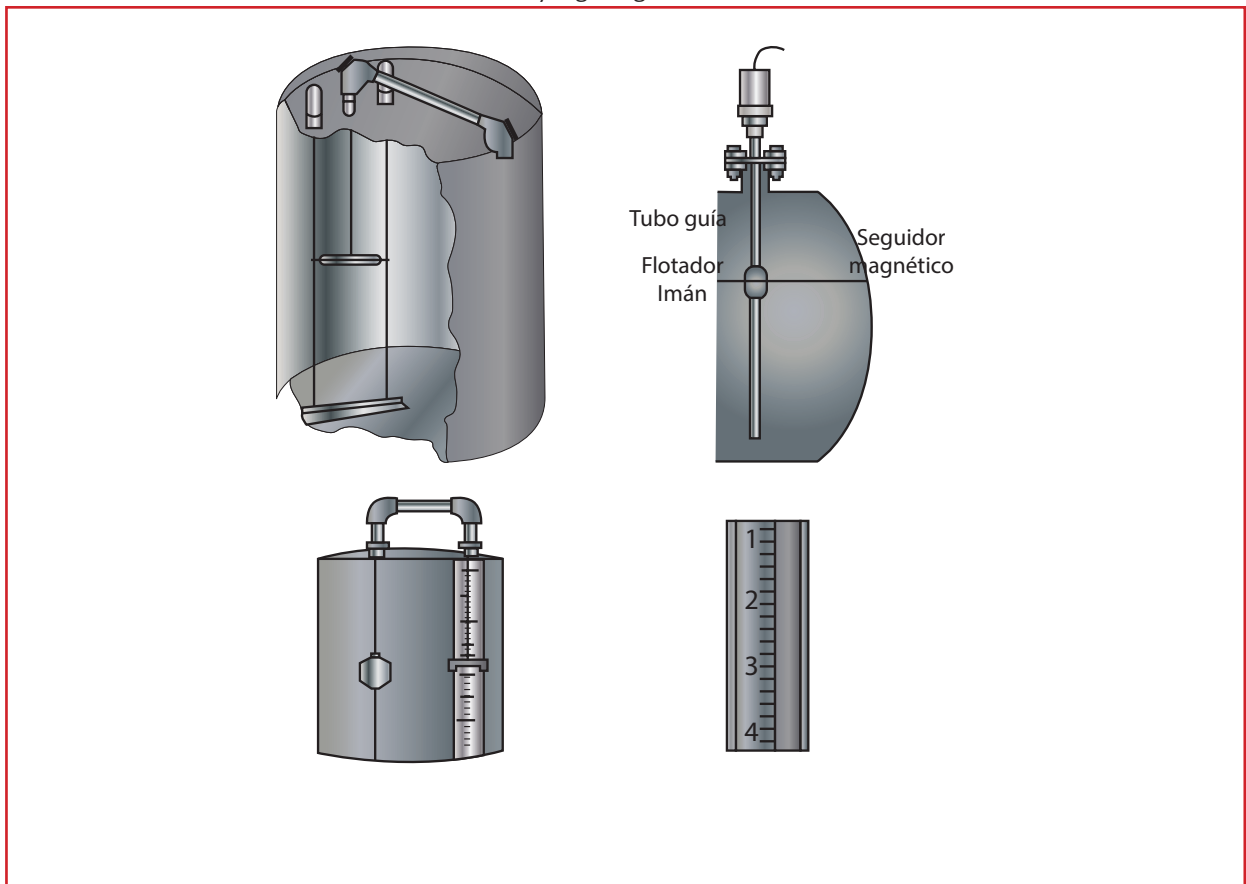


Ilustración 8.14 Indicador local de nivel con flotador y regleta graduada



- Poleas: De aluminio
- Tubos guía: De fierro galvanizado o acero inoxidable
- Soportes: De fierro galvanizado

8.3.3.4. Criterios de instalación

Se optará por este tipo de indicador, para recipientes atmosféricos con difícil acceso visual a su interior. La regleta deberá contar con soportes de fierro galvanizado para ser soldado a la pared del tanque o a las preparaciones en caso de tanques no metálicos.

Para tanques mayores de 3505.2 mm (138") de altura (o de profundidad), se utilizan cables guía y anclas, esto es recomendable donde existan turbulencias que muevan bruscamente al flotador quedando estos cables sujetos al fondo del tanque por la placa llamada ancla, ver Ilustración 8.15.

8.3.3.5. Ventajas y desventajas

Ventajas

- a) Bajo costo de instalación y mantenimiento
- b) Evita la necesidad de tener acceso visual al interior del recipiente
- c) Para funcionar no necesita ningún tipo de energía
- d) Se puede instalar en áreas cubiertas o a la intemperie
- e) Es aplicable a recipientes con cualquier tipo de fluido líquido
- f) Buena precisión en indicación local

Desventajas

- a) Requiere revisión periódica en las partes húmedas

- b) Las partes móviles están expuestas al fluido
- c) El tanque no puede estar sometido a presión
- d) El flotador debe mantenerse limpio para no tener errores en la medición

8.3.3.6. Método de selección

Para seleccionar un indicador de nivel tipo flotador con regleta se deben conocer los siguientes datos:

- a) Dimensiones y tipo de recipiente
- b) Tipo de fluido, densidad
- c) Área de localización
- d) Nivel máximo de operación

8.3.4. TIPO PRESIÓN HIDROSTÁTICA (PRESIÓN DIFERENCIAL)

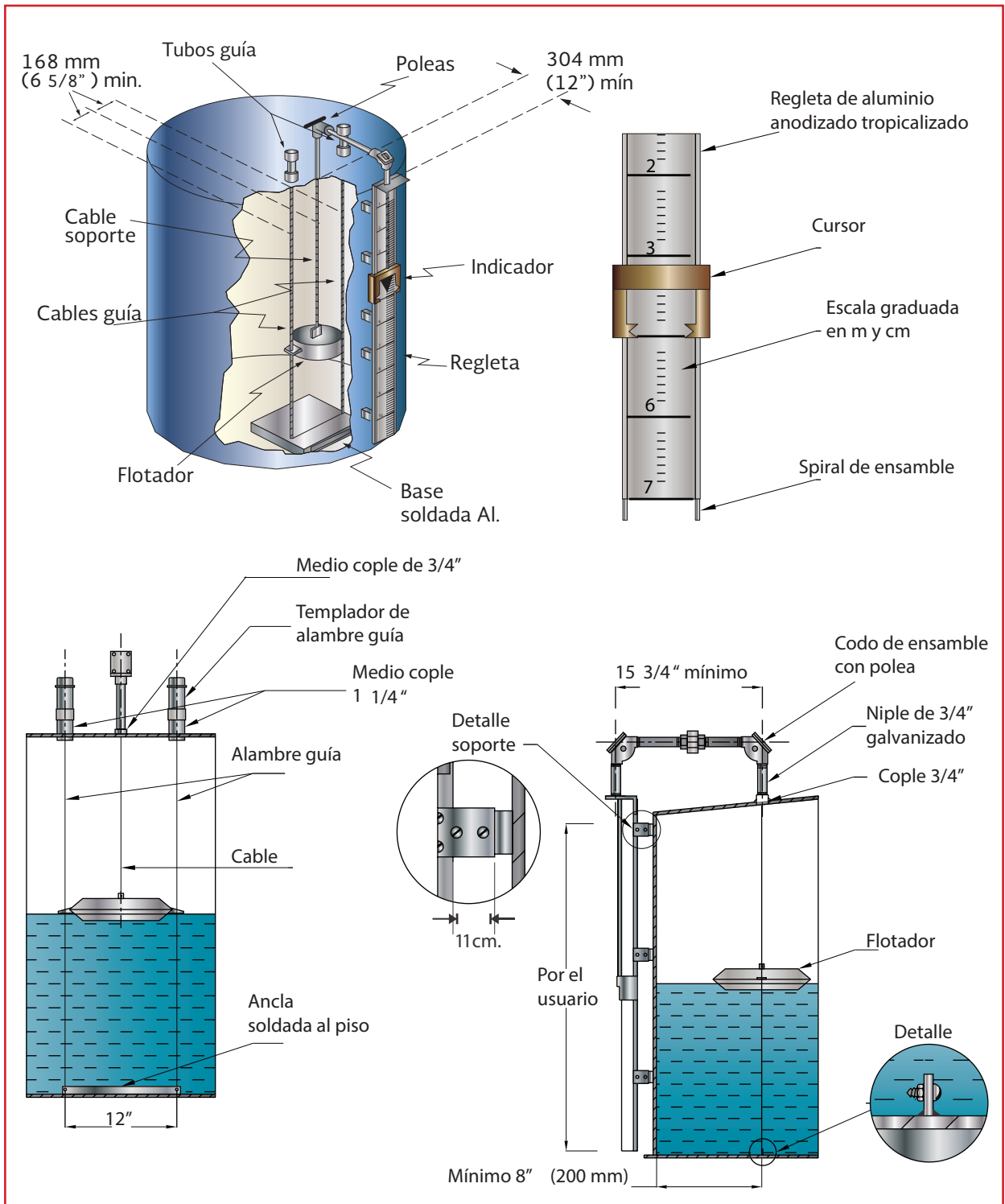
8.3.4.1. Principio de funcionamiento

El nivel de líquidos puede ser medido por medio de un instrumento de presión diferencial (celda hidrostática). Cuando se usa para medir el nivel en tanques abiertos que trabajan a presión atmosférica, el lado de alta presión se conecta en el fondo del recipiente y el lado de baja presión se ventea a la atmósfera.

Teóricamente, la presión diferencial puede ser medida censando dos presiones separadamente y tomando la diferencia para obtener el nivel de líquidos. En la práctica se utiliza un solo sensor de presión diferencial en el cual los niveles de presión estática son intrínsecamente balanceados.

La celda de presión diferencial electrónica es el elemento sensor del medidor/transmisor, y tra-

Ilustración 8.15 Instalación típica de un indicador local de nivel tipo flotador con regleta



baja bajo principios físico eléctricos como capacitancia, efecto piezoeléctrico, piezorresistivo, entre otros Ilustración 8.16.

En la Ilustración 8.17 se muestra una sección de un elemento sensor de presión diferencial, la cual trabaja bajo el principio de capacitancia. Para la unidad que se muestra, al incrementarse la presión en el lado de alta, el diafragma hace que el aceite de llenado fluya a la cámara interior, forzando al diafragma sensor hacia la de-

recha. Este cambio es detectado por un circuito amplificador electrónico el cual produce una corriente en miliamperios, proporciona a la presión diferencial. El principio con el que trabaja este tipo de sensor, normalmente se aplica a la medición del nivel para tanques, por lo que se verá otro tipo de sensor el cual tiene su aplicación en la medición de nivel de pozos.

Otro principio sobre el cual trabajan las celdas de presión diferencial es el principio piezorre-

Ilustración 8.16 Nivel presión hidrostática

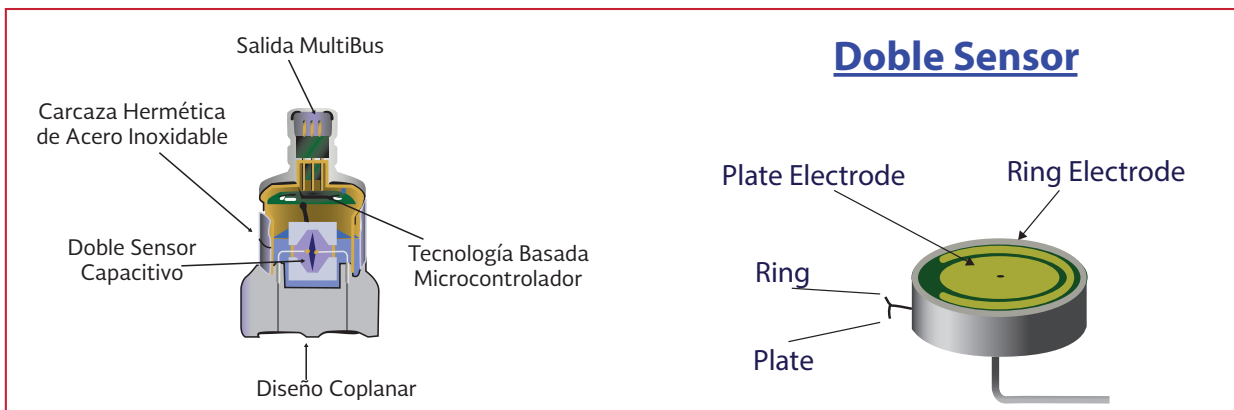
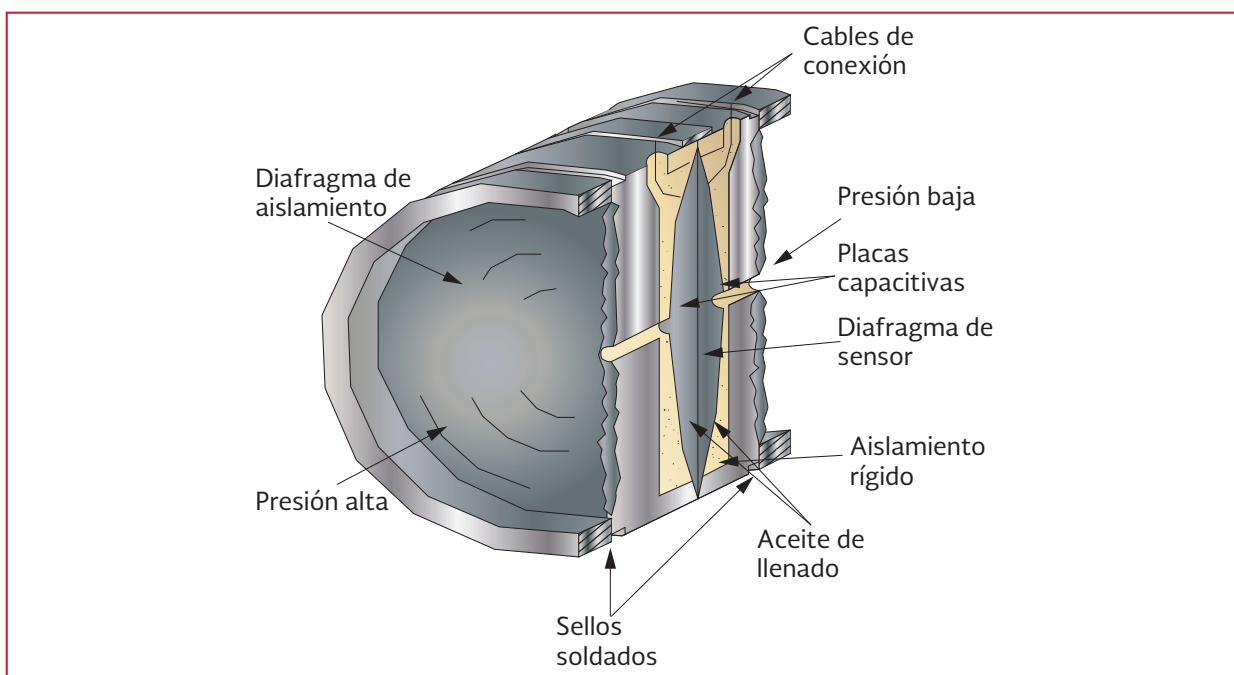


Ilustración 8.17 Celda de presión diferencial electrónica, trabajando por variación de capacitancia



sistivo, que es la variación de una resistencia eléctrica por la acción de un esfuerzo mecánico.

En el caso de medición de nivel, la presión hidrostática de la columna actúa sobre un diafragma de acero inoxidable, esta acción es transmitida al interior de la celda la cual está llena de aceite silicón; al mismo tiempo se deflecta un diafragma sensor en el cual se encuentra el elemento piezoresistivo. Un puente de resistencias suministra la señal eléctrica y al variar la resistencia, proporcionalmente a la presión hidrostática, la electrónica del transmisor la convierte en una señal de salida de 4-20 mA c.d. (Ver Ilustración 8.18). Las variaciones de presión sobre la superficie del líquido son compensadas por la línea de aire conectada por el lado de baja presión y que va junto con los cables, para ser venteadada lejos del diafragma sensor (Ver Ilustración 8.19).

8.3.4.2.Rangos estándar

Los rangos estándares de las celdas hidrostáticas de medición con sensor piezorresistivo se muestran en la Tabla 8.4. La longitud del cable se le debe especificar al fabricante tomando en cuenta las condiciones de operación y de conexión (ya sea directo al indicador montado en poste, pared o bien a la caja de conexión local).

Los rangos de medición de las celdas corresponden a la altura de la columna de agua formada entre el nivel mínimo de medición y el nivel máximo de operación en los pozos profundos (éste tipo de medidor también puede ser utilizado en recipientes).

8.3.4.3.Materiales de construcción

Los siguientes materiales son estándar del fabricante y son los adecuados para la instalación de agua potable, alcantarillado y saneamiento.

Materiales para las partes húmedas:

- a) Tubo del sensor: Acero inoxidable 316
- b) Diafragma: Acero inoxidable 316
- c) Líquido de llenado: Silicón
- d) Cable: Con aislamiento de polietileno
- e) Empaques: Vitón
- f) Cubierta protectora del diafragma: Material plástico

Materiales para accesorios de montaje:

- a) Soporte del cable: Acero galvanizado c/ grapas de presión
- b) Cubierta: Aluminio
- c) Caja de conexiones: Duroplast

8.3.4.4.Criterios de instalación

El medidor/transmisor de nivel tipo presión diferencial puede ser instalado tanto en tanques atmosféricos, como en pozos profundos.

La sonda/cable debe instalarse donde no haya flujo o turbulencia. Si esto no es posible, entonces es necesario utilizar un tubo guía el cual debe tener un diámetro interno mayor de 50 mm, esto con el propósito de evitar movimientos laterales que tendrán como consecuencia errores en la medición.

Ilustración 8.18 Principio de operación de una celda hidrostática con base a una celda de carga piezorresistiva

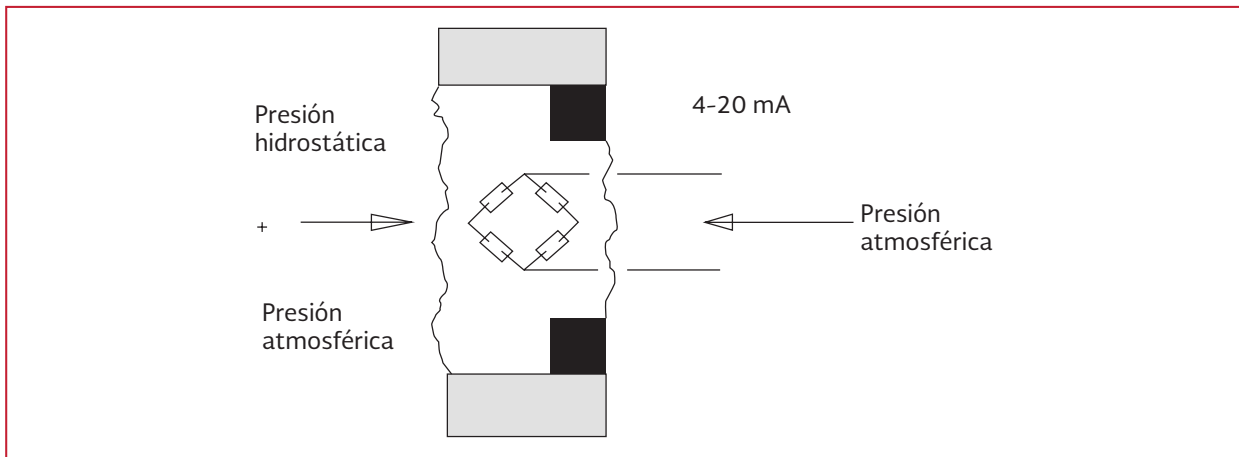
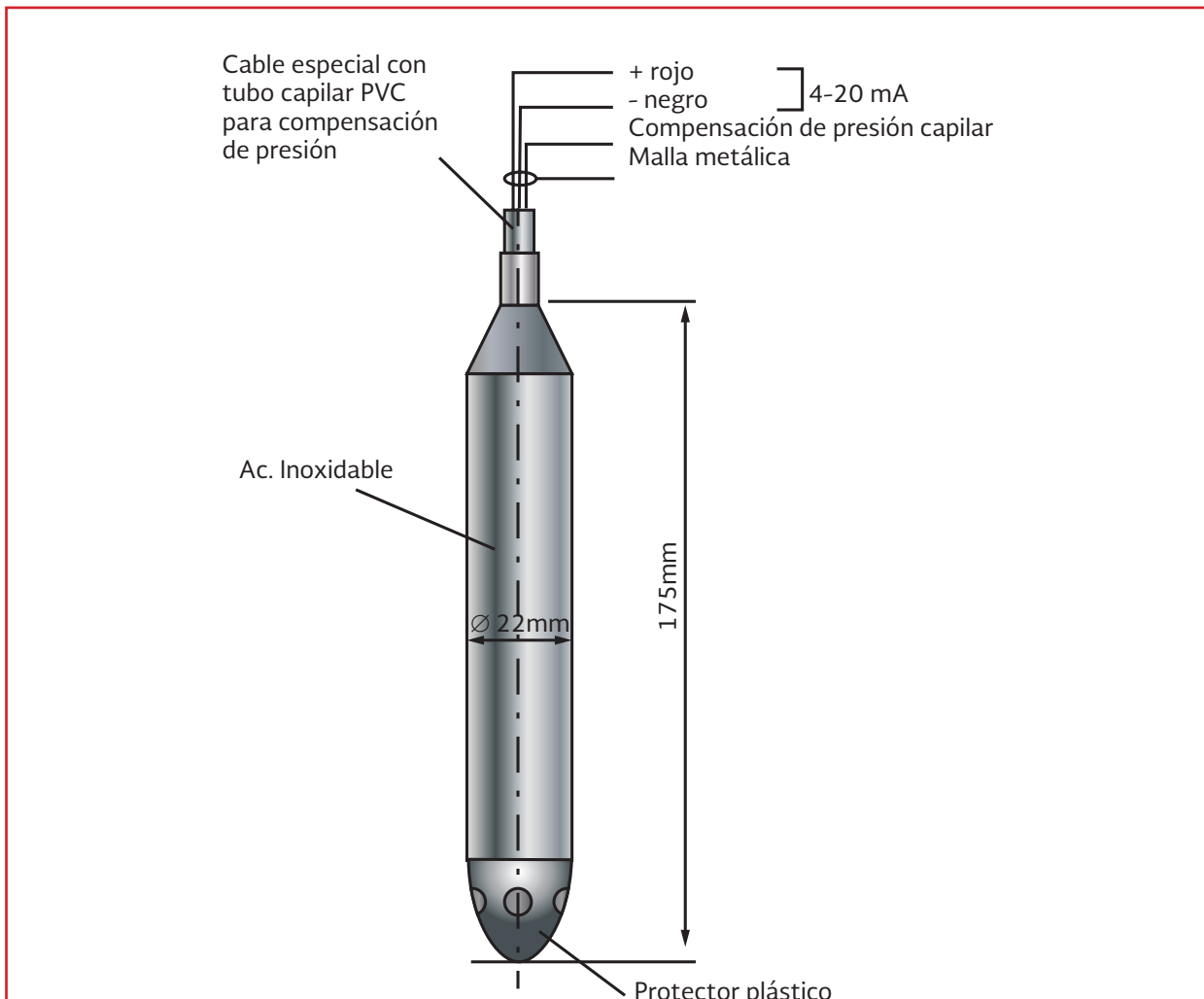


Ilustración 8.19 Arreglo general de una celda hidrostática



Cuando se instale este tipo de medidor se debe tener la precaución de que el elemento sensor y el cable no toquen la pared del tanque. La celda de presión diferencial y su cable pueden ser instalados colgando de un soporte o bien directamente de la caja de conexión atornillada (con contratuerca) en un orificio de 1 1/2" (38.1 mm) de diámetro (ver Ilustración 8.20).

8.3.4.5. Ventajas y desventajas

Ventajas

- Se puede aplicar tanto para tanques abiertos atmosféricos como para pozos profundos
- Tienen un amplio rango de medición: de 0 ... + 6000 kPa, como estándar de fabricante, pero puede ser solicitado hasta para 300 m de columna de agua
- No se necesitan preparaciones, bridas o roscas especiales en los tanques o en el pozo
- Se puede montar en campo, ya que cuenta

- con protecciones contra sobre tensiones
- En campo se puede alimentar con 127 / 220 V.C.A. ó 12-30 V.C.D
- Se puede utilizar con agua limpia o con sólidos en suspensión

Desventajas

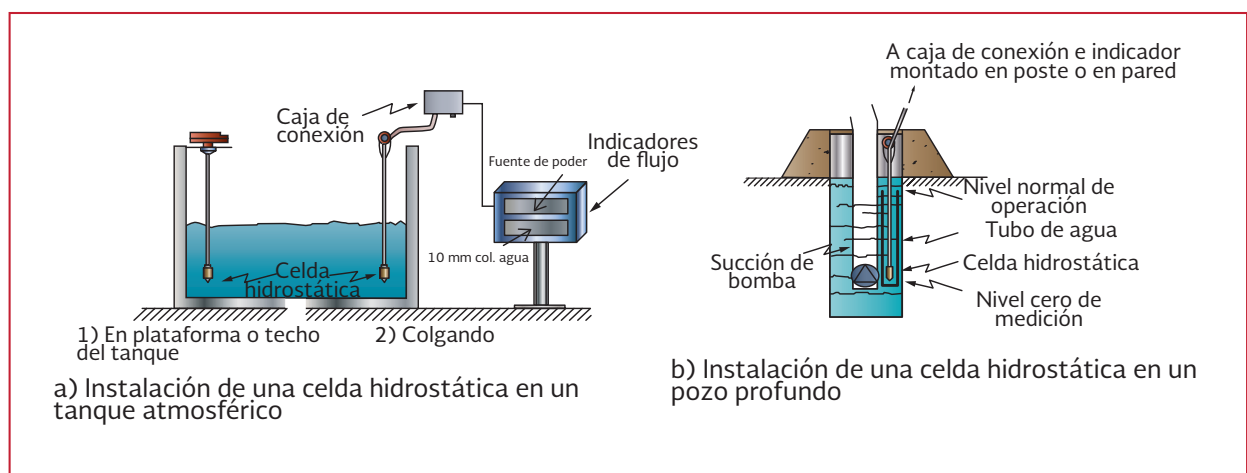
- Si se instala en un lugar donde haya turbulencias o flujo, las mediciones serán erróneas
- Si se desea instalar un medidor en campo, se debe proteger bien contra la intemperie
- Vandalismo

8.3.4.6. Selección y/o especificación

Para hacer la selección y/o especificación de un medidor/transmisor de nivel por presión hidrostática, se debe conocer:

- El tipo de fluido
- Gravedad específica del fluido
- Rango de nivel a medir (nivel máximo-nivel mínimo)

Ilustración 8.20 Instalaciones típicas para medidores tipo celda hidrostática



d) Tipo de tanque o recipiente

En base a los datos anteriores y con las tablas de rangos del fabricante (ver Tabla 8.4), se selecciona el rango de medición de la celda de presión diferencial (hidrostática), el cual va a estar en función del nivel mínimo y máximo a medir.

8.3.5. TIPO SONDA NEUMÁTICA O DE BURBUJEO

8.3.5.1. Principio de funcionamiento

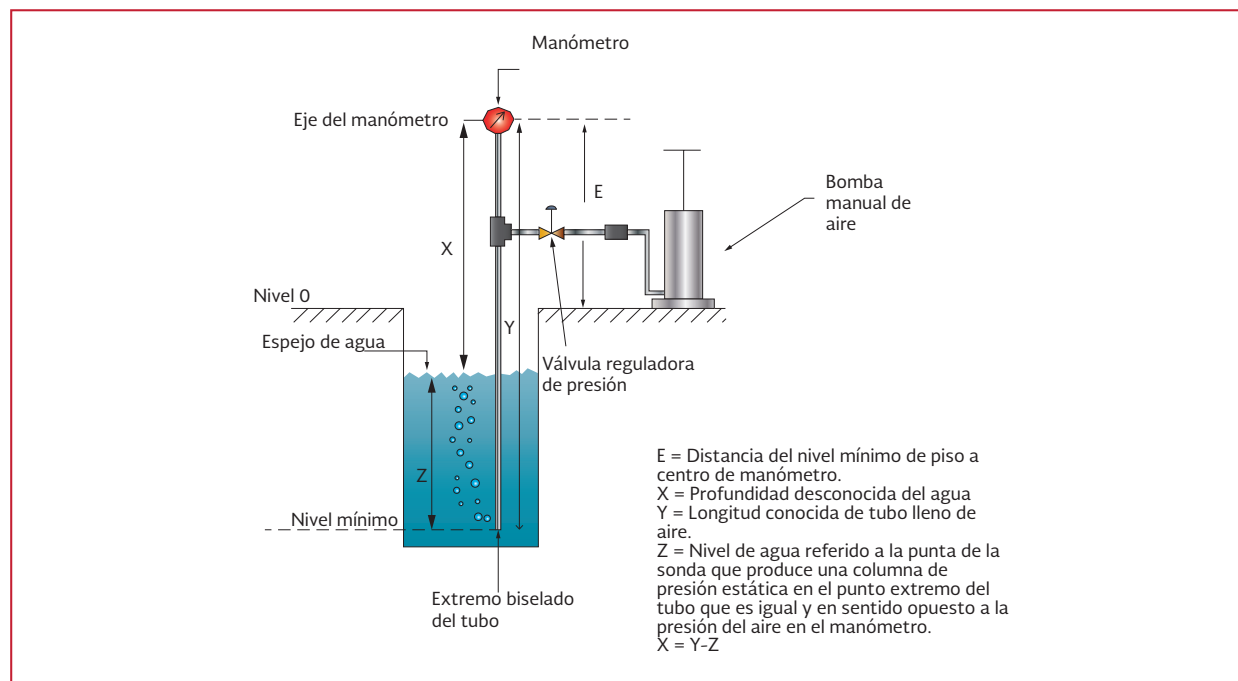
El principio de funcionamiento de los indicadores de nivel tipo sonda neumática o burbujeo se basa en el equilibrio que existe entre la columna hidrostática del fluido a medir y la presión del aire comprimido que se inyecta a la sonda neumática, la cual consiste en un tubo de 6 o 12 mm (1/4" o 1/2") de diámetro como mínimo que se

sumerge en el recipiente o pozo donde se desea medir el nivel, por este tubo se inyecta aire o gas presurizado y regulado, a flujo constante. El flujo de este aire o gas se regula a través de una válvula, y la presión es medida en un indicador de presión local o si se requiere enviar la señal a un tablero de control es necesario utilizar un transmisor de presión. Cuando la presión de aire inyectado vence a la columna hidrostática, se produce un burbujeo, al ocurrir esto, la presión en el manómetro dejará de incrementarse y el valor de ésta será proporcional al nivel en el recipiente (ver Ilustración 8.21).

8.3.5.2. Tamaños y rangos estándar

Para los indicadores de nivel tipo sonda neumática no existen tamaños y rangos estándar ya que los instrumentos y equipos que intervienen, generalmente no son de un mismo fabricante.

Ilustración 8.21 Esquema del principio de operación del medidor local de nivel tipo sonda neumática para pruebas temporales de medición de nivel



El tamaño del tubo sonda, el rango del indicador de presión y el tamaño, tiro de válvula estranguladora, están dadas por las condiciones de operación.

8.3.5.3. Materiales de construcción

- a) Tubo sonda: Para el tubo sonda, la conexión del manómetro y la toma de aire comprimido, se utiliza cobre o acero galvanizado de 6 mm (1/4") de diámetro como mínimo
- b) Indicador de presión: Los materiales de construcción serán los estándares del fabricante, ya que estará conectado a una línea de aire comprimido de baja presión

Para el material del tubo Bourdon se utiliza bronce fosforado o cobre-berilio, para una mejor selección referirse a la sección de indicadores de presión.

8.3.5.4. Criterios de instalación

Para la instalación de los indicadores de nivel tipo sonda neumática se deben considerar algunos factores como son:

Si la instalación será en forma temporal para pruebas de medición de nivel, se deberá contar con un compresor de aire portátil o una bomba de aire manual (ver Ilustración 8.21). Si la instalación será en forma permanente, el suministro de aire se deberá hacer desde una fuente continua como compresoras; si se carece de ellas, este tipo de medición no se puede realizar. Ver Ilustración 8.22. El tubo deberá tener una longitud adecuada para evitar que las variaciones bruscas del nivel introduzcan en su interior una cierta

columna de líquido que retarde el paso del aire y falsee momentáneamente la lectura.

8.3.5.5. Ventajas y desventajas

Ventajas

- a) Para servicio de líquidos muy corrosivos o con sólidos en suspensión
- b) Instalación en forma temporal y permanente
- c) Aplicable en pozos profundos y cualquier recipiente atmosférico
- d) Amplio rango de medición

Desventajas

- a) Se requiere de una fuente de suministro de aire ya sea permanente o temporal
- b) En instalaciones permanentes el suministro de aire debe ser continuo, con el respectivo costo de energía

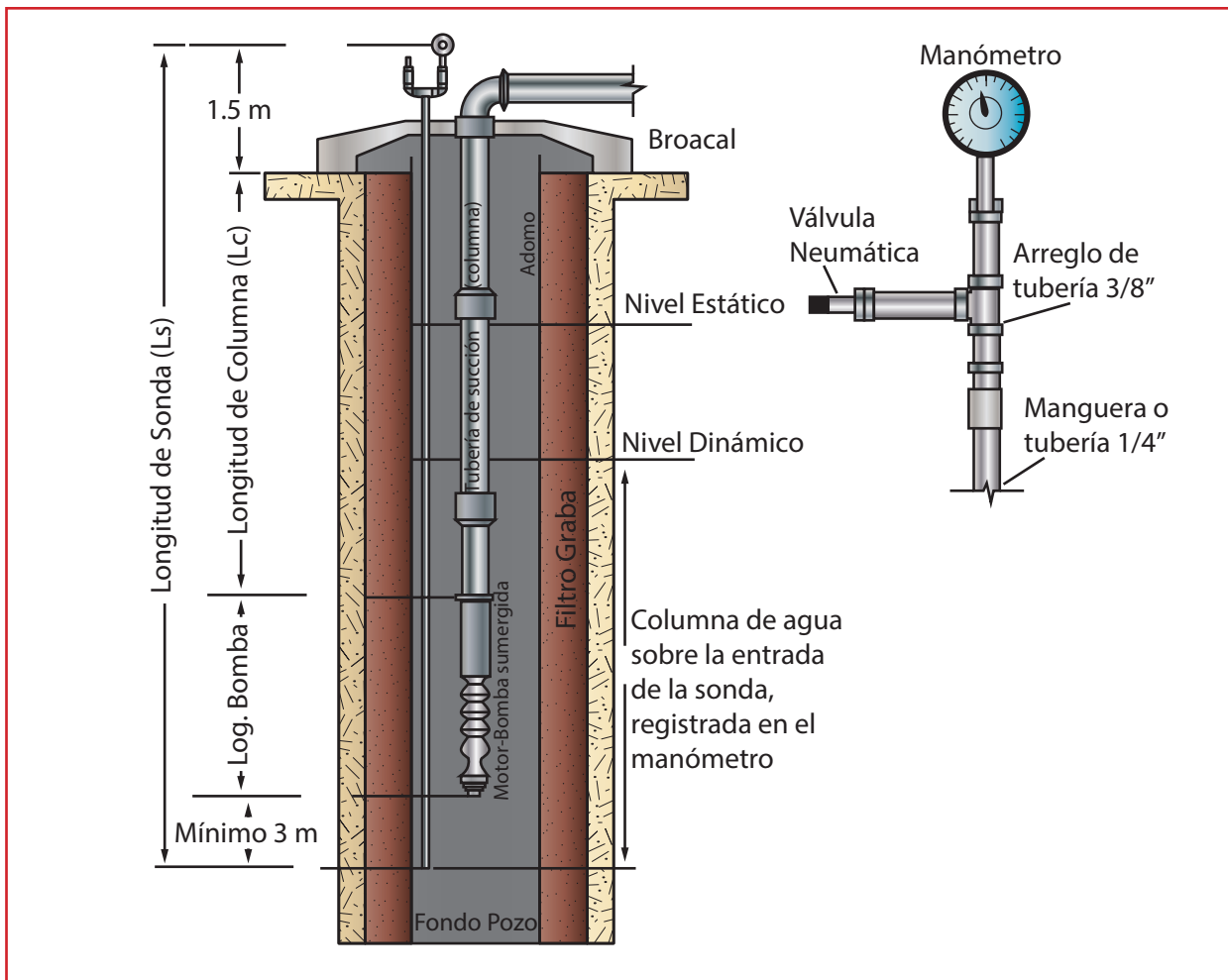
8.3.6. TIPO SONDA ELÉCTRICA

8.3.6.1. Principio de funcionamiento

El medidor local de nivel tipo sonda eléctrica basa su funcionamiento en la acción de "Abrir y cerrar un circuito eléctrico energizado". En su forma más simple consta de: Una sonda compuesta por un cable dúplex de cobre, conectado, por uno de sus extremos a un electrodo y en el otro a un medidor de corriente y a una alarma audible o luminosa. El circuito se energiza por una batería contenida en el mismo indicador de corriente (ver Ilustración 8.23).

El cable se enrolla y se desenrolla en un tambor al subir o bajar el electrodo en el pozo. Cuando

Ilustración 8.22 Instalación típica en pozo profundo del indicador de nivel tipo sonda neumática



el electrodo no está en contacto con el agua el circuito eléctrico se mantiene abierto, cuando entra en contacto el electrodo se moja y por la conductividad del agua se cierra el circuito, lo que da como resultado el flujo de corriente eléctrica que sirve para actuar al medidor de aguja y a las alarmas.

Al producirse el movimiento en la aguja del indicador y activarse la alarma, corresponderá al nivel en el pozo y la lectura se hace visualmente en base a las marcas grabadas numéricamente sobre la sonda (ver Tabla 8.5 e Ilustración 8.24).

8.3.6.2. Rangos estándar

Los rangos estándar de medición, son las longitudes de la sonda, para este tipo de medidor (ver Tabla 8.5). La mayoría de los fabricantes los tienen en 50, 100, 150, 200, 250 y hasta 300 metros de longitud.

La longitud de la sonda a utilizar depende de la profundidad del pozo, más un margen de 5 vueltas de circunferencia, para el enrollamiento de la sonda en el tambor, esto es suficiente para estimar la longitud total de la sonda, la cual debe tener la escala de valores de longitud gra-

Ilustración 8.23 Principio del funcionamiento del medidor de nivel tipo sonda eléctrica

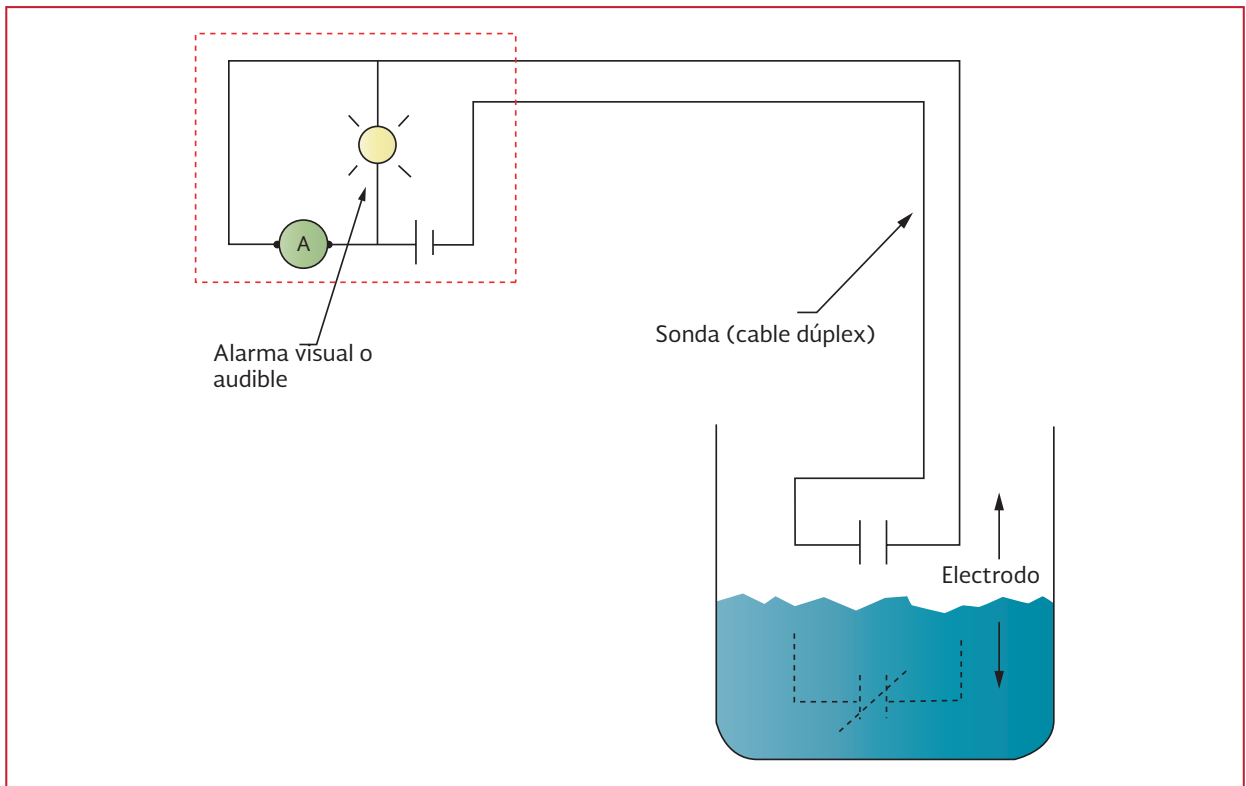
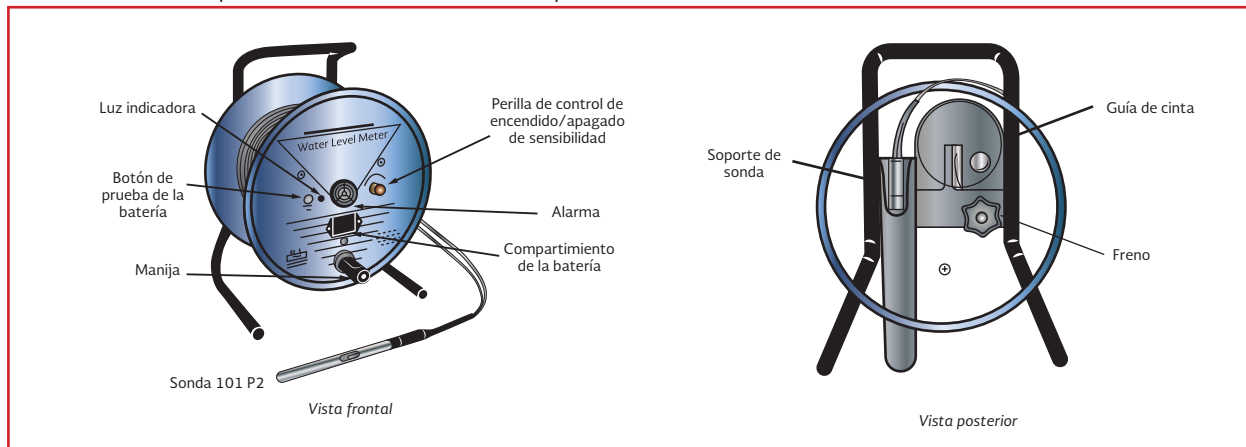


Ilustración 8.24 Componentes del indicador de nivel tipo sonda eléctrica



bada por cada metro para ser leída en el punto de referencia determinado en un punto a la entrada del pozo, ver Ilustración 8.25.

8.3.6.3. Materiales de construcción

Los materiales para la fabricación de los componentes, que a continuación se mencionan, son típicos para este tipo de aplicación.

- a) Sonda. El cable sonda es el conductor de la señal eléctrica al detectarse el nivel, es un cable "duplex" de cobre calibre 18, con aislamiento de plástico, capaz de soportar una tensión mecánica de trabajo mínimo de 136 kg
- b) Electrodo. El electrodo debe ser de un diámetro no menor de 12.7 mm. (1/2") para asegurarse que el cable no presente rizamientos, el material recomendado es acero inoxidable 316
- c) Marcas de longitud sobre la sonda. De acero inoxidable fijados a presión cada metro de longitud
- d) Tambor laminado de acero al carbón
- e) Armazón. Soporte tubular de acero al carbón

8.3.6.4. Criterios de instalación

Este tipo de indicador se instala para medición de prueba y verificación del nivel del agua clara en pozos profundos. El armazón soporte debe ser anclado al piso. En la Ilustración 8.26 se muestra el arreglo de instalación típica, para el medidor de nivel tipo sonda eléctrica.

8.3.6.5. Ventajas y desventajas

Ventajas

- a) No requiere operarlo personal especializado
- b) Bajo costo inicial de operación y mantenimiento
- c) Portátil por su ligereza y poco volumen
- d) De operación local manual
- e) Trabajan a la intemperie
- f) Se energiza por una batería
- g) Se utiliza en mediciones de prueba y verificación de nivel en pozos profundos de hasta 300 m de profundidad

Desventajas

- a) No indica medición continua de nivel
- b) Tiene la desventaja de los sistemas con partes móviles
- c) La indicación es por apreciación visual

8.3.6.6. Especificación y/o selección

Para hacer la especificación y/o selección de un medidor local de nivel tipo sonda eléctrica, se deben conocer:

- La profundidad aproximada desde la superficie (nivel 0) al nivel de espejo del agua en el pozo
- La calidad del agua con que la sonda estará en contacto
- En base a esta información se selecciona la longitud de la sonda y sus materiales de construcción

Ilustración 8.25 Nivel tipo sonda eléctrica

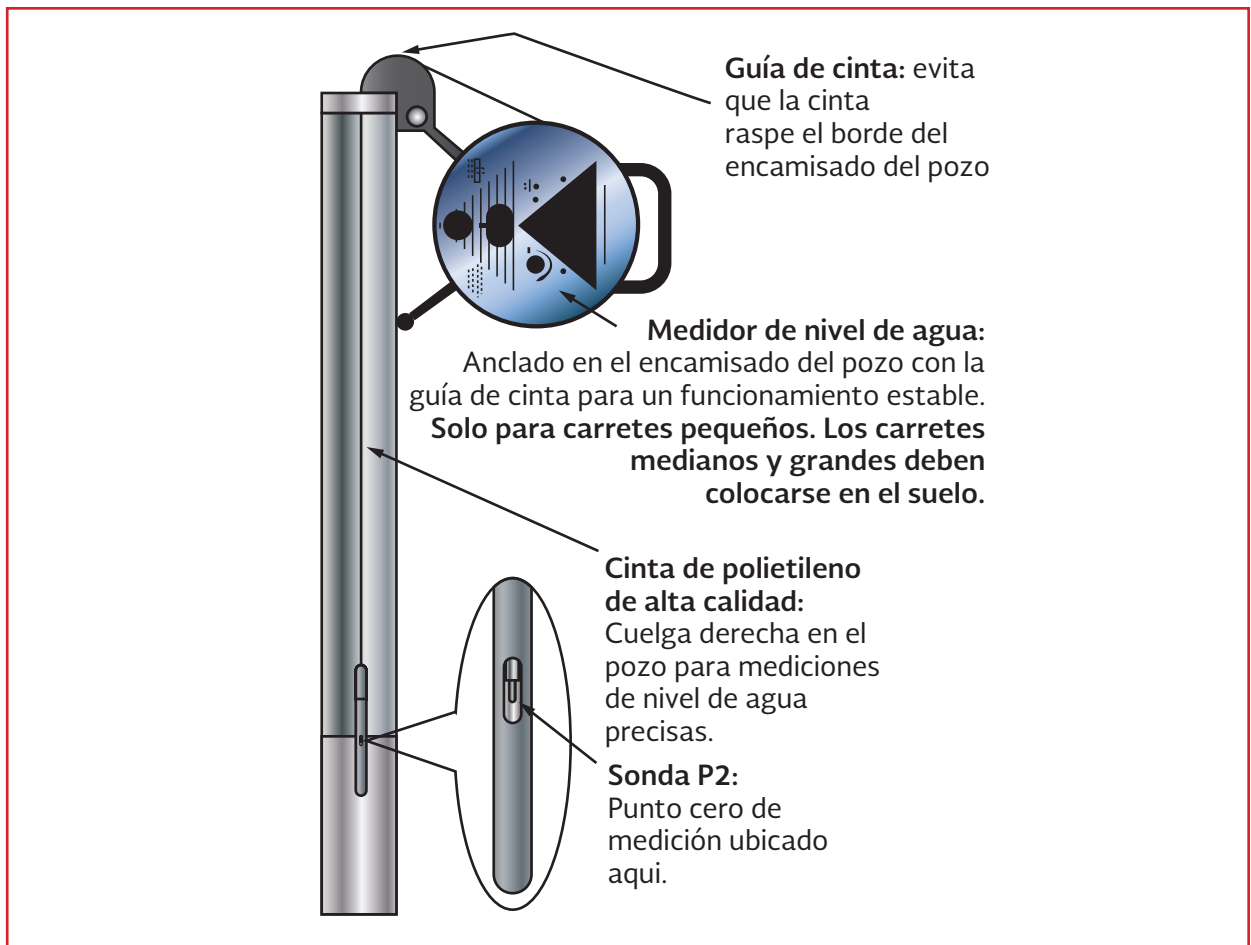
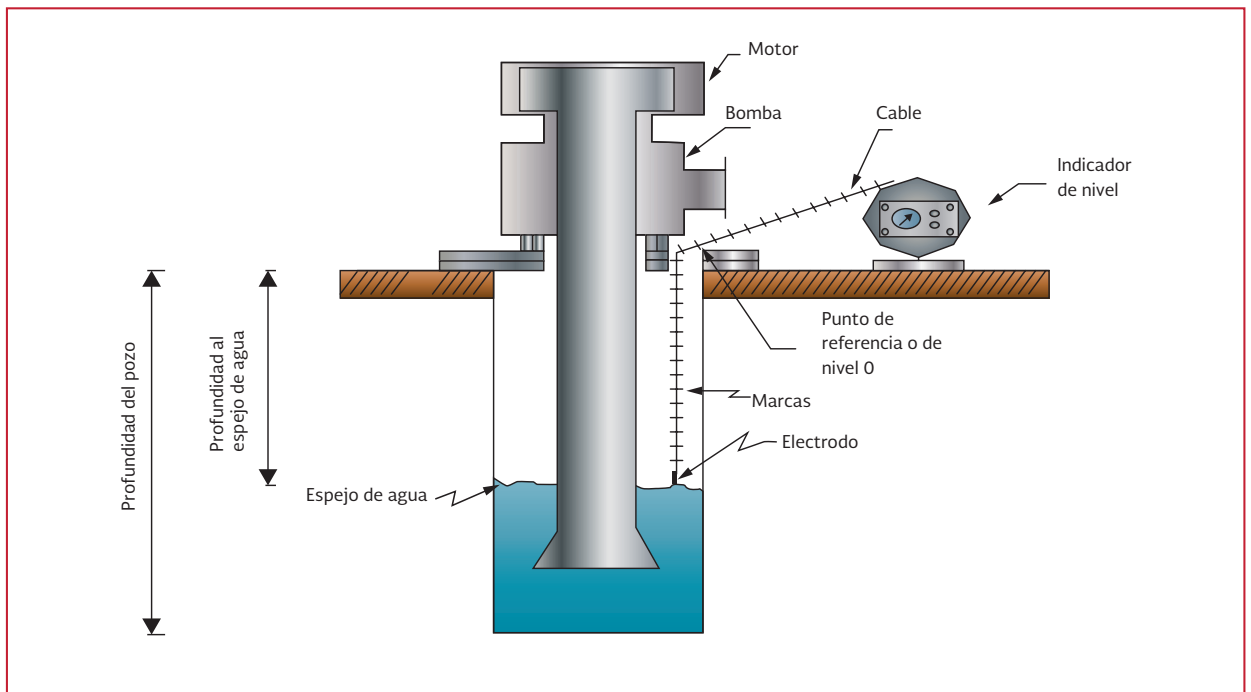


Ilustración 8.26 Instalación típica del indicador de nivel tipo sonda eléctrica



8.3.7. TIPO ULTRASÓNICO

8.3.7.1. Principio de funcionamiento

El sensor de este tipo de medidor local de nivel, funciona bajo el principio del "sonar" (emisión y recepción de pulsos ultrasónicos).

Trabaja de la siguiente manera:

El sensor emite un pulso ultrasónico dirigido en ángulo recto hacia la superficie del agua (en este caso), de donde es reflejado en la misma dirección en forma de eco, éste es detectado por el mismo sensor, que ahora actúa como un receptor que a modo de micrófono direccional, convierte el sonido a una señal eléctrica.

Al tiempo transcurrido entre la transmisión y la recepción del pulso en forma de eco, se le llama "tiempo de recorrido sónico" y es directamente proporcional a la distancia (D) entre el emisor/sensor y la superficie del espejo de agua (ver Ilustración 8.27), esta distancia es determinada tomando en cuenta la velocidad del sonido en el aire (c) y el tiempo de recorrido (t).

Se expresa por la siguiente Ecuación 8.1.

$$D = \frac{ct}{2} \quad \text{Ecuación 8.1}$$

donde:

- c = Velocidad del sonido en el aire, en metros por segundo (340 m/s)
- t = Tiempo de recorrido, en segundos (s)

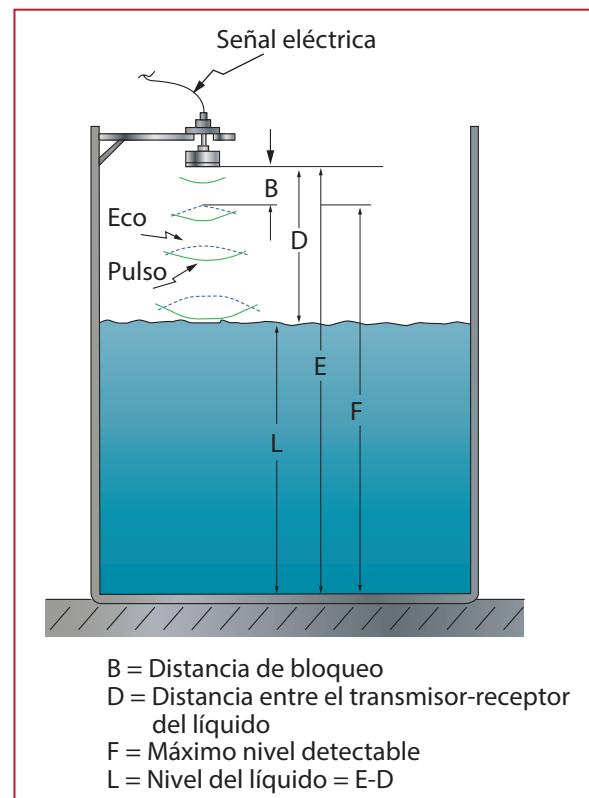
Al emitir un pulso, el sensor toma un tiempo para recibir el eco reflejado, debido a esto, existe

una zona en la cual no hay detección o "distancia de bloqueo" (B) que depende de la frecuencia a la que trabaja el sensor y determina la mínima distancia entre la cara emisora receptora de éste y máximo nivel en el tanque (F). Ver Ilustración 8.27. Esto podría considerarse una limitación para éste tipo de instrumentos, sin embargo actualmente se diseñan para permitir mediciones con errores no mayores de 0.254 mm (0.01 pulgadas) por cada 305 mm (1 pie) de distancia entre el transmisor receptor y la superficie del líquido (D).

8.3.7.2. Rangos de medición

De acuerdo con la información de los fabricantes tomados como referencia y según el modelo del sensor, el rango de monitoreo de nivel en re-

Ilustración 8.27 Parámetros de funcionamiento del medidor de nivel tipo ultrasónico



recipientes abiertos o cerrados va de 0.3 hasta 60 metros de altura para agua limpia, con sólidos en suspensión, aguas negras y lodos.

Rango máximo. Para un sensor en particular, está determinado por la potencia en frecuencia del pulso ultrasónico, por las características de reflexión del eco, por la superficie del fluido y por los factores de atenuación para el pulso. Una mala localización del punto de instalación, también afecta la medición. Ver Tabla 8.6, en esta se muestra parámetros como guía de un fabricante, pero deberán consultarse los datos del dispositivo seleccionado en el diseño.

Rango mínimo. Como ya se dijo anteriormente, la "distancia de bloqueo" determina la mínima separación entre el diafragma del sensor y el máximo nivel en el tanque. Esta depende del tipo de sensor, ver Tabla 8.7.

8.3.7.3. Materiales de construcción

Los materiales que se mencionan a continuación son los típicos y estándares de uno de los fabricantes de referencia.

De acuerdo a la Tabla 8.7 se tiene:

- Cubiertas: En polipropileno
- Conexión roscada: En polipropileno

La instalación de medidores de nivel tipo ultrasónico es aplicable para tanques cubiertos o descubiertos, a presión atmosférica. Aunque su instalación es sencilla, se recomienda seguir las recomendaciones de cada fabricante en particular.

El sensor no debe estar cerca de la toma de llenado u otra causa que provoque turbulencias

en el espejo de agua (la superficie deberá estar lo más tranquila en la zona de medición). El máximo nivel en el tanque, no debe rebasar la distancia de bloqueo del sensor. La cara del sensor quedará paralela a la superficie del agua. El cable de conexión no está diseñado para ser soporte, el sensor no colgará de este cable.

8.3.7.4. Ventajas y desventajas

Ventajas

- a) Aplicable para medición de nivel para cualquier tipo de material
- b) Útil para hacer mediciones en tanque atmosférico
- c) Montaje sencillo
- d) Selección y especificación sencillas
- e) El sensor se conecta a un indicador y/o transmisor local por lo que se considera un instrumento muy versátil

Desventajas

- a) No se recomienda para recipientes a presión
- b) Durante el llenado del tanque la medición puede no ser exacta
- c) En caso de haber espumas u oleaje producto de agitación o mezclados continuos, no es muy recomendable por la atenuación de la señal
- d) El costo es caro con respecto a los medidores de nivel anteriormente descritos

8.3.7.5. Selección

Para poder seleccionar un medidor de nivel tipo ultrasónico se debe conocer lo siguiente:

- a) Forma de tanque o recipiente
- b) Dimensiones
- c) Tipo de Fluido
- d) Nivel máximo (mm)
- e) Nivel mínimo (mm)
- f) Presión de operación (kg/cm²)
- g) Temperatura de operación (° C)

En base a esta información, seleccionamos un sensor que tenga un rango de medición, tal que el nivel máximo no rebase la distancia de bloqueo del sensor y el nivel mínimo.

8.4. VÁLVULAS

8.4.1. GENERALIDADES

En esta sección se abarcan los aspectos básicos que pueden servir para seleccionar el tipo de válvula idónea al servicio requerido, comparando el costo con las características y materiales de su construcción (cuerpo e interiores), funcionamiento ante determinadas condiciones de trabajo y el comportamiento del diseño mecánico, para un diseño de planta y/o instalaciones que sea competitivo y libre de problemas.

Las características y materiales de construcción más comúnmente conocidas como especificaciones de válvulas, por lo general, se incluyen en las correspondientes para las tuberías y accesorios, que se preparan de acuerdo a los servicios para abastecimiento de agua potable y alcantarillado tomando en cuenta las disponibilidades para su operación, la limpieza de los fluidos manejados, las tolerancias para corrosión y cualesquiera otros factores que influyan en la selección del material de construcción (Ver Tabla 8.8 y Tabla 8.9).

En estas especificaciones de tuberías se incluyen todos los datos para el diseño, como conexiones

y accesorios, bridas, las válvulas mismas, etcétera, para un servicio dado.

Cuando se desea realizar un proyecto para nuevas instalaciones de bombeo, distribución o tratamiento de aguas, ampliaciones a las existentes, modificaciones, etcétera, que involucre la adquisición de tuberías, accesorios y válvulas, la empresa proyectista junto con el contratista, deberán establecer las especificaciones de tuberías requeridas para el caso, las cuales serán presentadas al organismo operador correspondiente para su revisión y/o aprobación.

Sin embargo, cuando solo se requiere hacer el cambio de una válvula o modificaciones menores, y no se cuenta con las especificaciones de tuberías que aplican, el organismo operador del sistema de abastecimiento de agua potable y alcantarillado respectivo, será quien deba decidir en cuanto a que válvula es aceptable de acuerdo al procedimiento indicado en los siguientes puntos:

8.4.2. SELECCIÓN

Conforme avanza la demanda de servicios de abastecimiento de agua potable, aumenta la capacidad de desalojo y tratamiento de las aguas residuales y con esto, la capacidad de manejo de grandes volúmenes de estos líquidos, algunos de ellos abrasivos, otros corrosivos o contaminados con materias que se van incrustando en los materiales que tienen contacto directo con el fluido y que al paso del tiempo los van deteriorando, a las válvulas se les han mejorado las características mecánicas, aumentando su tamaño y por ende su costo, por lo que cada vez es más importante el máximo cuidado en su selección.

La selección de las válvulas incluye muchos factores y es preferible tener como referencia un sistema que facilite esta actividad. Se deben tener en cuenta, como mínimo, las siguientes especificaciones básicas: Tipo de válvula, características y materiales de construcción, capacidades de presión, material de empaquetaduras y juntas, costo y disponibilidad, ver Tabla 8.9, Tabla 8.10 y Tabla 8.11.

8.4.3. TIPOS DE VÁLVULAS

El tipo de válvula dependerá de la función que debe efectuar, ya sea de cierre (bloqueo), estrangulación, para impedir el flujo inverso o para alivio de presión. Estas funciones se deben determinar después de un estudio cuidadoso de las necesidades del sistema y las condiciones de servicio para las cuales se destina la válvula.

Como a menudo hay más de un tipo de válvula para cada función, en puntos posteriores se tratarán en forma específica, las válvulas más comunes para el manejo de agua potable y aguas negras.

Una vez determinada la función y el tipo de servicio, se puede seleccionar el tipo de válvula según su construcción. En la Ilustración 8.28 se ilustran los componentes de algunos tipos de válvulas.

8.4.3.1. Fundamentos de construcción

Después de establecer la función y de seleccionar el tipo de válvula, se debe tener en cuenta las características y los materiales de construcción adecuados para el servicio a que se le destinará. De manera genérica se pueden en listar los principales componentes de las válvulas:

Cuerpo. Es un elemento estático (generalmente de material de fundición) y se acopla a la línea de

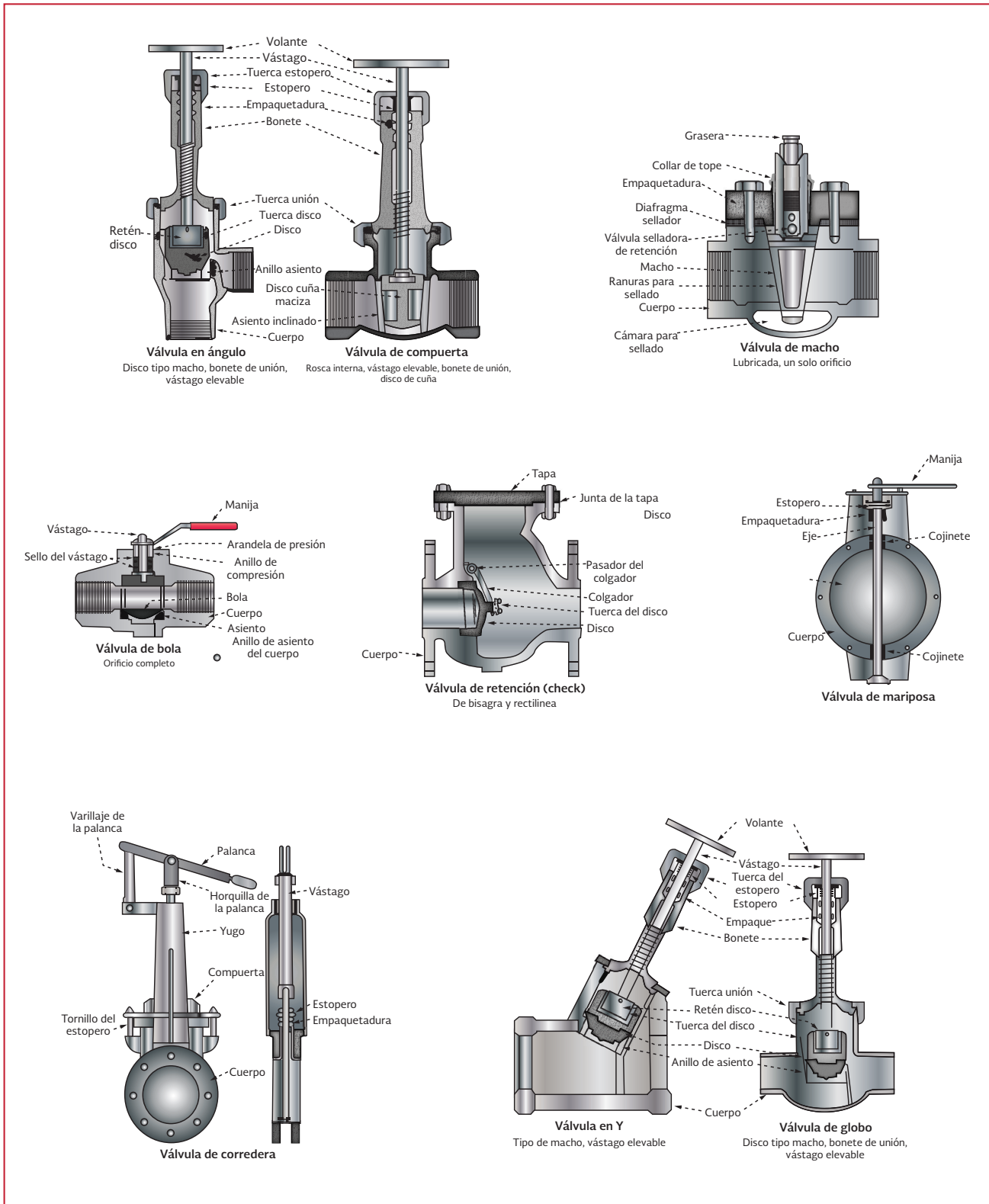
proceso o tubería mediante bridas en la mayoría de los casos, aunque también los acoplamientos los hay inserto soldables o del tipo roscado, comúnmente para diámetros pequeños.

Disco, tapón o compuerta. Es un componente fundamental, ya que su función es permitir o detener total o parcialmente el paso del fluido a través del cuerpo. Es un elemento dinámico (normalmente de materiales resistentes a esfuerzos), con bajo coeficiente de resistencia hidráulica y de diseño hidrodinámico.

Asiento. Permite el sello entre el cuerpo y el tapón de la válvula. Generalmente, en válvulas de diámetros mayores de 101.6 mm. (4"), los asientos son reemplazables, permitiendo mantenimientos rápidos, sin embargo, son fabricados de materiales resistentes a la erosión generada por el paso del fluido y su diseño evita en lo posible, atascamientos entre las dos partes.

Vástago. Es el elemento de transmisión del par proporcionado al tapón desde el actuador para la apertura o cierre de la válvula. Generalmente se construye de materiales resistentes a la deformación por torsión. Se encuentra aislado del fluido y en ocasiones encapsulado para evitar la acción abrasiva o corrosiva del fluido. El material de construcción para una válvula está restringido por las características corrosivas del fluido. Cuando se tienen en cuenta estos factores, se puede determinar la aceptabilidad de un sólo material de construcción, pero por lo general hay elección de más de uno. La selección definitiva del material se suele basar en los aspectos económicos. Los cuerpos y los componentes individuales de las válvulas se fabrican con muchas aleaciones diferentes, lo cual da más libertad para la elección.

Ilustración 8.28 Componentes de los diferentes tipos de válvulas



Todas las partes de la válvula que están en contacto con el fluido (partes húmedas), deben tener la resistencia necesaria a la corrosión. Para seleccionar el material de construcción, se debe utilizar como guía los materiales recomendados por los fabricantes para cada servicio en especial ya sea de agua limpia, con sólidos en suspensión, residuales, con sales disueltas, aguas negras, altas velocidades de flujo, etc. El efecto de estos factores no se puede determinar por completo, excepto cuando se cuenta con datos de una unidad o sistema idéntico. Por tanto, aunque los datos publicados de corrosión resultaran válidos en muchos casos, sólo se podrá tener una certidumbre completa con la experiencia. Por ejemplo, las válvulas requieren diferente dureza entre la parte móvil y la parte fija (de preferencia, el asiento debe ser más duro que el globo, compuerta o aguja). Salvo que los datos de corrosión de un material incluyan su comportamiento según las diferentes durezas, esos datos tendrán escaso valor para el fabricante de válvulas. A continuación se establecen algunos otros lineamientos generales, más no reglas establecidas en el aspecto de construcción de las válvulas.

Aunque normalmente en el manejo de agua potable, alcantarillado y saneamiento no se tienen condiciones de operación extremas, se deben examinar con cuidado las capacidades de presión y temperatura del fabricante para válvulas construidas con materiales no estándar para asegurar que se está cumpliendo con las especificaciones de tubería en el servicio a que se destinan.

Cuando se utilizan los materiales estándar para construcción (acero al carbón, acero inoxidable, latón, etc.), las fuerzas hidráulicas dentro de las válvulas rara vez alteran el servicio; sin embargo, el material no estándar propuesto puede es-

tar propenso a fallas por abrasión, por lo que es necesario investigar a fondo dichas fuerzas. El costo de las válvulas que requieren materiales no estándar (servicio en aguas residuales industriales) se puede reducir con un revestimiento interno de la válvula. En estos casos, los materiales metálicos que se protegen en la válvula no serían resistentes a la corrosión. Por ello se debe tener un cuidado especial en el momento de seleccionar el material de las válvulas. Cualquier falla en el revestimiento o en los sellos que permita que los fluidos hagan contacto con el metal, siempre ocasionará falla de la válvula. Muchas veces no se puede aplicar un revestimiento perfecto sobre las complicadas formas internas, o los revestimientos se pueden desprender del metal base cuando hay condiciones severas de fuerza hidráulica, mecánica e inversión de temperatura. Las válvulas revestidas suelen tener sellos anulares (o rings) para separar las secciones revestidas y las no revestidas. Es importante que los sellos estén en un lugar donde se pueda detectar su falla antes de que ocurra una grave corrosión.

8.4.3.2. Capacidades de presión y temperatura

Una vez determinadas las presiones y temperaturas máximas de operación, se podrá establecer la capacidad de presión requerida por la válvula. A este respecto ya se dijo en el punto anterior que de acuerdo al servicio aquí manejado, incluso las presiones máximas quedan dentro de la clasificación ANSI de 125a 300 psi.

En la Tabla 8.12, se presentan las capacidades de presión de gran número de materiales disponibles para válvulas con extremos roscados, inserto soldable y con bridas desde 125 hasta 300

psi., basadas en las normas ANSI. Para materiales que no aparezcan en la tabla, se deben de consultar dichas normas o las especificaciones del fabricante respectivo.

8.4.3.3. Material de empaquetaduras y juntas

La selección del material adecuado para estos aditamentos es tan importante como la de los materiales de las propias válvulas. Su mala selección puede ocasionar fugas en la válvula y requerir un paro del sistema para reemplazarla.

Al seleccionar el material de empaquetaduras, se debe consultar la literatura de los fabricantes y las publicaciones técnicas, para comprobar que el material seleccionado sea compatible con los fluidos que se manejan. Así mismo, la forma física de la empaquetadura debe ser compatible con las características mecánicas de la válvula.

8.4.3.4. Costo y disponibilidad

Muchas veces se encontrará más de un tipo de válvula para un trabajo específico. Cuando los factores que ya se han visto son iguales, se debe seleccionar de los diversos proveedores la válvula de menor precio y mayor disponibilidad, ya que sería ilógico ordenar una válvula que no va a ser entregada a tiempo o que no tiene un costo razonable.

Para las capacidades de válvulas y tuberías ver el anexo de normatividad

Cálculo del C_v (Coeficiente de capacidad de la válvula)

El C_v se define como un índice de capacidad que indica el gasto de agua a 16°C (60°F) en gpm,

que pasarán por la válvula totalmente abierta con una diferencia de presión de 1 lb/in² entre las bridas de entrada y de salida.

El coeficiente C_v de flujo en la válvula depende de las dimensiones internas y del diseño de la válvula.

Las pruebas de los fabricantes con agua o aire y con una caída de presión (ΔP) predeterminada establecen los valores de C_v .

La ecuación para manejar el C_v es de aplicación universal y es compatible con la mostrada en la norma ANSI/ISA-75 "Flow Equations for Sizing Control Valves":

$$C_v = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho / \rho_0}{\Delta P}} \quad \text{Ecuación 8.2}$$

donde:

- Q = Flujo volumétrico gpm o m³/h
- ρ = Densidad relativa = 1.0 para agua a 15°C. Adimensional
- ΔP = Diferencial de presiones kPa o bar
- C_v = Coeficiente de capacidad de la válvula. Adimensional
- N_1 = Constante numérica
- ΔP = Diferencial de presiones kPa o bar

En la Tabla 8.13 se dan los valores de la constante numérica N .

Cabe mencionar que para las válvulas de bloqueo normalmente no se efectúan cálculos del C_v ya que para estos tipos de válvulas el tamaño se selecciona de acuerdo al diámetro de la tubería y para la ΔP , el procedimiento usual es utili-

zar una longitud equivalente de tubo (ver Tabla 8.14) según lo especifique el fabricante.

8.4.4. VÁLVULAS DE SECCIONAMIENTO Y ESTRANGULACIÓN

8.4.4.1. Principio de funcionamiento

En los servicios de agua, alcantarillado y saneamiento, las válvulas se emplean, por lo general, para dos funciones básicas o "primarias": seccionamiento y estrangulación, ver Ilustración 8.29.

Las válvulas utilizadas para aislar equipo, instrumentos y componentes de la tubería (filtros, coladores, etc.) cuando se necesita mantenimiento, se llaman "válvulas de bloqueo o de seccionamiento". Además las válvulas de seccionamiento se utilizan en los múltiples y cabezales, para desviar o distribuir las corrientes a diversos lugares se-

gún se desee. Estas válvulas suelen ser del tamaño de la tubería y tienen un orificio más o menos del tamaño del diámetro interior del tubo.

Para calcular la caída de presión en una válvula de bloqueo, el procedimiento usual es utilizar una longitud equivalente de tubo, según lo especifique el fabricante. Normalmente no se efectúan cálculos de la caída de presión en las válvulas individuales, porque los datos de los fabricantes han estado en uso durante muchos años, ver Tabla 8.14.

Las válvulas de operación manual cuya finalidad es regular el flujo, la presión o ambos, se denominan "válvulas de estrangulación". La selección del tamaño de una válvula de estrangulación dependerá del coeficiente C_v de flujo en la válvula. La capacidad se determina con pruebas de flujo para una caída dada de presión a lo largo del cuerpo de la válvula y se puede obtener con los fabricantes de este tipo de válvulas. Después

Ilustración 8.29 Válvula de seccionamiento y estrangulación



de calcularse el coeficiente de válvula requerido puede hacerse la selección de la válvula del tamaño necesario con el uso de las especificaciones de C_v del fabricante.

Las funciones generales de las válvulas son sólo guías del uso más adecuado o más común de determinado tipo de construcción. A menudo hay más de un tipo de construcción apto para una función específica.

Las características principales y los usos más comunes de los diversos tipos de válvulas para la función de seccionamiento son:

- **Válvulas de compuerta:** Resistencia mínima al fluido de la tubería. Se utiliza totalmente abierta o cerrada. Accionamiento poco frecuente
- **Válvulas de macho:** Cierre hermético. Deben estar abiertas o cerradas
- **Válvulas de bola:** No hay obstrucción al flujo. Se utilizan para líquidos viscosos y pastas aguadas (aguas negras y lodos). Cierre positivo totalmente abierta o cerrada
- **Válvulas de mariposa:** Su uso principalmente es para cierre y estrangulación de grandes volúmenes de líquidos a baja presión (agua potable, residual y tratada). Su diseño de disco abierto, rectilíneo, evita cualquier acumulación de sólidos; la caída de presión es muy pequeña

Las características principales y los usos más comunes para diversos tipos de válvulas para servicio de estrangulación son:

- **Válvulas de globo:** Son para uso poco frecuente. Cierre positivo. El asiento suele estar paralelo con el sentido de

flujo; produce resistencia y caída de presión considerables

- **Válvulas de aguja:** Estas válvulas son, básicamente, válvulas de globo que tienen un macho cónico similar a una aguja, que ajusta con precisión en su asiento. Se puede tener estrangulación exacta de volúmenes pequeños porque el orificio formado entre el macho y el asiento es cónico, se puede variar a intervalos pequeños y precisos
- **Válvula en Y:** Las válvulas en Y son válvulas de globo que permiten el paso rectilíneo y sin obstrucción igual que las válvulas de compuerta. La ventaja es una menor caída de presión en esta válvula que en la de globo convencional.
- **Válvulas de ángulo:** Son, en esencia, iguales que las válvulas de globo. La diferencia principal es que el flujo del fluido en la válvula de ángulo hace un giro de 90°
- **Válvulas de mariposa:** Descrita anteriormente debido a que por su construcción versátil, su uso es común tanto en seccionamiento como en estrangulación o control

Aunque en el comercio hay disponibles otros tipos de válvulas de selección especial para manejar lodos y pastas aguadas gruesas o finas, como son las de diafragma, fondo plano, etc., su uso está más popularizado en la industria química debido a que con frecuencia, sus partes húmedas están construidas de materiales especiales o revestidas con aleaciones especiales para darles resistencia a la corrosión o a la erosión. De hecho, en el siguiente inciso sólo se tocarán los tipos más comunes en los servicios de agua potable, alcantarillado y saneamiento.

8.4.4.2. Tipos más comunes

Para tener una correcta operación del sistema a tratar o de las instalaciones, es de suma importancia definir el número adecuado y tipo de válvulas a instalar, garantizando su continuidad y seguridad al menor costo. Respecto al número adecuado, las principales variables a considerar son: El número de equipos de bombeo a instalar (cantidad de bombas), particularidades del sistema (por ejemplo: La llegada a un cárcamo, protecciones y futuras incorporaciones), etc., mientras que para definir el tipo de válvula adecuada, las principales variables a considerar son: Los espacios disponibles, el arreglo de tuberías, las características y especificación de la línea (tubería), la función o el servicio al que se le destinará, de las cuales, la mayoría depende de las características constructivas y del diseño propio de cada válvula.

En puntos anteriores se ha visto de manera genérica los principales componentes de las válvulas, los fundamentos constructivos y sus funciones en los servicios de seccionamiento y de estrangulación. A continuación se tratarán los aspectos relacionados al diseño propio de las válvulas más comúnmente usadas y/o recomendadas para dichos servicios en las instalaciones que competen a este libro.

8.4.4.3. Válvulas de compuerta

Las válvulas de compuerta consisten en un disco que tiene movimiento alternado en el cuerpo. Cuando estas válvulas están abiertas del todo tienen una caída de presión equivalente a la de una sección de tubo.

Estas válvulas están disponibles con vástago saliente o fijo. El vástago saliente requiere mayor

altura en la instalación, pero las roscas no están expuestas al fluido del proceso. En el vástago fijo, es difícil determinar el grado de apertura.

El disco de cuña sólida suele ser macizo y con asientos cónicos de la válvula, ver Ilustración 8.30.

En las válvulas con doble disco, las dos superficies de asiento tienen movimiento relativo entre sí. Esto produce buen cierre aunque los asientos estén desalineados o tengan ángulos diferentes. En los diseños de doble y asientos paralelos se utilizan expansores o cuñas para empujar a los discos contra el asiento, ver Ilustración 8.31.

Aplicación

La válvula de compuerta supera en número a los otros tipos de válvulas en servicios, donde se requiere circulación ininterrumpida y poca caída de presión.

Las válvulas de compuerta no se recomiendan para servicio de estrangulación, porque la compuerta y el sello tienden a sufrir erosión rápida cuando se restringe la circulación y producen turbulencia. Por lo tanto se usa donde el disco de la válvula se mantiene totalmente abierto o totalmente cerrado. Es usada prácticamente para cualquier fluido, generalmente en donde la operación es poco frecuente, para aperturas rápidas y flujo libre.

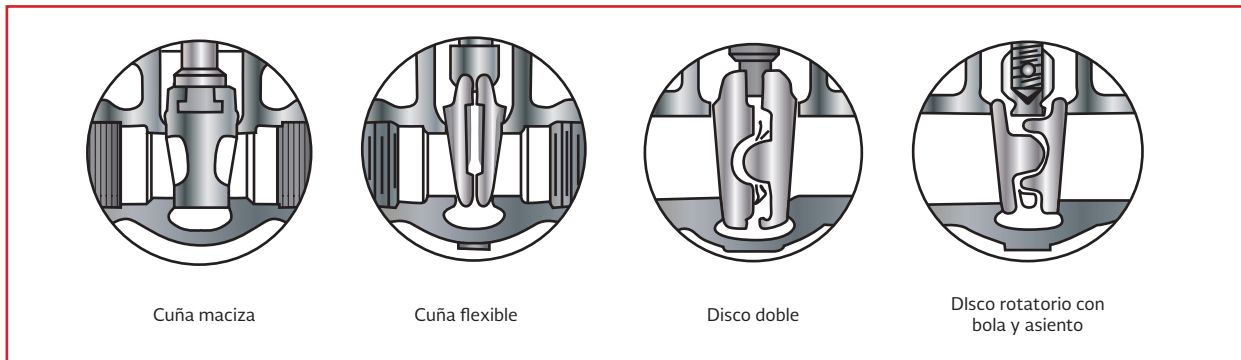
Debido a su diseño, reporta bajas o nulas caídas de presión en condiciones normales de operación.

Las principales ventajas de estas válvulas son: Acción relativamente rápida, operación sencilla, pueden instalarse en cualquier posición ocupando relativamente poco espacio.

Ilustración 8.30 Válvula de compuerta con bonete atornillado y vástago saliente



Ilustración 8.31 Algunos tipos de discos de cierre en las válvulas de compuerta



Materiales de construcción

Antes de decidir sobre la elección de los materiales de construcción de una válvula para determinado servicio, se deberán tomar en cuenta los fundamentos que al respecto están contenidos en el punto 8.4.3.1 en donde en una forma concluyente se revaloriza el aspecto de la experiencia constructiva.

Es precisamente de esta experiencia de donde se puede establecer que los materiales comúnmente empleados para:

Válvulas de compuerta de acero, los materiales empleados son:

- a) Cuerpo y bonete de acero al carbón forjado para componentes sujetos a presión

- b) Vástago de acero al cromo molibdeno laminado en caliente
- c) Disco de acero al carbón

Válvulas de compuerta de hierro, los materiales empleados son:

- a) Cuerpo y bonete de fundición de hierro gris para servicios generales
- b) Cubierta de fundición de hierro gris para componentes de válvulas
- c) Vástago de acero inoxidable
- d) Disco de acero al carbón

8.4.4.4. Válvulas de mariposa

En esencia, la válvula consiste en un disco (llamado también oblea, mariposa, galleta u hoja), ejes y un cuerpo con empaquetadura y cojinetes para sellamiento y soporte.

Los dos cuerpos disponibles son el de anillo macizo o para instalarse entre bridas y el de carrete o bridado ilustrados en la Ilustración 8.32. El cuerpo de anillo macizo requiere poco espacio. El eje es una varilla continua que soporta el disco. El espesor del eje(s) y del disco se determina según la caída máxima de presión requerida

El diseño del disco es de máxima importancia. Los tipos circulares cierran con el disco paralelo al diámetro del cuerpo. Los discos tipo elíptico cierran entre 11° y 15° fuera del diámetro del cuerpo. Este diseño es más costoso pero produce cierre hermético. Los discos circulares pueden girar 360° y se requiere cierta holgura entre el disco y el cuerpo; la rotación se limita con topes externos.

El espesor del disco y el eje, que limita la zona para circulación, se determina con la caída de

presión y la torsión requerida para operar la válvula; cuanto más alta sea la caída de presión mayor es la torsión requerida. Las válvulas con poca caída de presión y baja torsión (llamadas a veces ligeras) tienen disco y eje delgados para máxima capacidad de flujo. Las válvulas "gruesas" son para caídas grandes de presión y tienen disco reforzado y eje más grueso para manejar la alta torsión requerida. El efecto neto es una reducción en la zona de flujo y en la capacidad con la válvula abierta del todo.

Aplicación

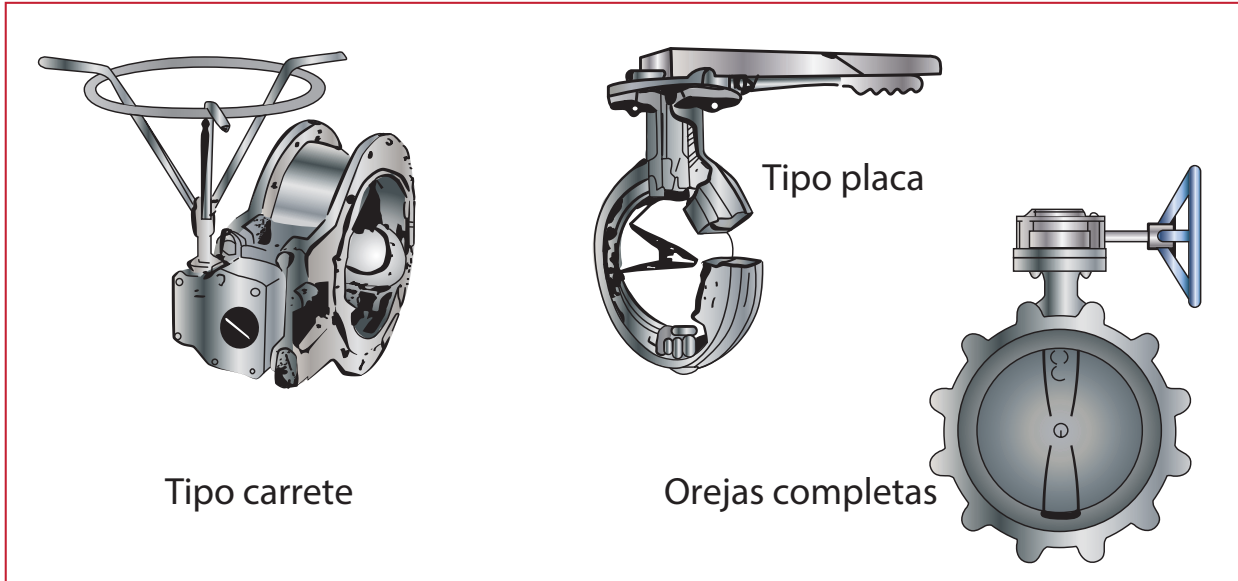
Las válvulas de mariposa son, quizá, uno de los tipos más antiguos que todavía están en uso. Sin embargo, en los tipos actuales se ha ampliado su aplicación a servicios con gran caída de presión y requisitos de cierre hermético. Su masa reducida y bajo costo las han hecho muy populares. En el tipo de circulación rectilínea se tienen las ventajas de alta capacidad y auto limpieza en el manejo de pastas aguadas o lodos, evitando cualquier acumulación de sólidos. La caída de presión es muy pequeña cuando está totalmente abierta.

Su operación manual es fácil y rápida mediante un volante o una palanca. Es posible moverla desde la apertura total (90°) hasta el cierre completo (0°), con gran rapidez, ver Ilustración 8.32.

Ya se mencionó anteriormente que las válvulas de mariposa son usadas como válvulas de seccionamiento, pero además pueden regular el flujo (estrangulación) entre 30° y 60° de apertura con mucha exactitud para velocidades por debajo de 5.0 m/s y en tamaños mayores de 12 pulgadas.

En resumen. Las válvulas de mariposa son empleadas cuando se requiere una operación fre-

Ilustración 8.32 Válvulas de mariposa (operación manual) en tipos de placa, orejas (anillo macizo) y de carrete (bridada)



cuenta de estrangulación, abrir o cerrar el paso del flujo, una baja caída de presión, apertura rápida y autolimpieza; adicionalmente son empleadas en lugares en donde el espacio es un factor relevante.

Materiales de construcción

En este tipo de válvulas, los datos de presión y temperatura máximas de operación son de suma importancia para lograr establecer los materiales de los diferentes componentes de la válvula. Para el servicio de agua, alcantarillado y saneamiento, la presión es el parámetro determinante en este aspecto. Las presiones nominales de trabajo son 125, 150 y 300 psi, y están sujetas a la cantidad de flujo y diámetro de la línea.

Las principales partes y materiales más empleados en dicho servicio son:

- **Cuerpo.** De acero fundido y la especificación apegada a normas en función de la presión. Se requiere un maquinado preciso de este elemento para su correcto

acoplamiento con los demás componentes o partes integrantes de la válvula

- **Disco.** De hierro gris y al igual que el cuerpo, su especificación apegada a normas en función de la presión a la que estará expuesto en conjunto con los demás componentes
- **Flecha.** De acero inoxidable y resistente a la deformación
- **Asientos del cuerpo.** Acero inoxidable
- **Asiento del disco.** Buna
- **Bujes.** De bronce, auto lubricado y cuyo diseño no requiera lubricación adicional

Ajuste del disco

Este procedimiento aplica solo para válvulas mayores de 30" (762 mm).

1. Cerrar totalmente la válvula, asegurando que no sea operada mientras dure el trabajo
2. Vaciar la tubería del lado plano del disco, ya que en este sentido se encuentran el asiento de hule y retén

3. Señalar los puntos de fuga
4. Identificar si existe daño en el asiento del disco, en el anillo retén o en el asiento del cuerpo. En caso afirmativo, cambiar el asiento del disco y si el daño es en el asiento del cuerpo, es preferible que sea reparada por el fabricante. En caso negativo, si sólo se trata de alguna fuga, se deberán ajustar los tornillos en la zona afectada con el torque o fracción de vuelta recomendado en el manual del fabricante

Lo descrito con anterioridad es sólo una guía práctica.

Remplazo del asiento de disco

1. Seccionar el paso del agua en ambos lados de la válvula (si es posible, es recomendable retirarla de la línea)
2. Marcar la posición del anillo retén (dos puntos como mínimo)
3. Aflojar los tornillos, quitar el anillo retén y el asiento, teniendo cuidado de no deformar el anillo retén
4. Limpiar la superficie en donde se fijará el asiento usando de preferencia lija
5. Presentar el nuevo asiento y el anillo retén en su posición original, indicada por las marcas del inciso 2), dibujar con un bolígrafo sobre el asiento del disco los barrenos del retén, usándolo como plantilla para el trazo
6. Señalar con un marcador la posición del asiento respecto al disco. Desensamblar el asiento del disco y perforar los barrenos trazados (mismo diámetro que el de los tornillos)

7. Ya hechas las perforaciones, colocar el asiento

8.4.5. VÁLVULAS DE RETENCIÓN

8.4.5.1. Principio de funcionamiento

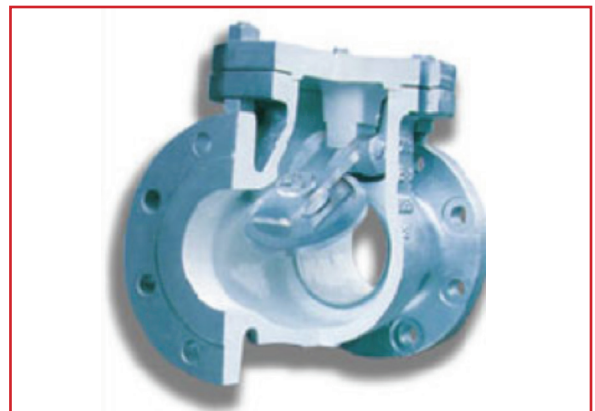
La principal función de las válvulas de retención (check) es evitar la inversión o contrasentido del flujo; es decir, evitar el cambio de dirección del fluido que se conduce a través de la tubería. Son de funcionamiento automático y se mantienen abiertas por la presión del fluido que circula, ver Ilustración 8.33.

La presión del flujo abre la válvula y el peso del mecanismo de retención o cualquier inversión en el flujo la cierran.

Los discos y componentes móviles de la válvula pueden estar en movimiento constante si la fuerza de la velocidad del flujo no es suficiente para mantenerlas en su posición de apertura total.

A diferencia de la mayoría de las otras válvulas, las de retención tienen mayores probabilidades de tener fugas a bajas presiones que a altas, esto es debido a que no suelen tener un cierre confiable lo que ocasiona escurrimiento.

Ilustración 8.33 Válvula de retención



En la mayor parte de los casos, la válvula de retención se instala junto con una válvula de cierre para tener un mejor control del escurrimiento.

Existen diferentes tipos de válvulas de retención y su selección depende del tipo de servicio, de la temperatura, caída de presión que producen y limpieza del fluido.

La clasificación de las válvulas de retención abarca varios tipos dentro de los cuales se tienen las mencionadas a continuación.

8.4.5.2. Válvula de columpio

Este tipo de válvula abre con la presión en la tubería, pues el flujo en sentido normal hará que el disco oscile y se separe del asiento. Se cierra cuando la presión llega a cero; en este caso, el disco queda sujeto contra el anillo de asiento por su propio peso. Las válvulas de retención de columpio, ver Ilustración 8.34 se utilizan con bajas velocidades del fluido y en la mayoría de los sistemas se utilizan en combinación con válvulas de compuerta.

Las válvulas de retención de columpio requieren un tiempo menor para cerrar que las válvulas de seccionamiento; no tienen huecos ni cavidades que puedan alojar sólidos que impidan su operación y sello total.

Esta válvula funciona por gravedad, cosa que se debe tomar en cuenta para instalarla; por lo general, la válvula se instala en posición horizontal, pero también se puede instalar en tuberías verticales con flujo ascendente.

El flujo por este tipo de válvula es brusco, originando turbulencia dentro de ella, por lo que,

contribuye significativamente al aumento de la longitud equivalente en diámetros de tubería, al incluirla dentro de los análisis de caída de presión, ver Tabla 8.14.

Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de esta válvula son: es de gran utilidad para servicios de baja velocidad, acción rápida, operación sencilla; pueden instalarse en cualquier posición, cierre casi hermético, mantenimiento sencillo, etc. Dentro de las desventajas más importantes se tiene que no asegura un cierre hermético, se utilizan generalmente para flujo horizontal; si se utilizan en posición vertical aumentará la caída de presión, y la inversión súbita del flujo hace que el disco golpee contra el asiento y se produzca un severo golpe de ariete.

Materiales de construcción

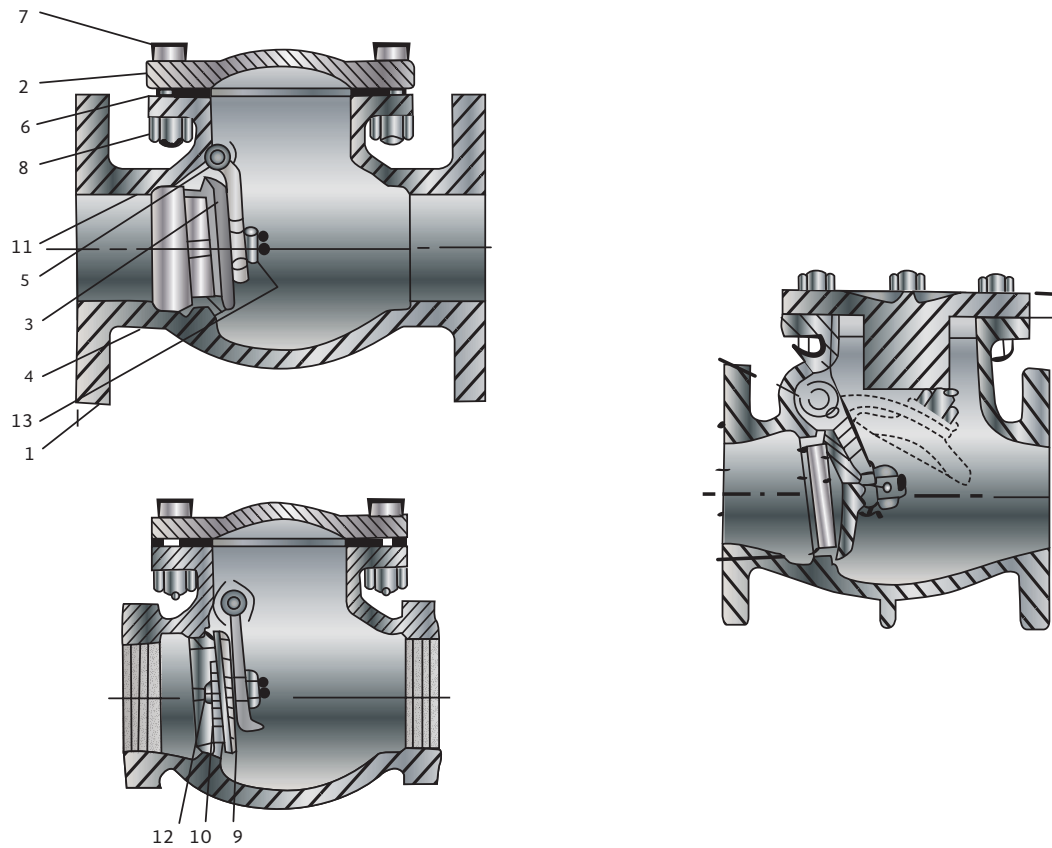
En este tipo de válvula al igual que las anteriores, los datos de presión y temperatura máxima de operación son de gran importancia al seleccionar los materiales de los diferentes componentes de la válvula. Los cuales son:

Cuerpo: Las válvulas de columpio pueden ser fabricadas en dos diferentes tipos de cuerpo, en Y y rectilíneos. En la Ilustración 8.34 se muestra una descripción más detallada de los componentes de la válvula:

Las válvulas en Y tienen una abertura alineada con el asiento que está integrada al cuerpo; esto permite rectificar por esmerilado las válvulas que asientan metal con metal.

Las válvulas rectilíneas tienen un disco embisagrado en la parte superior, con lo cual la super-

Ilustración 8.34 Válvula de retención tipo disco de columpio



- 1.- Cuerpo
- 2.- Tapa
- 3.- Disco
- 4.- Asiento
- 5.- Brazo

- 6.- Empaque
- 7.- Perno
- 8.- Tuerca
- 9.- Caja del disco
- 10.- Plato del disco

- 11.- Eje del brazo
- 12.- Tornillo del Retén
- 13.- Retén del disco (tuerca)

ficie de asentamiento está a un pequeño ángulo, lo cual permite que el disco oscile y se abra con presiones más bajas. Los anillos del asiento pueden ser fácilmente reemplazables.

Disco: Los que se emplean en estas válvulas son metálicos o de composición. Los metálicos están disponibles en configuración, para flujo en Y y rectilíneo. Los discos de composición son preferibles para agua con contenido de sólidos, son más silenciosos y pueden formar cierre hermético aunque haya partículas en la tubería.

Para bajas presiones, se logra un buen cierre con discos de composición.

Tapas: Estas pueden ser:

- Roscada, que es la más económica y sencilla
- Atornillada, con una junta entre la tapa y el cuerpo

Cuando se necesita una reacción más rápida a la inversión del flujo, algunas válvulas se pueden equipar con palanca y pesos externos. Esto producirá cierre rápido del disco y reducirá las posibilidades de borboteos y choques. Se ajustan la palanca y los pesos de modo que el disco se abra con la mínima presión o no se abra hasta que la presión llegue a un valor deseado. Las válvulas de retención de disco tipo columpio se fabrican con una amplia gama de materiales: bronce, hierro fundido, acero forjado, monel, acero fundido y acero inoxidable, ver Tabla 8.8 y Ilustración 8.35. Los extremos pueden ser: roscados, bridados o soldados. Se recomiendan con extremos roscados para diámetros pequeños hasta 101.6 mm (4").

Selección

Las válvulas de retención (check), tipo disco de columpio, sólo están diseñadas para permanecer abiertas o cerradas totalmente (no regulan flujo).

Para hacer una selección adecuada se debe tomar en cuenta la limpieza del fluido y la caída de presión que producen.

Una aplicación característica para estas válvulas de retención es en donde la resistencia al flujo sea mínima, servicios de baja velocidad y con cambios de dirección poco frecuentes.

Estas válvulas se pueden instalar en una tubería horizontal o en una vertical con flujo ascendente.

Son aplicables para servicios de baja o media presión con toda clase de fluidos, por lo que las hacen de gran utilidad para servicio de agua residual y alcantarillado.

Cálculo de la caída de presión (ΔP)

El ejemplo que será mostrado es sólo ilustrativo en el caso de que el fabricante seleccionado reporte valores de "Cv". La ecuación a manejar es la indicada en el punto 8.4.3.4, a partir de lo cual se tiene:

Valores de Cv reportados por el fabricante se indican en la Tabla 8.15.

$$\Delta P = \left(\frac{Q}{N_1 \times C_v} \right)^2 \times G_f \quad \text{Ecuación 8.3}$$

Requerimiento: Se necesita conocer la caída de presión generada por una válvula de retención de tipo columpio, $G_f(\rho_1/\rho_0)$.

datos:

Diámetro nominal de la tubería = (0.4064m)
16"

$C_v = 9\ 000$

$Q = 8\ 000$ gpm

$G_f = 1.0$ para agua a 15 °C

Sustituyendo valores en la Ecuación 8.3.

$$\Delta P = \left(\frac{8\ 000}{1 \times 9\ 000} \right)^2 \times 1 = 0.790 \text{ lb/pulg}^2$$

Es importante tener presente que si no se dispone de datos más precisos del fabricante, se puede hacer este tipo de análisis. Aunque normalmente los fabricantes de válvulas de retención proporcionan sus nomogramas de caída de presión (ΔP).

Los valores de caída de presión varían de acuerdo al gasto transportado por la línea y a la velocidad deseada dentro de la misma.

8.4.5.3. Válvula de disco inclinable

La válvula de retención (check), tipo disco inclinable (ver Ilustración 8.35), es similar a la de columpio, su principal función es evitar el retroceso o contrasentido del flujo, es decir, evitar el cambio de dirección del fluido que se conduce a través de la tubería.

Esta válvula consiste en una cubierta cilíndrica que tiene un disco pivotado (inclinable). El disco

se separa con facilidad del asiento para abrir la válvula, debido a que su diseño rectilíneo opone baja resistencia al flujo. Los toques para el disco, integrados al cuerpo, sirven para colocar éste y obtener un flujo óptimo cuando está abierto. Cuando se reduce el flujo, el disco empieza a cerrar porque se inclina a un ángulo creciente con la trayectoria del flujo. Esta válvula de retención tiene menos caída de presión a baja velocidad, y más caída a alta velocidad que una válvula equivalente de columpio.

La presión del flujo abre la válvula, en el sentido normal hará que el disco se estabilice y se separe del asiento; el balanceo en el peso del mecanismo de retención y cualquier inversión en el flujo, la cierran.

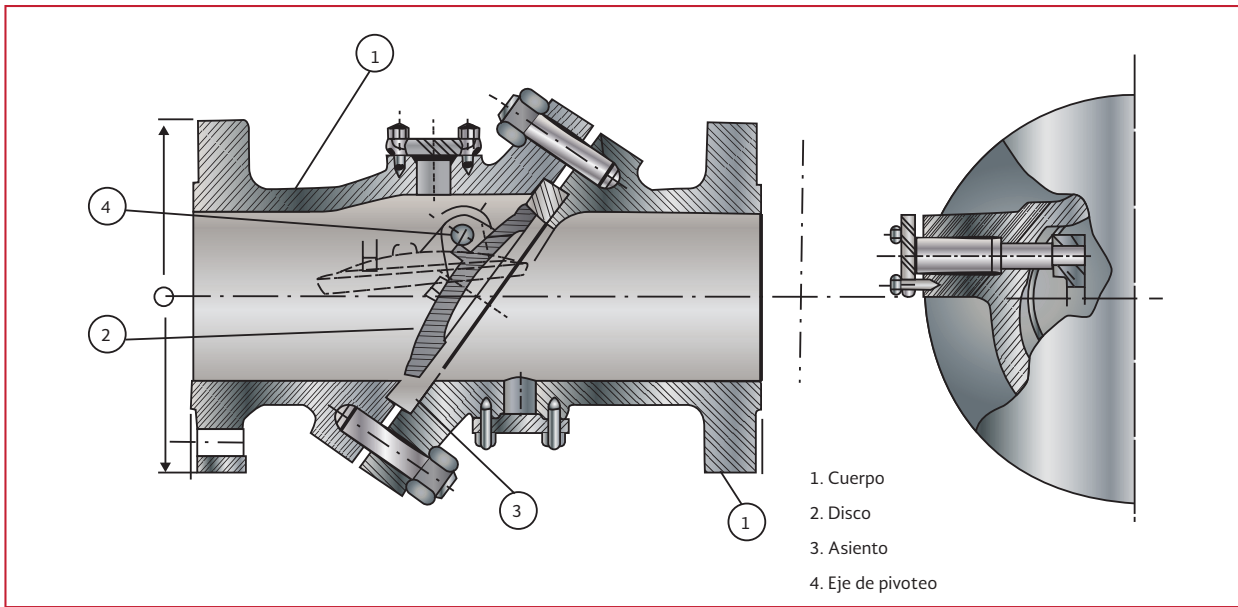
Estas válvulas son operadas en forma automática cuando el fluido que pasa a través de la válvula cambia de sentido y constante si la fuerza de la velocidad no es suficiente para mantenerlas en su posición estable de apertura total. Son de funcionamiento un poco más silencioso que las del tipo columpio y forman un asiento hermético aunque haya partículas en la tubería. Para presiones de considerable valor, se logra un cierre positivo.

El flujo por la válvula es rectilíneo, originando baja resistencia, por lo tanto, el valor de caída de presión es bajo, sin que esto represente la eliminación para los análisis de caída de presión.

Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de esta válvula son: acción rápida, operación sencilla; pueden instalarse en cualquier posición, regular espacio para instalación, cierre hermético, etc.

Ilustración 8.35 Válvula de retención disco inclinable



Existe una desventaja muy importante en la aplicación de este tipo de válvulas, y es que posee una mayor probabilidad de que se presente el golpe de ariete.

Materiales de construcción

El tipo más usado dentro de esta clasificación de válvulas es el que cuenta con el cuerpo dividido en dos secciones y unidos diagonalmente con bridas en la sección central, a una inclinación entre los 50 y 60 grados.

Los principales elementos estructurales de la válvula de retención de disco inclinable son:

- a) Cuerpo
- b) Disco
- c) Eje de pivoteo (varilla)
- d) Tapa

La unión pivotante del disco se encuentra justo encima del centro y está descentrada del plano del cuerpo. Este diseño disminuye el recorri-

do del disco y reduce la fuerza de cierre, cosa que reduce al mínimo el golpeteo. Cuando se esperan flujos inversos a alta presión, se pueden equipar las válvulas con un amortiguador de cierre (dashpot) en el disco para controlar el cierre.

Estas válvulas están disponibles con sello de anillo blando o de metal con metal. Las válvulas grandes tienen también un sello insertado.

Las válvulas de disco inclinable se fabrican de diferentes materiales como: hierro dúctil, hierro fundido, acero inoxidable, aluminio, bronce y aleaciones resistentes a la corrosión.

Los discos que se emplean en estas válvulas son metálicos. Están disponibles en configuración para flujo rectilíneo. Cuando se necesita una modificación en la reacción de inversión del flujo, algunas válvulas se pueden equipar con actuadores externos. Esto producirá cierre amortiguado del disco y reducirá la posibilidad de golpe de ariete.

Los extremos pueden ser: bridados o soldados.

Aplicación y selección

La selección de este tipo de válvula depende de la temperatura, presión de operación, de la caída de presión que producen, de la limpieza del líquido y en grado menor, del costo de operación y las limitantes por la configuración de tubería.

Estas válvulas son usadas para prevenir el contraflujo en una tubería y sólo están diseñadas para permanecer abiertas o totalmente cerradas (no regulan gasto).

La temperatura máxima de trabajo para estas válvulas varía de acuerdo al material de construcción de la válvula (hierro dúctil o fundido) y a la presión bajo la cual trabajará.

Es recomendable su utilización donde se requiera tener baja caída de presión a bajas velocidades.

Estas válvulas se pueden instalar en una tubería horizontal o en una vertical con flujo ascendente, se emplea para velocidades medias de fluido con inversiones en flujo de relativa frecuencia; en algunos sistemas se utilizan en combinación con válvulas de compuerta.

Cálculo de la caída de presión (ΔP) para válvulas de disco inclinable

Siguiendo el mismo procedimiento de cálculo que para las válvulas de tipo columpio, se tienen los valores de C_v reportados en la Tabla 8.16.

Se requiere medir la caída de presión que genera una válvula de tipo disco inclinable la cual será instalada en una línea de 18 plg.

Datos:

Diámetro nominal de la tubería = 18 in
(0.4572 m)

$C_v=13\ 200$

$Q= 12\ 000$ gpm

$G_f(\rho_1/\rho_0)= 1.0$ para agua a 15°C

Sustituyendo valores en la Ecuación 7.3.

$$\Delta P = \left(\frac{12\ 000}{1(13,200)} \right)^2 (1) = 0.8264 \text{ lb/pulg}^2$$

$$0.8264(2.311) = 1.909 \text{ pies de } H_2O \text{ a } 68^\circ F$$

Es importante tener presente que si no se dispone de datos más precisos del fabricante o de datos experimentales, se puede hacer uso de este tipo de análisis. Aunque normalmente, los fabricantes de válvulas de retención proporcionan sus nomogramas de pérdidas de carga.

Los valores de pérdida de presión varían de acuerdo al gasto transportado por la línea y a la velocidad deseada dentro de la misma.

8.4.5.4. Válvula de disco dividido

La válvula de retención (check), tipo disco bipartido, es una variante de las válvulas descri-

tas anteriormente, al igual que éstas, su función principal es evitar el retroceso o contrasentido del flujo, es decir, evitar la inversión del flujo conducido a través de la tubería cuando éste se interrumpa. Ver Ilustración 8.36.

Estas válvulas consisten en un par de discos divididos embisagrados en el centro con un pasador y tienen un resorte para mantenerlos cerrados cuando no hay flujo, esta válvula no funciona por gravedad, lo cual permite una mayor flexibilidad en su instalación.

La operación de estas válvulas es simple; sólo basta tener presión en el sentido del fluido para abrirlas, o en el caso contrario cualquier inversión en el flujo la cierra, no tienen huecos ni cavidades que puedan alojar sólidos que impidan su operación y el sello.

Posee esferas estabilizadoras, integradas al cuerpo que sirven para evitar las vibraciones a lo largo de la vida de la misma, con lo que es posible obtener un flujo óptimo cuando está abierta.

Cuando se reduce el flujo, los discos empiezan a cerrar gracias a la acción mecánica de los resortes, modificando el ángulo de paso a la trayectoria del flujo. Esta válvula de retención tiene mayor caída de presión que las válvulas de columpio y de disco basculante, pero al contrario de ésta, no cierra de golpe ni ocasiona choques de presión.

Los discos y componentes móviles de la válvula están en estado estacionario constante, mientras no exista fuerza que sea mayor a la energía potencial que mantienen los resortes. Al momento de presentarse una mayor fuerza sobre las caras de los discos, éstos perderán su posición estable

para de esta forma permitir la apertura parcial o total. Son de funcionamiento poco más silencioso que las del tipo columpio pero no reportan mayor hermeticidad. Para presiones de considerable valor, se logra un cierre positivo.

Al igual que las válvulas anteriores son utilizadas únicamente para prevenir el contraflujo en una tubería y sólo están diseñadas para permanecer abiertas o totalmente cerradas (no regulan flujo).

El flujo que atraviesa por la válvula no es rectilíneo, dada la naturaleza de la misma, la cual genera considerable resistencia y, por lo tanto, el valor de la longitud equivalente en diámetros de tubería, es importante en el análisis de caída de presión.

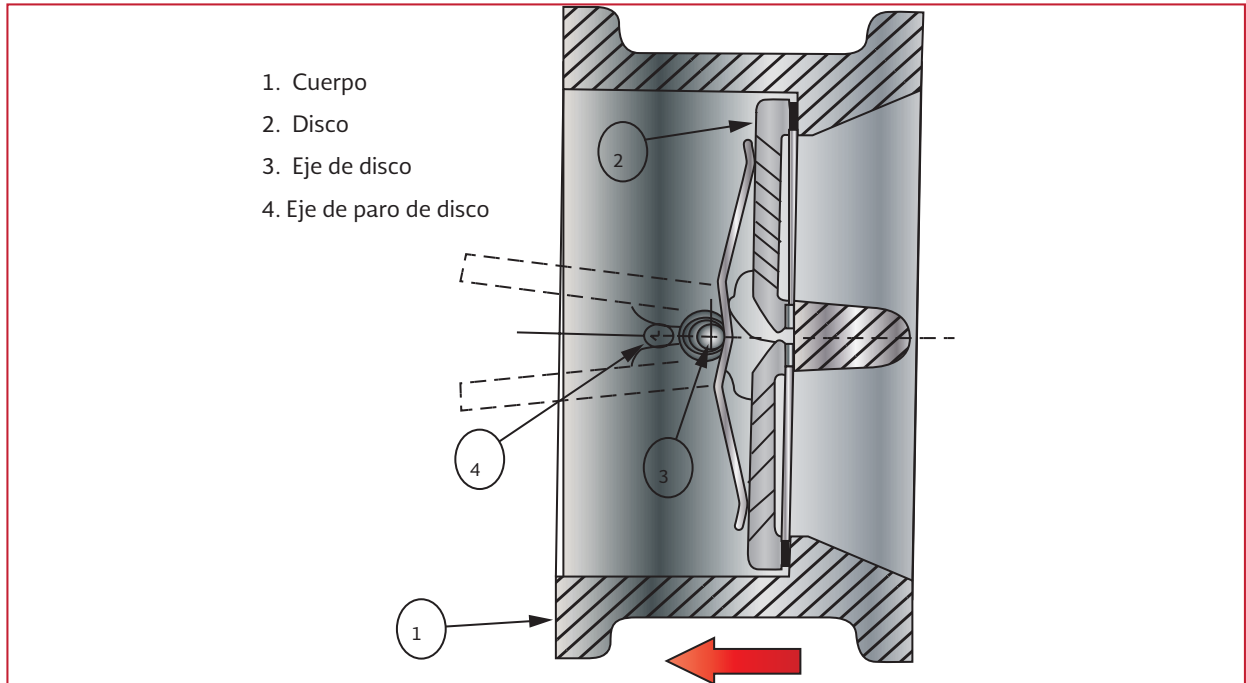
Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de esta válvula son: sencillez y mantenimiento fácil; se pueden utilizar en servicio con líquidos de manera óptima, es ligera de peso, delgada y se instala entre dos bridas de tubo con un solo juego de tornillos; el cierre del disco es con carga de resorte para evitar la inversión del flujo al interrumpirse éste, se puede instalar en posición horizontal o vertical, es de acción rápida, y minimiza el espacio requerido para su instalación.

Para aplicaciones de flujo horizontal, la posición del perno deberá mantenerse en forma vertical.

Existen desventajas considerables para este tipo de válvulas como son: el funcionamiento depende de que el asiento y disco estén limpios, por lo cual no se permiten sólidos en suspensión, el accionamiento con resorte aumenta la caída de presión en el sistema, esta válvula no asegura el cierre hermético, no permite incorporarle ope-

Ilustración 8.36 Válvula de retención disco bipartido



radores que reduzcan o amortigüen la velocidad de cierre, la inversión súbita del flujo hace que el disco choque contra el asiento y se produzca golpe de ariete.

Materiales de construcción

Esta válvula es la menos utilizada dentro de la familia de las válvulas de retención; su cuerpo es de menor tamaño y su disco está dividido en dos secciones y unidas transversalmente con un perno ubicado en la sección central.

La unión en el eje de los discos se encuentra justo en el centro y soporta el esfuerzo producido por la presión del fluido a través de la válvula. Este diseño disminuye el recorrido de los discos pero reduce la fuerza de cierre.

Estas válvulas están disponibles con sello de anillo de metal con metal.

El cuerpo de las válvulas de disco bipartido se fabrican de diferentes materiales como: hierro dúctil, hierro fundido, acero inoxidable, aluminio, acero al carbón, bronce y aleaciones específicas.

Los discos son metálicos en materiales como hierro dúctil, acero inoxidable, bronce al aluminio, acero al carbón, bronce y aleaciones específicas.

La interconexión a la tubería es entre bridas estándar.

Aplicación y selección

La selección de este tipo de válvula depende de la temperatura y presión de operación, de la caída de presión que producen, de la limpieza del líquido y del costo de operación y adquisición.

Resultan una buena opción donde la caída de presión no sea de cuidado, y se tengan limita-

ciones tanto en el costo como en el espacio para su instalación.

Las válvulas de disco bipartido se pueden instalar en una tubería horizontal o en una vertical con flujo ascendente.

Esta válvula es utilizada para diámetros pequeños (hasta 12" (304.8 mm)) y donde existan inversiones de flujo con relativa frecuencia; en algunos sistemas se utilizan en combinación con válvulas de compuerta.

Son aplicables para servicios de media o alta presión, con fluidos limpios. Los rangos de temperatura para las válvulas de retención tipo disco bipartido son:

- De acero al carbón, de 0 °C a 300°C, clase 150 y 300, para presiones de hasta 800 psi.
- De hierro fundido, de 0°C a 200°C, clase 125 y presiones de hasta 300 psi.
- De hierro fundido de 0°C a 200°C, clase 250 y presiones de hasta 600 psi.

De acuerdo a la combinación presión temperatura, es posible tener flexibilidad dentro de los anteriores rangos mencionados.

Cálculo de la caída de presión para válvulas de disco bipartido

Se calcula igual que para las válvulas anteriores, con la única diferencia de los valores de C_v para este tipo de válvulas se indica en la Tabla 8.17). Es importante tener presente que si no se dispone de datos más precisos del fabricante o de datos experimentales, se puede hacer uso de este tipo de análisis. Aunque normalmente, los

fabricantes de válvulas de retención proporcionan sus nomogramas de pérdidas de carga.

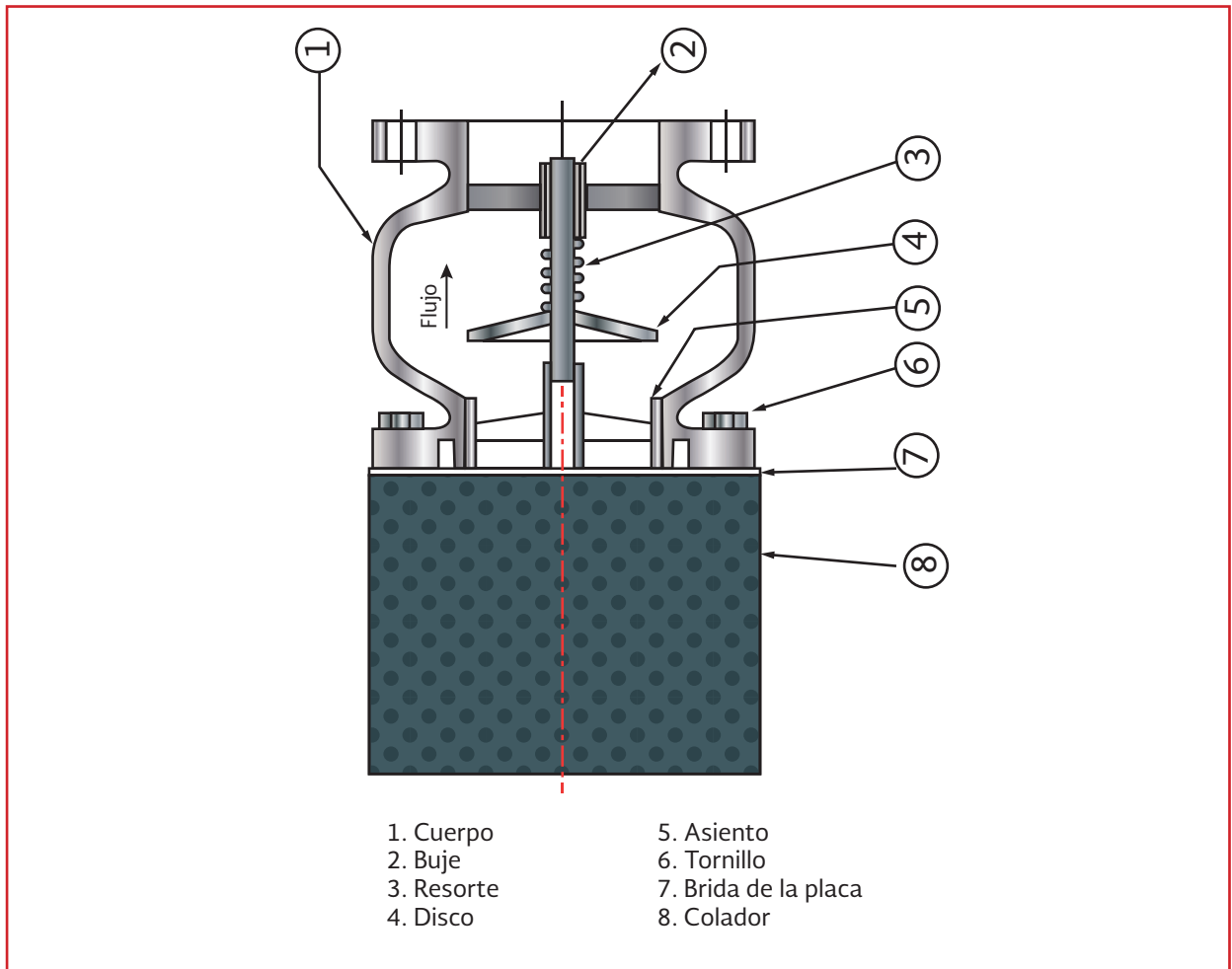
Los valores de pérdida de presión varían de acuerdo al gasto transportado por la línea y a la velocidad deseada dentro de la misma.

8.4.5.5. Válvulas de pie

Las válvulas de "pie" son un tipo especial de las válvulas de retención (check), se utilizan en la parte inferior del tubo de succión en las bombas horizontales para evitar flujo inverso y pérdida del líquido en la succión. Esta válvula es para flujo ascendente y para mantener el cebado en la bomba. Se utiliza un colador desmontable (pichancha) en el lado inferior o de entrada de la válvula para que no pasen cuerpos extraños a la bomba, ver Ilustración 8.37. Su operación es sencilla, abre con la succión que genera la bomba lo cual hace que la presión atmosférica actuando sobre la superficie libre del líquido, crea un flujo en sentido ascendente que hará que el disco se levante y se separe del asiento. Se cierra cuando la succión se reduce y llega a cero (paro de bomba) o con cualquier inversión en el flujo; en este caso, el disco queda sujeto contra el asiento por el peso de la columna del fluido atrapado en la tubería, evitando el vaciado de la línea de alimentación de la bomba.

Son de funcionamiento silencioso y forman un sello hermético aun con la existencia de pequeñas partículas en la succión. Estas válvulas son operadas en forma automática con el paso o interrupción del fluido manejado por la bomba y sólo están diseñadas para permanecer abiertas o totalmente cerradas.

Ilustración 8.37 Válvula de pie



Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de esta válvula son: impide la pérdida del líquido en la succión de la bomba mientras el nivel del líquido esté más arriba que la entrada a la válvula, acción rápida, operación sencilla y cierre hermético.

Al no haber flujo inverso, se evita la contaminación del líquido en el depósito o cisterna, la operación es sencilla, se instala en posición horizontal y reporta cierre hermético.

Esta válvula genera turbulencia dentro de ella y por lo tanto, caída de presión, en la mayoría de los casos prácticos, se considera despreciable si

la comparamos, por ejemplo, con las válvulas de retención de columpio o disco, sin embargo aumenta la resistencia en la succión de la bomba y reduce la carga positiva neta de succión disponible (NPSHA).

Otra desventaja importante es el costo y el peso que llega a tener ésta y que son proporcionales al aumento de su tamaño.

Materiales de construcción

El cuerpo de este tipo de válvula se construye, en general, de acero fundido bajo en carbono para incrementar su resistencia a la oxidación. Generalmente, la sección de la tubería en la suc-

ción de la bomba es muy semejante a la de la válvula, originando con esto disminuciones notables en pérdidas.

El material más empleado para la fabricación de asientos y discos en estas válvulas es, generalmente, metálico de bronce para aumentar la resistencia a la corrosión debida al contacto permanente con el agua.

El disco de las válvulas de retención tipo de pie, al momento de cerrar, establece un contacto inicial con el asiento de la válvula el cual está provisto generalmente de Buna N en los extremos para aumentar la fiabilidad del sello cuerpo asiento de la válvula.

Los extremos son bridados, lo cual facilita su manipulación al momento de desmontarlas de la tubería de succión de las bombas.

Aplicación y selección

La selección de la válvula de retención (check), tipo de pie depende principalmente de la presión de trabajo de la línea de succión de la bomba, diámetro de la tubería, caída de presión que producen y la limpieza del fluido. Esta válvula tiene menos caída de presión a diámetros mayores, manteniendo la velocidad constante a través de ella.

La aplicación característica para estas válvulas es en la succión de la bomba, dentro del cárcamo o cisternas, sumergidas totalmente, en el fluido. Son válvulas muy seguras y tienen una larga vida. La válvula de retención tipo de pie se pueden obtener con extremos del tipo bridado.

Cálculo de la caída de presión para válvulas de pie

Se calculan igual que las válvulas anteriores, por lo que sólo se indican los valores teóricos de C_v reportadas en la Tabla 8.18). Estas válvulas se fabrican normalmente (incluyendo colador) hasta 18" de diámetro.

8.4.5.6. Válvula de cierre lento

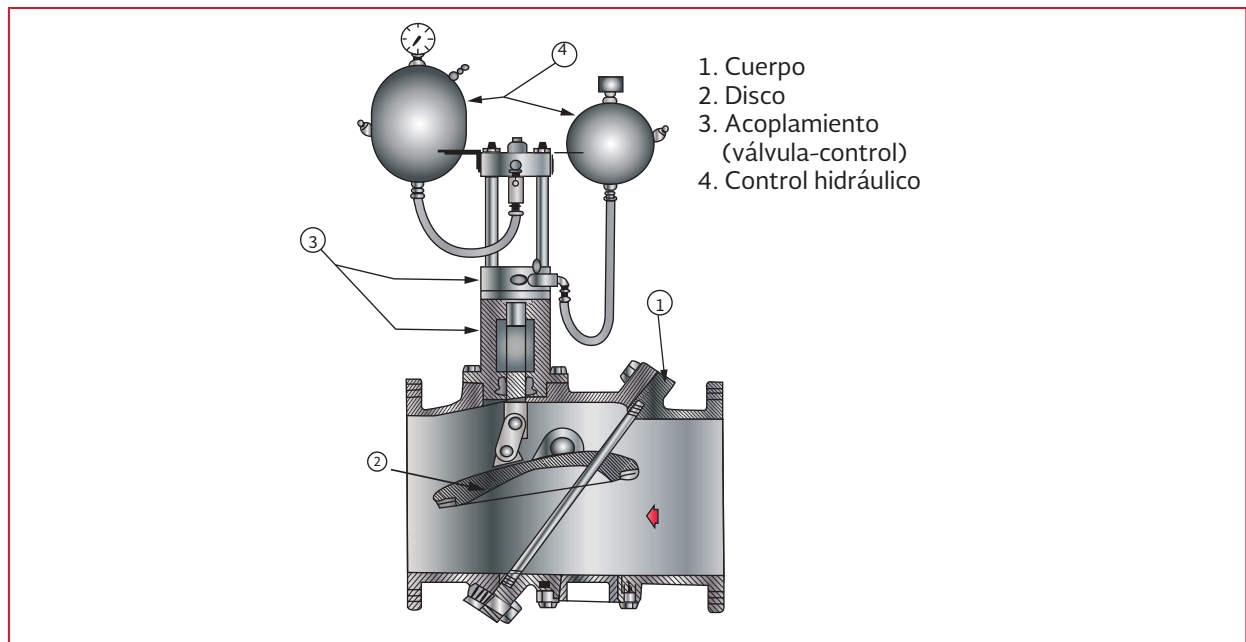
La función principal de la válvula de cierre lento es evitar el retroceso del flujo de agua en forma gradual (no de golpe o rápidamente). Generalmente esta válvula tarda de 3 a 5 minutos para abrir y de 5 a 10 minutos para cerrar; estos tiempos están en función de los requerimientos que se presenten por el funcionamiento propio del sistema; ya que los tiempos de apertura y cierre son ajustables, ver Ilustración 8.38. Permite el paso de flujo en posición completamente abierta y lo impide en la posición completamente cerrada.

Dado que el cierre de la válvula es suave y continuo, hay poca turbulencia dentro de ella en comparación con las válvulas de retención de disco inclinado. Estas válvulas no tienen huecos, ni cavidades que puedan alojar sólidos que impidan su operación y el sello total.

Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de esta válvula son: operación sencilla, silenciosa, proporcionan seguridad de operación al sistema y reducen el efecto del golpe de ariete, evita el retroceso o contra-

Ilustración 8.38 Válvula de retención de cierre lento



sentido del flujo lentamente, es decir, evita el cambio de dirección del fluido que se conduce a través de la tubería.

Estas válvulas tienen un disco pivotado (inclinable) controlado por un pistón (a base de aceite) externo e interconectado con el disco interior. Cuando se reduce el flujo, el disco empieza a cerrar inclinándose a un ángulo creciente con la trayectoria del flujo. Los discos y componentes móviles relativos a los mecanismos pueden estar en movimiento constante, si la fuerza de la velocidad no es suficiente para mantenerlas en su posición estable de apertura total. El flujo por la válvula es rectilíneo. La principal desventaja de este tipo de válvula es que debido a su diseño, reporta caídas de presión importantes del orden de 1.0 m por cada metro cúbico por segundo de agua conducido por una válvula de 0.609 m (24") de diámetro.

Materiales de construcción

Las válvulas de cierre lento se fabrican de diferentes materiales como: hierro dúctil, hierro

fundido, acero inoxidable, aluminio, bronce y aleaciones resistentes a la corrosión.

Aplicación y selección

La selección de este tipo de válvula depende del gasto a conducir, de la velocidad deseada dentro de ellas, de la presión de funcionamiento y de la caída de presión que producen; del costo de operación y las limitantes por la configuración de tubería. Estas válvulas se instalan en tubería horizontal. En algunos sistemas se utilizan en combinación con válvulas de compuerta, son aplicables para servicios de media o alta presión manejando diversos fluidos. Son de gran seguridad, larga vida y costo relativamente alto.

Los rangos de temperatura para las válvulas de cierre lento de hierro dúctil y hierro fundido, son de 10 °C a 150 °C, en clases 400 y 600 y presiones de hasta 800 psi. De acuerdo a la combinación presión temperatura es posible tener flexibilidad dentro de los anteriores rangos mencionados.

Cálculo de pérdidas de presión para válvulas de cierre lento

El cálculo es similar al punto 8.4.3.5, la única diferencia es el proporcionar un mayor tiempo para cerrar o abrir la válvula.

8.4.6. VÁLVULAS DE FLOTADOR

8.4.6.1. Principio de funcionamiento

La función principal de la válvula de flotador es controlar el nivel de agua dentro de depósitos o tanques, por medio de un piloto (interno o externo) y un flotador externo el cual se encarga del censado del nivel del fluido dentro del tanque, para hacer operar la válvula (ver Ilustración 8.39 e Ilustración 8.40).

Debido a su diseño, la operación e instalación de estas válvulas es simple; basta con tener una diferencia de niveles entre el existente dentro del tanque y el calibrado para que la válvula abra o cierre totalmente, el tiempo depende de la velocidad a la cual se llene el tanque; aunque no hay que olvidar que la velocidad de apertura o cierre también depende de la correcta selección de la válvula, actuador y de los accesorios con los que cuentan este tipo de válvulas.

También es importante mencionar que el diseño de estas válvulas les permite permanecer totalmente abiertas o cerradas. El flotador de la válvula se acciona para cerrar, cuando el nivel del fluido dentro del tanque ha alcanzado el valor deseado y opera para abrir cuando éste se abate. El paso del flujo a través de la válvula genera turbulencia dentro de ella, motivo por el cual esta válvula se instala en la terminación de línea.

Presenta caídas de presión de considerable valor y en la mayoría de los casos prácticos se consideran fuertemente dentro de los cálculos de pérdidas totales (a diferencia de válvulas de compuerta por ejemplo).

Existen dos tipos principales de válvulas de flotador: de pistón y de palanca. La aplicación de uno u otro tipo depende del tamaño y de la presión de trabajo.

Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de este tipo de válvulas es que son de acción automática, cierre hermético, es posible controlar la velocidad de cierre con lo cual se evita el golpe de ariete, no requieren ningún dispositivo extra para poder operar.

Son seguras, tienen una larga vida y un bajo costo de operación.

Las desventajas más conocidas para este tipo de válvulas son: la instalación debe ser horizontal, se requiere un espacio considerable para su montaje e instalación, requiere una válvula de seccionamiento antes de ésta, no puede ser operada remotamente.

Materiales de construcción

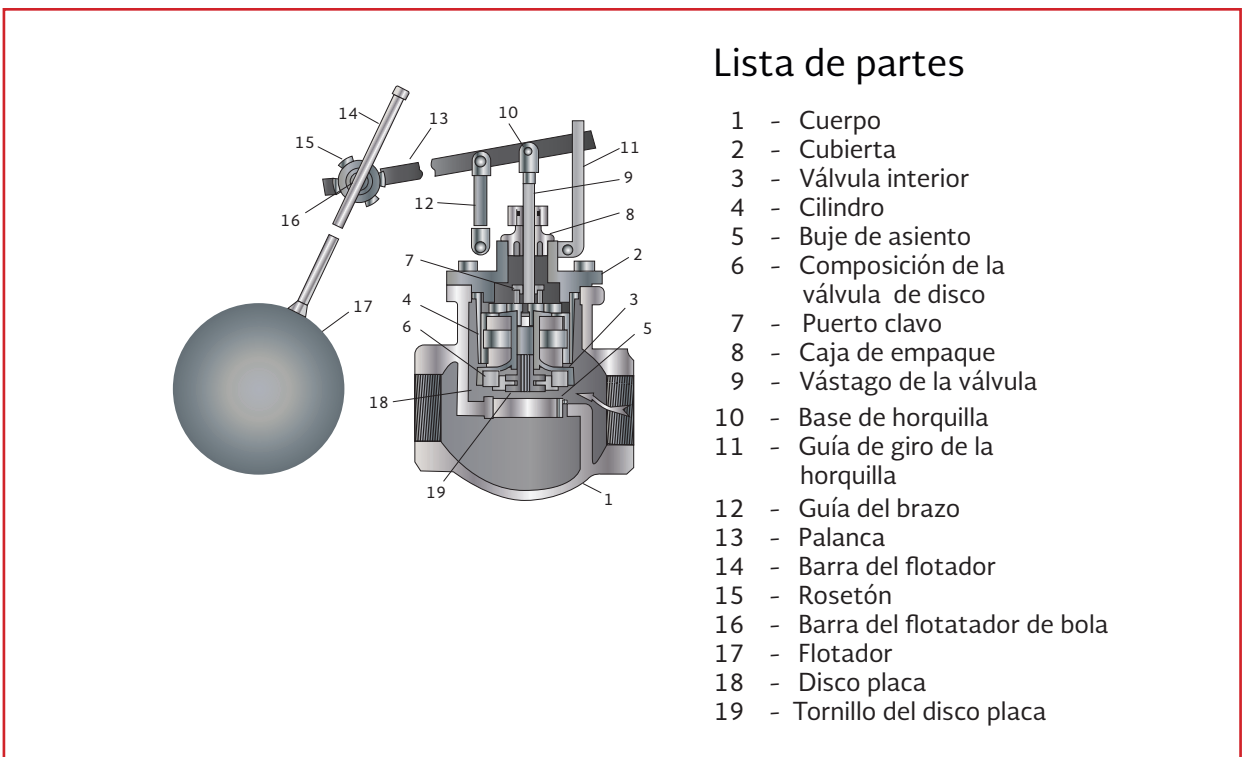
Los principales componentes de la válvula de flotador son:

- a) Cuerpo
- b) Caja
- c) Tapa
- d) Sello
- e) Elemento de estrangulamiento
- f) Flotador (pistón, diafragma, etcétera)

Ilustración 8.39 Válvula de flotador



Ilustración 8.40 Lista de partes de válvula de flotador



En la Ilustración 8.40 se muestra una válvula tipo flotador. El cuerpo en lo posible deberá ser bridado (bridas de acuerdo a la presión de operación) para ser instalado entre bridas. El material del cuerpo de la válvula debe ser de acero al carbón o hierro, el material del tapón y los internos deberán ser de níquel - cromo - molibdeno o bronce, dependiendo el servicio. El asiento debe ser de Buna N o de un material adecuado de acuerdo a las condiciones de operación. Los empaques deben ser de Buna N o un material suave.

Aplicación y selección

Las válvulas de flotador se caracterizan por su amplio campo de aplicación en la distribución de agua potable.

Un punto importante en la selección de estas válvulas es considerar que el material de los asientos debe ser resistente a la erosión provocada por el paso continuo del fluido y el material de construcción de la válvula, tapón y empaques deben ser los adecuados para la temperatura y presión máxima de trabajo.

Por su característica de diseño, resulta una alternativa segura para controlar el nivel del agua dentro de los tanques o depósitos de agua.

Se fabrican con extremos roscados y bridados. Cuentan con accesorios como válvulas de secionamiento, filtros, tee y piloto flotador.

Son operadas automáticamente (son autónomas); sólo necesitan de una calibración adecuada.

Los rangos de temperatura para las válvulas de flotador de acero al carbón y de hierro son de 0°C a 150°C, para presiones de hasta 150 y 175 psi respectivamente. De acuerdo a la com-

binación presión-temperatura, es posible tener flexibilidad dentro de los anteriores rangos mencionados.

Cálculo de la caída de presión en válvulas de flotador

Para el cálculo de la ΔP en este tipo de válvulas se debe tomar en cuenta el diseño del cuerpo, si es de tipo globo debe considerarse una $\Delta P=10$ psi (estimada) para seleccionar el tamaño de la válvula.

8.4.7. VÁLVULAS PARA AIRE

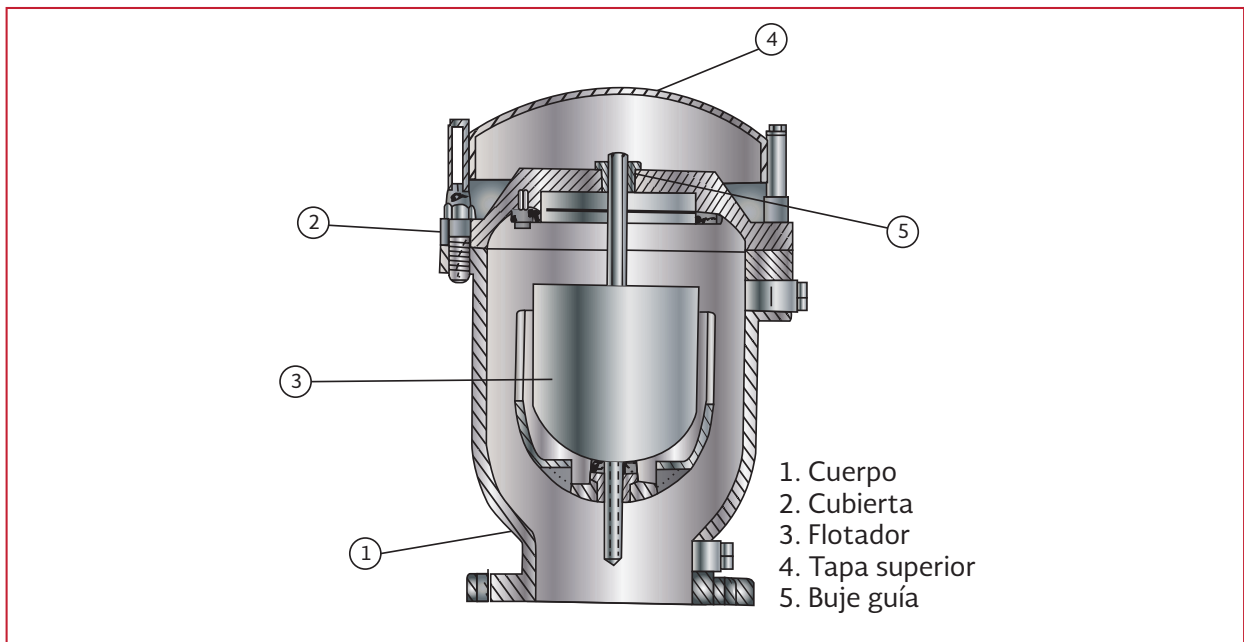
8.4.7.1. Válvula de admisión y expulsión de aire

La función principal de la válvula de admisión y expulsión de aire (VAEA) es: expulsar el aire contenido en una tubería cuando se arranca una bomba de pozo profundo. Su funcionamiento es simple ya que basta con tener presiones diferenciales distintas a la de trabajo para que admita o expulse aire. Abre o cierra completamente al acumular esta diferencial de presión previamente determinada, ver Ilustración 8.41.

Al admitir la suficiente cantidad de aire en una tubería cuando se va a vaciar y en la tubería de la columna cuando se va a parar el equipo de bombeo, previene que la presión de vacío excesiva pueda deteriorar o destruir ambas tuberías.

Dado que el flujo a través de la tubería en diversas condiciones de operación llega a permitir la inclusión de aire en la línea, es necesario expulsarlo para evitar ruidos y deterioro de las tuberías, por lo que este tipo de válvulas favorecen la operación continua de las tuberías.

Ilustración 8.41 Válvula de admisión y expulsión de aire



Por su diseño propio, estas válvulas no pueden permanecer totalmente abiertas o cerradas y no operan para eliminar pequeñas cantidades de aire que se acumulan, en caso de ser necesario se debe emplear la válvula eliminadora de aire.

Para las líneas de conducción que presentan puntos altos y cambios de pendiente, son de gran utilidad este tipo de válvulas. Trabajan de acuerdo a la cantidad de aire (m^3/s) que se desee desalojar o admitir en el sistema. La válvula opera suave y constantemente sobre la tubería, por tanto, la caída de presión por la aplicación de esta válvula es muy pequeña y en la mayoría de los casos prácticos se consideran despreciables si se compara con las caídas a través de las largas líneas de conducción.

Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de esta válvula son: acción segura, rápida, sencilla, espacio mínimo para su instalación y caída de presión ΔP des-

preciable. Otra ventaja importante de estas válvulas es que debido a su diseño los asientos no se encuentran expuestos al fluido, por lo que es posible utilizarlas para servicios de aguas residuales. La principal desventaja de esta válvula es que no son capaces de expulsar cantidades pequeñas de flujo y requieren de una válvula eliminadora de aire.

Materiales de construcción

Los principales elementos estructurales de la válvula de VAEA son: el cuerpo, la cubierta, la pantalla del flotador y el flotador; este último con movimiento. Un quinto y sexto componente básico es la flecha guía para el flotador y el buje.

Para las válvulas de VAEA de acero fundido, los materiales empleados son:

- a) Cuerpo de acero al carbón fundido
- b) Cubierta de acero al carbón fundido
- c) Pantalla del flotador de acero dúctil
- d) Flotador de acero inoxidable

- e) Flecha guía y buje guía de acero inoxidable

Aplicación y selección

Para expulsar el aire se debe conocer la pendiente de la línea de conducción y su longitud, así como el diámetro de la misma.

Para admitir aire es requisito primordial, dentro de la selección del diámetro de la válvula de VAEA, conocer el diámetro del tubo y la presión de colapso del mismo o la presión de diseño indicada en la especificación de tubería correspondiente.

La válvula de VAEA se caracteriza por su amplio campo de aplicación en las redes de abastecimiento de agua, así como en las líneas de conducción.

Por su característica de diseño, resulta una alternativa segura para lugares expuestos a posibilidad de acción galvánica. Son posibles de obtenerse con dos tipos de extremos: roscados y bridados. Los rangos de presión para las válvulas de VAEA de acero al carbón fundido son de hasta 300 psi.

8.4.7.2. Válvula combinada para aire

La válvula combinada para aire (CA) es similar a la válvula de admisión y expulsión de aire, la diferencia es que esta válvula si permite la expulsión de pequeñas cantidades de aire. Esto es posible porque cuenta con una válvula eliminadora de aire y una válvula de aire vacío, ver Ilustración 8.42.

Dentro de las principales funciones de la válvula combinada de aire se tienen:

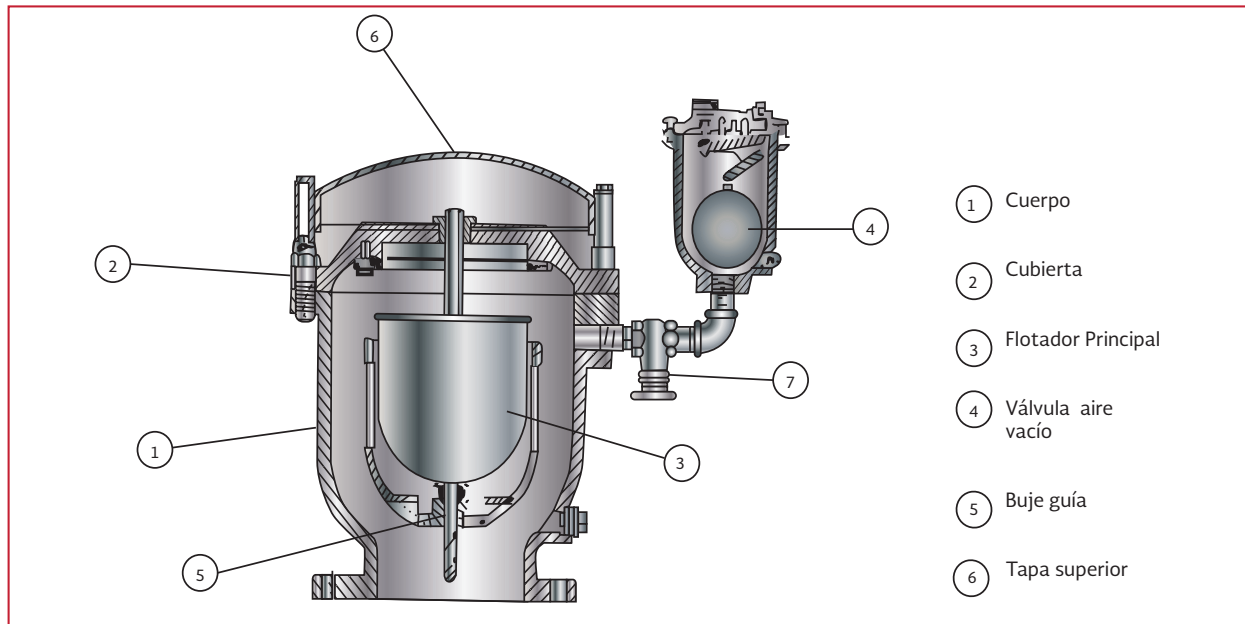
- a) Expulsar el aire contenido en los sistemas de tuberías
- b) Admitir la suficiente cantidad de aire para evitar presión de vacío dentro de estas, cuando se va a vaciar. En este caso el prevenir presión de vacío excesiva evita el deterioro e inclusive la destrucción de las tuberías
- c) Aumentan la eficiencia de operación de las líneas
- d) Protege la operación continua de las tuberías

Dado que el gasto a través de la tubería en diversas condiciones de operación llega a permitir la inclusión de aire en la línea, es necesario expulsarlo para evitar problemas con la formación de bolsas de aire. Trabajan de acuerdo a la cantidad de aire (m^3/s) que se desee desalojar o admitir en el sistema.

Estas válvulas son capaces de eliminar pequeñas y grandes cantidades de aire acumulado en los puntos altos de las tuberías en valores que oscilan entre 0.1 a 18 m^3 de aire por segundo en tamaños de 0.025 m (1") a 0.406m (16") de diámetro.

Para las líneas de conducción que presentan puntos altos y cambios de pendiente, es aplicable el uso de este tipo de válvulas. La válvula opera suave y constantemente sobre la tubería, por lo que la caída de presión para esta válvula es muy pequeña y en la mayoría de los casos prácticos se consideran despreciables si se com-

Ilustración 8.42 Válvula combinada para aire



para con las caídas de presión generadas por las válvulas de seccionamiento.

Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de esta válvula son: acción segura y rápida, operación sencilla y espacio pequeño de instalación dentro de la tubería.

La desventaja más conocida por este tipo de válvulas es que su instalación debe ser sólo en posición vertical sobre la línea.

Materiales de construcción

A diferencia de la válvula de VAEA, esta cuenta con una válvula de aire vacío y una válvula eliminadora de aire. Los principales elementos de la válvula CA son: el cuerpo, la cubierta, el flotador principal para expulsar y admitir aire, la flecha guía para el flotador principal y el buje,

y una válvula de aire vacío para pequeños volúmenes (ver Ilustración 8.42).

Para las válvulas de CA de acero fundido, los materiales empleados son:

- a) Cuerpo de acero al carbón fundido
- b) Cubierta de acero al carbón fundido
- c) Flotadores de acero inoxidable
- d) Flecha guía y buje guía de acero inoxidable

Aplicación y selección

Para expulsar el aire es requisito indispensable conocer el gasto volumétrico de aire a desalojar, la pendiente de la línea de conducción y su longitud, así como el diámetro de la misma.

Para admitir aire es requisito primordial, dentro de la selección del diámetro de la válvula CA, conocer el diámetro del tubo y la presión

de colapso del mismo. La válvula de CA es empleada en redes de abastecimiento de agua, así como en las líneas de conducción. Es posible obtenerlas con dos tipos de extremos: roscados con opción a brida y bridados (las más utilizadas en este tipo). Los rangos de presión de trabajo para las válvulas CA son de 300 psi como valor máximo.

8.4.8. VÁLVULAS ALIVIADORAS DE PRESIÓN (VAP)

8.4.8.1. Principio de funcionamiento

Considerada como una válvula de control, esta válvula actúa con solo detectar una sobrepresión dentro de la línea o sistema hidráulico en donde se encuentra instalada, permitiendo la expulsión del agua hacia el exterior. En la mayoría de los casos posee sensores locales o pilotos de control los cuales se ajustan a la presión diferencial de disparo requerida por operación; en algunos otros, se utilizan sensores remotos que manejan señales de presión, flujo o nivel para hacer actuar a la válvula de control, previamente a la presencia de algún fenómeno diferente al deseado en condiciones normales, mediante una señal eléctrica, ver Ilustración 8.43 e Ilustración 8.44.

El piloto de control de la VAP trabaja hidráulicamente manteniendo un balance interno previamente calibrado, es decir, se acciona para abrir, cuando la presión del agua dentro de la tubería alcanza un valor no deseado (de sobrepresión) y opera para cerrar cuando se estabiliza.

Debido a que su instalación es al límite o parte final de la tubería, en una derivación (by pass),

de la misma o a 90° equivalente a una válvula de relevo (aunque no se le certifica normativamente como tal), generalmente no se considera su valor de caída de presión dentro de los cálculos de pérdidas totales.

Ventajas y desventajas

Las principales ventajas de las VAP son: acción rápida, posibilidad de operación remota, autonomía en su funcionamiento, cierre hermético, facilidad de establecer la presión diferencial a la cual trabajará en forma automática y es posible controlar su velocidad de apertura.

Las desventajas más conocidas para este tipo de válvulas son: en instalación horizontal, requiere de un espacio considerable para su montaje; en cualquier caso siempre va acompañada con una válvula de seccionamiento montada antes de ésta, aumentando el espacio y costos de instalación.

Construcción

El diseño del cuerpo generalmente es del tipo de globo y los principales elementos estructurales de las VAP son: el cuerpo con los extremos bridados, la cubierta, elementos de movimiento hidráulico y de estrangulación normalmente, diafragmas, pistones, discos y asientos y/o sellos; el actuador o piloto de control hidráulico o eléctrico con sus dispositivos de calibración o ajuste (valor de disparo). Para la VAP de acero al carbón, los materiales empleados son:

- a) Cuerpo de acero al carbón, para componentes de sistemas sujetos a presión
- b) Tapa o cubierta de placa de acero fundido
- c) Diafragma (s) de fundición de acero al

Ilustración 8.43 Válvula aliviadora de presión

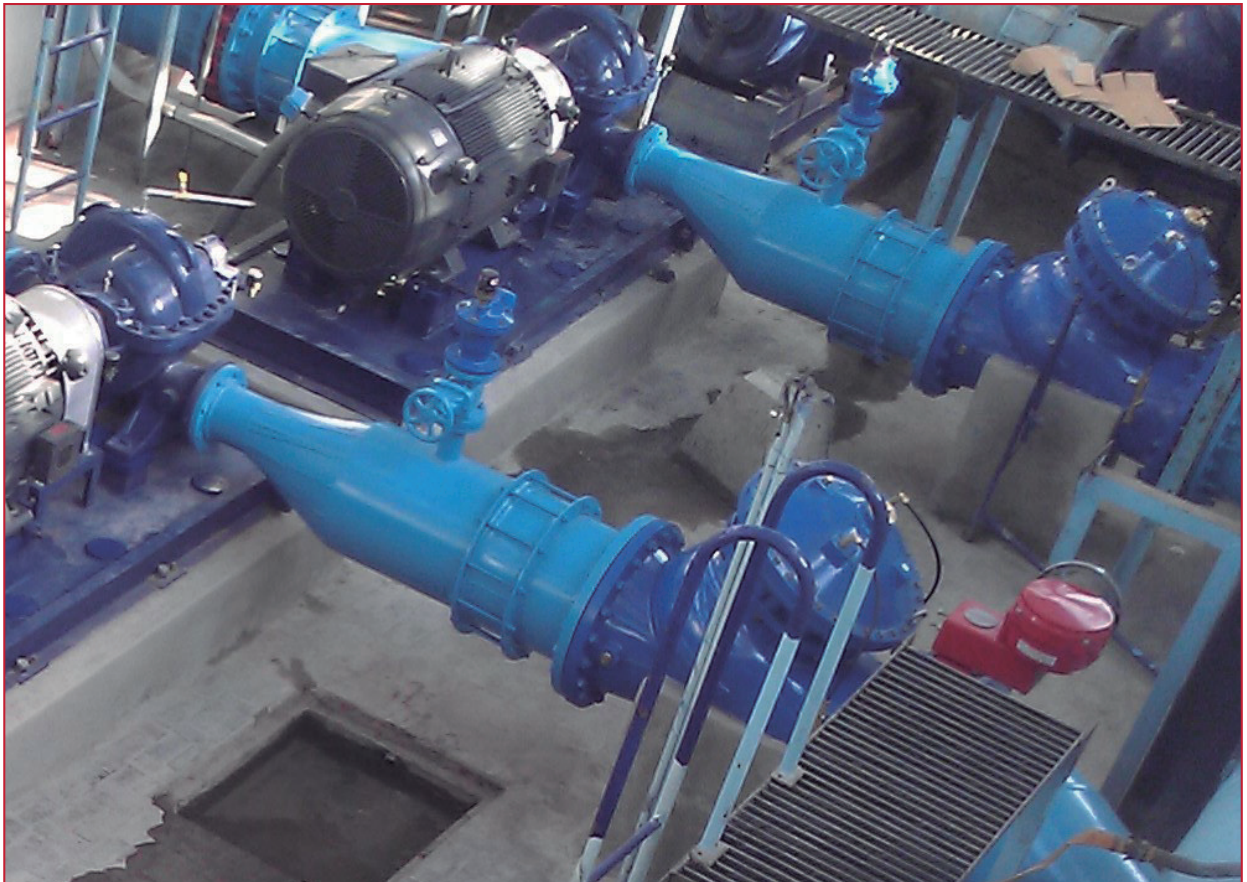
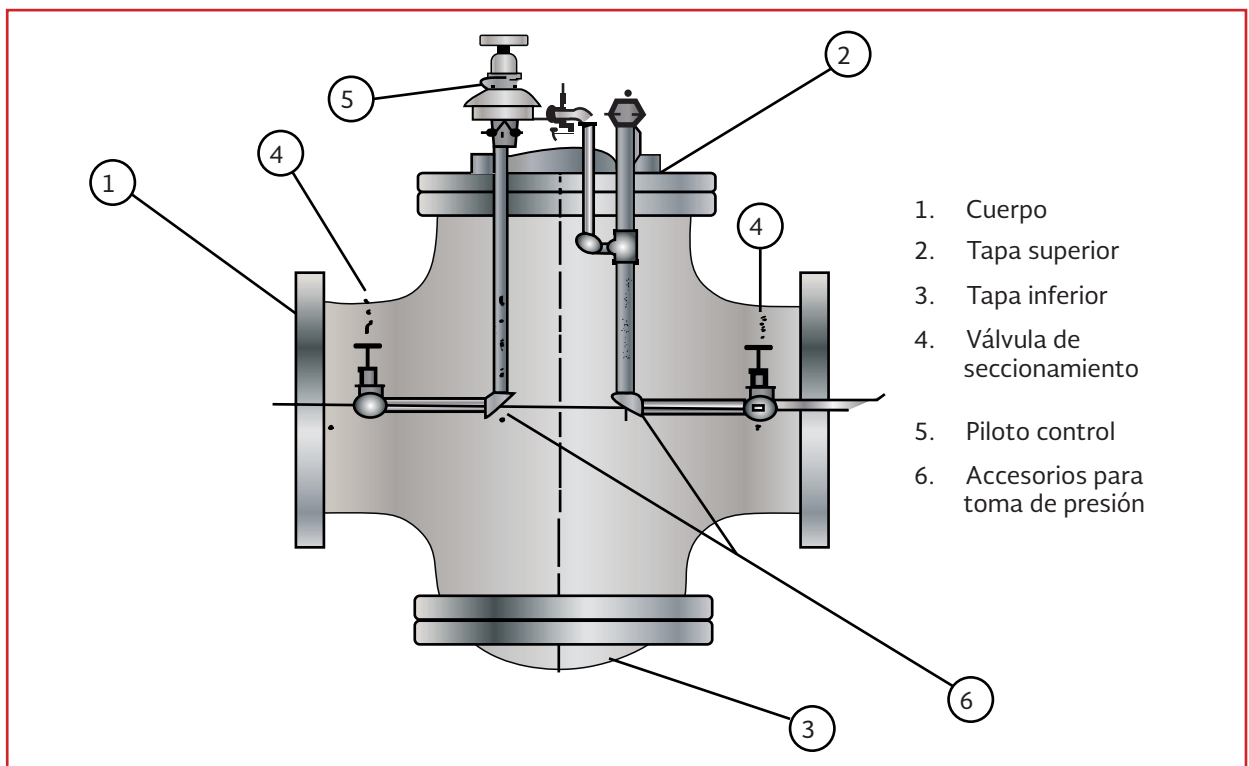


Ilustración 8.44 Válvula aliviadora de presión



níquel-cromo-molibdeno y de buna N y nylon reforzados

- d) Disco y/o pistón de acero inoxidable o bronce
- e) Sello de buna N nitrilo

Aplicación y selección

Se caracterizan por su amplio campo de aplicación en el bombeo de agua potable, siendo una alternativa segura para prevenir sobrepresiones ("golpe de ariete") y como consecuencia, posibles rompimientos o desprendimientos de los sistemas de tuberías, con la gran ventaja de poder trabajar automáticamente a distancia, no necesariamente cerca de los sistemas de bombeo; sólo necesitan de calibración adecuada.

Las VAP son usadas para permanecer normalmente cerradas.

Los rangos de temperatura para las VAP de acero al carbón son de 0° a 100 °C, para presiones de hasta 300 psi. De acuerdo a la combinación presión-temperatura, es posible tener flexibilidad dentro de los anteriores rangos mencionados. Se encuentran normalmente con extremos bridados.

8.5. ACTUADORES PARA VÁLVULAS

8.5.1. GENERALIDADES

Como ya se ha visto en esta sección, para seleccionar el tipo de válvula idónea al servicio requerido, se deben tomar en cuenta los materiales de construcción y su funcionamiento

ante determinadas condiciones de trabajo, lo cual depende de su diseño mecánico, siendo precisamente esta característica, en donde se encuentra íntimamente ligado el aspecto del accionamiento que es el tema que a continuación será tratado.

Se abarcará la información que debe ser proporcionada para la especificación de los actuadores en una forma muy genérica (ya que el tema corresponde a otro capítulo), dando mayor énfasis, al conocimiento básico de los tipos de estos mecanismos aplicables a los sistemas de abastecimiento de agua potable y alcantarillado. Así mismo, como una parte no menos importante, se menciona y ejemplifica el cálculo del par de apertura.

Por último cabe mencionar, que serán los usuarios del manual quienes apliquen a modo de guía, estos conocimientos para justificar la adquisición de un determinado tipo de actuador el cual será acoplado a una válvula tomando en cuenta su colocación y compatibilidad con ésta, el servicio al que se le va a destinar y los márgenes de seguridad en cuanto a su operación y mantenimiento requerido, contra su costo.

8.5.1.1. Forma de especificar

A continuación se menciona la forma general para especificar a dichos actuadores.

Para las válvulas nuevas, el fabricante determina el tamaño y suministra los actuadores. No importa si el actuador es para equipo nuevo o existente; el usuario solo debe proporcionar la siguiente información:

- a) Tamaño, tipo y marca de la válvula
- b) Presión de trabajo
- c) Presión diferencial mínima en la válvula
- d) Dimensiones, forma y avance de la punta del vástago y sentido de las roscas
- e) Tiempo deseado de cierre o apertura en segundos
- f) Vueltas de la tuerca del yugo para abrir la válvula
- g) Características del suministro de energía (en su caso)
- h) Temperaturas máximas de ambiente y del fluido
- i) Tipo y frecuencia de servicio
- j) Consideraciones especiales como la clasificación de áreas o necesidad de alojamiento a prueba de explosión, intemperie, etc., en los actuadores eléctricos

8.5.2. TIPOS DE ACTUADORES

8.5.2.1. Manuales

También conocidos como operadores de volante o palanca, estos actúan directamente en la flecha de la válvula a través de reductores de engranes y manejadores del tipo especial.

Para la operación manual, se pueden obtener diversos accesorios para casi todos los tipos de válvulas, para satisfacer tres necesidades principales:

- a) Facilitar el accionamiento de la válvula cuando está en un lugar inaccesible
- b) Dar mayor fuerza de palanca para girarla cuando el volante no es bastante grande
- c) Hacer variar a criterio la velocidad de la apertura y el cierre

Extensión del vástago

No siempre es posible o práctico tener las válvulas al alcance, como en el caso de las redes de distribución de agua potable, por lo cual las válvulas tienen un vástago de extensión para accionarlas desde cierta distancia. Las extensiones del vástago que pueden ser un volante, una llave de cubo o un pedestal, pueden ser de la longitud requerida. La extensión suele ser una varilla de acero laminado en frío y un acoplador para colocarlo en el vástago.

En extensiones largas, se utiliza un tubo grueso de acero en lugar de la varilla, montado en un tapón de extremo del volante y un tapón inferior de extensión. En la punta cuadrada, cónica de la varilla o en el tapón de extremo de la rueda, se coloca un volante de entrada cuadrada o una tuerca de operación (de 2 pulgadas por lado), ver Ilustración 8.45. Las extensiones muy largas requieren un soporte.

Por lo general, el extremo para operación en la extensión es de 2 pulgadas por lado que permite el empleo de cualquier llave de cubo o de llave en "T" del mismo tamaño (ver Ilustración 8.46).

Operadores con rueda y cadena

Con estos operadores se pueden utilizar válvulas colocadas en un lugar alto en tuberías verticales u horizontales. Estos operadores se montan con facilidad en el aro o en los rayos del volante. Las ruedas de cadena (ver Ilustración 8.47) requieren que el vástago de la válvula pueda soportar el peso y tracción adicionales. Algunas ruedas de cadena tienen guías para que no se salga la cadena. También hay ruedas de cadena para sustituir a los volantes.

Ilustración 8.45 Tuerca cuadrada para adaptar el vástago a la llave de tuercas

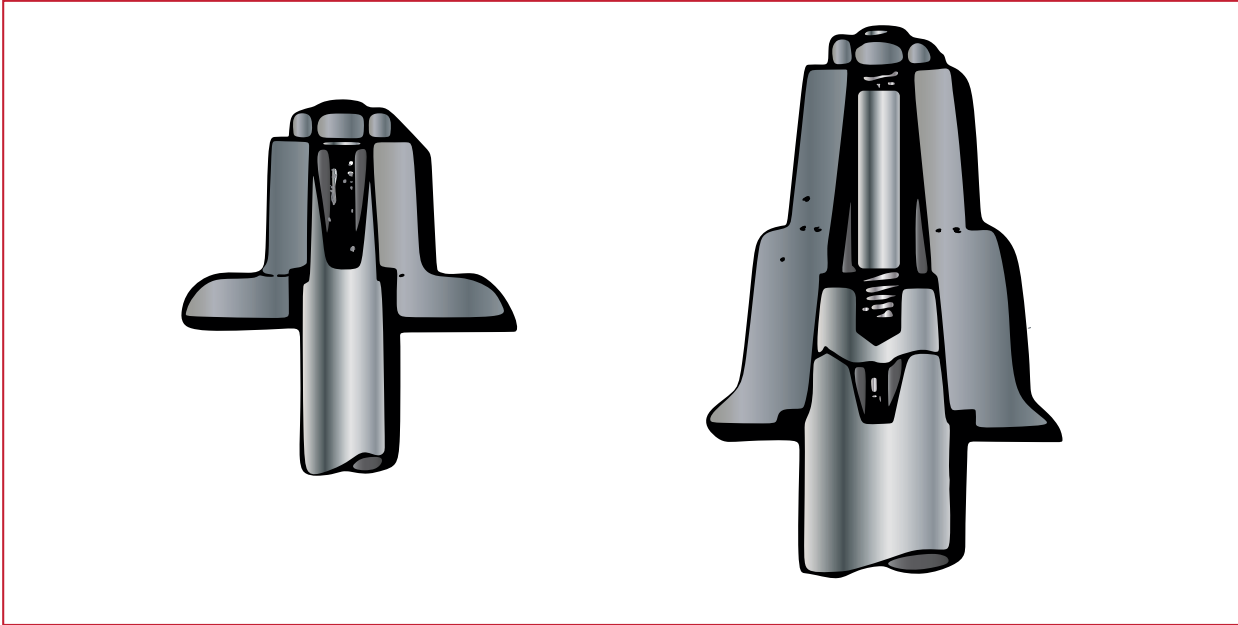


Ilustración 8.46 a) Llave en "T" utilizada como extensión del vástago. b) Unidades de extensión para vástagos de válvulas

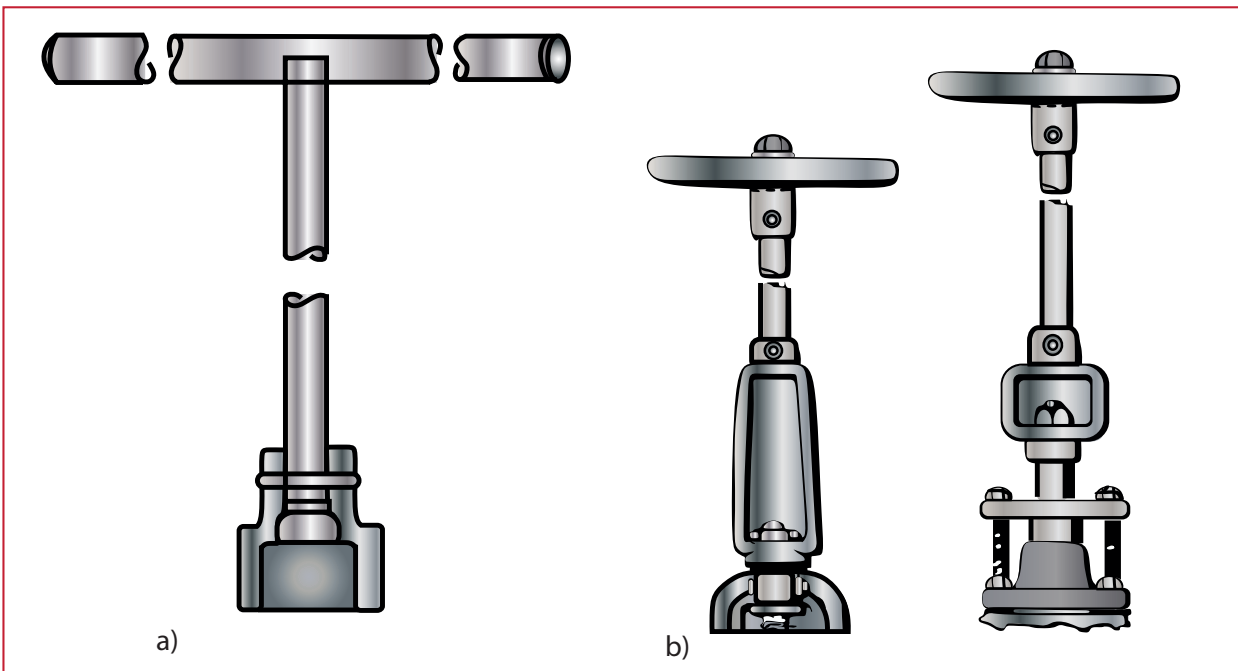
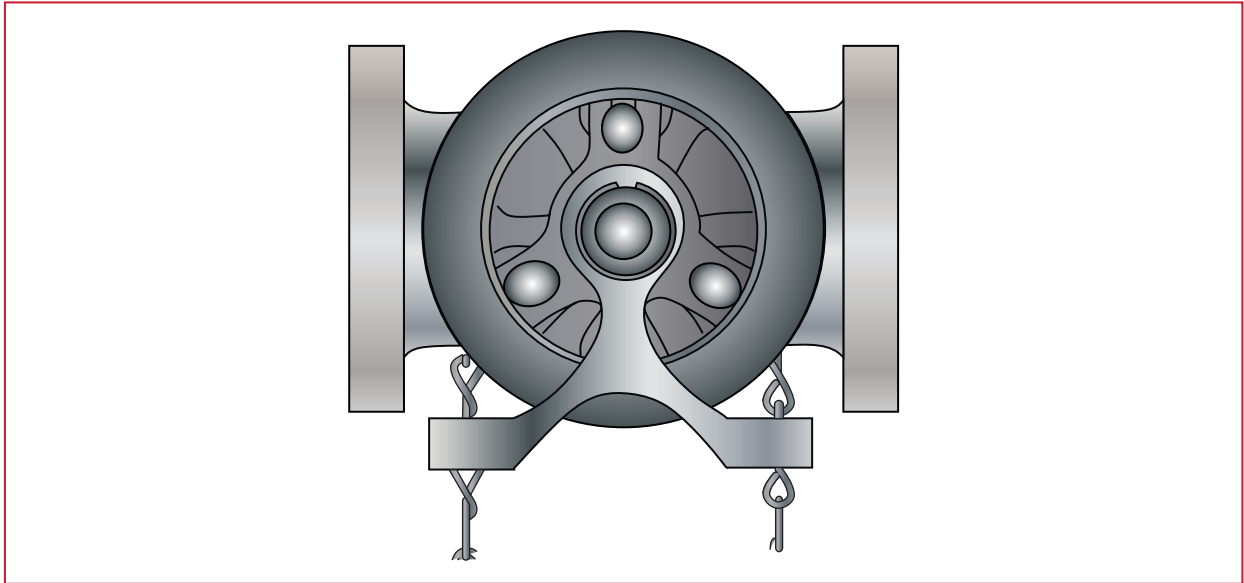


Ilustración 8.47 Rueda de cadena para válvulas en lugares altos



Operadores de engranes

Estos operadores dan ventaja mecánica adicional para abrir y cerrar válvulas grandes. El operador se puede montar directamente en la válvula o se puede accionar desde cierta distancia con vástagos de extensión. Se han creado varios tipos de operadores para la industria en general (ver Ilustración 8.48).

Los engranes abren la válvula cuando se gira el volante a la izquierda, pero también están disponibles para rotación derecha. Se pueden obtener cubiertas para los engranes.

8.5.2.2. Eléctricos

El actuador con motor eléctrico y engranes es una buena selección por su gran adaptabilidad. En su forma más sencilla, consta de un motor eléctrico conectado por una caja de engranes con el vástago de la válvula, pero hay tipos más complejos para casi todas las clases de trabajo (ver Ilustración 8.49 e Ilustración 8.50).

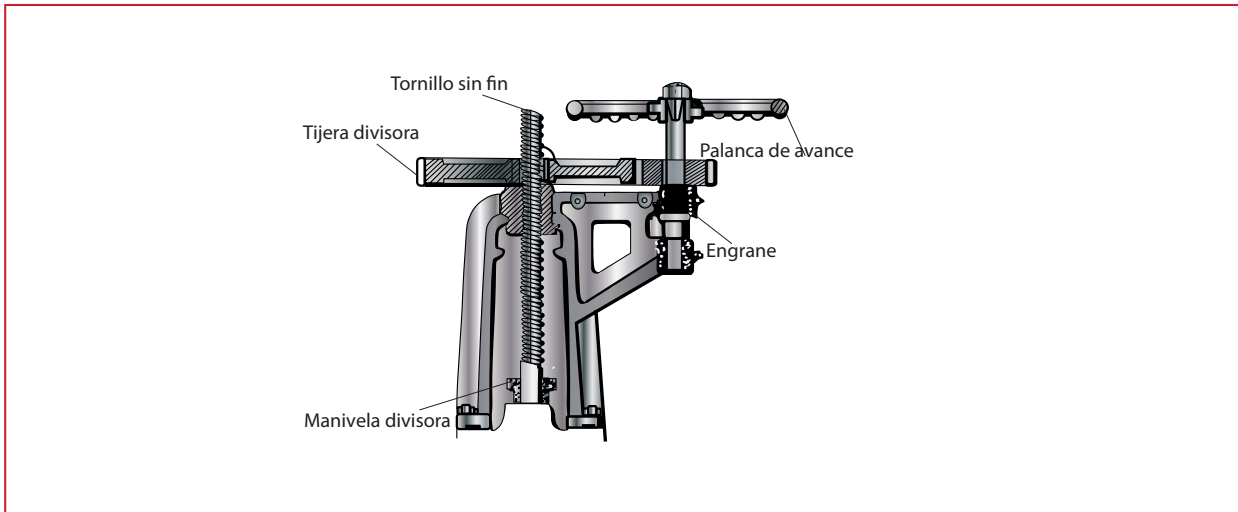
Uno de los principales beneficios del actuador eléctrico es que se pueden equipar con un interruptor limitador de torsión que controla la intensidad de la fuerza para asentamiento, produciendo un empuje constante para cierre hermético al mismo tiempo que protege las piezas de la válvula contra sobrecarga (torque máximo permisible); el interruptor limitador de torsión se puede ajustar cuando cambian las condiciones de servicio.

Los actuadores tienen también interruptores limitadores de engranes para controlar la carrera del disco mientras abre y cierra, y también cuenta con dispositivos piloto (botones, selectores y luces indicadoras).

Todos los componentes eléctricos están alojados en cubiertas a prueba de intemperie, sumergibles o a prueba de explosión. La impulsión del motor se puede desacoplar con el volante para tener accionamiento manual.

Los motores están diseñados para servicio con actuadores de válvulas y suelen funcionar a 1 800 o 3 600 r/min. La carrera del vástago

Ilustración 8.48 Operador de engranes



de la válvula varía entre 12 y 72 pulgadas/min (0.304 a 1.82 m/min) en válvulas de compuerta. Las velocidades mayores de 30 pulgadas/minuto necesitan un freno del motor para absorber las fuerzas de inercia. Los actuadores típicos para válvulas de mariposa están proyectados para cerrar de 30 a 60 segundos.

8.5.2.3. Neumáticos

Este tipo de actuadores se pueden conseguir de una manera estándar de dos tipos:

- a) Actuadores de diafragma y resorte
- b) Actuadores de pistón y cilíndricos

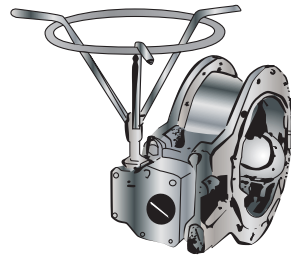
Actuadores de diafragma

El actuador neumático de diafragma y resorte, muy común y muy sencillo, ver Ilustración 8.49 es de bajo costo y muy confiable. Estos actuadores suelen funcionar con aire a presiones de 20 a 40 psi (137895.18 a 275790.36 Pa) para servicios de seccionamiento (abre/cierra) a través de

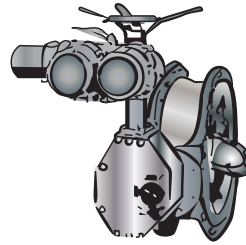
una válvula solenoide, la cual es un dispositivo compuesto de dos elementos: una válvula generalmente de aguja de dos o más vías, para instalarse en tuberías de diámetros pequeños y una solenoide que es un actuador eléctrico compuesto de un núcleo de hierro blando que se mueve dentro de un campo eléctrico producido por una bobina que lo circunda para abrir y cerrar dicha válvula. Esta válvula solenoide debe ser adecuada para servicios de estrangulación mediante señales directas desde los instrumentos el cual es un uso poco frecuente en las instalaciones que competen a este libro. Los tipos disponibles incluyen resortes ajustables o una amplia selección de resortes para adaptar el actuador a la aplicación. Los actuadores de resorte y diafragma tienen menos piezas móviles que se puedan dañar y, por ello, son muy confiables. Si tienen alguna falla, el mantenimiento es sencillo.

Cuando se aplica el aire en la cubierta del actuador, el diafragma mueve la válvula y comprime el resorte. La energía del resorte mueve la válvula otra vez a su posición original cuando se corta el aire.

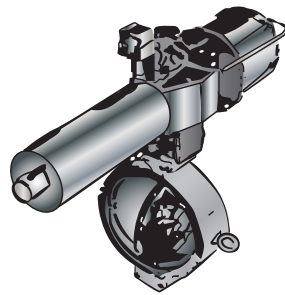
Ilustración 8.49 Actuadores más comunes adaptados a una válvula de mariposa



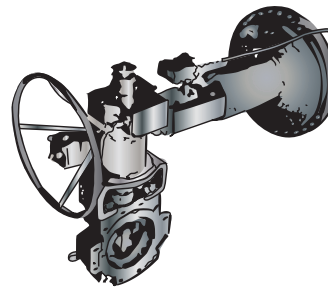
Operador de engranes y volante (manual)



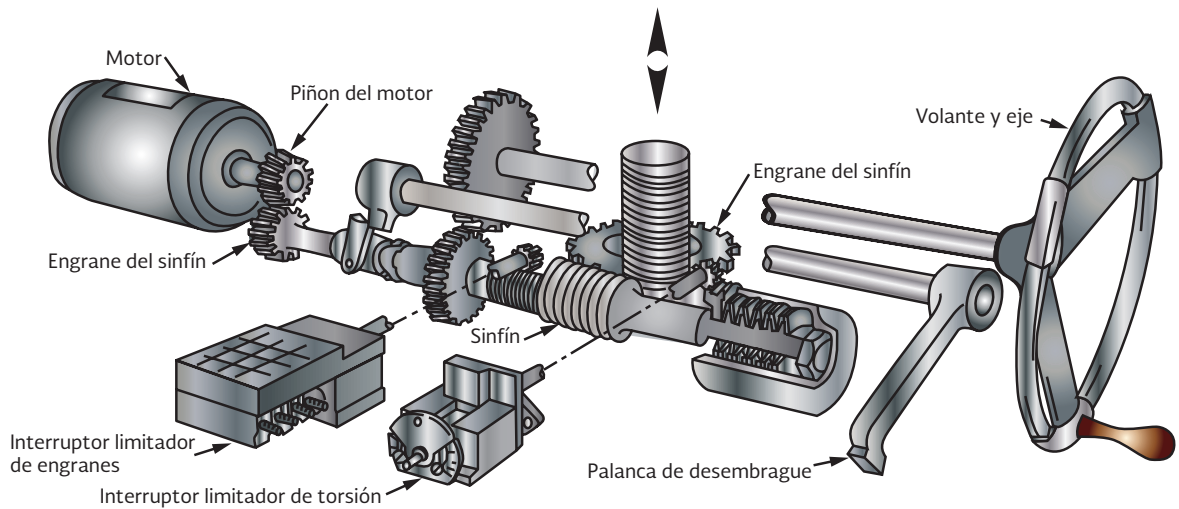
Actuados eléctrico



Actuados neumático de pistón y resorte para retorno (acción simple)



Actuados neumático



Componentes de un actuador típico con motor eléctrico

Ilustración 8.50 Ejemplo de actuadores



Actuadores de pistón y cilíndricos

Cuando se requiere mayor potencia que la disponible con un actuador de resorte y diafragma, los actuadores neumáticos de pistón, ver Ilustración 8.49 son los más económicos en cuanto a la fuerza producida para accionar válvulas de estrangulación y seccionamiento; sin embargo, al igual que en el caso anterior, sólo se describirán los conceptos referidos a los actuadores de las válvulas para servicio de seccionamiento.

Suelen funcionar con presión de entrada de 50 y 150 psi aplicada en un sentido lineal sobre el pistón el cual del lado opuesto tiene un resorte de retorno.

El actuador de resorte y pistón (o de acción simple) neumático, es una excelente elección cuando se requiere un dispositivo compacto y de mediano empuje. Estos actuadores son casi totalmente metálicos, con pocas piezas de elastómeros, se adaptan con facilidad en donde hay altas temperaturas o humedad relativa.

Su desventaja principal es que se requiere aire limpio y seco (aire de instrumento) a alta presión. En otros actuadores neumáticos de alta presión y de doble acción (sin resorte) se deben tener elementos que en forma simultánea apliquen y quiten la carga en ambos lados opuestos del pistón para que se mueva longitudinalmente hacia el lado de baja presión.

8.5.2.4.Cálculo del par de apertura

Como ya se mencionó en el punto 8.5.1.1, cuando se adquiere una válvula, se debe especificar el tipo de accionamiento requerido (manual, eléctrico o neumático); el proveedor de la misma, está obligado a suministrar el actuador u operador con el tamaño, la potencia o el par de apertura adecuado.

Cuando la válvula es existente y se desea cambiar o adaptar un actuador diferente al original, se deberán indicar las características de la válvula. Sin embargo para evitar que se suministre un actuador "sobrado", es decir, de mayor costo al realmente requerido o que incluso pueda dañar al vástago y los internos de la válvula, es recomendable conocer el procedimiento básico que permita revisar la memoria de cálculo con la cual el proveedor dimensionará dicho actuador.

8.6. PROBLEMAS DE APLICACIÓN

8.6.1. EJEMPLOS DE MEDIDORES DE PRESIÓN

Los siguientes ejemplos se presentan para ilustrar la forma de determinar el rango de la escala de un manómetro y los puntos que deben especificarse al seleccionarlos.

8.6.1.1.Ejemplo 1

Se requiere medir la presión en un cárcamo de bombeo, localizando el manómetro sobre el tren de descarga de cada uno de los equipos.

Datos:

Tipo de fluido	=	Agua clara y/o tratada
Presión normal de operación	=	0.53MPa (5.40 kg/cm ²)
Presión máxima de operación	=	6.17 kg/cm ²
Temperatura del agua máx./min	=	25 °C /22 °C
Temperatura ambiente máx./min	=	27 °C/22 °C
Tipo de medidor	=	Bourdon tipo "C"

Desarrollo

Se determina el rango de la escala:

$$5.40 \text{ kg/cm}^2 = 54\,400 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Rango de la escala} = 54\,400 \text{ kg/m}^2 (2) (9.81 \text{ m/s}^2) = 1069290 \text{ kg/m}^2 = 1.069 \text{ MPa}$$

Refiriéndose a las tablas de rangos de escala comerciales, el más cercano es de 0 hasta 11 kg/cm² (0 hasta 1.079MPa). Adicionalmente, se verifica que la presión máxima de operación de 6.17 kg/cm² no exceda del 75 % del rango de la escala comercial seleccionado, esto es:

$$11 \text{ kg/cm}^2 (0.75) = 0.81 \text{ MPa} (8.25 \text{ kg/cm}^2)$$

Como 0.60 MPa (6.17 kg/cm²) es menor que 0.81 MPa (8.25 kg/cm²) se cumple satisfactoriamente con las dos condiciones de selección.

Especificación de materiales de construcción (de catálogo de fabricante).

Manómetro

Rango de escala: 0 hasta 11 kg/cm² o hasta 1.079 Mpa.

Materiales de fabricación

- Caja: fenol
- Tubo bourdon: Bronce fosforado
- Caratula: de 114.3 mm (4 1/2") de fenol laminado o anti reflejante
- Aguja: aluminio anodizado, micrométrica y diseño balanceado
- Cubierta: cristal inastillable
- Biseles: arillo de retención de latón

Conexión

- Material: bronce forjado o latón
- Posición: inferior
- Medida: 12.7 mm o (1/2")
- Movimiento: bronce
- Empaques: hule o neopreno
- Exactitud: error no mayor del 1 % del valor máximo de la escala

8.6.1.2.Ejemplo 2

Se requiere medir la presión en cárcamo de bombeo para aguas residuales, localizando el manómetro sobre el tren de descarga de cada uno de los equipos.

Datos

Mismos datos que el ejercicio 1.

Desarrollo

Se determina el rango de la escala que es:

Rango de escala: 0 hasta 11 kg/cm² o (0 hasta 1.079 MPa).

Materiales de fabricación

- Caja: fenol
- Tubo de bourdon: acero inoxidable 316 estirado
- Caratula: de 114.3 mm (4 1/2") de fenol laminado o anti reflejante
- Aguja: aluminio anonizado, micrométrica y diseño balanceado
- Cubierta: cristal inastillable
- Biseles: arillo de retención de latón

Conexión

- Material: acero inoxidable 316
- Posición: inferior
- Medida: 12.7 mm o (1/2")
- Movimiento: acero inoxidable
- Empaques: hule o neopreno
- Exactitud: error no mayor del 1% del valor máximo de la escala
- Accesorios: sello químico de acero, con diafragma de hule y glicol como material sellante, conexión a proceso de 12.7 mm (1/2")

8.6.2. EJEMPLOS DE INDICADORES DE NIVEL

8.6.2.1. Ejemplo 1 (tipo regleta)

Se requiere medir el nivel de agua clara en un cárcamo.

Datos

Servicio	=	Indicación local de nivel en cárcamos de agua clara
Profundidad	=	6.0 metros
Nivel máximo de operación	=	5.0 metros
Área de localización	=	Intemperie

Desarrollo

Para solicitar un indicador de nivel tipo regleta, únicamente se debe indicar la siguiente información:

- Longitud total de la regleta: 6.0 metros
- Rango: De 0 a 5.0 metros
- Graduación: En decímetros
- Material: Aluminio
- Accesorios: Soportes de fierro galvanizado

8.6.2.2. Ejemplo 2 (tipo flotador)

Se requiere medir el nivel de agua potable en un tanque de almacenamiento atmosférico.

Datos

Tipo de fluido	=	Agua potable
Presión normal	=	Atmosférica
Temperatura normal	=	25°C/22°C 77°F/72°F

Área de localización	=	Intemperie
Dimensiones del tanque	=	7.0 m de altura (22.9 pies) por 8.0 m de diámetro (26.2 pies)
Material del tanque/techo	=	Concreto/acero al carbón
Nivel máximo a medir	=	6.80 m (22.3 pies)

Desarrollo

Se determina el rango del medidor.

Con el dato del nivel máximo a medir de 6.80 m, a partir del fondo del tanque (nivel 0), se obtiene el rango de la escala.

- Rango de la escala: de 0 a 6.80 m graduada en decímetros
- Longitud de la regleta: 7.0 m con soportes de acero para soldarse a las preparaciones del tanque.

Materiales

- Regleta: Aluminio
- Flotador: Acero inoxidable 316
- Cables: Acero inoxidable 316
- Ancla: Acero inoxidable 316
- Poleas: Aluminio
- Tubos y arandelas: Acero galvanizado

8.6.2.3. Ejemplo 3 (tipo presión hidrostática)

Se requiere medir el nivel de un pozo profundo a presión atmosférica.

Datos

Servicio	=	Medición del nivel en pozo profundo
Tipo de fluido	=	Agua clara
Densidad del agua	=	998.23 kg/m ³
Tipo de medidor	=	Celda hidrostática
Rango de nivel medir	=	70 metros

La presión de la columna hidrostática será de acuerdo a la siguiente relación.

$$P = \rho h = 998.23 \times 70 = 69876.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \\ = 0.68 \text{ MPa}$$

Con este valor de presión y el rango de nivel a medir se selecciona una celda hidrostática con datos de fabricante cuyo rango es 100 m de columna de agua o 10 bar, ya que ésta cubre los 70 m, el rango inmediato inferior es de 60 m columna de agua o 6 bar, que no cubre el rango de medición. La longitud del cable del sensor será aproximadamente de 70 m del rango de medición + 10 m.

Previendo llevar la medición a una caja de conexión que estará montada en poste o en panel local junto con el indicador y la fuente de poder. Como accesorio de montaje se selecciona una agarradera con ojillo para colgar o atornillar a un soporte. Ver Ilustración 8.50.

8.6.2.4. Ejemplo 4 (tipo sonda neumática o de burbujeo)

Se desea medir el nivel de un pozo profundo con un medidor de nivel de tipo sonda neumática se lecciona dicho medidor.

Datos

Servicio	=	Medición de nivel de pozo profundo
Tipo de fluido	=	Agua clara
Presión de operación	=	Atmosférica 101.33MPa (1 033 kg/cm ²)
Temperatura máx./mín.	=	25°C/22°C
Densidad del fluido	=	998.23 kg/m ³
Profundidad del pozo	=	40 m
Nivel máximo de operación	=	38 m desde el nivel de de operación 0
Nivel mínimo de operación	=	20 m

Desarrollo

Para determinar la longitud del tubo sonda consideramos el nivel mínimo de operación. La longitud del tubo sonda es de 38 m desde el nivel 0.

Se determina la presión hidrostática a medir:

$$P = \rho \times h = 998.23 \times 20 = 19964.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \\ = 0.195 \text{ MPa}$$

Con este valor se selecciona el rango de fabricante del indicador de presión.

- Rango seleccionado: 0 hasta 2 kg/cm²
- Divisiones: 0.2 kg/cm²
- Subdivisiones: 0.02 kg/cm²

8.6.2.5. Ejemplo 5 (tipo sonda eléctrica)

Se requiere medir un pozo, utilizando un nivel tipo sonda eléctrica. Determine la selección.

Datos

Profundidad = 175 metros
del pozo
Tipo de fluido = Agua clara
Temperatura = 22 °C/20 °C
del agua

Desarrollo

Determinación de la longitud de la sonda:

Para poder contabilizar la longitud total de la sonda se considera un tambor con un diámetro de 260 mm (26 cm), tomando como referencia la dimensión L de fabricante con esta información y utilizando la siguiente relación para el cálculo del cable del tambor.

$$c = 5\pi \times D = 5 \times \pi \times 26 = 408.41 \text{ cm} \\ = 4.0841 \text{ m}$$

Ahora la longitud requerida de cable es:

$$L_{Total} = L + c = 175 + 4.0841 = 179.08 \text{ m}$$

Con este valor y datos de fabricante se selecciona el modelo, el cual tiene una longitud de son-

da de 200 m, que cubre el rango de medición de ésta aplicación.

El indicador se solicita en mili amperes y señal luminosa, el cable o sonda con escala indicadora cada metro y electrodo de acero inoxidable 316.

8.6.2.6. Ejemplo 6 (tipo ultrasónico)

Se requiere medir el nivel de un tanque de almacenamiento de agua potable con un nivel tipo ultrasónico seleccione dicho nivel.

Datos

- Servicio: Medición de nivel en tanque de almacenamiento de agua potable
- Forma del tanque: Rectangular abierto
- Dimensiones: 10 m (ancho) por 12 m (largo) por 8 m (alto)
- Tipo de fluido: Agua clara
- Nivel máximo a medir: 7.49 m (295") desde el fondo
- Nivel mínimo a medir: 0.508 m (20") desde el fondo
- Presión de operación: Atmosférica
- Temperatura de operación: 25°C/23°C

Desarrollo

Se concluye que el rango de medición es 7.0 m la superficie del espejo de agua es tranquilo y los factores de atenuación del pulso son prácticamente ninguno.

Ahora en base a la Gráfica atenuación de eco. (Cada modelo de sensor tiene una gráfica propia) se selecciona un sensor modelo 81 (sólo como ejemplo) que cubre un rango de medición de 9.0 m para líquidos. Se observa que este sensor tiene una distancia de bloqueo de 0.508 m. Entonces,

para que el nivel máximo no rebase esta distancia, el sensor debe instalarse a una distancia mayor a 0.5 m desde el punto de nivel máximo, o sea mayor a 8.0 m desde el fondo.

Como componente adicional al sensor, se selecciona un transmisor con indicador digital local, este dispositivo recibe la señal eléctrica originada en el sensor ultrasónico.

El transmisor se instala en campo, ya sea en bastidor o en pared.

Los materiales de construcción son de acuerdo a lo descrito en la Tabla 8.7 (son estándares del fabricante).

Tabla 8.1 Materiales de construcción.

Material del Tubo	Material de la Conexión	Corrosión	Agua Potable	Agua Residual	Rango Estándar
Bronce-Fosforado	Bronce Forjado o Latón	NR	B	NR (1)	0-70 kg/cm ²
Cobre-Berilio	Latón	NR	B	NR (1)	0-70 kg/cm ²
Acero Inoxidable 316	Acero Inoxidable 316	B	B (2)	B	0-70 kg/cm ²

Notas: B: Bueno, NR: No Recomendado, (1) Se recomienda utilizar sello químico para usar este material y, (2) Se debe verificar el costo que existe con respecto a los anteriores

Tabla 8.2 Graduaciones estándar rangos de baja presión.

Rangos de baja presión			
Graduaciones		Divisiones	Subdivisiones
kg/cm² (1kg/cm² = 98 100Pa)	PSIG	kg/cm² (1kg/cm² = 98 100Pa)	kg/cm²
0 - 1	0 - 4	0.1	0.01
0 - 2	0 - 28	0.2	0.02
0 - 4	0 - 57	0.5	0.10
0 - 7	0 - 100	1	0.10
0 - 11	0 - 160	1	0.10
0 - 14	0 - 200	1	0.20
0 - 21	0 - 300	3	0.50
0 - 28	0 - 400	4	0.50
0 - 42	0 - 600	5	1
0 - 56	0 - 800	5	1
0 - 70	0 - 1 000	10	1
Rangos de alta presión			
kg/cm²	PSIG	kg/cm²	kg/cm²
0 - 110	0 - 1 500	10	1
0 - 140	0 - 2 000	20	2
0 - 210	0 - 3 000	20	2
0 - 350	0 - 5 000	50	5
0 - 700	0 - 10 000	100	10
Rangos de vacío			
cm Hg	plg Hg	cm Hg	cm Hg
0 - 76	0 - 30	10	1
Rangos compuestos			
cm Hg - kg/cm²	plg Hg - PSIG	cm Hg - kg/cm²	cm Hg - kg/cm²
76 - 0 - 1	30 - 0 - 14	20 - 0.2	2 - 0.05
76 - 0 - 2	30 - 0 - 28	20 - 0.5	2 - 0.10
76 - 0 - 4	30 - 0 - 57	40 - 1	10 - 0.10
76 - 0 - 7	30 - 0 - 100	40 - 1	10 - 0.10
76 - 0 - 10	30 - 0 - 140	40 - 1	10 - 0.10
76 - 0 - 14	30 - 0 - 200	40 - 2	10 - 0.20
76 - 0 - 21	30 - 0 - 300	40 - 3	10 - 0.50

Tabla 8.3 Comparación de indicadores de nivel

Tipo de instrumento	Campo de medida	Precisión % escala	Ventajas	Desventajas
Regleta	Limitado a la longitud práctica de la varilla		Barato, fácil de instalarse, no requiere mantenimiento	Solo tanques atmosféricos y que la superficie del líquido sea relativamente tranquila
Flotador	0-10 m	1 - 2	Barato, fácil instalación	Las partes móviles están expuestas al fluido y después de un tiempo ocasiona que se atoren
Presión hidrostática	0-100 m	1	Fácil instalación, para medición en pozos	Requiere suministro de energía.
Sonda neumática o burbujeo	Altura del tanque o pozo	1	Barato si se tiene una fuente de suministro de aire, versátil	Requiere mantenimiento continuo, contaminación del líquido
Sonda eléctrica	0-250 m		Barato, fácil instalación, requiere poco mantenimiento	Requiere de una batería o suministro eléctrico
Ultrasónicos	0-30 m	1	Para todo tipo de tanques y líquidos	Sensible a la densidad del fluido líquidos

Tabla 8.4 Rangos de medición

Rango de medición	0.2 bar	0.4 bar	0.6 bar	1.0 bar	1.6 bar	2.5 bar	4.0 bar	6.0 bar	10.0 bar
En metros	2 m	4 m	6 m	10 m	16 m	25 m	40 m	60 m	100 m
Sobrepresión en bar.	1.6	1.6	2.4	4.0	6.4	10.0	16.0	24.0	40.0

Tabla 8.5 Parámetros de fabricante de los indicadores de nivel tipo sonda eléctrica

Modelo	Longitud de cable en (m)	Dimensiones (mm)			Peso (kg)
		L	A	F	
Z-5	50	130	220	140	2.0
Z-10	100	160	250	140	3.5
Z-15	150	190	270	140	5.0
Z-20	200	210	300	140	6.5
Z-25	250	260	350	140	8.0

Tabla 8.6 Factores y condiciones de atenuación para el pulso ultrasónico

Factores	Atenuación (dB)
Temperatura	
Diferencia de temperatura entre el sensor y la superficie del material	
Hasta 20 °C	0
Hasta 40 °C	5-10
Hasta 60°C	10-20
Cortina de llenado	
Fuera de la zona de detección	0
Poca cantidad en zona detección	5-10
Gran cantidad en zona de protección	10-20
Superficie con sólidos	
Material duro	20
Material suave	20-40
Superficie de liquido	
Tranquila	0
Olas	5-10
Fuertes turbulencias (P. Ej. Aspas de agitador)	10-20 ms

Tabla 8.7 Dimensiones, materiales y características técnicas

Tipo	Mod. 80	Mod. 81	Mod. 82	Mod. 83
	Rango de medición			
Líquidos	5 m	9 m	20 m	25 m
Sólidos		5 m	10 m	15 m
Distancia de bloqueo	0.3 m	0.5 m	0.8 m	1.0 m
Frecuencia de operación a 23 °C	58 KHz	44 KHz	29 KHz	30 KHz
Áreas	Propósito general	Propósito general	Propósito general	Propósito general
Materiales Cubierta/Rosca conexión	Polipropileno	Polipropileno	Polipropileno	Polipropileno
Materiales cubiertas rosca ,conexión diafragma/sello	----	----	----	Polipropileno de aluminio hule
Peso	0.55 kg	0.6 kg	1.2 kg	3.1 kg
Limites temperaturas de operación	-20°C a +60°C -40°C a +60°C	-20°C a +60°C -40°C a +60°C	-20°C a +60°C -40°C a +60°C	-20°C a +80°C -40°C a +80°C
Temperatura ambiente	-40°C a +60°C	-40°C a +60°C	-40°C a +60°C	-40°C a +80°C
Máxima presión operación (absoluta)	2 bar (29 Psi)	2 bar (29 Psi)	2 bar (29 Psi)	2 bar (29 Psi)
Humedad relativa	100 %	100 %	100 %	100 %
Protección	A prueba de polvo y agua	A prueba de polvo y agua	A prueba de polvo y agua	A prueba de polvo y agua
Montaje	1" NPT	1" NPT	1" NPT	1" NPT

Tabla 8.8 Especificaciones de materiales para tubería

Concepto	Tamaño, plg	Cédula o capacidad	Descripción	Especificación del material
Tubo	½-1½	Céd. 80	Sin costura, acero al carbón	ASTM A-106.Gr.B.
	2-6	Céd. 40	Sin costura, acero al carbón	ASTM A-53. GrB.
	8-12	Céd. 20	Soldado por resistencia eléctrica, acero al carbón	ASTM A-53 Gr. B
	14 - 36	Céd. 10	Soldado por resistencia eléctrica, acero al carbón	ASTM A-53 Gr. B
	24-36	¼ plg	Soldado por fusión eléctrica, acero al carbonó. Espesor de pared ¼ plg.	ASTM A-134.Placa. ASTM A-283. Gr.C.
Bridas				
Tubería	½-1½	150 lb	Roscada acero al carbón, cara plana	ASTM A-105
	2-24	150 lb	Cuello para soldar, acero al carbón, cara plana	ASTM A-105
	24-36	364 lb	Deslizable, acero al carbón, cara plana	ASTM A-105
Reductoras	½-1½	150 lb	Roscada, acero al carbón, cara plana	ASTM A-105
	2-24	150 lb	Deslizable, acero al carbón, cara plana	ASTM A-105
Orificio	1½-36	300 lb	Cuello para soldar, acero al carbón, cara plana	ASTM A-105
Accesorios				
Roscados	½-1½	300 lb	Reborde, hierro maleable	ASTM A-197
	½-1½	300 lb	Unión, hierro maleable, asiento latón	ASTM A-197
	½-1½	3 000 lb	Coples, acero al carbón	ASTM A-105
	½-1½		Tapones macizos cabeza rebordeada y bujes de cabeza hexagonal, acero al carbón	ASTM A-105
Soldados a tope	2-6	Céd. 40	Sin costura, acero al carbón	ASTM A-234. Gr. WPB
	8-12	Céd. 20	Sin costura, acero al carbón	ASTM A-234. Gr. WPB
	14-24	Estándar	Sin costura, acero al carbón	ASTM A-234. Gr. WPB
	24-36	Pared ¼ plg	Sin costura o soldado, acero al carbón	ASTM A-234. Gr. WPB
	18-36	Igual que el tubo	Codos angulares	Igual que el tubo
Conexiones de ramales	½-1½	Igual que el tubo	Tee rectas o reductoras	Igual que el tubo
	2	Igual que el tubo	Tamaño completo: Tee, reductoras, soldadura de boquilla	Igual que el tubo
	3-36	Igual que el tubo	Completas y reductoras; soldadura de boquilla	Igual que el tubo
Uniones de tubo	½-1½	Igual que el tubo	Coples (acoplamientos)	Igual que el tubo
	2-36	Igual que el tubo	Soldadura a tope	Igual que el tubo
Juntas	Todos	G 20	Asbesto (amianto) cara completa	Igual que el tubo
Sujetadores	Todos		Espárragos (birlos) de acero de aleación	ASTM A-193. Gr.B7
	Todos		Tuercas hexagonales de acero al carbón	ASTM A-194. Gr.2

Tabla 8.9 Lista de válvulas aplicables

Válvulas Extremos	Tamaño en plg (Diám.)	Tipo	Número de válvula	Empaquetadura	Variaciones u Observaciones
Roscados	½ a 3	Compuerta	VC-1		Válv. operada con volante para bloqueo
Roscados	½ a 1 ½	Compuerta	VC-2		Válv. operada con volante para bloqueo
Roscados	½ a 3	Globo	VG-1		Válv. operada con volante para regulación
Roscados	½ a 1 ½	Globo	VG-2		Válv. operada con volante para regulación
Roscados	½ a 3	Columpio	VR-1		Válv. s/operador para retención
Rosados	½ a 1 ½	Bola (H o V)	VR-2		Válv. s/operador para retención
Inserto soldables	½ a 1 ½	Compuerta	VC-3		Válv. operada con volante para bloqueo
Inserto soldables	½ a 1 ½	Globo	VG-3		Válv. operada con volante para regulación
Inserto soldables	½ a 1 ½	Bola (H o V)	VR-3		Válv. s/operador para retención
Bridados	2 a 48	Compuerta	VC-4	Asbesto	Válv. operada con volante para bloqueo
Bridados	2 a 16	Compuerta	VC-5	Asbesto	Válv. operada con volante para bloqueo
Bridados	4 a 16	Globo	VG-4	Asbesto	Válv. operada con volante para regulación
Bridados	2 a 12	Globo	VG-5	Asbesto	Válv. operada con volante para regulación
Bridados	4 a 36	Columpio	VR-4	Asbesto	Válv. s/operador para retención
Bridados	2 a 16	Balancín	VR-5	Asbesto	Válv. s/operador para retención
Bridados	8 a 48	Compuerta	VC-6	Asbesto	Válv. operada con engrane para bloqueo
Bridados	4 a 14	Compuerta	VC-7	Asbesto	Válv. operada con volante para bloqueo
Bridados	2 a 36	Compuerta	VC-8	Asbesto	Válv. s/volante para bloqueo
Bridados	4 a 12	Compuerta	VC-9	Asbesto	Válv. operada con volante para bloqueo
Cuerpo oblea/orejado	2 ½ a 36	Mariposa	VM-1	Asbesto	Valv. operada con volante o palanca p/bloqueo

Tabla 8.10 Clasificación de válvulas

Tipo	Gama de tamaño		Capacidad presión (Psi)	Capacidad presión (kg/cm ²)	Capacidad temperatura (°C)	Materiales de construcción	Servicio
	in	cm					
Globo	1/2 a 30	1.30 a 76.20	Hasta 2 500	Hasta 175.80	Hasta 537.80	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.	Estrangulación y cierre con líquidos limpios.
Ángulo	1/8 a10	0.30 a 25.40	Hasta 2 500	Hasta 175.80	Hasta 537.80	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.	Estrangulación y cierre para líquidos limpios, material viscoso o pastas aguadas.
Compuerta	1/2 a 48 (mayores en ángulos tipos)	1.30 a 122.00 (mayores en ángulos tipos)	Hasta 2 500	Hasta 175.80	Hasta 982.20	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.	Cierre (estrangulación limitada), líquidos limpios y pastas aguadas.
Mariposa	2 hasta 2 ft ó más	5.00 hasta 61.00 ó más	Hasta 2 000 (caída limitada de presión)	Hasta 140.60 (caída limitada de presión)	Hasta 1093.30 (temperaturas más bajas si tiene camisas o asientos blandos)	Materiales para fundir o maquinar. Las camisas pueden ser de plástico, caucho o cerámica	Estrangulación (cierre sólo con asientos o tipos especiales), líquidos limpios y pastas aguadas
Macho	Hasta 30	Hasta 76.20	Hasta 5 000	Hasta 351.50	Hasta 315.60	Hierro, acero, acero inoxidable y diversas aleaciones. Disponibles con camisa completa de caucho o plástico.	Cierre (estrangulación en algunos tipos)
Bola	1/8 a 42	0.30 a 107.00	Hasta 10 000	Hasta 703.00	Criogénica hasta 537.80	Hierro, acero, latón, bronce, acero inoxidable; plástico y aleaciones especiales para aplicaciones nucleares. Camisa completa de plástico.	Estrangulación y cierre; líquidos limpios, materiales viscosos y pastas aguadas.
Desahogo	1/2 hasta 6 (entrada)	1.30 hasta 15.20 (entrada)	Hasta 10 000	Hasta 703.00	Criogénica hasta 537.80	Hierro, bronce, acero, acero inoxidable, acero al níquel y aleaciones especiales	Limitación de presión
Aguja	1/8 a 1	0.30 a 2.54	Hasta 10 000	Hasta 703.00	Criogénica hasta 260.00	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable	Estrangulación suave y cierre con líquidos limpios
Retención	1/8 a 24	0.30 a 61.0	Hasta 10 000	Hasta 703.00	Hasta 648.90	Bronce, hierro, acero, acero inoxidable, aleaciones especiales.	Evitar circulación inversa (los tipos especiales evitan exceso de circulación).

Tabla 8.11 Lista de clasificación de válvulas

Número de Válvula	Clase	Descripción	Notas
VC-1	125# MSS-SP80	Cuerpo ASTM B-62, interiores de bronce, vástago ascendente, rosca interior, bonete con tuerca unión, disco de cuña sólida, asiento integrado	(1)
VC-2	800# ANSI	Cuerpo de acero al carbón forjado ASTM A-105, similar a Walworth 950-S, interiores de acero inoxidable con 13% cromo AISI-410, asientos renovables, bonete bridado, vástago ascendente, cuña sólida	
VG-1	125# MSS-SP80	Cuerpo ASTM B-62, interiores en bronce, vástago ascendente, rosca interior, bonete roscado, disco macho, asiento integrado	(1), (2)
VG-2	800# ANSI	Cuerpo ASTM A-105, similar a Walworth W-5520-S, interiores de acero inoxidable con 13% cromo AISI-410, asientos renovables, bonete bridado, vástago ascendente, disco suelto	(2)
VR-1	125# MSS-SP80	Cuerpo ASTM B-62, interiores en bronce, tapa roscada, asiento integrado	(1)
VR-2	600# ANSI	Cuerpo ASTM A-105, similar a VOGT-5-4853, interiores de acero inoxidable con 17% cromo, tipo bola, horizontal o vertical.	
VC-3	800# ANSI	Cuerpo ASTM A-105, interiores de acero inoxidable con 13% cromo AISI-410, similar a Walworth W 950-SW, asientos renovables, bonete bridado, vástago ascendente, cuña sólida (opcional)	
VG-3	800# ANSI	Idem VG-2, excepto: similar a Walworth W-5520-SW, disco suelto (opcional)	(2)
VR-3	800# ANSI	Idem VR-2, excepto: similar a VOGTH SW-5-4853	
VC-4	125# F.F.	Cuerpo ASTM A-126, clase B, con interiores montados en bronce, tornillo exterior y yugo, bonete atornillado, disco de cuña sólida, asiento recambiable	(1)
VC-5	150# ANSI	Cuerpo ASTM A-216 WCB, similar a Walworth 5202-F-AA, vástago ascendente, interiores de acero inoxidable con 13% cromo AISI-410	
VG-4	125# F.F.	Idem VC-4, excepto: disco macho	(2)
VG-5	150# ANSI	Idem VC-5, excepto: similar a Walworth 5275-F-AA, disco suelto	(2)
VR-4	125# F.F.	Cuerpo ASTM A-126, clase B, interiores montados en bronce, tapa atornillada, asiento recambiable	(1)
VR-5	150# ANSI	Cuerpo ASTM A-216 GRADO WCB, similar a Walworth 5321-F-AA, interiores de acero inoxidable 13% cromo AISI-410	
VC-6	125# F.F.	Idem VC-4, excepto: operador	(1)
VC-7	175# F.F.	Idem VC-4, excepto: rosca interna, vástago no elevable, disco doble, asiento paralelo, con drenaje automático y poste indicador, aprobada por U.L	(1)
VC-8	125# F.F.	Idem VC-4, excepto: disco doble, rosca interna, vástago no elevable, norma C504-94: AWWA Standard for Rubber-Seated Butterfly Valves. Tiene tuerca de 2" por lado estándar AWWA	(1)
VC-9	175# F.F.	Montada en bronce, disco doble, asientos paralelos reemplazables, brida de poste indicador. Aprobada por UA y FM	(1)
VM-1	150 y 300# ANSI	Cuerpo ASTM A-216 WCB, disco acero inoxidable. 316 (ASTM A-351-CF8M) vástago 17-4ph S.S. (ASTM A-564-H1075), asiento TFE, buje RTFE, empaque del estopero TFE	(3)

Notas:

(1) Válvulas recomendadas para servicios de agua potable y alcantarillado (A.P.A) y bajo costo

(2) No usar válvulas de globo en instalaciones de tubería bajo nivel de piso

(3) Válvulas recomendadas en tamaños de 12"

Tabla 8.12 Válvulas disponibles en el mercado

Material	Capacidad de presión Psi.					
	125	150	200	250	250	300
Válvulas de compuerta						
Acero inoxidable	----	1/2-24	----	1/4-2	----	1/2-24
Hierro fundido	2-48	1/2-24	2 1/2-14	----	2-16	----
Hierro dúctil	----	2-24	----	----	----	2-12
Bronce	1/4-3	1/4-12	----	1/4-3	----	1/4-3
Acero fundido	----	2-48	----	----	----	2-30
Acero forjado	----	----	----	----	----	1/2-3
Válvulas de globo						
Acero inoxidable	----	1/2-24	----	1/4-2	----	1/2-24
Hierro fundido	2-10	----	----	----	2-8	----
Hierro dúctil	----	2-24	----	----	----	2-6
Bronce	1/8-3	1/8-6	----	1/8-3	----	1/4-3
Acero fundido	----	2-14	----	----	----	2-16
Acero forjado	----	----	----	----	----	1/2-2
Válvulas de ángulo						
Acero inoxidable	----	1/2-6	----	1/4-2	----	1/2-2
Hierro fundido	2-10	----	----	----	2-8	----
Hierro dúctil	----	2-24	----	----	----	2-6
Bronce	1/8-3	1/8-24	----	1/4-3	----	1/4-3
Acero fundido	----	2-14	----	----	----	2-16
Válvulas de macho (lubricadas)						
Acero inoxidable	----	1-4	----	----	----	1/2-4
Hierro fundido	1/2-16	----	----	----	1/2-24	----
Acero fundido	----	1-36	----	----	----	1/2-24
Válvulas de bola						
Acero inoxidable	----	1/2-14	----	----	----	1/2-14
Hierro fundido	----	1/2-12	----	----	----	----
Bronce	1/4-2	1/4-14	----	1/2-14	----	----
Acero fundido	----	1/2-16	----	----	----	1/2-16
Acero inoxidable	----	1/2-24	----	1/4-24	----	1/2-24
Hierro fundido	2-24	----	2 1/2-12	----	2-12	----
Hierro dúctil	----	2-16	----	----	----	2-12
Bronce	1/8-3	1/4-4	----	1/4-3	----	1/4-3
Acero fundido	----	2-24	----	----	----	2-20
Válvulas de retención disco inclinable						
Hierro fundido	2-72	----	----	----	2-48	----
Acero fundido	----	2-72	----	----	----	2-36
Válvula de retención horizontal						
Hierro fundido	2-6	1/2-2	----	----	----	----
Bronce	1/8-3	1/8-2	----	1/4-2	----	1/4-2
Acero fundido	----	----	----	----	----	3-12

8.12 Válvulas disponibles en el mercado (continuación)

Material	Capacidad de presión Psi.					
	125	150	200	250	250	300
Válvulas de diafragma						
Acero inoxidable	----	2 1/2-4	1 1/2-2	1/2-1 1/4	----	----
Hierro fundido	5-6	2 1/2-4	1 1/2-2	1/2-1 1/4	----	----
Hierro dúctil	----	2 1/2-4	----	----	----	1 1/2-2
Bronce	5-6	2 1/2-4	----	1 1/2-2	----	1/2-1 1/4
Acero fundido	----	2 1/2-4	1 1/2-2	1/2-1 1/4	----	----
Válvulas de mariposa						
Acero inoxidable	----	3-16	----	----	----	3-16
Hierro fundido	----	2-24	----	----	----	----
Hierro dúctil	----	2-24	----	----	----	----
Acero fundido	----	3-30	----	----	----	3-16
Válvulas macho (no lubricadas)						
Acero inoxidable	----	1/4-12	----	----	----	1/4-12
Hierro dúctil	----	1/4-12	----	----	----	1/4-12
Hierro fundido	----	1/4-12	----	----	----	1/4-12
Válvulas diversas						
Tipo válvula	Material	150	300	----	----	----
Fondo plano	Acero inoxidable	1/2-10	1-10	----	----	----
En Y	Acero inoxidable	1/2-10	1/2-6	----	----	----
Aguja	Acero inoxidable	----	----	----	----	----
Aguja	Bronce	----	1/8-3/4	----	----	----
Aguja	Acero forjado	----	----	----	----	----
Retención	Acero fundido	----	3-12	----	----	----
Purga	Acero forjado	----	1 1/2-2 1/2	----	----	----

Tabla 8.13 Valores de C_v

Constante	C_v	Q	P, ΔP
N_1	8.6×10^{-2}	m^3/h	kPa
	8.6×10^{-1}	m^3/h	bar
	1.00	gpm	psia

Fuente: ANSI/ ISA-75

Tabla 8.14 Longitud equivalente en diámetros de tubo de diversas válvulas

Válvula	Tipo o modelo	Tipo de válvula y condiciones de operación	Tipo de apertura	Longitud equivalente en diámetros de tubo, L/D		
Válvulas de globo	Vástago perpendicular a los tubos	Asiento plano, cónico o tipo macho sin obstrucción	Apert. total	340		
		Con disco de aleta o guiado con pasador	Apert. total	450		
	Modelo en Y	Asiento plano, cónico o tipo macho sin obstrucción:				
		Con vástago a 60° de la tubería	Apert. total	175		
	Con vástago a 45° de la tubería	Apert. total	145			
Válvula en ángulo		Asiento plano, cónico o tipo macho sin obstrucción	Apert. total	145		
		Con disco de aleta o guiado con pasador	Apert. total	200		
Válvulas de compuerta	Disco de una sola cuña o disco de macho	Con asientos integrales al cuerpo o de construcción anular	Apert. total	13		
			¾ Apert.	35		
			½ Apert.	160		
			¼ Apert.	900		
	Disco de cuña dividida o doble disco	Con asientos flexibles o discos con movimiento independiente	Apert. total	17		
			¾ Apert.	50		
			½ Apert.	260		
			¼ Apert.	1200		
Válvulas para oleoductos; válvulas de bola y macho	Con vástago e internos para altos torques y presiones	Con asientos y sellos para cierre hermético. Movimiento rotatorio. Mínima ΔP	Apert. total	3*		
			Convencional de columpio	0.5 †	Apert. total	135
			Columpio inclinable	0.5 † 2.0 †	Apert. total Apert. total	50 Igual que globo
Válvulas de retención	Globo elevable o corte: vástago perpendicular al tubo o en Y	2.0 †	Apert. total	Igual que ángulo		
	Elevación o tope en ángulo	25 vertical y 0.25 horizontal †	Apert. total	150		
Válvulas de pie con coladera	Bola en la tubería	Con disco elevable con vástago 0.3 †	Apert. total	420		
		Con disco con columpio de cuero 0.4 †	Apert. total	75		
Válvulas de mariposa (8 in y más grandes)			Apert. total	40		

*La longitud equivalente exacta es igual a la longitud entre las caras de brida o extremos soldados.

+Caída mínima calculada de presión (psi) en la válvula para producir flujo suficiente para elevar del todo el disco

Tabla 8.15 Valores C_v proporcionados por el fabricante para una válvula de retención (columpio)

ϕ (plg)	4	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36
C_v	450	1050	2000	3200	5100	7450	9000	11200	15400	21500	38000	47500

Tabla 8.16 Valores C_v proporcionados por el fabricante para valores de válvulas tipo disco inclinable

Φ (plg)	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36
C_v	1160	2200	3600	5400	7600	10300	13200	16800	25500	42000	63000

Datos:

Diámetro nominal de la tubería = 18" (0.4572m)

$C_v = 13\ 200$

$Q = 12\ 000$ gpm

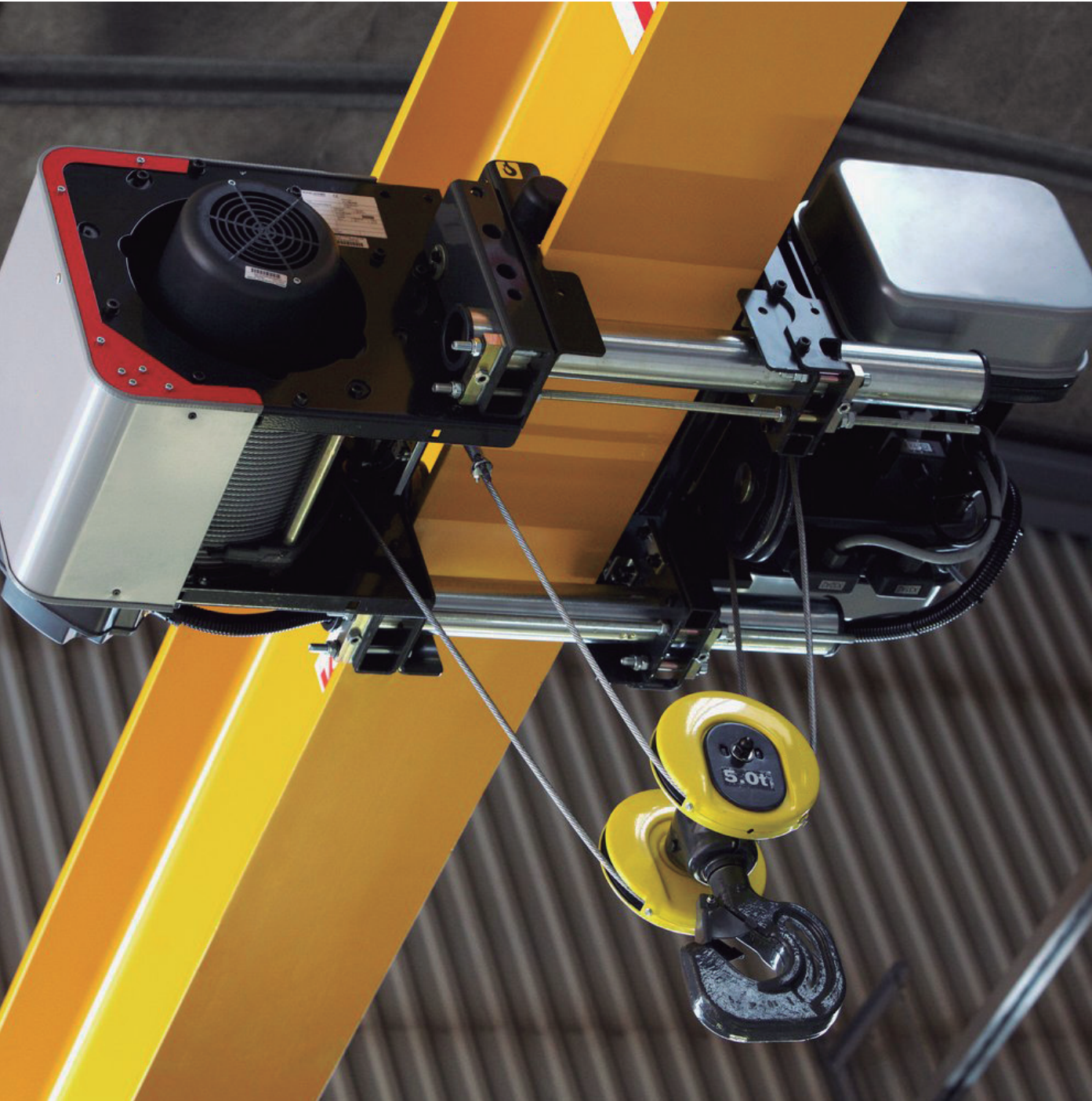
$G_f = 1.0$ para agua a 15°C

Tabla 8.17 Valores C_v proporcionados por el fabricante para válvulas de disco bipartido

ϕ (pulg)	4	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36
C_v	330	840	1600	2700	4000	5200	7200	9400	12000	18500	33000	50000

Tabla 8.18 Valores C_v proporcionados por el fabricante para válvulas de pie

Φ (plg)	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18
C_v	310	730	1 300	2 130	2 900	5 300	8 300	11 790	15 270	18 950	23 590



9

EQUIPO DE MANIOBRAS Y MANTENIMIENTO

9.1. INTRODUCCIÓN

Los diferentes arreglos, capacidades y dimensiones de las grúas que existen en el mercado son el resultado de los requerimientos observados en las diversas áreas de aplicación, como es el caso de plantas de bombeo y/o rebombeo, en las que se ha tipificado el uso de algunas de ellas, que por sus características físicas y formas de operación, cubren satisfactoriamente los requerimientos de manipulación de equipos en estas instalaciones.

Además de definir el tipo de grúa a utilizar, también es importante seleccionar adecuadamente su capacidad, evitando el sobredimensionamiento y la utilización de equipamiento auxiliar innecesario, que eleva los costos de adquisición y operación de la misma, esto es, saber identificar el rango de cargas a mover (bomba, motor, columna de succión, accesorio, etc.), la carga máxima crítica y si los distintos movimientos de la grúa (izaje, traslación, giro) serán con accionamiento manual o motorizado. Se tratará todo lo anterior más adelante.

Es importante, antes de hacer cualquier selección, considerar que las grúas para plantas de bombeo y/o rebombeo son equipos que realmente sólo se utilizan en el montaje inicial y

arranque de la planta y después su uso es muy esporádico, por lo que no conviene tener tantos recursos económicos ociosos.

En la actualidad el desarrollo de un proyecto de diseño o selección de grúas y polipastos se encuentra supeditado a las recomendaciones de los fabricantes, ya que no se cuenta con la información técnica necesaria, que permita evaluar si efectivamente el equipo recomendado por los mismos es el adecuado y más económico.

Por lo anteriormente mencionado, el objetivo de este capítulo es proporcionar a los proyectistas y profesionales de la ingeniería los criterios generales para seleccionar el tipo de grúa que se debe utilizar en plantas de bombeo y/o rebombeo de agua potable o aguas residuales (negras), para distintas aplicaciones, tales como pozos, cárcamos, acueductos y obras de toma, partiendo principalmente del arreglo de los equipos a manipular.

Es importante apuntar que las capacidades y arreglos de grúas y polipastos propuestos en este capítulo, están acotados según las capacidades recomendadas para plantas de bombeo y/o rebombeo, considerando las opciones más económicas y funcionales, ya que en el mercado existe una gama de selección mucho mayor, pero que

no son recomendables en este tipo de instalaciones, por su grado de complejidad y costo.

9.2. DEFINICIÓN DE GRÚAS

La grúa es un equipo estructurado, formado por un conjunto de mecanismos, cuya función es la elevación y el transporte de cargas, que en plantas de bombeo y/o rebombeo se usan en las siguientes modalidades: a) Elevación y transporte de carga a lo largo de una línea de trabajo y b) Elevación y transporte de carga a través de una superficie de trabajo. Para cumplir satisfactoriamente con los requerimientos de manipulación de equipos y accesorios, tales como bombas, motores, válvulas, columnas de succión etc., y trasladarlos a un área de maniobras para enviarlos a reparación y/o mantenimiento y que cubren las dos modalidades descritas, en general se utilizan los siguientes tipos de grúas:

- a) Grúa viajera
- b) Grúa aporcada
- c) Sistema monocarril
- d) Grúa giratoria

La primera modalidad comprende el levantar, desplazar, girar y depositar una carga. Para ello, son adecuados los sistemas monocarril (el polipasto de izaje se desplaza a lo largo de una viga carril fija situada sobre la línea de transporte) y las grúas giratorias (el polipasto de izaje se desplaza a lo largo de un brazo giratorio que traza un círculo o arco que constituye la línea de transporte). Ver Ilustración 9.1 a). La segunda modalidad comprende el levantar, desplazar transversal y longitudinalmente, girar y depositar la carga. Para ello, son adecuadas las grúas viajeras y las grúas aporcadas, en donde el puente o pórtico, respectivamente, se desplaza longitudinalmente y el polipasto de izaje transversalmente, teniendo

este último un aparejo inferior (mufla) que permite el giro del gancho y de la carga. Ver Ilustración 9.1 b). El polipasto es un dispositivo mecánico y/o eléctrico para elevación de carga, cuyos componentes (motor, tambor, reductor de velocidad, freno magnético, flecha, soporte, armazón estructural, interruptor límite, reductor de velocidad, etc.) pueden formar una unidad compacta o de malacate abierto, teniendo este último sus componentes distribuidos adecuadamente sobre una estructura que normalmente forma parte del bastidor de un carro portante. Ver Ilustración 9.2. Los polipastos compactos, principalmente, se clasifican de acuerdo a su mecanismo de accionamiento para el izaje, en:

- a) Polipasto de trinquete
- b) Polipasto de torno
- c) Polipasto de mordaza
- d) Polipasto de motor

El polipasto tipo compacto es un dispositivo para elevación de carga, cuyos componentes forman una unidad compacta incluyendo su armazón estructural. El polipasto tipo malacate abierto es un dispositivo para la elevación de la carga, cuyos componentes no forman una unidad compacta, sino que están distribuidos en forma adecuada para su buen funcionamiento sobre una estructura que normalmente forma parte del bastidor del carro.

9.2.1. GRÚAS Y SUS APLICACIONES

9.2.1.1. Grúa puente viajera

Las grúas puente se presentan básicamente en dos arreglos: grúas de puente apoyado y grúas de puente suspendido, pudiendo ser en ambos casos monopuerto o bipuerto.

Ilustración 9.1 a) Movimientos básicos de un sistema monocabarril y de una grúa giratoria. b) Movimientos básicos de una grúa viajera y de una grúa aporticada

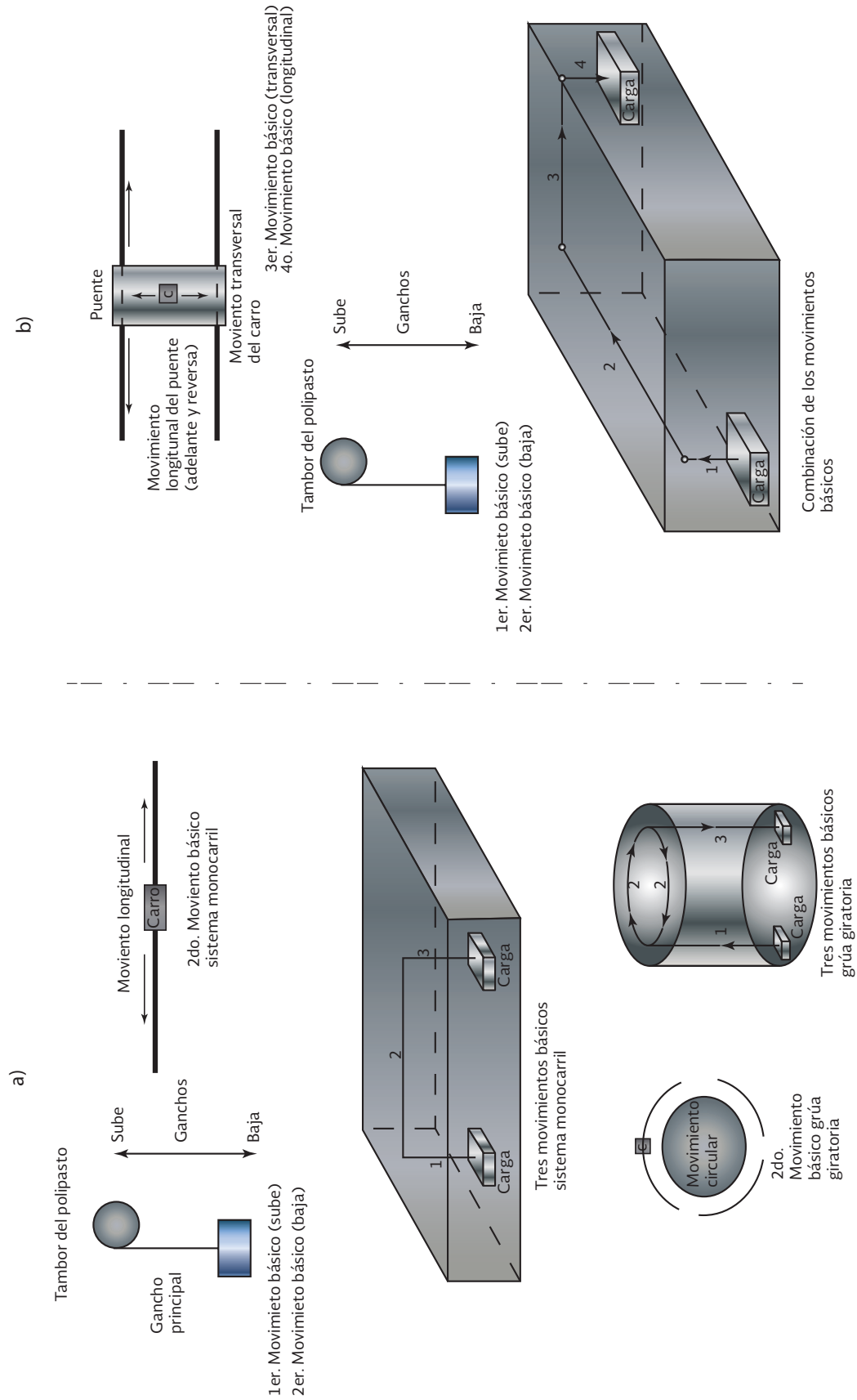


Ilustración 9.2 Polipastos. a) Tipo compacto. b) Tipo malacate abierto

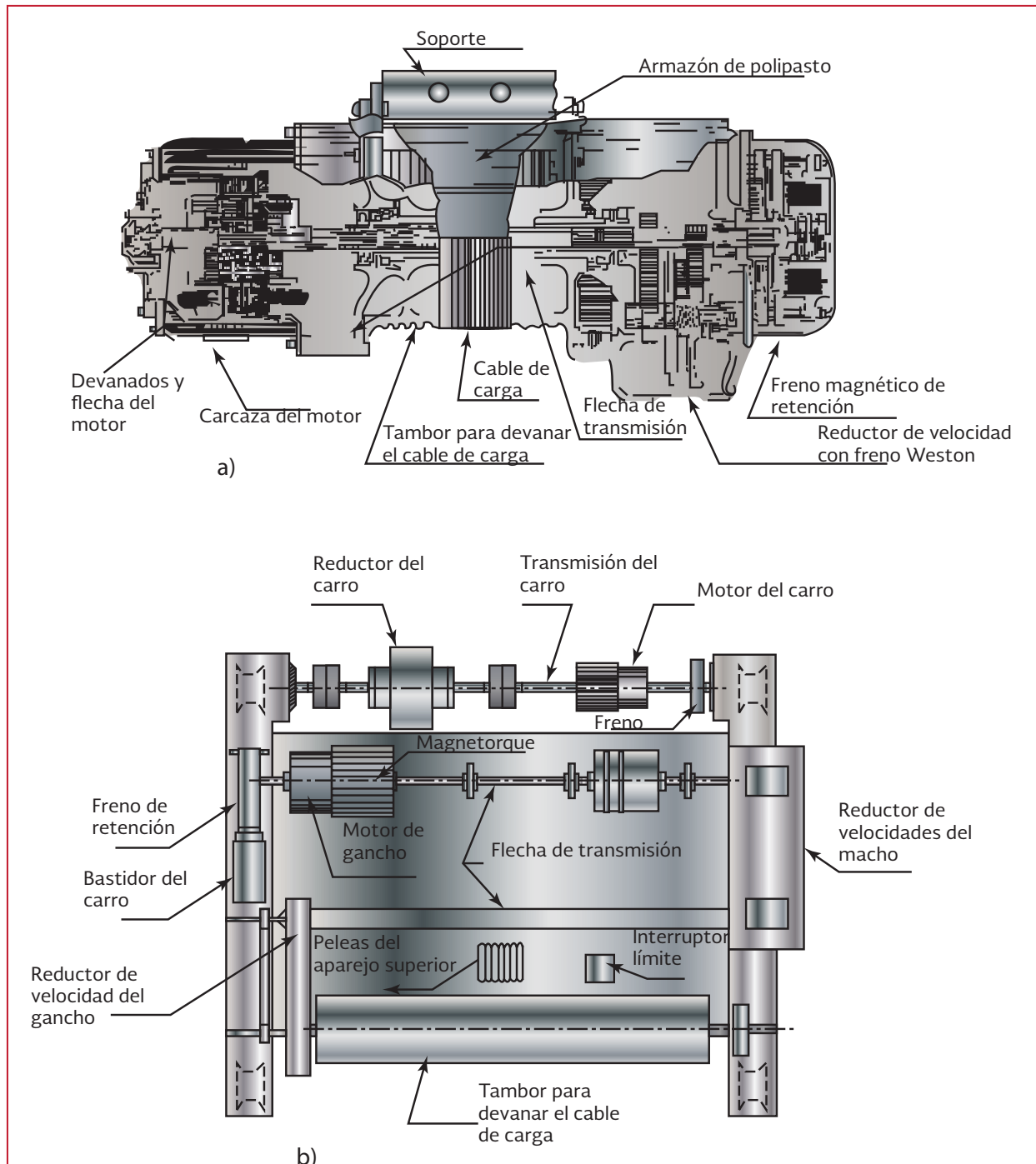


Ilustración 9.3 a) Grúa puente viajera, de puente apoyado (monopuente). b) Grúa puente viajera, de puente apoyado (bipuente)

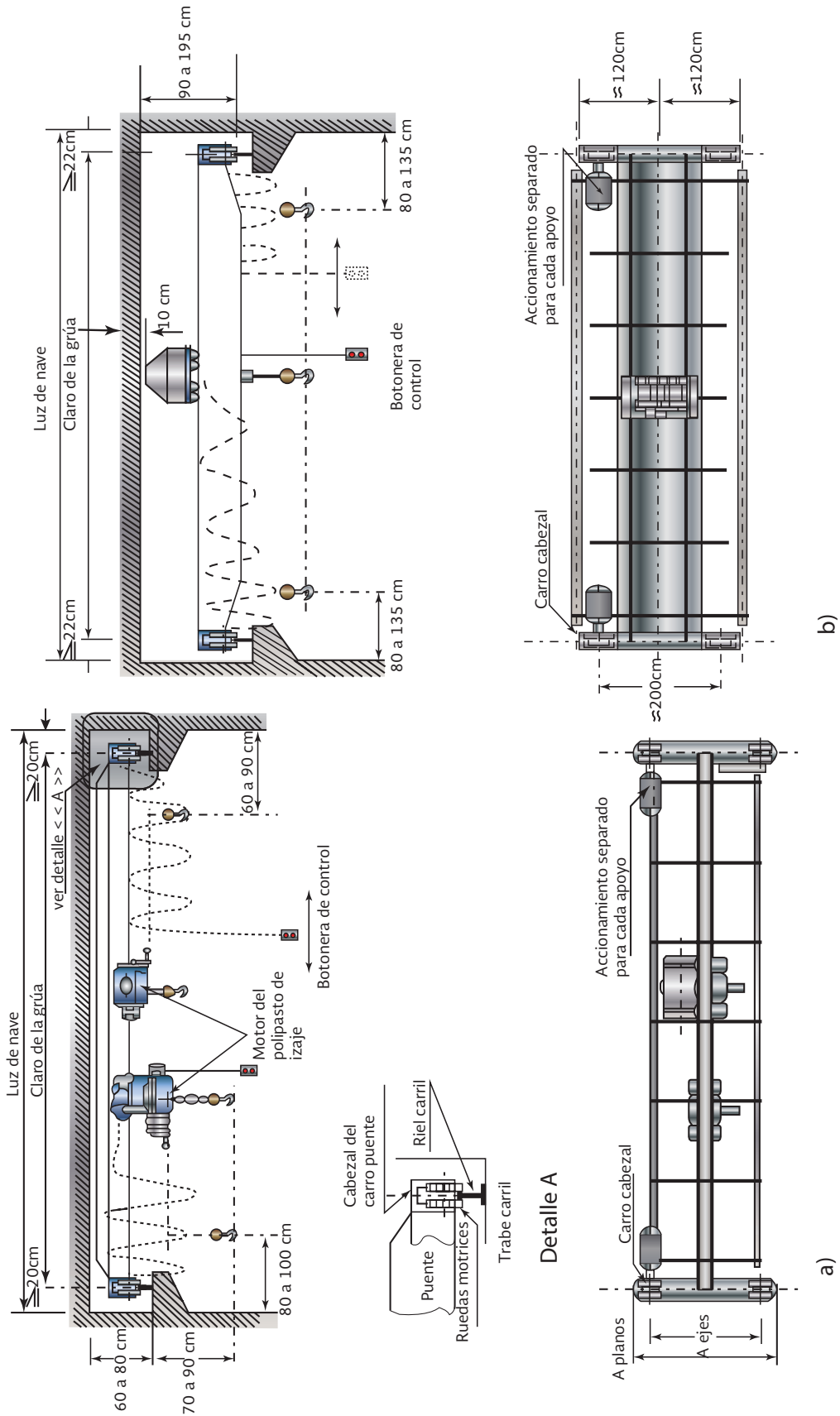
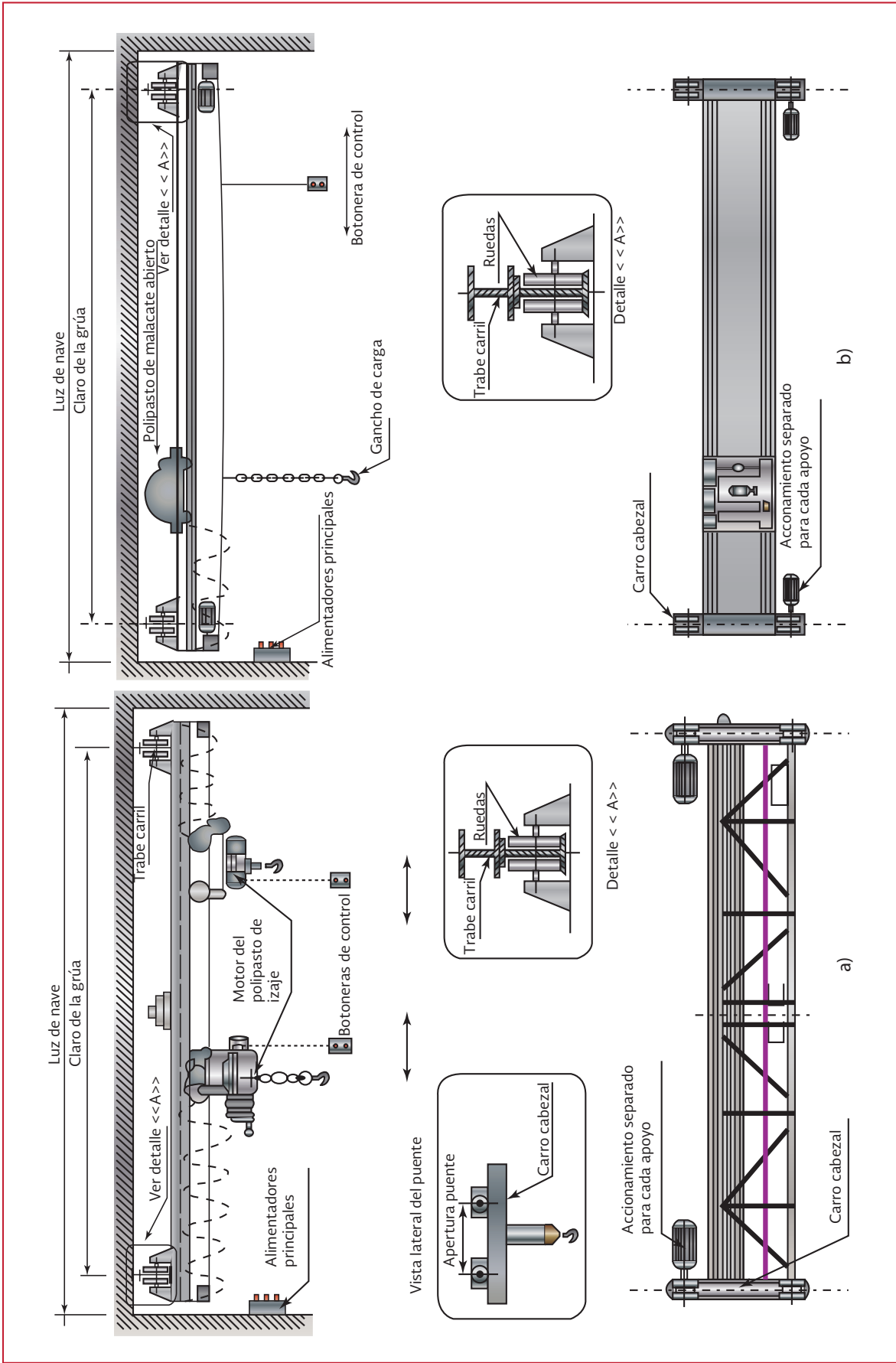


Ilustración 9.4 a) Grúa puente viajera, de puente suspendido (monopuente). b) Grúa viajera de puente suspendido, (bipuente)



Las grúas de puente apoyado consisten en una estructura mecánica en forma de puente, soportado y unido en sus extremos por medio de carros cabezales con ruedas, que corren sobre un riel instalado arriba y a lo largo de una estructura llamada vía o trabe carril apoyada sobre las columnas del edificio. Ver Ilustración 9.3. Las grúas de puente suspendido consisten en una estructura mecánica en forma de puente, soportado y unido en sus extremos por medio de carros cabezales que van suspendidos o colgados de una estructura fija (vía o trabe carril) por medio de ruedas que le permiten desplazarse a lo largo de dicha estructura. Ver Ilustración 9.4.

Cuando las grúas son monopuente, el polipasto de izaje va montado sobre un carro portante (trole) que se desplaza sobre el patín inferior del puente, apoyando su rueda plana directamente sobre el patín inferior, sin el uso de rieles. Ver Ilustración 9.3 a) e Ilustración 9.4 a).

Cuando las grúas son bipuente, el polipasto de izaje va montado sobre un carro portante (trole) que se desplaza sobre el patín superior o inferior de las vigas carril (puentes), apoyando su rueda ahusada sobre rieles instalados arriba y a lo largo de ambos puentes o apoyando su rueda plana directamente sobre el patín inferior de los mismos. Ver Ilustración 9.3 b) e Ilustración 9.4 b).

Ambos arreglos de grúas pueden tener hasta dos polipastos de izaje montados sobre el o los puente(s), obedeciendo esto a la necesidad que se tiene de manipular cargas cuyos pesos y formas son muy variadas, conociéndose estos equipos como gancho principal y gancho auxiliar.

Las grúas viajeras se seleccionan para ser utilizadas en aquellas plantas de bombeo o rebombeo

donde se requiere la elevación y transporte de equipos y/o accesorios a través de una superficie de trabajo, esto es, equipos de bombeo en batería proyectados para descargar a un múltiple, y cuyos motores, y trenes horizontales de descarga son visibles o registrables, encontrándose el conjunto dentro de una nave o local.

El uso de este tipo de grúa, en estos casos, sólo se justifica en plantas medianas y grandes, donde el equipo puede o no estar sobre una misma línea de transporte y los accesorios son demasiado pesados (mayor de 100 kg) como para transportarlos manualmente. Las grúas pueden ser manuales o eléctricas.

9.2.1.2. Grúa aporticada

En este tipo de grúa la estructura del pórtico está rígidamente soportada en sus extremos por marcos de acero estructural, provistos de ruedas que permiten el movimiento longitudinal de la misma sobre vías instaladas en el piso.

Las grúas aporticadas pueden desplazarse sobre rieles, utilizando en sus piernas carros cabezales con ruedas metálicas ahusadas; pero tienen la limitante de recorrer rutas predeterminadas, lo cual se evita utilizando grúas con ruedas de hule, que les proporcionan una mayor flexibilidad de movimientos fuera de rutas definidas.

Las grúas aporticadas se presentan básicamente en los siguientes arreglos: grúa aporticada (con piernas iguales en ambos extremos, apoyadas sobre el piso) y grúa semiaporticada (con uno de sus extremos apoyados sobre una trabe carril en alto y la otra sobre vías en el piso). Al igual que las grúas puente, pueden ser en ambos casos

monoportico o biportico, siendo también aplicable lo que ya se dijo sobre arreglo de polipastos. Ver Ilustración 9.5.

Las grúas aporticadas, con piernas iguales en ambos extremos tienen el mismo uso que las grúas puente, pero se justifican sólo en plantas de bombeo a la intemperie sin edificios anexos, donde la distribución de equipos no es regular y se requiera transportarlos fuera de los límites de la planta, sin incurrir en la elevación de costos, que significaría la prolongación de una estructura fija para montar una grúa puente. El recorrido de la grúa en este arreglo no estará limitado más que por el alcance del tendido total de riel o vía, que le permite el movimiento longitudinal. Ver Ilustración 9.5 a) y b).

Las grúas semiaporticadas también se usan a la intemperie, pero se requiere que estén ubicadas junto a edificios, en cuyas caras exteriores de columnas se pueda montar una trabe carril que sirva de apoyo a uno de los extremos de la grúa. El recorrido de ésta, en este arreglo, estará limitado a la longitud total del edificio adjunto a la planta. Ver Ilustración 9.5 c) y d).

Si la planta de bombeo se encuentra dentro de un edificio, la opción más económica será siempre utilizar una grúa puente o un sistema monocarril, suponiendo que la estructura haya sido dimensionada, considerando el peso adicional de la grúa; pero si la planta se encuentra a la intemperie, la decisión de qué opción utilizar estará en función de analizar el costo que representaría construir una estructura fija a lo largo del área de servicio, sobre la cual se montaría la grúa puente o sistema monocarril, o simplemente comprar una grúa aporticada.

La mayoría de las veces, una grúa aporticada no sustituye a una grúa puente, ya que aunque

sus usos parezcan ser semejantes, la aporticada se prefiere utilizar en patios abiertos, para dar servicio a más de una planta de bombeo, con cárcamos relativamente cercanos y con un área común de maniobras.

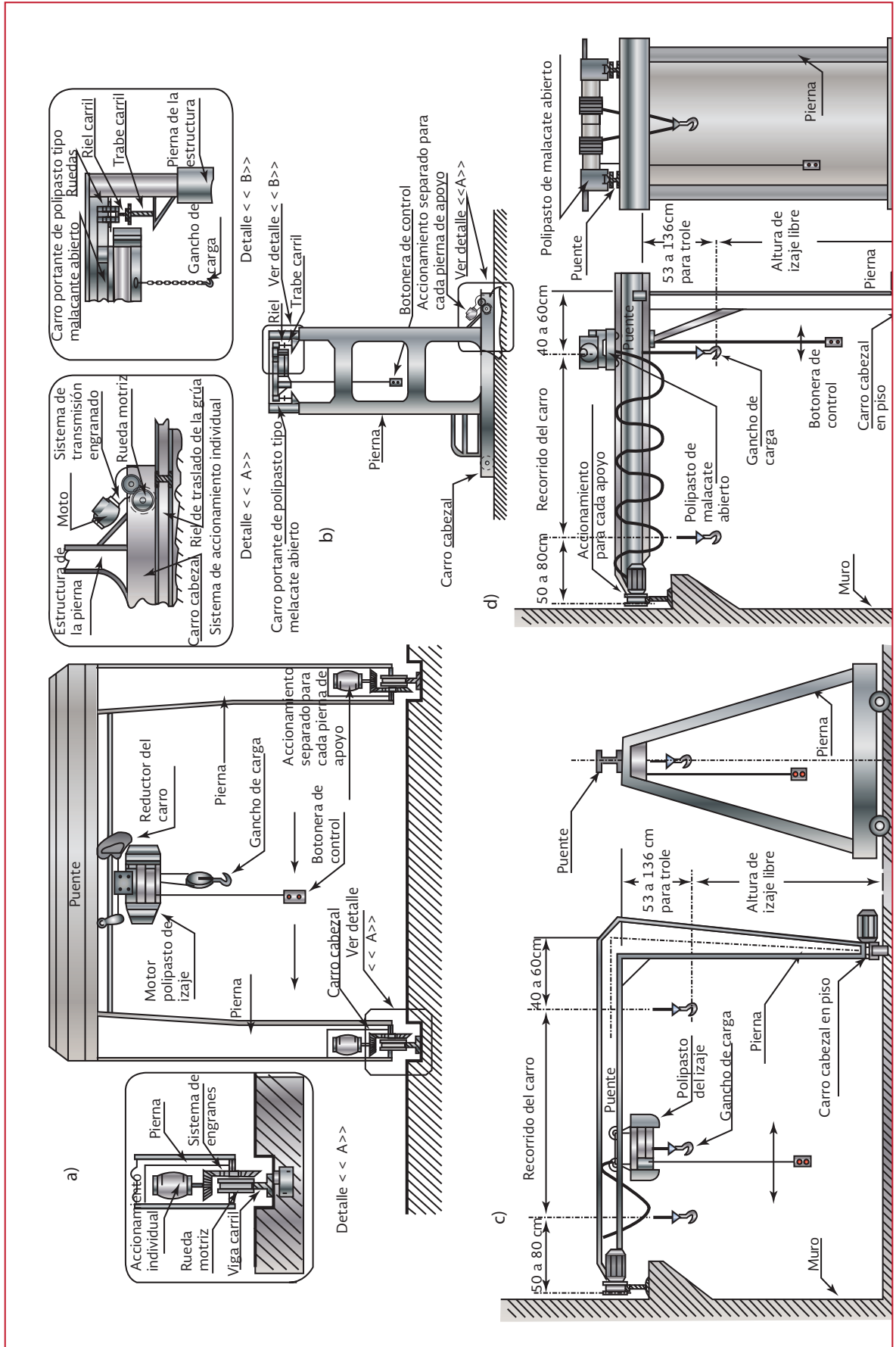
Es una práctica propagada que los fabricantes de grúas puente y aporticadas, recomienden en todos los casos, utilizar las de doble puente, equipadas con polipasto abierto, gancho principal y auxiliar, sistema motriz del puente con flechas de transmisión y con mando remoto desde cabina de conductor; sin un análisis serio de las necesidades reales, sólo regidos por el interés de vender equipo pesado y caro, cuya existencia, será ocioso la mayor parte del tiempo de su vida útil. Por ningún motivo se utilizará este tipo de grúas en plantas de bombeo.

En plantas de bombeo y/o rebombeo, para capacidades de 10 toneladas (algunos fabricantes cubren hasta 15 toneladas) y claros de hasta 20 m, se recomienda el uso de grúas puente o aporticadas, con polipasto compacto, gancho principal, sistema motriz con motor individual y con mando remoto desde una estación de botones colgante (botonera de control), para todas las funciones.

Las grúas bipuente con polipasto abierto, gancho principal, sistema motriz con motor individual y con mando remoto desde una estación de botones colgante para todas las funciones, es recomendable en plantas de bombeo donde se requieran capacidades mayores de 15 toneladas y claros mayores de 20 metros.

Es obvio que las grúas puente o aporticadas no son equipos económicos, y se podría estar tentado en eliminarlas totalmente de cualquier selección y simplemente rentar el equipo necesario

Ilustración 9.5 a) Grúa aporcada monopuente. b) Grúa aporcada bipuente. c) Grúa semiaportada monopuente. d) Grúa semiaportada bipuente



cuando así se requiera; pero en las recomendaciones dadas en este libro también se consideraran otros aspectos, aparte del económico, tales como la comodidad y la eficiencia en la manipulación de cargas, que en este caso específico justifica su adquisición, cuidando el equipamiento innecesario.

De hecho, los equipamientos de pozo profundo son las únicas instalaciones donde no se requiere el instalar una grúa como equipo fijo, ya que por su ubicación (alejada de zonas urbanas y expuesta al vandalismo y al robo), número de equipos (normalmente sólo una motobomba del tipo sumergible) y la frecuencia de la reparación y/o mantenimiento del equipo, resulta más recomendable llevar al sitio, ya sea una grúa telescópica (montada sobre la plataforma de un vehículo, cuyo brazo es retráctil) o una estructura portátil en forma de tripié, donde el utilizar una u otra opción dependerá de la longitud del tramo de columna de succión utilizado en el pozo; si éste mide hasta 3 m, se puede maniobrar fácilmente con un tripié, de lo contrario se deberá utilizar una grúa telescópica, pudiendo ser en ambos casos equipo rentado o perteneciente al organismo operador.

Las capacidades de carga y dimensiones se mencionan en la Tabla 9.1.

9.2.1.3. Sistema monocarril

Los sistemas monocarril se destinan al transporte de cargas en las que éstas deben sujetarse, levantarse, trasladarse, girarse y depositarse a lo largo de una línea de trabajo.

Estos sistemas pueden ser rectos o curvos (en plantas de bombeo sólo se utilizan los arreglos rectos), y consisten de una viga carril fija al techo

de un edificio o estructura, donde el polipasto de izaje va montado sobre un carro portante que se desplaza sobre el patín inferior de dicha viga, apoyando su rueda plana directamente sobre el patín, sin el uso de rieles, dirigiéndose a través de agujas de desvío o vías giratorias a otros carriles auxiliares. Ver Ilustración 9.6 e Ilustración 9.7.

El uso generalizado de los sistemas monocarril es en cárcamos de bombeo de sección rectangular, donde el arreglo de los equipos pesados (motor, bomba, columna, tazones, etc.) es en batería, normalmente instalados en línea y los accesorios a la descarga, más ligeros (menor de 100 kg), pueden ser transportados manualmente. El equipo de bombeo puede ir instalado, indistintamente, sobre la tapa del cárcamo o sumergido en el mismo, siendo este sistema igualmente aplicable.

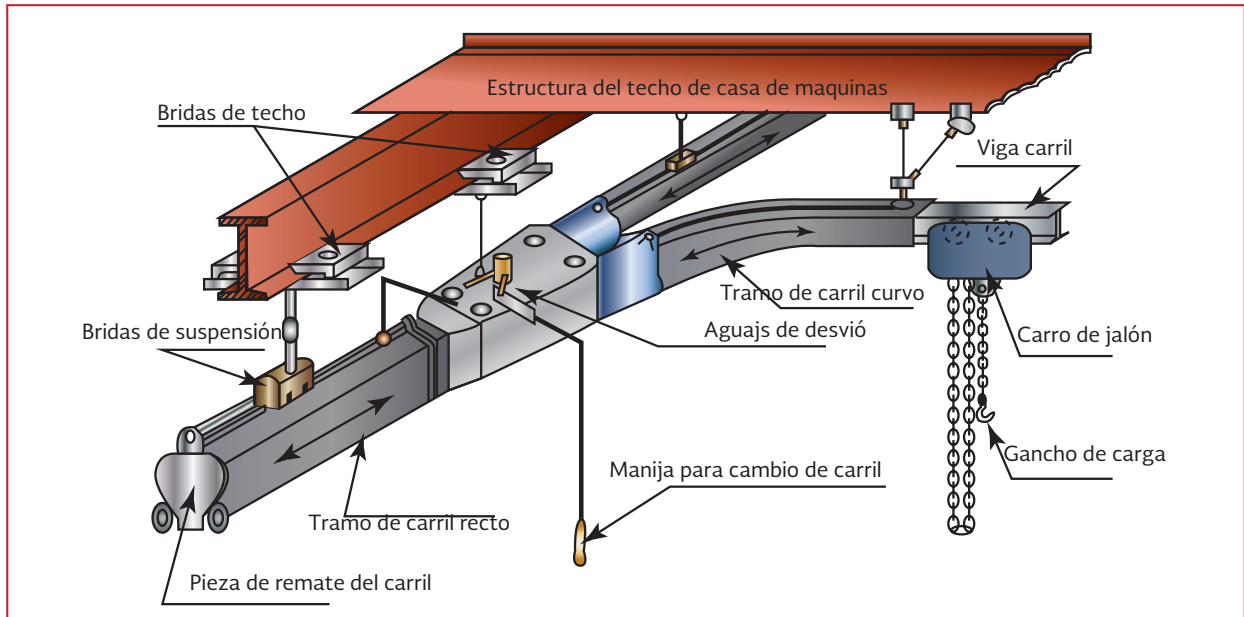
Cuando los cárcamos están totalmente aislados de cualquier construcción, el arreglo de este tipo de sistema consiste básicamente de una viga "I", que va apoyada en marcos estructurales espaciados a lo largo de la viga, que representa la línea de transporte, rematando en cualquiera de sus extremos, en un tramo de viga en cantilíver que permite llevar la carga más allá del área de equipos, para ser depositada en una área de maniobras o directamente sobre la plataforma de un vehículo, para ser llevada a reparación y/o mantenimiento. Ver Ilustración 9.8 a).

Cuando los cárcamos están junto a una construcción y los equipos alineados también cercanos a ella, el arreglo de este tipo de sistema consiste básicamente de una viga "I", que va apoyada en estructuras espaciadas a lo largo de la viga, que están empotradas en las dadas de cerramiento de la construcción, reforzadas en

Tabla 9.1 Capacidad de carga y dimensiones entre apoyos de grúas aporticas y semiaporticas

Tipo de grúa	Capacidad de carga (t)	Dimensiones entre apoyos (m)
Grúa aportica monopuente	0.5 a 10	Hasta 10
Grúa aportica bipuente	2 a 20	Hasta 15
Grúa semiaportica monopuente	0.5 a 5	De 6 a 8
Grúa semiaportica bipuente	1 a 6	Hasta 10

Ilustración 9.6 Monocarril curvo y recto



forma de ménsulas, que apoyan a la viga carril más allá del área de equipos, para poder depositar la carga en una área de maniobras o directamente sobre la plataforma de un vehículo, para ser llevada a reparación y/o mantenimiento. Ver Ilustración 9.8 b).

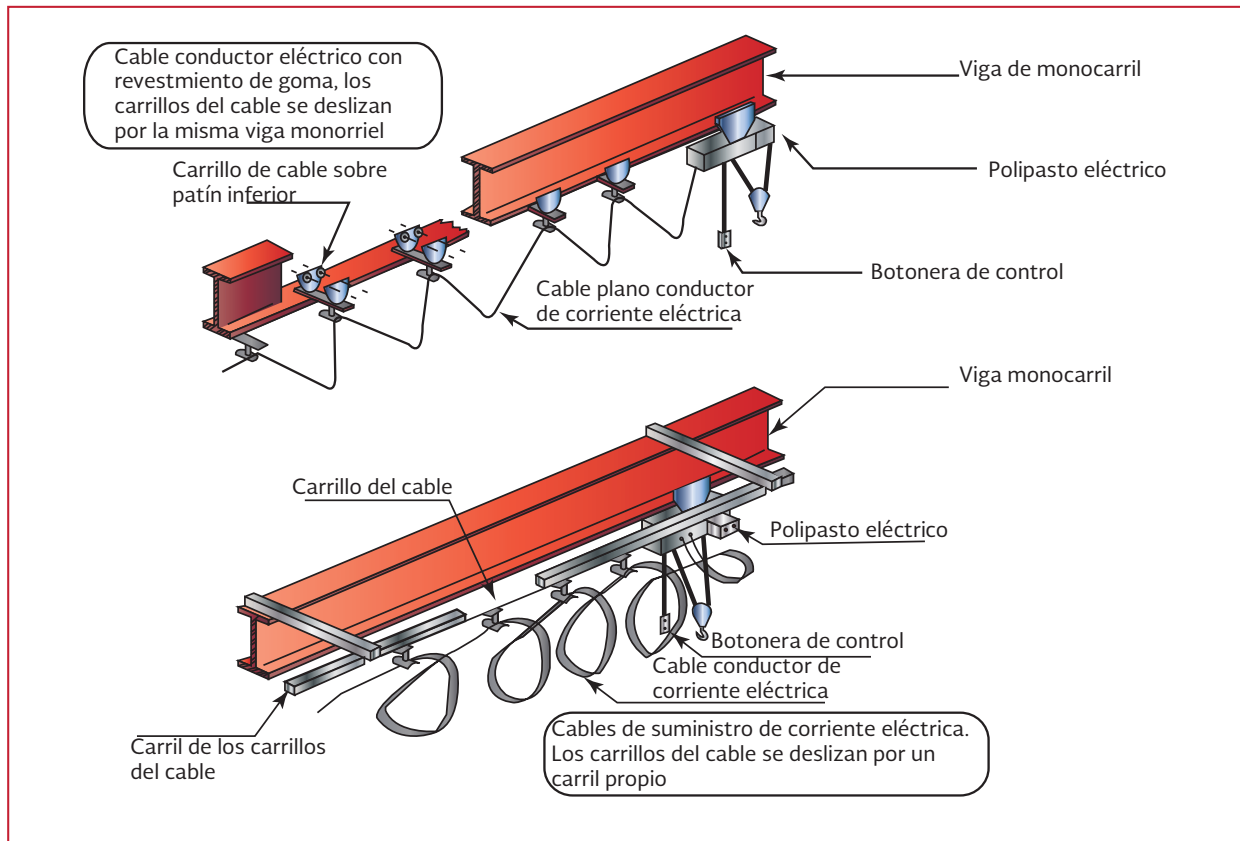
Estos sistemas también se utilizan en plantas de bombeo y/o rebombeo pequeñas y medianas, alojadas dentro de una nave o local, mientras los equipos pesados (motores y bombas) se encuentren sobre una línea de trabajo, y los accesorios sean lo suficientemente ligeros (menor de 100 kg) como para transportarlos manualmente. En este caso, el monocarril se apoya sobre la losa o techo de la construcción.

Los arreglos de sistemas monocarril descritos anteriormente, deberán ser proyectados tomando en cuenta la estabilidad del cárcamo o de la construcción donde irán empotrados los apoyos, según sea el caso.

Monocarril con un carril secundario que se le une, mediante una aguja de accionamiento manual. Viga de construcción ligera en forma de carril suspendido.

Sistemas monocarril con mando desde una botonera de control, con carro portante de polipasto de izaje, montado sobre el patín inferior de la viga carril, accionamiento manual o eléctrico. Se diseñan para soportar cargas de 10 toneladas.

Ilustración 9.7 Sistemas de alimentación eléctrica



Aunque los más comunes sean de 1 a 4 toneladas, esta capacidad estará condicionada al diseño de sus soportes.

9.2.1.4. Grúa giratoria

Las grúas giratorias se destinan al transporte de cargas en las que éstas deben sujetarse, levantarse, trasladarse, girarse y depositarse a lo largo de una línea y/o superficie de una circunferencia de trabajo.

Estas grúas pueden tener ángulos de giro de 180° hasta 360°, dependiendo si se montan en paredes o en columnas libres. Consisten de una

columna vertical desde la que se proyecta una pluma, pescante o brazo horizontal. El polipasto de izaje montado sobre un carro portante se desplaza longitudinalmente sobre el patín inferior de la viga o brazo, apoyando su rueda plana directamente sobre el patín, sin el uso de rieles, pudiendo ser su accionamiento manual o eléctrico. En este tipo de grúas, el brazo siempre trabaja en cantiléver. Ver Ilustración 9.9.

El uso generalizado de las grúas giratorias es en cárcamos de bombeo y obras de toma de sección circular, donde el arreglo de los equipos pesados (motor, bomba, columna, tazones, etc.) está alrededor del perímetro o dentro de la sección circular y los accesorios a la descarga, más li-

Ilustración 9.8 a) Monorraiel recto sobre cárcamo aislado. b) Monocarril recto, adjunto a construcción

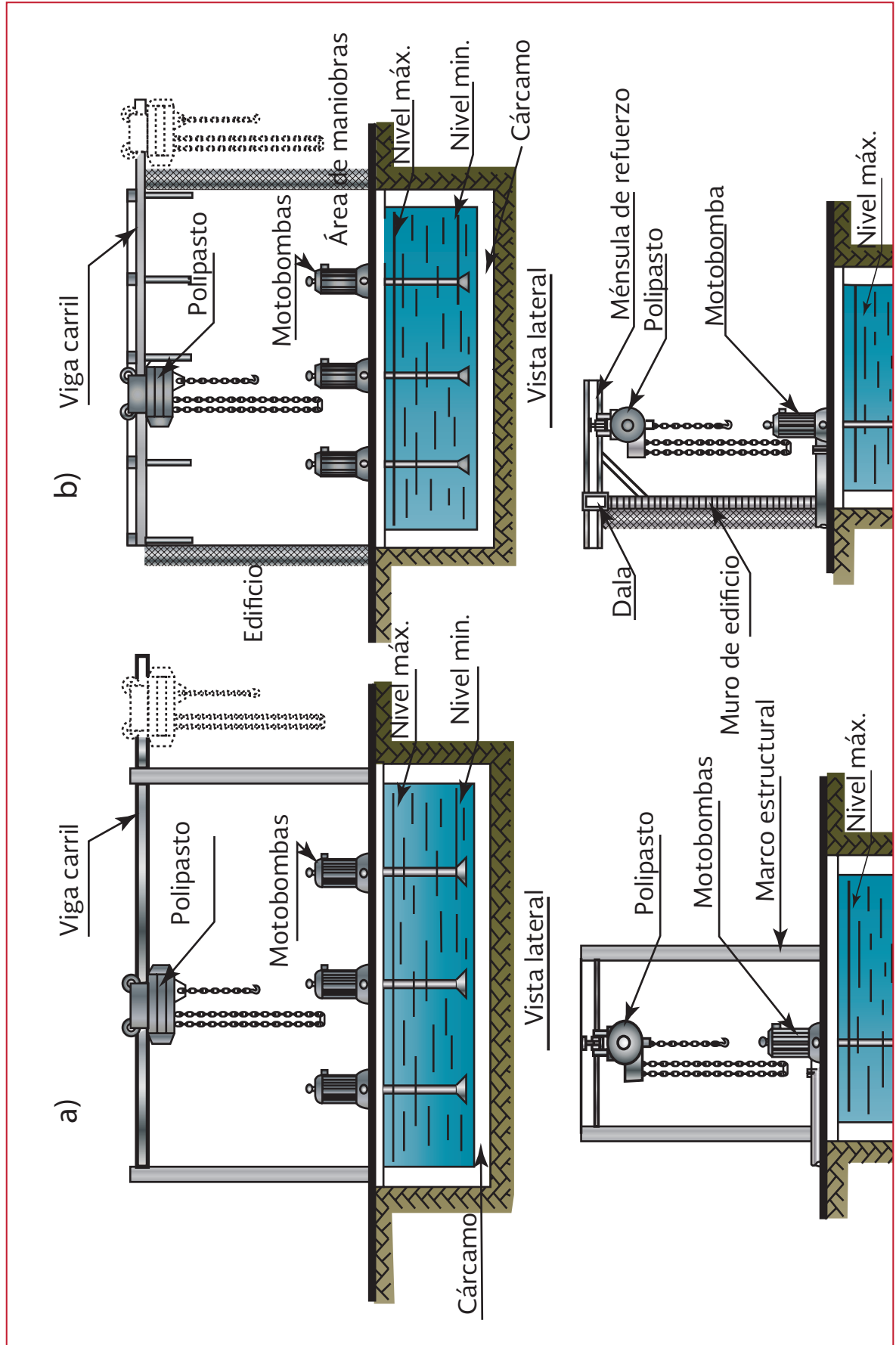
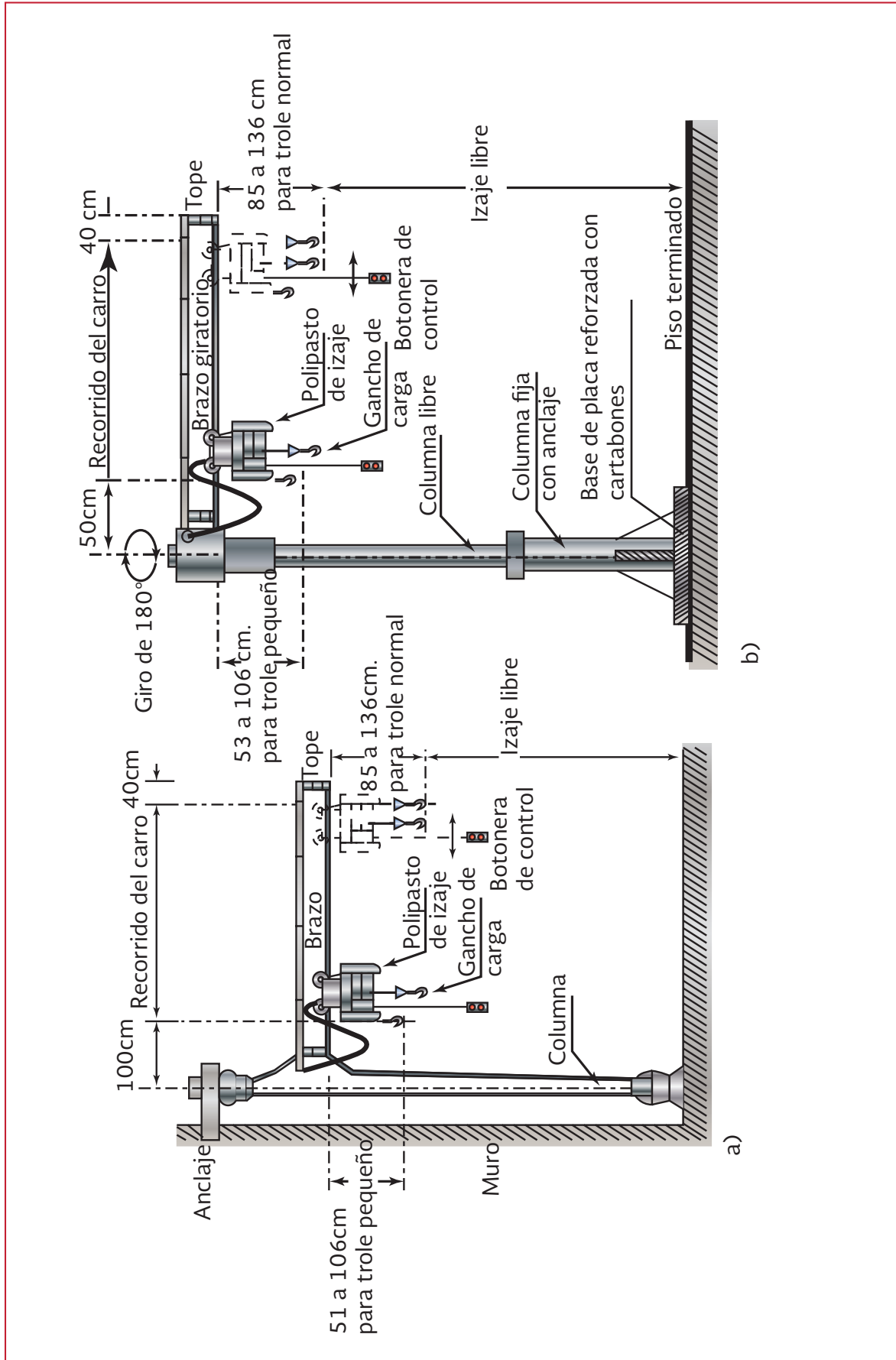


Ilustración 9.9 a) Grúa giratoria montada sobre muro. b) Grúa giratoria montada sobre columna libre



geros (menor de 100 kg), pueden ser transportados manualmente o también estar dentro del alcance del brazo de dicha grúa.

Para el rango de capacidades de carga que manejan estas grúas, el accionamiento para girar el brazo siempre será manual (por jalón).

Las grúas giratorias van montadas en columnas libres, que forman parte de la estructuración de la misma y que le permiten el movimiento radial. Cuando el brazo va directamente articulado a la columna, su movimiento radial queda limitado a menos de los 180°, defecto que suele eliminarse montando el brazo sobre rodillos de tal forma que pueda efectuar una revolución completa alrededor de la columna mencionada.

La columna libre sobre la que descansa el brazo de la grúa siempre será fija, y la forma de cimentarla se presenta comercialmente en dos variantes, esto es, embebida en un dado de cimentación a través de un encamisado o montada sobre una placa reforzada con cartabones, que a su vez va fija a la cimentación a través de pernos-anclas.

En plantas de bombeo la grúa giratoria de mayor uso es la que gira 360°, ya que esta no tiene ninguna restricción y su brazo puede dar cobertura a todos los equipos pesados, llevándolos a una

área de maniobras para su transporte a reparación y/o mantenimiento.

Este tipo de grúas son diseñadas con las características y capacidades de la Tabla 9.2.

9.2.2. CARROS PORTANTES (TROLES) Y SUS APLICACIONES

El carro portante del polipasto de izaje se distingue según su accionamiento, en carro con desplazamiento por rodillos (por jalón), por torno o por motor eléctrico, donde el polipasto puede ir sencillamente suspendido al carro portante o acoplado en forma fija al mismo (trolley hoist) Ver Ilustración 9.10.

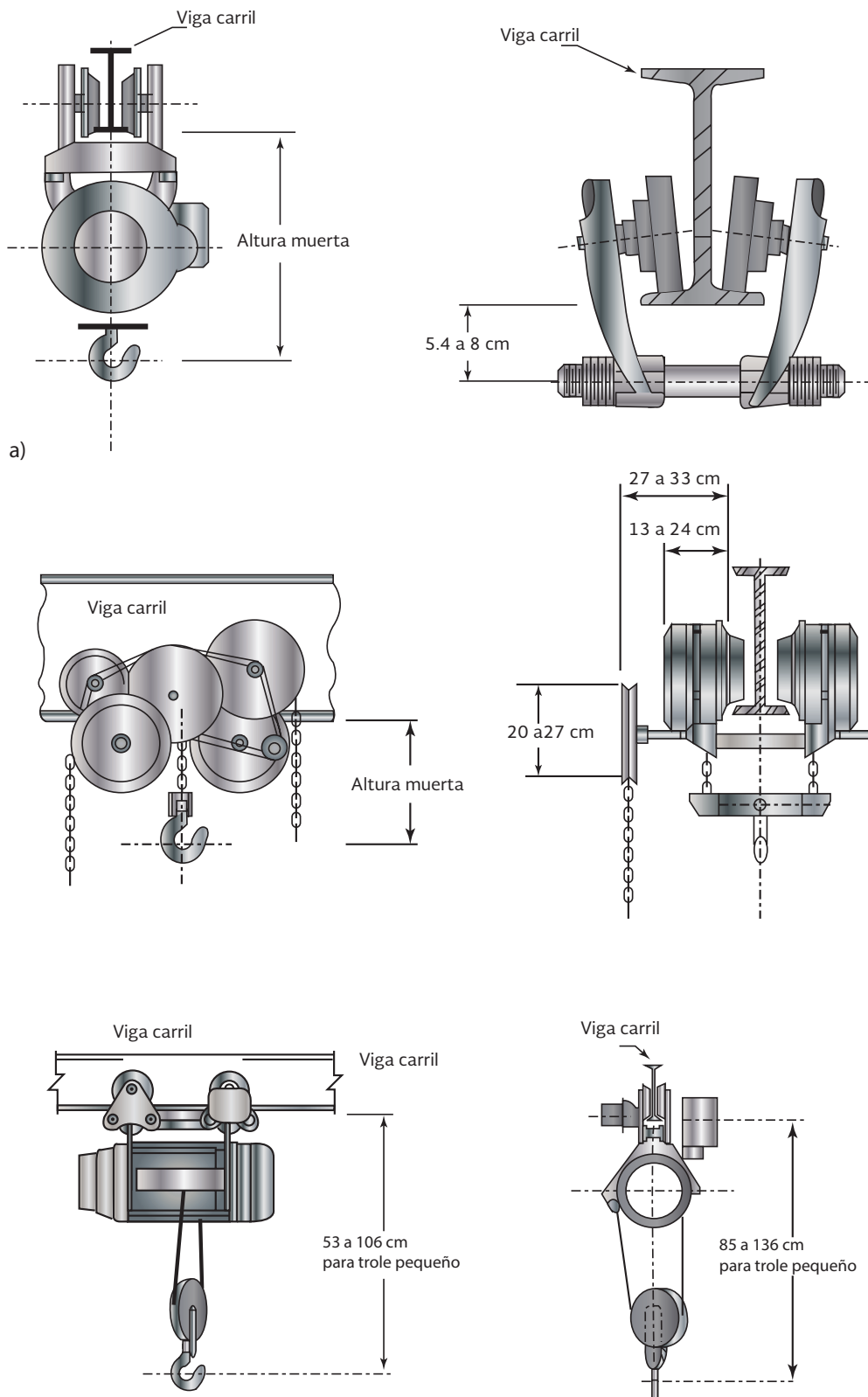
9.2.2.1. Carro con desplazamiento por rodillos (por jalón)

Se utiliza en grúas puente y aporticadas, sistemas monocarril y grúas giratorias, para capacidades de hasta 3 toneladas y alturas de izaje de 3 a 4 metros. Arriba de esta capacidad y alturas se dificulta su desplazamiento manual, por lo que se utiliza cualquiera de los dos siguientes arreglos. Ver Ilustración 9.10 a).

Tabla 9.2 Capacidad de carga y dimensiones entre apoyos y ángulos de movilidad

Tipo de grúa	Capacidad de carga (t)	Dimensiones entre apoyos (m)	Angulo de giro
Grúa giratoria montada sobre muro	0.5 a 6	De 6 a 8	180°
Grúa giratoria montada sobre columna libre	0.5 a 6	De 6 a 8	360°

Ilustración 9.10 a) Carro portante con desplazamiento, por rodillos (por jalón). b) Carro portante con desplazamiento, por torno. c) Carro portante con desplazamiento, por motor eléctrico



9.2.2.2. Carro con desplazamiento por torno

Se utiliza en grúas puente y aporticadas, sistemas monocarril y grúas giratorias (hasta 5 toneladas), para capacidades de hasta 10 toneladas y alturas de izaje de 3 a 4 metros. Ver Ilustración 9.10 b).

9.2.2.3. Carro con desplazamiento por motor eléctrico

Se utiliza en grúas puente y aporticadas monopuente, sistemas monocarril y grúas giratorias (hasta 5 toneladas), para capacidades de hasta 10 toneladas, sin restricción en la altura de izaje ya que su operación es por medio de una botonera de control colgante (estación de botones). Ver Ilustración 9.10 c).

El carro portante con desplazamiento por motor eléctrico siempre se utiliza en grúas puente y aporticadas, para capacidades mayores de 10 toneladas, sin restricción en la altura de izaje, ya que su operación también es por medio de una botonera de control colgante (estación de botones). Ver Ilustración 9.10 c).

Cuando se dice "sin restricción en la altura de izaje" significa, hasta donde el arreglo comercial y capacidad del tambor de enrollamiento de polipastos compactos o de malacate abierto permita el izaje.

En plantas de bombeo se pueden utilizar cualquiera de los carros portantes antes descritos, mientras se cumpla con los lineamientos y limitantes de uso que se recomiendan, esto para lograr una selección económica, tomando en cuenta que este equipo quedará casi ocioso, después del montaje inicial y puesta en operación de dicha planta.

9.2.3. POLIPASTOS Y SUS APLICACIONES

9.2.3.1. Polipasto de trinquete

Son aparejos de accionamiento manual (mediante trinquete o palanca de embrague), para tirar, tensar y elevar cargas de 2.5 a 5 toneladas, mediante cadena de acero. Se utilizan suspendidos de carros portantes con desplazamiento por rodillos (por jalón hasta 3 toneladas), por torno o por motor eléctrico, montados en grúas puente y aporticadas monopuente y bipuente, sistemas monocarril y grúas giratorias, útiles para alturas de izaje de 3 a 4 metros. Ver Ilustración 9.11 a).

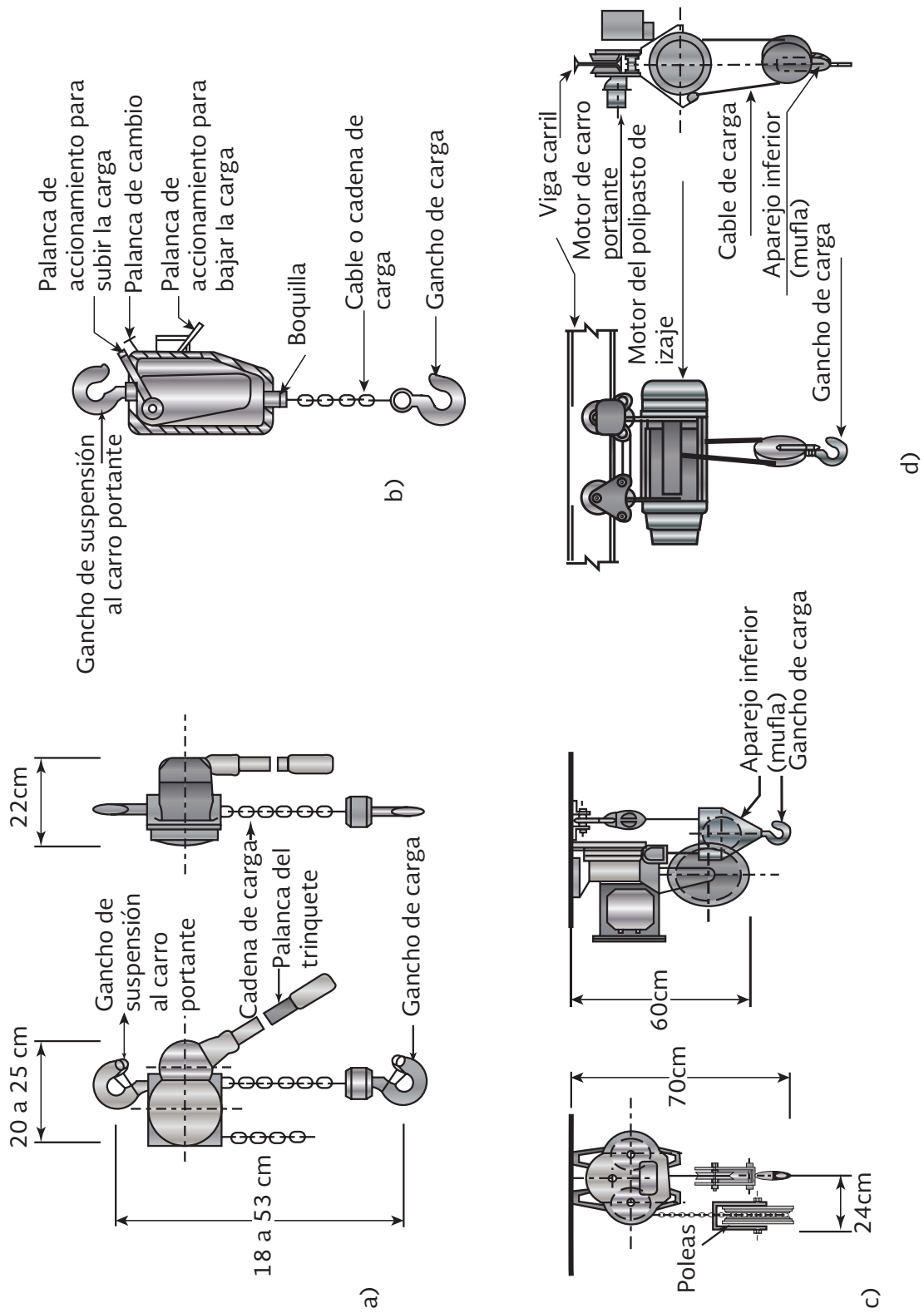
9.2.3.2. Polipasto de mordaza

Son aparejos de accionamiento manual, para tirar, tensar y elevar cargas de 0.75 a 6 toneladas, mediante cable de acero. Se utilizan suspendidos de carros portantes con desplazamiento por rodillos (por jalón hasta 3 toneladas), por torno o por motor eléctrico, montados en grúas viajeras y aporticadas monopuente y bipuente, sistemas monocarril y grúas giratorias (hasta 5 toneladas), útiles para alturas de izaje de 3 a 4 metros. Ver Ilustración 9.11 b).

9.2.3.3. Polipasto de torno

Son aparejos de accionamiento manual (con mecanismo de tornillo sinfín, polea diferencial o de engranajes), para tirar, tensar y elevar cargas de hasta 10 toneladas, mediante cadena de torno o cable de acero. Se utilizan suspendidos o acoplados a carros portantes con desplazamiento por rodillos (por jalón hasta 3 toneladas), por torno o por motor eléctrico, montados en grúas

Ilustración 9.11 a) Polipasto trinquete, b) Polipasto de mordaza, c) Polipasto de torno y d) Polipasto de motor



viajeras y aporticadas monopunte y bipunte, sistemas monocarril y grúas giratorias (hasta 5 toneladas), útiles para alturas de izaje de 3 a 4 metros. Ver Ilustración 9.11 c.

9.2.3.4. Polipasto de motor

Son aparejos de accionamiento por motor eléctrico, para tirar, tensar y elevar cargas mayores de 10 toneladas, mediante cadena o cable de acero. Los aparejos eléctricos de cable se construyen para elevar cargas desde 0.25 hasta 20 toneladas, para distintas alturas y velocidades de izaje; los de cadena se construyen para las mismas capacidades, pero para alturas y velocidades menores. Estos aparejos se utilizan normalmente acoplados a carros portantes con desplazamiento por rodillos (por jalón hasta 3 toneladas), por torno (hasta 10 toneladas) o por motor eléctrico, montados en grúas viajeras y aporticadas monopunte (hasta 10 toneladas) y bipunte (mayores de 10 toneladas), sistemas monocarril (hasta 10 toneladas) y grúas giratorias (hasta 5 toneladas), sin restricción en la altura de izaje. Ver Ilustración 9.11 d.

9.3. CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO

11

9.3.1. INSTALACIONES

El edificio o estructura en el que se va a instalar una grúa debe ser diseñado teniendo en consideración los siguientes puntos:

11 Fuente: CMAA (Crane Manufacturers Association of America) Specification #70, For Electric Overhead Traveling Cranes

La distancia desde el suelo hasta la obstrucción aérea más baja debe ser tal que permita la elevación requerida del gancho, más la altura del soporte del gancho en su posición más alta, más la elevación de la grúa, más el espacio libre por encima de esta. Además, debe considerarse la distancia que debe haber desde las instalaciones o equipos instalados en el edificio, hasta la parte baja de la mayor carga posible que pueda transportar la grúa, considerando que pueda desplazarse sin quedar obstruida.

Después de la determinación de la altura del edificio, basado en los factores anteriores, el puente de la grúa debe estar situado con la parte superior del riel a una distancia desde cualquier obstrucción hacia abajo, igual a la altura de la grúa más el claro que debe tener.

Al momento de diseñar la ubicación de la grúa debe tomarse en cuenta las luminarias, ductos, tuberías o cualquier otro objeto que se instale por debajo de la estructura, techo u armadura de soporte.

9.3.2. CLARO

Se dispondrá de un espacio libre mínimo de 10 centímetros entre el punto más alto de la grúa y la obstrucción aérea más baja. En los edificios con armaduras diente de sierra esta holgura debe aumentarse.

La distancia entre el extremo de la grúa y las columnas del edificio, soportes para el puente y otras obstrucciones laterales no deberá ser in-

ferior a 5 centímetros con grúa centrada en los rieles. Las tuberías, ductos, conductos, y toda instalación sobre muros y columnas no deben reducir esta holgura.

9.3.3. VIGA RIEL

El puente, las vigas rieles, las traveses y las piernas de grúas típicamente son suministradas por el fabricante, en función de las condiciones de operación. Las piernas, soportes y ménsulas para las grúas, deben ser diseñadas para adaptarse a la grúa específica a ser instalado.

Los rieles serán rectos, paralelos, nivelados y a la misma altura. La distancia, de centro a centro, y la elevación deberán estar dentro de las tolerancias indicadas en la Tabla 9.3.

Los rieles deben ser secciones IE estándar o cualquier otro perfil laminado comercial con especificaciones equivalentes y un tamaño adecuado para la instalación de la grúa y deben ser provistos de empalmes y sujetadores adecuados. La separación entre el riel y su apoyo no debe exceder de 1.58 mm (1/16 pulgadas). No se recomiendan los rieles flotantes.

Las traveses o vigas rieles se deben diseñar con una resistencia y rigidez tal, que evite una desviación lateral o vertical que sea perjudicial.

La desviación lateral no debe exceder $L_r/400$ considerando 10 por ciento de la carga de rueda máxima(s) sin momento de inercia vertical (VIF). La deflexión vertical no debe exceder $L_r/600$ basándose en la carga de rueda máxima(s) sin VIF. Donde L_r = longitud de la viga evaluada.

9.3.4. CONDUCTORES ELÉCTRICOS

Los conductores sobre el riel pueden ser de alambre de cobre desnudo o cables aislados de cobre, aluminio o acero. Los cuales deben cumplir con la aplicación particular y deberá ser instalados de acuerdo con el libro de *Cálculo, estudio y diseño de instalaciones eléctricas* del MAPAS y la NOM-001-SEDE, además de cumplir con todos los códigos aplicables.

Los conductores deberán estar resguardados de manera que las personas no puedan inadvertidamente tocar las piezas que estén energizadas. Los sistemas de conductores flexibles deberán ser diseñados e instalados de manera que se minimicen los efectos de la flexión y tensión del cable, así como la abrasión.

Los conductores deberán estar debidamente apoyados y alineados horizontalmente y verticalmente con la viga riel.

Los conductores deberán tener capacidad de corriente suficiente para la operación de la grúa o las grúas, cuando se operan con carga nominal. El conductor será seleccionado de conformidad con lo estipulado en el libro de *Selección de equipo y materiales electromecánicos* del MAPAS y el artículo 610 del National electrical code.

Los conductores eléctricos normalmente son suministrados e instalados por el fabricante.

9.3.5. CAPACIDAD NOMINAL

La capacidad nominal del puente debe ser especificado por el fabricante. Esta capacidad deberá

Tabla 9.3 Tolerancias permisibles para rieles

Elemento	Diagrama	Tolerancia	Máxima relación de cambio
Puente grúa Longitud (L)		$L \leq 15 \text{ m}$ $A = 4.76 \text{ mm}$ $15 \text{ m} < L \leq 30 \text{ m}$ $A = 1.58 \text{ mm}$ $30 \text{ m} < L$ $A = 9.52 \text{ mm}$	6.35 mm en 6 m
Alineación (B)		$B = 9.52 \text{ mm}$	6.35 mm en 6 m
Elevación (C)		$C = 9.52 \text{ mm}$	6.35 mm en 6 m
Elevación del riel (D)		$L \leq 15 \text{ m}$ $D = \pm 4.76 \text{ mm}$ $15 \text{ m} < L \leq 30 \text{ m}$ $D = \pm 6.35 \text{ mm}$ $30 \text{ m} < L$ $D = \pm 9.52 \text{ mm}$	6.35 mm en 6 m

Fuente: CMAA Specification #70, For Electric Overhead Traveling Cranes

estar marcada a cada lado del puente y deberá ser legible desde el piso de operaciones.

Los polipastos individuales tendrán su capacidad nominal marcada en su bloque inferior. Además, la capacidad debe estar indicada en el cuerpo del polipasto.

Al determinar la capacidad nominal de una grúa, todos los accesorios debajo del gancho, como barras de carga, los imanes, cucharas, etcétera, se incluirán como parte de la carga que se maneja.

9.3.6. ESFUERZOS DE DISEÑO

Los materiales deben ser seleccionados adecuadamente para las tensiones y ciclos de trabajo a los que están sometidos. Las piezas estructurales se diseñarán de acuerdo con los límites establecidos en la normatividad. Todos los demás elementos de carga deberán diseñarse de manera que los esfuerzos estáticos calculados en el material, basados en la capacidad nominal de la grúa, no superen el 20 por ciento de la resistencia nominal del material.

Esta limitación proporciona un margen en la resistencia para permitir variaciones en las propiedades de los materiales, la fabricación, las condiciones de operación, las simplificaciones de diseño. Pero bajo ninguna circunstancia esta condición cargar la grúa más allá de la capacidad nominal.

9.3.7. CONDICIONES GENERALES

Todos los elementos que conforman la grúa deberán ser diseñados y construidos de una manera cuidadosa y esmerada.

Para el diseño se deben considerar las condiciones de operación, accesibilidad, la intercambiabilidad y la durabilidad de las piezas.

Toda grúa que se utilice en el sector hídrico debe estar diseñada y construida de acuerdo con las especificaciones de:

- CMAA Specification #70, For Electric Overhead Traveling Cranes
- OSHA Section 1910.179, Overhead and Gantry Cranes
- ANSI/ASME 530.2, Safety Standard for Overhead and Gantry Cranes

9.4. CLASIFICACIÓN DE GRÚAS¹²

Las clases de servicio han sido establecidas de manera que se pueda elegir la grúa más económica para la instalación.

La clasificación del servicio de grúas está basado en el espectro de carga que refleja las condiciones reales de servicio de manera tan cercana como sea posible.

El espectro de la carga es un medio efectivo, que es distribuido uniformemente sobre una escala de probabilidades y es aplicada al equipo a una frecuencia especificada. La selección del componente de tamaño adecuado para la grúa para efectuar una función dada está determinada por las magnitudes variables de la carga y los ciclos de carga dados, los que pueden ser expresados en el factor de carga media efectiva.

$$k = \sqrt[3]{(W_1)^3 P_1 + (W_2)^3 P_2 + (W_3)^3 P_3 + \dots + (W_n)^3 P_n}$$

Ecuación 9.1

¹² Fuente: CMAA Specification #70, For Electric Overhead Traveling Cranes

donde:

- k = Factor de carga media efectiva (Únicamente para establecer la clase de servicio de la grúa)
- W = Magnitud de la carga; expresada como porcentaje de cada carga levantada a la capacidad nominal. Debe incluirse la operación sin carga levantada y el peso de cualquier aparato adjunto
- P = La probabilidad de la carga; expresada como porcentaje de los ciclos bajo cada condición de magnitud de carga a los ciclos totales. La suma total de las probabilidades de carga, debe igualar 1.0

Todas las clases de grúas son afectadas por las condiciones de operación, por lo tanto, para propósitos de clasificación, se asume que la grúa estará operando a temperatura ambiente normal -17.8° a 40°C y en condiciones atmosféricas normales (libre de polvo, humedad y humos corrosivos en exceso).

Las grúas pueden estar clasificadas en grupos de carga, de acuerdo a las condiciones de servicio desde las condiciones más severas de carga. Las partes individuales que están claramente separadas del resto, o que forman una unidad estructural de una sola pieza, pueden ser clasificadas en diferentes grupos de carga si se conocen las condiciones de servicio en su totalidad.

Clase A (servicio detenido o infrecuente)

Esta clase de servicio cubre las grúas que pueden ser usadas en instalaciones tales como centrales eléctricas, servicios públicos, salas de turbinas, salas de motores y estaciones transformadoras,

donde se requiere de una manipulación precisa del equipo a bajas velocidades con largos períodos sin operación. La capacidad nominal de diseño puede ser para la instalación inicial del equipos y el mantenimiento poco frecuente.

Clase B (servicio liviano)

Este servicio cubre las grúas que pueden ser usadas en talleres de reparación, operaciones de montaje liviano, servicio de edificios, bodegas, donde los requerimientos de servicio son livianos y la velocidad es lenta. Las cargas pueden variar desde sin carga a cargas nominales totales ocasionales, con dos a cinco operaciones por hora, promediando 3 metros por levante.

Clase C (servicio moderado)

Este servicio cubre las grúas que pueden ser usadas en talleres de tornos o salas de máquinas de molinos de papel, etc., donde los requerimientos de servicio son moderados. En este tipo de servicio la grúa puede manipular cargas que promedien un 50 por ciento de la capacidad nominal con 5 a 10 operaciones por hora, promediando 4.6 metros, sin exceder el 50 por ciento del levante a capacidad nominal.

Clase D (servicio pesado)

Este servicio cubre las grúas que pueden ser usadas en talleres de máquinas pesadas, fundiciones, plantas de fabricación, bodegas de acero, patios de contenedores, molinos de madera, etc., y operaciones estándares de trabajo con canasta e imán donde se requiere una producción de trabajo pesado. En este tipo de servicio, las cargas que se aproximan al 50 por ciento de la capacidad nominal serán manipuladas en forma constante durante el período de trabajo, con altas

velocidades y con 10 a 20 operaciones por hora, promediando 4.6 metros, sin exceder el 65 por ciento de los levantes a capacidad nominal.

Clase E (servicio severo)

Este tipo de servicio requiere de una grúa capaz de manipular cargas que se aproximan a la capacidad nominal a través de toda su vida. Las aplicaciones pueden incluir grúas con imán, canasta o una combinación de imán/canasta, para patios de desechos, molinos de cemento, molinos de madera, plantas fertilizantes, manipulación de contenedores, etc., con veinte o más operaciones por hora, cercanas a la capacidad nominal.

Clase f (servicio severo continuo)

Este tipo de grúa debe ser capaz de manipular cargas que se aproximan a la capacidad nominal en forma continua bajo condiciones de servicio severas a lo largo de toda su vida. Estas grúas pueden proveer la más alta confiabilidad con atención especial para facilitar las características de mantenimiento.

Clase de servicio de grúa en términos de clase de carga y ciclos de carga

La definición de CMAA para la clase de servicio de grúas en términos de clase de carga y ciclos de carga, se muestra en la Tabla 9.4.

Tabla 9.4 Definición de CMAA para clase de servicio de grúas en términos de clase de carga y ciclos de carga

Clase se carga	Ciclos de carga				K= Factor de carga media efectiva
	N1	N2	N3	N4	
L1	A	B	C	D	0.35 - 0.53
L2	B	C	D	E	0.53 - 0.67
L3	C	D	E	F	0.671 - 0.85
L4	D	E	F	F	0.851 - 1
	Uso irregular, ocasional seguido por largos períodos sin operación	Uso regular con operación intermitente	Uso regular con operación continua	Uso regular con operación severa continua	
Clases de carga:					
L1	Grúas que levantan la carga nominal en forma excepcional y, normalmente, cargas muy livianas				
L2	Grúas que raramente levantan la carga nominal y las cargas normales son de alrededor de 1/3 de la carga nominal				
L3	Grúas que levantan la carga nominal con bastante frecuencia y en forma normal, las cargas son entre 1/3 y 2/3 de la carga nominal				
L4	Grúas que regularmente son cargadas a cerca de la carga nominal				
Ciclos de carga/vida de la grúa:					
N1	20 000 a 100 000 ciclos				
N2	100 000 a 500 000 ciclos				
N3	500 000 a 2,000 000 ciclos				
N4	Sobre 2 000,000 de ciclos				

Fuente: CMAA (Crane Manufacturers Association of America) Specification #70, For Electric Overhead Traveling Cranes

9.5. DISEÑO MECÁNICO DE GRÚAS Y POLIPASTOS¹³

9.5.1. CARGA EFECTIVA

Con el fin de facilitar una medida de la durabilidad, se utilizarán los factores de carga y de servicio para determinar la carga efectiva media en una clasificación de servicio para los componentes mecánicos.

El factor de carga media efectiva mecánica K_w se establecerá mediante el uso de la Ecuación 9.2.

$$K_w = \frac{2(Carga_{max}) + Carga_{min}}{2(Carga_{max})}$$

Ecuación 9.2

13 Fuente: CMAA Specification #70, For Electric Overhead Traveling Cranes

La carga máxima se establecerá mediante el uso de la carga nominal y cargas muertas aplicables, las cuales deben posicionarse en el sitio que generen la reacción máxima.

No se considera el VIF. La carga mínima que se utiliza se establece por la carga muerta del puente y el carro sin carga.

Para el diseño de durabilidad de engranajes y cojinetes se utilizan el factor de carga K_w , con el cual se convierten las cargas máximas en cargas medias efectivas con la Ecuación 9.3.

$$Carga_{media\ efectiva} = K_w (Carga_{max})$$

Ecuación 9.3

El factor de carga para el diseño de la maquinaria de elevación, K_{wh} , se establece con la Ecuación 9.4:

$$K_{wh} = \frac{2(Clasificación\ de\ carga) + 3(Peso\ del\ bloque\ inferior)}{3(Clasificación\ de\ carga) + (Peso\ del\ bloque\ inferior)}$$

Ecuación 9.4

Si los bloques inferiores pesan menos de 2 por ciento de la capacidad nominal, pueden ser ignorados por lo que $k_{wh} = 0.667$

$$K_{wt} = \frac{2(Carga\ designada) + 3(peso\ del\ carro)}{3(Carga\ designada + peso\ del\ carro)}$$

Ecuación 9.5

El factor de carga para el diseño de la maquinaria de accionamiento del carro, K_{wt} , se establece mediante la Ecuación 9.5.

El factor de carga, para el diseño de la maquinaria de accionamiento puente, K_{wb} , se establece por la Ecuación 9.6.

$$K_{wb} = \frac{2(Carga\ designada) + 3(peso\ del\ carro + peso\ del\ puente)}{3(Carga\ designada + peso\ del\ carro + peso\ del\ puente)}$$

Ecuación 9.6

El factor C_d , para la maquinaria de servicio se presenta en la Tabla 9.5 y depende de la clase de servicio de la grúa y se utiliza para determinar la durabilidad del engranaje.

Tabla 9.5 Factor para la maquinaria de servicio

Clase de servicio	A	B	C	D	E	F
Cd	0.64	0.72	0.80	0.90	1.0	1.16

9.5.2. BLOQUE DE CARGA

El marco de carga debe ser construido de acero. Se debe tener cuidado para minimizar los cambios en la geometría que puedan causar concentraciones de esfuerzos. El marco se debe diseñar para la carga nominal. Los esfuerzos bajo esta condición no deben ser mayores al 20 por ciento de la resistencia última del material utilizado. Cuando existan concentraciones de esfuerzos, el esfuerzo calculado debe amplificarse por el factor de amplificación apropiado. Se puede utilizar otro material, siempre que sea apto para el servicio; siempre que las partes sean proporcionadas por el fabricante y que cumplan con las condiciones de diseño de forma adecuada.

El gancho será de acero laminado, acero forjado o un material que cumpla con las condiciones de operación y servicio. El gancho deberá ser diseñado en base a la carga nominal. Los esfuerzos se calcularán en dos posibles condiciones:

- Como viga recta, en este caso, los esfuerzos calculados no deben exceder del 20 por ciento de la resistencia última del material
- Como viga curva, para esta condición, los esfuerzos calculados no deben exceder

del 33 por ciento de la resistencia última del material

- Falla plástica, los esfuerzos combinados no deben exceder del 20 por ciento del esfuerzo producido por la carga de falla que se obtiene por ensayos o por los establecidos por el fabricante del material

El gancho debe girar libremente y ser apoyado en un cojinete. El cable y demás dispositivos de elevación asociados al gancho se diseñarán teniendo en cuenta la carga nominal y no superará el 20 por ciento de la resistencia del material ver Ilustración 9.12.

En las uniones y conexiones, el esfuerzo se debe afectar por un factor de amplificación adecuado.

Ilustración 9.12 Bloque de carga con gancho



9.5.3. DISPOSITIVO DE LÍMITE SOBRECARGA

Un dispositivo limitador de sobrecarga normalmente sólo se proporciona cuando se especifica. Éste es un dispositivo de emergencia destinado a permitir que la grúa o el polipasto para levantar una carga suspendida libremente dentro de su capacidad nominal, pero impide el levantamiento de una sobrecarga que podría causar un daño permanente a cualquier elemento de la grúa.

De acuerdo con el uso destinado para la grúa, se puede calibrar los dispositivos de emergencia para algunas condiciones como: la aceleración de las cargas, el tipo y longitud de traslado, además de una carga mayor de la carga nominal.

El dispositivo de sobrecarga se acciona únicamente por las sobrecargas al levantar una carga suspendida libremente en el gancho. Por tanto no se puede confiar en un dispositivo de sobrecarga para desactivar el equipo bajo condiciones tales como (pero no limitado a), que la carga se atore con algún elemento de la grúa u otro equipo del sitio, la ruptura o caída de una carga, cargas inducidas en el sistema de elevación.

PRECAUCION:

Si el dispositivo de límite de sobrecarga está conectado en el circuito de control de elevación, no va a prevenir el daño al polipasto, carro, o grúa; o también si sobrecargas excesivas se inducen en el sistema de elevación, cuando el mecanismo no esté operando o se encuentre en modo estático.

9.5.4. CABLES DE ELEVACIÓN

Los cables deberán ser diseñados y construidos para carga nominal más el peso del bloque de carga, dividido por el número de partes del cable y no deberán superar el 20 por ciento de la resistencia a la ruptura. Puede utilizarse acero extrafuerte o cuerda con centro de alambre. El cable a utilizar será de acuerdo con las especificaciones del fabricante de la grúa.

Deberá considerarse las condiciones atmosféricas en la selección del material del cable.

9.5.4.1. Ángulo de esviaje del cable

Ángulo de desviación de la cuerda en las poleas debe limitarse a 4 grados 45 minutos, como se muestra en la Ilustración 9.13.

El ángulo de desviación de la cuerda por los tambores debe limitarse a 4 grados, tal como se muestra en la Ilustración 9.14.

Ilustración 9.13 Ángulo de desviación de la cuerda en las poleas

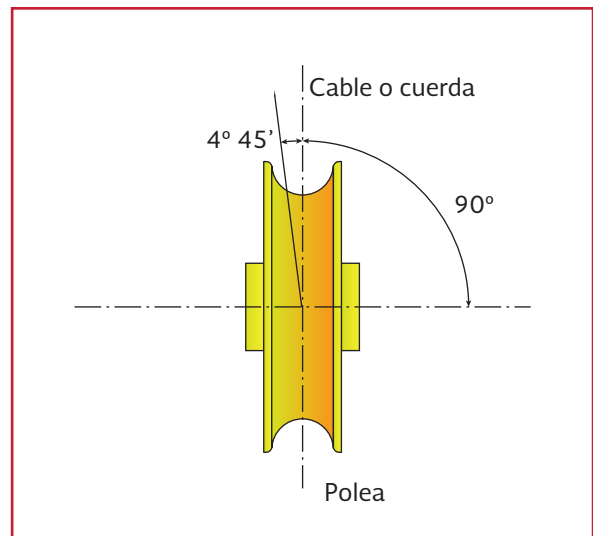
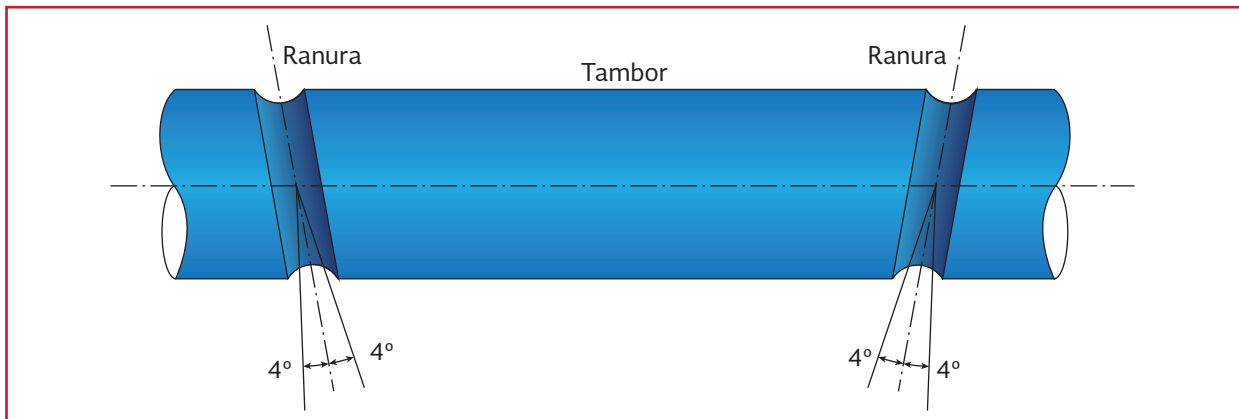


Ilustración 9.14 El ángulo de desviación de la cuerda por los tambores



La CMAA recomienda que, para aumentar la vida útil del cable y disminuir los periodos de mantenimiento se considere:

- Una alta relación de diámetros de la polea y el tambor con respecto al diámetro del cable
- Reducir al mínimo el número de vueltas del cable
- Evitar, en lo posible, las curvas inversas del cable
- Minimizar los ángulos del tambor a la polea y de polea a polea

9.5.5. POLEAS

La polea debe ser de acero grado A48, de hierro fundido clase 40 o de otros materiales adecuados según lo especificado por el fabricante de la grúa ver Ilustración 9.15.

La Tabla 9.6 es una guía para la selección del diámetro de las poleas en función del diámetro del cable. Considérese que poleas pequeñas pueden causar un aumento en el mantenimiento de la cuerda.

Tabla 9.6 Guía para selección de diámetro mínimo de la polea en función del diámetro de la cuerda o cable

Clase (CMAA)	Diámetro de polea (veces el diámetro de la cuerda)	
	Clase de cuerda	
	6 x 37	6 x 19
A y B	16	20
C	18	24
D	20	24
E	24	30
F	30	30

El diámetro de paso de la polea no debe ser menos de la mitad del diámetro de las poleas en ejecución, y también deben ser mayores de 12 veces el diámetro de la cuerda cuando se utiliza una cuerda clase 6 x 37, o 15 veces el diámetro de la cuerda clase 6 x 19.

Ilustración 9.15 Poleas para grúa



9.5.6. TAMBOR

El tambor deberá estar diseñado para soportar todas las cargas combinadas, incluyendo aplastamiento o pandeo, flexión, torsión y cortante, con la consideración de los esfuerzos generados y la fatiga del material ver Ilustración 9.16.

El material del tambor será el especificado por el fabricante de la grúa. Los tambores de hierro fundido serán de acero grado A48 o similar. Para acero fundido debe considerarse clase A27 o similar. Los tambores de acero estructural serán de clase A36 o similar.

El tambor se diseñará de modo que cuando el gancho este en su posición más baja, se mantendrán en cada anclaje al menos dos vueltas del cable de elevación, a menos que se proporcione un dispositivo de límite inferior, en cuyo caso

debe haber al menos una vuelta. Sin superposición de la cuerda se permitirá cuando el gancho está en su punto más alto.

La Tabla 9.7 es una guía para diámetro de paso mínimo de tambores. Considérese que los tambores más pequeños pueden causar un aumento en el mantenimiento de la cuerda.

Tabla 9.7 Guía para selección de diámetro mínimo del tambor en función del diámetro de la cuerda o cable

Clase (CMAA)	Diámetro del tambor (veces el diámetro de la cuerda)	
	Clase de cuerda	
	6 x 37	6 x 19
A y B	16	20
C	18	24
D	20	24
E	24	30
F	30	30

Ilustración 9.16 Tambor para grúa



9.5.7. RODAMIENTOS

El tipo de rodamiento será el especificado por el fabricante de la grúa.

Se deberán utilizar cojinetes antifricción que deberán cumplir con una vida útil, de acuerdo con la Tabla 9.8.

Tabla 9.8 Vida útil de cojinetes

Clase (CMAA)	Horas de vida
A	1 250
B	2 500
C	5 000
D	10 000
E	20 000
F	40 000

Todos los rodamientos deberán estar provistos de lubricación o medios de lubricación adecuada. Teniendo almacenamiento adecuado para evitar suciedad y evitar fugas de aceite o grasa.

9.5.8. FRENOS

9.5.8.1. Frenos del montacargas fijos

Cada unidad de elevación independiente de una grúa deberá estar equipado con al menos un freno de mantenimiento. Este freno se aplicará directamente al eje del motor o algún otro eje en el tren de engranajes del polipasto.

Los frenos de mantenimiento tendrán capacidades mínimas específicas, como un porcentaje del par generado por la carga nominal de elevación, en el punto de retención del freno, de acuerdo con lo siguiente:

125 por ciento cuando se utiliza con un control de frenado que no sea mecánico

100 por ciento cuando se utilizan medios de frenado de control mecánico

100 por ciento por cada freno de mantenimiento si se proporcionan dos frenos de retención

Frenos del montacargas tendrán capacidad térmica para la frecuencia de operación requerida por el servicio.

Los frenos de retención deberán estar provisto de medios para compensar el desgaste por operación.

9.5.8.2. Control de descenso

Cada unidad de elevación independiente de una grúa deberá estar equipados con medios de control de frenado para controlar las velocidades de descenso.

El control de frenado puede ser mecánico, hidráulico, neumático o eléctrico. Todos los métodos deben ser capaces de mantener velocidades de descenso controladas. Los medios de frenado regenerativo se pueden utilizar si el freno de retención está diseñado para cumplir con el requisito adicional de retardar el descenso de la carga, después de retirar la energía.

El control de descenso deberá estar provisto de medios para compensar el desgaste por operación.

9.5.8.3. Frenos de la trole

Cuando se especifique que la trole sea dotada de un sistema de frenado este debe ser accionamiento mecánicamente. Este elemento deberá tener

capacidad de par para detener el movimiento de la trole a poca distancia, equivalente al 10 por ciento de la velocidad, cuando se viaja a la velocidad y carga nominal ver Ilustración 9.15.

Cuando se requieran frenos en el carro, estos tendrán la capacidad térmica para la frecuencia de operación requerida por el servicio.

El freno del carro, debe tener un par de al menos 50 por ciento del par nominal del motor y se puede utilizar para mantener el carro en una posición deseada en el puente y para evitar el movimiento cuando la grúa esta fuera de operación.

Los requisitos mínimos para los frenos del carro se pueden consultar en la norma B30.2 ANSI/ASME.

Ilustración 9.17 Trole para grúa



9.5.8.4. Frenos del puente

En grúas viajeras se requerirá un freno en el puente que tenga la capacidad para detener el movimiento del puente a una distancia igual al 10 por ciento de la velocidad de carga nominal, cuando se viaja a la velocidad nominal con carga nominal.

El freno debe tener un par motor de al menos 50 por ciento del par nominal del motor.

9.5.9. MOTOR PARA PUENTE

Los motores para el puente consistirán pueden tener alguna de las siguientes configuraciones (ver Ilustración 9.18).

- A-1. El motor está situado cerca del centro del puente y se conecta a una unidad de reducción de engranajes autónomo situado cerca del centro del puente. A la salida de la reducción de engranajes se puede conectar directamente los ejes de las ruedas del carro por medio de acoplamientos adecuados
- A-2. El motor está conectado a una unidad de reducción de engranajes autónomo situado cerca del centro del puente. Las ruedas del carro serán empujadas a través de engranajes en sus ejes y con piñones montados en las secciones extremas del eje transversal. Las secciones extremas del eje transversal deberán estar conectadas mediante acoplamientos adecuados
- A-3. El motor está situado en el centro del puente y se conecta por medio de un eje transversal a las unidades de reducción de engranajes con acoplamientos adecuados. Las unidades de reducción de engranajes autónomos situados cerca de cada extremo del puente se conectan de forma directa a la extensión del eje de la rueda por medio de acoplamientos adecuados

A-4. Los motores están situados cerca de cada extremo del puente de forma independiente. Los motores deberán estar conectados a las unidades de reducción de engranajes autónomos. Las unidades de reducción de engranajes se acoplan a las ruedas a través de cualquiera de los ejes directamente montados en el extremo del eje de la rueda. Otra variación de esta unidad sería localizar los motores cerca de cada extremo del puente sin ejes de par. Los motores serán conectados a cajas de cambio de velocidad que impulsarán las ruedas

A 5. El motor está situado cerca del centro del puente y se conecta a una unidad de reducción de engranajes autónomo situado cerca del centro del puente. Esta unidad de reducción estará conectado mediante un eje transversal que esta acoplado a las unidades de reducción de engranajes autónomos situados cerca de cada extremo de la grúa, y estos a su vez conectado a ejes de las ruedas del carro con acoplamientos adecuados

A-6. Los motores están situados cerca de cada extremo del puente y se conectan con un eje de torsión. Por el lado de accionamiento, los motores deberán estar conectados a las uni-

dades de reducción de engranajes autónomos mediante acoplamientos adecuados. La salida de las unidades de reducción de engranaje se debe conectar directamente al eje de la rueda del camión por medio de ejes y acoplamientos adecuados

9.5.10. ACOPLAMIENTOS

Los acoplamientos deberán ser de acero Grado A48 como mínimo o de hierro fundido de clase 40 o similar, según lo especificado por el fabricante de la grúa.

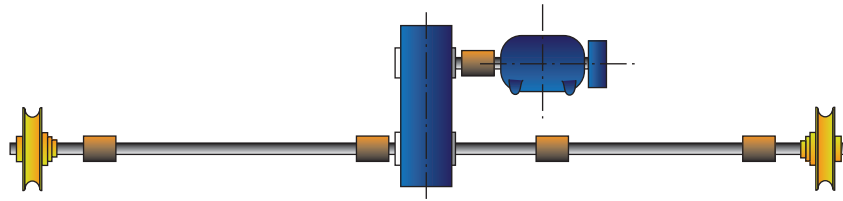
Los acoplamientos del motor serán los especificados por el fabricante de la grúa.

9.5.11. RUEDAS

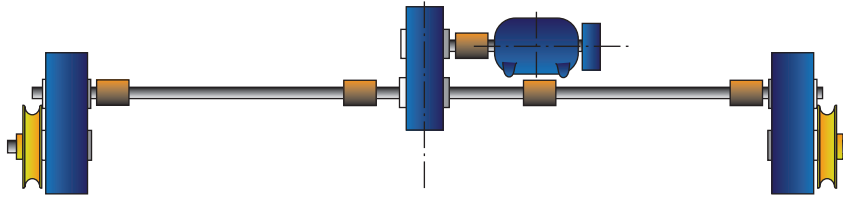
Las ruedas estarán diseñados para soportar la carga máxima en condiciones normales y sin desgaste excesivo. La carga máxima a la que se someterá la rueda, producto de la carga nominal en la posición que genera la reacción máxima, no incluyendo VIF.

El claro entre la rueda y la parte alta del carril debe estar entre $\frac{3}{4}$ y una pulgada. Ruedas de rodadura cónicas pueden tener un claro de 150 por ciento del claro previsto para ruedas de rodadura rectas.

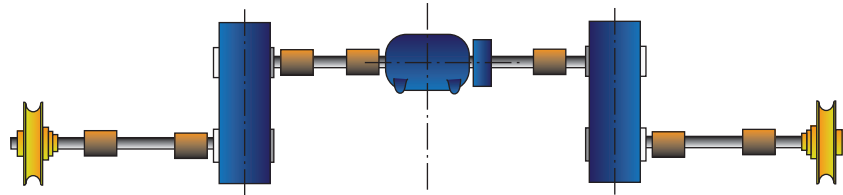
Ilustración 9.18 Arreglos para motores del puente



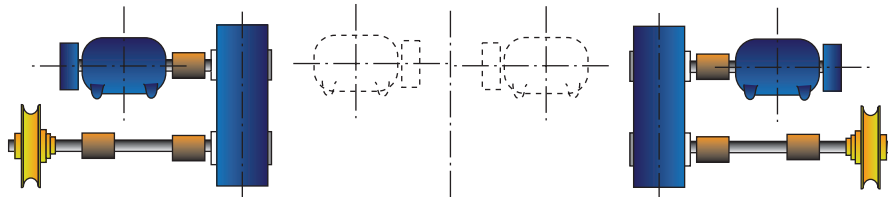
A - 1



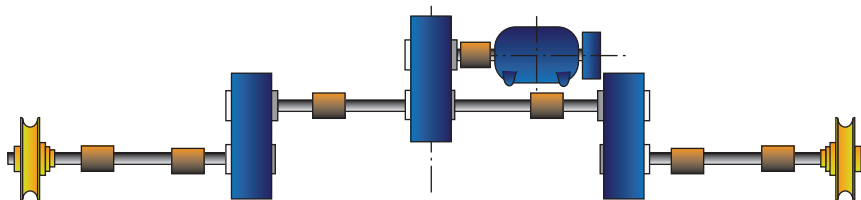
A - 2



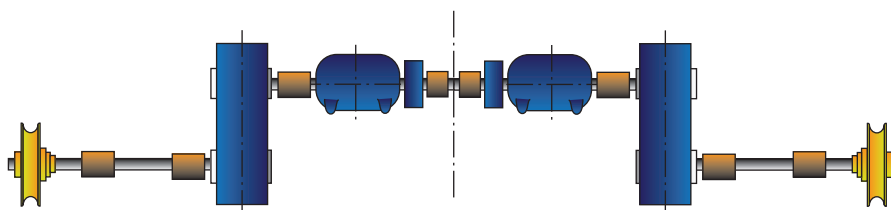
A - 3



A - 4



A - 5



A - 6

9.5.12. TOPES

Paragolpes del puente. Una grúa deberá estar provista de topes u otros medios que proporcionan el efecto equivalente, a menos que la grúa tiene una alta tasa de desaceleración, no se opere cerca de los extremos del puente, o este restringido a una distancia de la operación tal que no haya peligro de golpear cualquier objeto en esta área limitada. Estos topes, cuando se usan, deberán tener las siguientes características mínimas:

Tener la capacidad de absorción de energía (o disipación) para detener la grúa cuando se viaja (con motor apagado) en cualquier dirección a una velocidad de al menos 40 por ciento de la velocidad nominal de carga.

Ser capaz de detener la grúa (no incluyendo el bloque de carga y carga levantada) a una velocidad de desaceleración no exceda de un promedio de 1 m/s cuando se viaja (con motor apagado) en cualquier dirección en el 20 por ciento de la velocidad nominal de carga.

Estar sujeta de tal manera que no se generen esfuerzos cortantes en sus pernos de sujeción.

Deberán ser diseñados e instalados para minimizar la caída de las piezas de la grúa en caso de rotura o aflojamiento de las uniones atornilladas.

Para apoyar el proceso de diseño y selección de la grúa se recomienda utilizar el formato de la Tabla 9.10, considerando las velocidades presentadas en la Tabla 9.9.

Tabla 9.9 Velocidades de funcionamiento sugerida en (m/min) para grúas controladas desde el piso

Capacidad en (Ton)	Izaje			Carro			Puente		
	Lento	Medio	Rápido	Lento	Medio	Rápido	Lento	Medio	Rápido
3	4.27	10.67	13.72	15.24	24.38	38.10	15.24	35.05	53.34
5	4.27	8.23	12.19	15.24	24.38	38.10	15.24	35.05	53.34
7.5	3.96	8.23	11.58	15.24	24.38	38.10	15.24	35.05	53.34
10	3.96	6.40	10.67	15.24	24.38	38.10	15.24	35.05	53.34
15	3.96	5.79	9.45	15.24	24.38	38.10	15.24	35.05	53.34
20	3.05	5.18	9.14	15.24	24.38	38.10	15.24	35.05	53.34
25	2.44	4.27	8.84	15.24	24.38	38.10	15.24	35.05	53.34
30	2.13	4.27	8.53	15.24	24.38	38.10	15.24	35.05	45.72
35	2.13	3.66	7.62	15.24	24.38	38.10	15.24	35.05	45.72
40	2.13	3.66	7.62	12.19	21.34	30.48	12.19	30.48	45.72
50	1.52	3.35	6.10	12.19	21.34	30.48	12.19	30.48	45.72
60	1.52	2.74	5.49	12.19	21.34	30.48	12.19	22.86	38.10
75	1.22	2.74	4.57	12.19	21.34	30.48	9.14	22.86	38.10
100	1.22	2.44	3.96	9.14	18.29	24.38	7.62	15.24	30.48
150	0.91	1.83	3.35	7.62	18.29	24.38	7.62	15.24	30.48

Nota: Considerar que se debe dar a la longitud de la pista para la velocidad de puente, lapso de puente para la velocidad del carro, viajar distancia media, y las características manchar requerido

Tabla 9.10 Formato para selección de grúa (continuación)

16	Tipo de motor								
17	Describir si el cableado requiere características especiales								
18	Tipo del conductor en el puente								
19	Tipo de conductor en el puente		Aislado		MFR		Alambres desnudos		Barras
20	Lista de equipo o accesorios especiales								
21	Para grúas especiales con varios ganchos o carro u otros requisitos únicos, proporcionar información detallada sobre el espaciamiento de gancho, la orientación, la capacidad, y la capacidad total del puente.								
22	Dibujo del edificio o área de trabajo completo, indicando cualquier obstrucción que pueden interferir con la grúa, incluyendo las condiciones de espaciamiento debajo de las vigas o en puente								

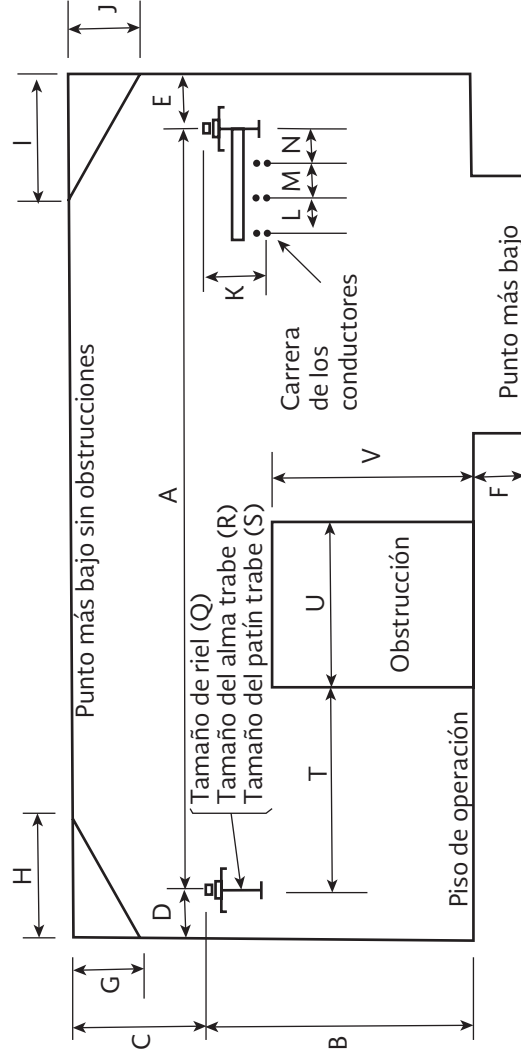
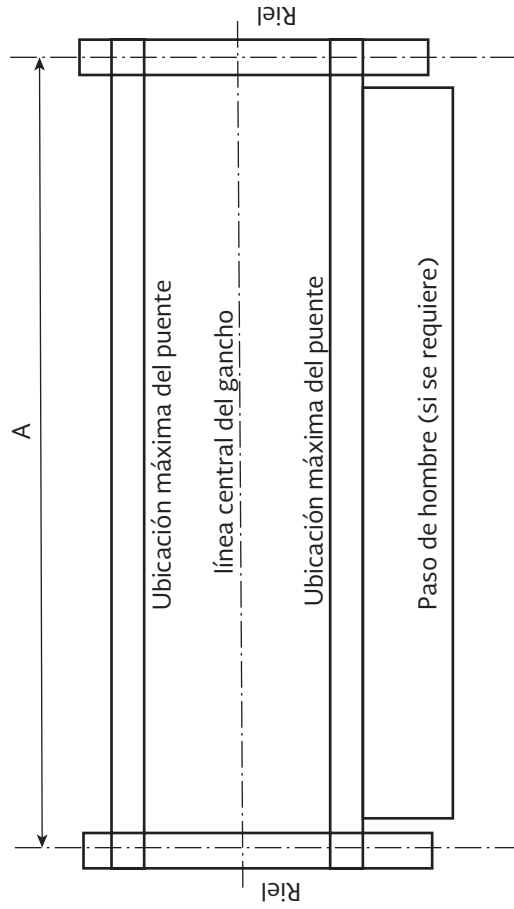
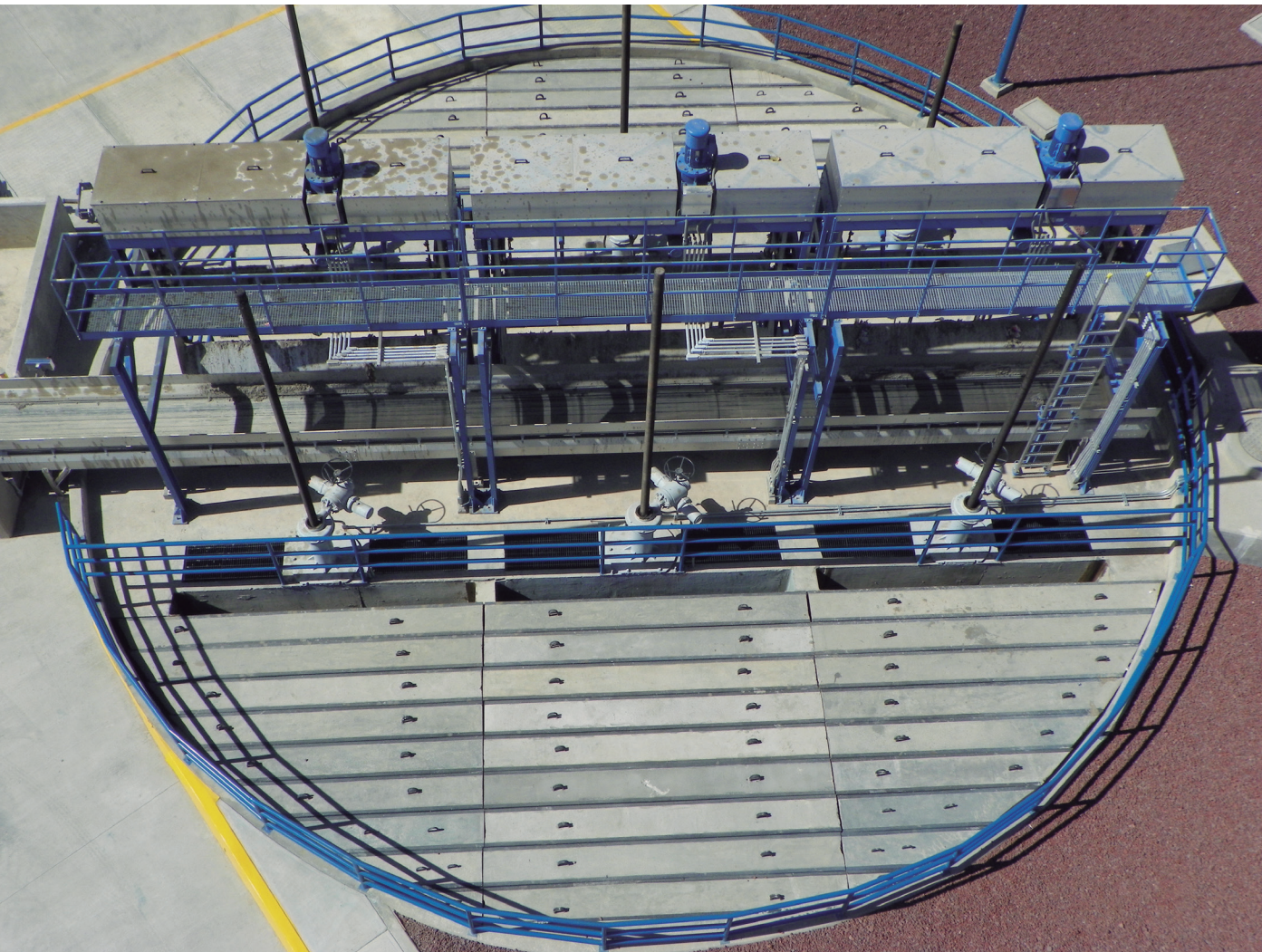


Tabla 9.10 Formato para selección de grúa (continuación)

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	V

Incluya el norte, la ubicación de la cabina o control de piso, la localización relativa del gancho principal y auxiliar el recorrido del cableado, etcétera





10

EJEMPLOS

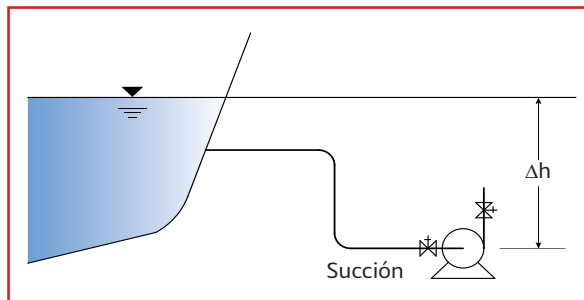
10.1. EJEMPLO 1

Determine la mínima diferencia de elevaciones entre el almacenamiento y la bomba, tal que no se presente cavitación. La temperatura promedio de agua es $T=20^\circ$ y la altitud es de 2 000 msnm. En el tramo de succión, para calcular la pérdida h_s , sólo considere pérdidas por fricción, entrada, dos codos, y la válvula. La siguiente tabla e Ilustración 10.1 muestra los datos del conducto de succión:

D (in)	D (m)	A (m ²)	f	L (m)	ke entrada	kc codo	kv válvula
60	1.524	1.824	0.015	400	0.5	0.2	5.5

La bomba que se empleará tiene las curvas características de fabricante. Considere dos condiciones de operación, $Q=2.78$ m³/s y $Q=3.2$ m³/s.

Ilustración 10.1 Ejemplo 1



Solución

En este caso el fabricante proporciona la curva de la carga de succión positiva neta realmente requerida o necesaria NPSHR, por lo que, se emplea la siguiente ecuación, en la que al despejar Δh se tiene:

$$\Delta h \geq NPSHR - \frac{p_{atm} - p_v}{\rho g} + H_s$$

La presión atmosférica se calcula a continuación

$$p_{atm} = [101.3(1 - 2.26 \times 10^{-5})(2000)]^{5.256} = 79.43 \text{ kPa}$$

La presión de vapor para $T=20^\circ$, es 2.34 kPa, por lo que:

$$\frac{p_{atm} - p_v}{\rho g} = \frac{79430 - 2340}{9810} = 7.86 \text{ m}$$

Las pérdidas de energía se determinan como:

$$H_s = \left(f \frac{L}{D} + k_e + 2k_c + k_v \right) \frac{Q^2}{2g(1.824)^2}$$

Al sustituir valores se llega a:

$$H_s = \left(0.015 \frac{400}{1.524} + 0.5 + 2(0.2) + 5.5\right) \frac{Q^2}{2g(1.824)^2}$$

$$H_s = (10.337) \frac{Q^2}{65.275}$$

Para $Q=2.78 \text{ m}^3/\text{s}$, la pérdida es:

$$H_s = 1.22 \text{ m}$$

y para $Q=3.2 \text{ m}^3/\text{s}$, se calcula:

$$H_s = 1.62 \text{ m}$$

De las curvas características de fabricante se tiene:

Q (m ³ /s)	NPSHR
2.78	28
3.2	30.5

Por lo que la diferencia de elevaciones, para evitar cavitación debe ser, para $Q=2.78 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\Delta h \geq 28 - 7.86 + 1.22$$

$$\Delta h \geq 21.36 \text{ m}$$

y para $Q=3.2 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\Delta h \geq 30.5 - 7.86 + 1.62$$

$$\Delta h \geq 24.26 \text{ m}$$

La condición más desfavorable es para cuando $Q=3.2 \text{ m}^3/\text{s}$, por lo que, aunque el sistema sólo opere ocasionalmente con este gasto, se debe diseñar con la condición más desfavorable, es decir con $\Delta h \geq 24.61 \text{ m}$.

10.2. EJEMPLO 2

Se tiene una bomba vertical con tres etapas de impulsión. La campana de succión tiene un diámetro $D=15''$. En el tubo de descarga sólo se considerarán las pérdidas de carga por fricción, válvula y salida. La temperatura promedio del agua es $T=15^\circ$ y la presión atmosférica del lugar es $p=78 \text{ kPa}$. No se consideran pérdidas de energía en la campana de succión.

Si la bomba opera con su gasto de diseño y la velocidad de giro es $n=1800 \text{ r/min}$, determine:

- La elevación de la entrada a la campana de succión h_c , tal que no se presenten problemas de cavitación
- La elevación del tanque de descarga h_d
- La energía requerida en 4 horas de operación, considere la eficiencia del motor eléctrico $\eta_M=0.95$. Expresar en kWh

Tubo	D (in)	L (m)	f	kv Válvula	ks Salida
Descarga	12	100	0.020	4.5	1

Ver Ilustración 10.2, Ilustración 10.3, Ilustración 10.4 e Ilustración 10.5.

Solución

De los datos de la bomba, se tiene para el punto de máxima eficiencia: $Q=0.2 \text{ m}^3/\text{s}$, $H=20 \text{ m}$ (por cada impulsor), $\eta_B=75\%$, $NPSH_{3\%}=6 \text{ m}$.

La presión de vapor para $T=15^\circ$ es 1.7 kPa , por lo que:

$$\frac{p_{atm} - p_v}{\rho g} = \frac{78\,000 - 1\,700}{9810} = 7.78 \text{ m}$$

Ilustración 10.2 Elevación con respecto a un plano arbitrario de referencia del ejemplo 2

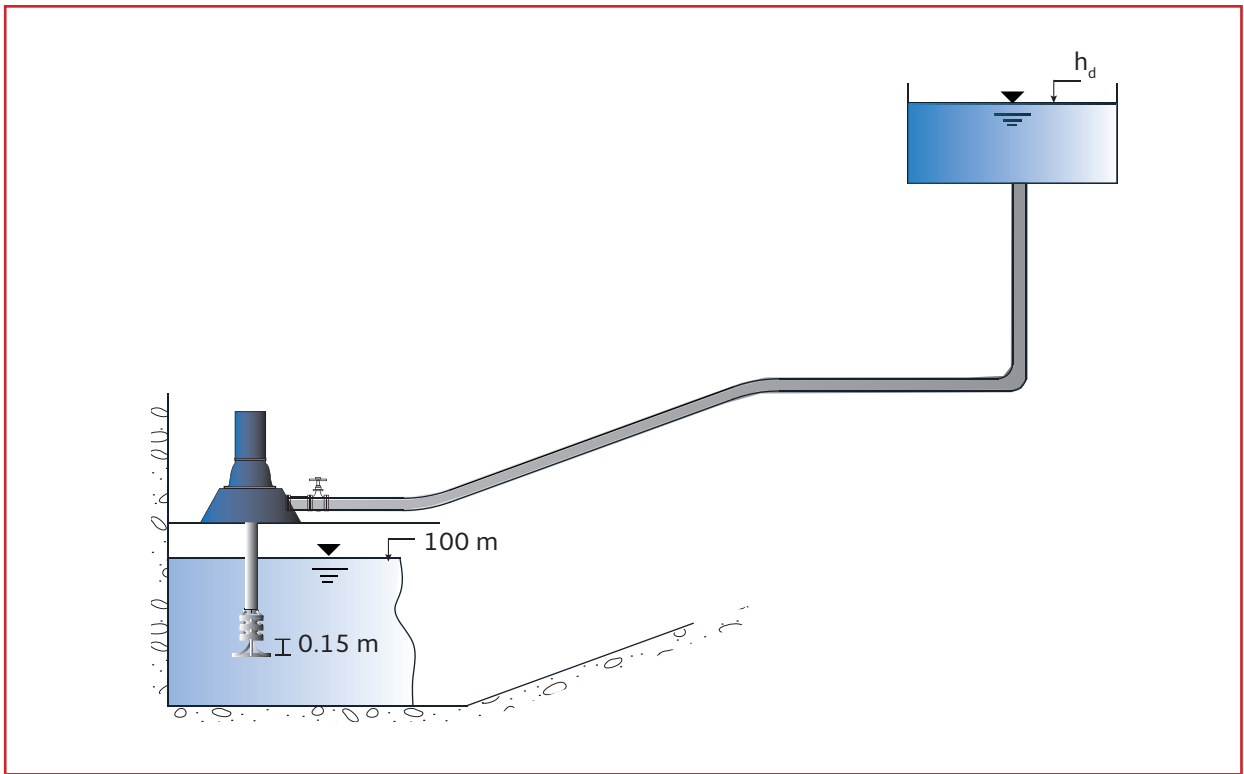


Ilustración 10.3 Curva de la bomba correspondiente a un impulsor (carga)

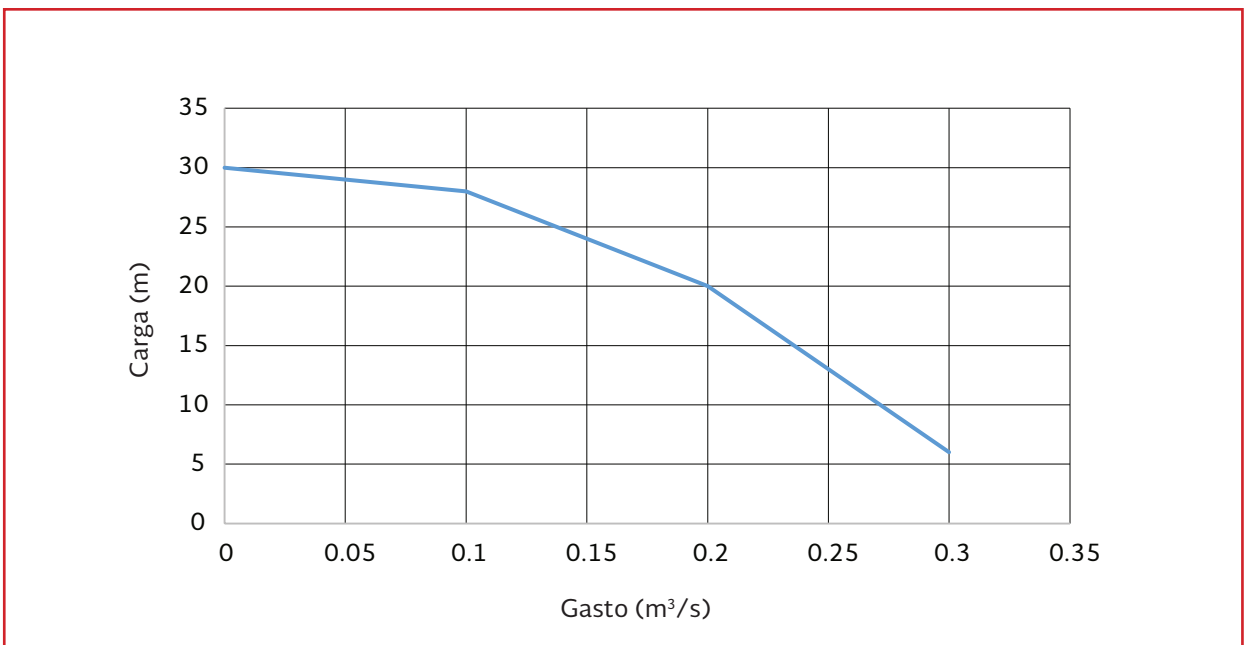


Ilustración 10.4 Curva de la bomba correspondiente a un impulsor (Eficiencia)

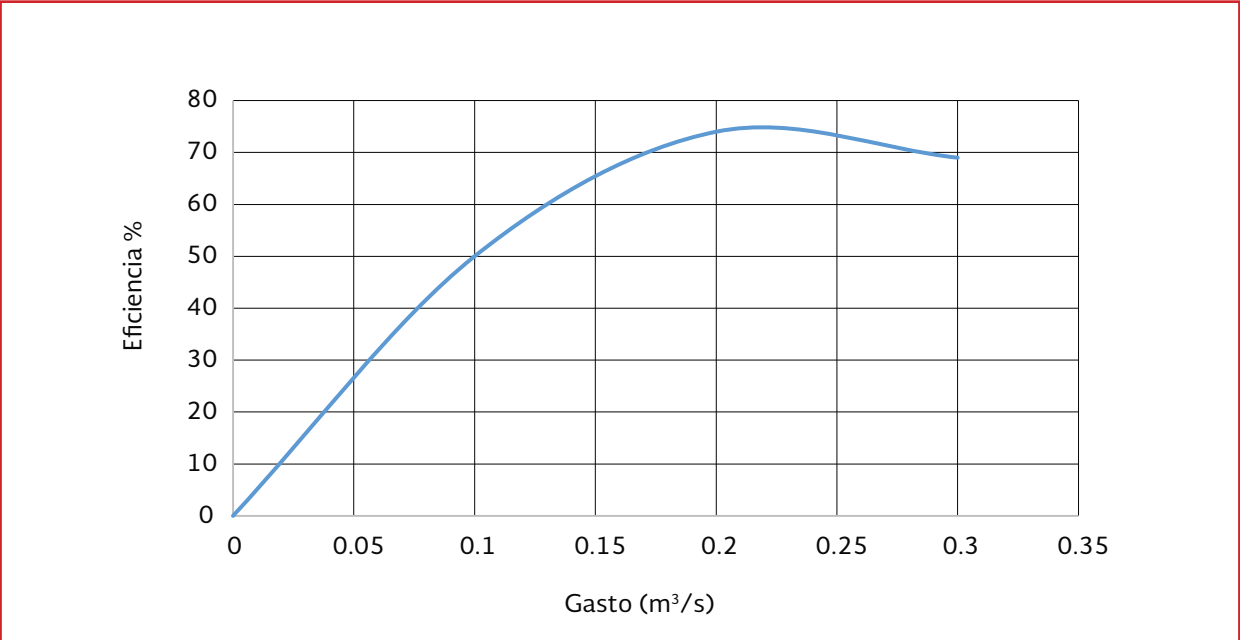
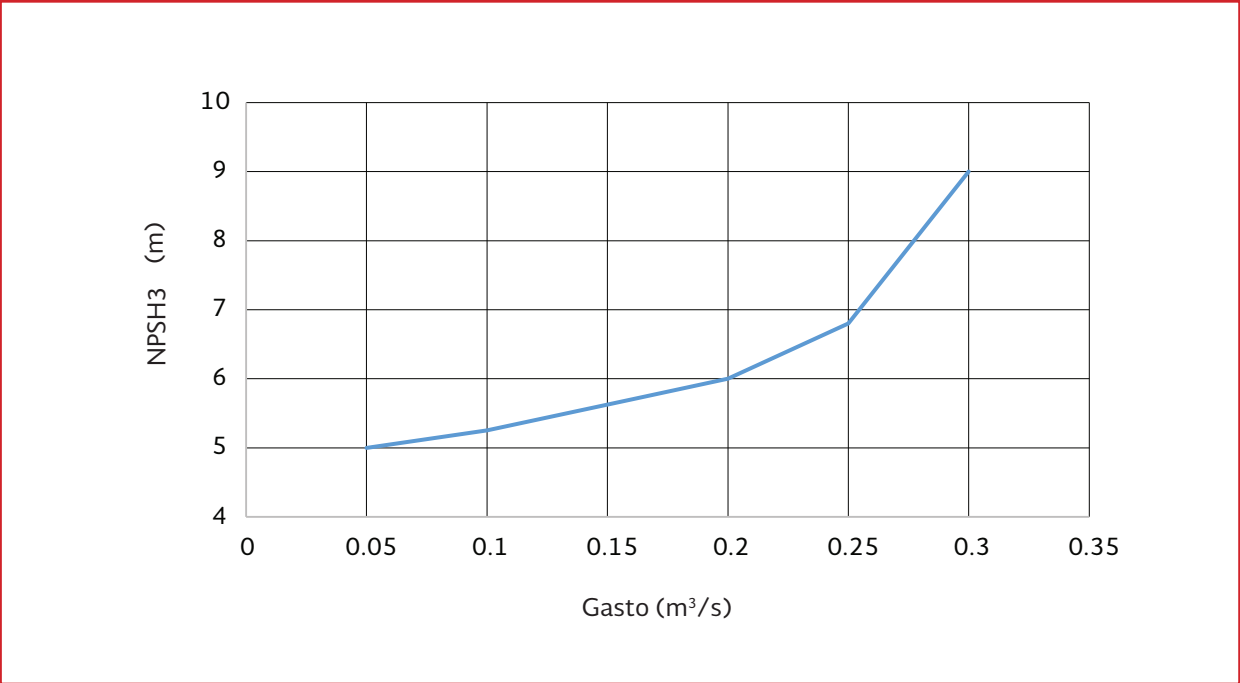


Ilustración 10.5 Curva de la bomba correspondiente a un impulsor (NPSH3)



El diámetro y área del tubo de descarga son:

$$D_d = 12(0.0254) = 0.3048 \text{ m}$$

$$A_d = \frac{\pi(0.3048)^2}{4} = 0.0729 \text{ m}^2$$

La velocidad en el tubo de descarga cuando se presenta el gasto de diseño de la bomba es:

$$V_d = \frac{Q}{A_d} = \frac{0.2}{0.0729} = 2.74 \text{ m/s}$$

La pérdida de energía en el tubo de descarga se calcula como:

$$H_d = \left(f \frac{L}{D} + kv + ks \right) \frac{V_d^2}{2g}$$

$$H_d = \left(0.02 \frac{100}{0.3048} + 4.5 + 1 \right) \frac{2.74^2}{2g}$$

$$H_d = 4.61 \text{ m}$$

La información que se proporciona corresponde a la NPSH3, por lo que se requiere determinar el factor de corrección f_c . Para emplear el criterio del Instituto de Hidráulica de Estados Unidos se debe determinar la velocidad específica de succión, la cual se calcula como:

$$S = \frac{1800(\sqrt{0.2})}{6^{3/4}}$$

$$S = 210$$

De la siguiente tabla se tiene los valores para $135 < S < 387$ y se observa que el valor de la energía de succión SE, está entre baja y alta.

Velocidad específica de succión		SE
$S < 135$	$s < 7\ 000$	Alta
$S > 387$	$s > 20\ 000$	Baja

La siguiente tabla sugiere valores de f_c entre 1.1 y 1.3 para SE baja, y valores entre 1.3 a 2 para SE alta; para este problema se elige $f_c=1.5$; con este valor y con los cálculos ya realizados, se tienen a continuación:

SE	f_c
Baja	1.1 a 1.3
Alta	1.3 a 2
Muy alta	2 a 2.5

$$\Delta h \geq f_c(NPSH3) - \frac{p_{atm} - p_v}{\rho g} + H_s$$

$$\Delta h \geq (1.5)(6) - (7.78 + 0)$$

$$\Delta h \geq 1.22 \text{ m}$$

El primer impulsor está 15 cm por encima del nivel de entrada a la campana, por lo que la máxima elevación que debe tener la entrada de la campana, para evitar cavitación es:

$$h_c \leq 100 - 1.22 - 0.15$$

$$h_c \leq 98.63 \text{ m}$$

Para evitar vórtices y otros efectos negativos, la diferencia de elevaciones también se debe revisar por sumergencia.

Dado que se tienen tres impulsores la carga total que adiciona la bomba es:

$$H_B = 3(20) = 60 \text{ m}$$

La elevación h_d se calcula planteando la ecuación de la energía entre el tanque de succión y el tanque de descarga:

$$h_s + H_B = h_d + H_d$$

$$100 + 60 = h_d + 4.61$$

$$h_d = 155.39 \text{ m}$$

La potencia hidráulica que proporciona la bomba es:

$$P_b = \rho g Q H = 9810 (0.2) (60)$$

$$P_b = 117.72 \text{ kW}$$

Por lo que, la potencia mecánica se calcula:

$$P_m = \frac{P_b}{\eta_b} = \frac{117.72}{0.75}$$

$$P_m = 156.96 \text{ kW}$$

y la potencia eléctrica que proporciona el motor es:

$$P_e = \frac{P_m}{\eta_M} = \frac{156.96}{0.95}$$

$$P_e = 165.22 \text{ kW}$$

La energía consumida durante 4 horas de operación resulta:

$$E = P_e T = 165.22 (4)$$

$$E = 660.88 \text{ kWh}$$

10.3. EJEMPLO 3

Se va a extraer agua desde una presa, cuya elevación mínima es de 1 000 msnm y de ahí será bombeada y conducida a través de la ladera para ser entregada a una tanque cuya elevación se encuentra 140 m por encima del nivel mínimo de la presa. El volumen que se bombeará diariamente es de 70 000 m³. Se requiere, de forma preliminar, determinar las características del equipo de bombeo que se va a instalar, teniendo en cuenta que la mínima elevación a la que se puede desplantar el eje de la bomba está en la cota 888 msnm. La temperatura promedio del agua es T=20°.

Por tratarse de una conducción muy larga, la mayor pérdida de energía se debe a la fricción, y por su sencillez en los cálculos sólo se consideran pérdidas locales por entrada, válvula y salida, ver Ilustración 10.6.

También, preliminarmente, se propone la siguiente geometría de la conducción:

Tubo	D (in)	D (m)	f	L (total)	ke	kv	ks
Succión	36	0.914	0.020	100	1		
Descarga	36	0.914	0.020	8 000		20	1

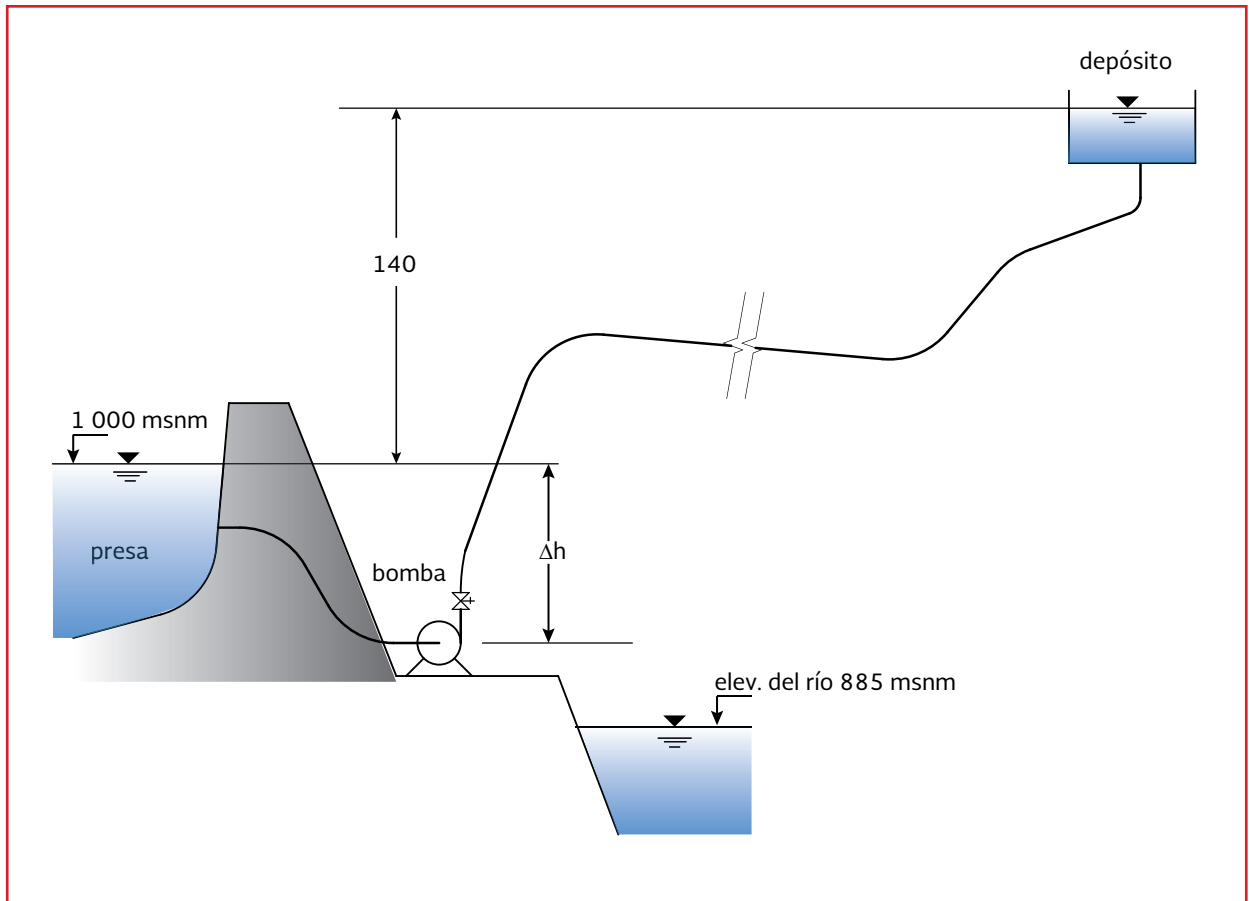
Solución

El área del conducto es:

$$A = \frac{\pi (0.914)^2}{4} = 0.657 \text{ m}^2$$

Se propone utilizar una bomba con impulsor de doble succión que entregue 1.13 m³/s, (0.565 m³/s por succión), con el gasto total el bombeo diario sería de:

Ilustración 10.6 Ejemplo 3



$$T = \frac{70\,000}{1.13} = 61\,946 \text{ s} = 17.2 \text{ h}$$

$$H_s = \left(0.02 \frac{100}{0.914} + 1\right) \frac{1.722^2}{2g}$$

Para el gasto propuesto la velocidad en el conducto queda:

$$H_s = 0.48 \text{ m}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{1.13}{0.657} = 1.722 \text{ m/s}$$

$$H_d = \left(f \frac{L}{D} + kv + ks\right)$$

Que resulta un valor razonable. Las pérdidas de energía en los tubos de succión y de descarga son, respectivamente.

$$H_d = \left(0.02 \frac{8000}{0.914} + 20 + 1\right) \frac{1.722^2}{2g}$$

$$H_d = 29.63 \text{ m}$$

$$H_s = \left(f \frac{L}{D} + ke\right) \frac{V^2}{2g}$$

y la pérdida de carga total es:

$$H_{s-d} = 0.48 + 29.63 = 30.11 \text{ m}$$

Al plantear la ecuación de la energía entre la presa y el tanque de descarga se obtiene la carga total que debe proporcionar la bomba:

$$NPSHA = 140 + H_{v-d}$$

$$NPSHA = 140 + 30.11$$

$$NPSHA = 170.11 \text{ m}$$

La presión atmosférica se calcula:

$$p_{atm} = p_o [1 - 2.26x10^{-5}(z)]^{5.256}$$

$$p_{atm} = 101.3[1 - 2.26x10^{-5}(1\ 000)]^{5.256} = 89.83 \text{ kPa}$$

La presión de vapor para T= 20°, es 2.34 kPa, por lo que:

$$\frac{p_{atm} - p_v}{\rho g} = \frac{89.83 - 2.34}{(1)9.81} = 8.92 \text{ m}$$

Se analizarán tres velocidades de giro: n=3 600, 1800 y 1200 rpm. Como se está en una etapa preliminar de diseño, se propone un valor de velocidad específica de succión con el criterio del HI, se tiene:

$$S = 165$$

Según, este valor de S corresponde a una SE entre baja y alta, y para SE entre baja y alta se podría elegir un valor mínimo de fc=1.3.

Velocidad específica de succión		SE
S < 135	s < 7 000	Alta
S > 387	s > 20 000	Baja

SE	fc
Baja	1.1 a 1.3
Alta	1.3 a 2
Muy alta	2 a 2.5

Si se emplea el criterio Bloch, como aún no se conocen las dimensiones del impulsor, se puede considerar $D_{oi} = 0.75 D_s$, que corresponde a una arreglo con impulsor entre chumaceras con doble succión.

$$D_{oi} = 0.75(0.914) = 0.685 \text{ m}$$

El valor de SE se calcula con:

$$SE = \frac{D_{oi}}{0.0254}(N)(\eta)(51.64)(S)(\delta)$$

Para n=3 600 rpm

$$SE = \frac{0.685}{0.0254}(3600)(51.64)(165)(1) = 827x10^6$$

Para n=1 800 rpm

$$SE = \frac{0.685}{0.0254}(1800)(51.64)(165)(1) = 413x10^6$$

Para n=1 200 rpm

$$SE = \frac{0.685}{0.0254}(1200)(51.64)(165)(1) = 275x10^6$$

De la siguiente, para un impulsor entre chumaceras, a todos los valores de SE calculados le corresponde una energía de succión muy alta, los valores de fc están entre 2 y 2.5. Para esta etapa preliminar de diseño se elige un valor de fc=2.

Tabla 10.1 Clasificación de la energía de succión SE (Budris, 2006)

Tipo de bomba	SE		
	Baja	Alta	Muy alta
Impulsor en cantiliver	SE < 160x10 ⁶	160x10 ⁶ ≤ SE < 240x10 ⁶	SE ≥ 240x10 ⁶
Impulsor con carcasa bipartida (entre chumaceras)	SE < 120x10 ⁶	120x10 ⁶ ≤ SE < 180x10 ⁶	SE ≥ 180x10 ⁶
Bomba vertical	SE < 200x10 ⁶	200x10 ⁶ ≤ SE < 300x10 ⁶	SE ≥ 300x10 ⁶
Bomba de agua residual con 2 álabes	SE < 100x10 ⁶	100x10 ⁶ ≤ SE < 150x10 ⁶	SE ≥ 150x10 ⁶
Bomba de inductor (inducer)	SE < 320x10 ⁶	320x10 ⁶ ≤ SE < 480x10 ⁶	SE ≥ 480x10 ⁶

Para realizar los cálculos de Δh para cada valor de n , se tiene:

$$NPSH3 = \left(\frac{n \sqrt{0.565}}{165} \right)^{\frac{4}{3}}$$

Entonces tenemos :

$$\Delta h \geq 2(NPSH3) - 8.92 + 0.48$$

$$\Delta h \geq 2(NPSH3) - 8.44$$

Para clasificar el tipo de impulsor, se emplea la tenemos lo siguiente:

$$S = \frac{n \sqrt{0.565}}{170.11^{\frac{3}{4}}}$$

Cabe aclarar que se considera un impulsor de doble succión por lo que en el cálculo de S y n_s se emplea la mitad del gasto de la bomba. Al sustituir para cada n , se tiene:

n (r/min)	NPSH3 (m)	fc(NPSH3) (m)	Δh (m)	S (r/min, m ³ /s, m)
3 600	41.66	83.32	74.88	57.45
1 800	16.53	33.06	24.63	28.72
1 200	9.63	19.26	10.82	19.15

En la Tabla 10.1 se observa que para las diferentes velocidades específicas propuestas la primera corresponde claramente a un impulsor de tipo mixto, la segunda corresponde al límite entre mixto y radial y la tercera es radial. En datos de fabricante se muestra que para $Q=0.565$ m³/s y con las velocidades específicas propuestas, puede esperarse una buena eficiencia (mayor o igual al 85%), por lo que cualquier opción es aceptable. Finalmente, para cada velocidad de giro se encuentra la máxima elevación a la que se debe colocar el eje de la bomba para evitar problemas de cavitación.

n (r/min)	Δh (m)	h
3 600	74.88	925.12
1 800	24.63	975.37
1 200	10.82	989.18

Al analizar los valores de Δh , es evidente que desde el punto de vista de la instalación, la mejor condición es para $n=1\ 200$ rpm. Sin embargo, la bomba resulta ser más pequeña a medida que aumenta su velocidad de giro y por tanto más barata. Dado que la elevación máxima según el estudio hidrológico del río es 885 msnm, cualquiera de las tres velocidades de operación es factible y entonces se debe tomar la decisión determinando lo que resulte económicamente más conveniente al sumar el costo de la bomba más el de la instalación.



CONCLUSIONES

Con el presente libro se documenta y se busca servir como apoyo a los Organismos Operadores en las recomendaciones para el cálculo y diseño de las instalaciones mecánicas en el sector hídrico.

Se concluye que la información contenida en este documento, debe cubrir las partes fundamentales de los sistemas de bombeo, mediante el cálculo de cada uno de los componentes, el sistema impulsor, el almacenamiento del líquido, los accesorios fundamentales para el mantenimiento y/o las maniobras requeridas, los componentes de limpieza y de medición, así como las herramientas-grúas para el manejo de las bombas.

Además de proporcionar información, se ofrecen algunas recomendaciones de organismos internacionales y procedimientos a seguir para el correcto diseño y operación de los componentes, en la instalación mecánica de los sistemas de bombeo.

Para facilitarle al lector la comprensión de los contenidos de este documento se incluyen algunos ejemplos de aplicación, en los que se emplean los conceptos tratados en este libro

El presente libro busca ser un instrumento de referencia y consulta de los proyectistas, constructores, dependencias, empresas y organismos operadores relacionados con el sector agua potable para la elaboración de los proyectos.

Recuerde que los procedimientos y datos presentados en este libro, obedecen a la experiencia vertida a lo largo del tiempo por parte de los especialistas en la materia y de los proyectos en que se han trabajado. Sin embargo, en ningún caso debe considerarse esta información, como reglamento o norma, más bien debe ser considerada una guía para el proceso de análisis al momento de diseñar infraestructura mecánica (Agua potable, alcantarillado y saneamiento).



A

PROBLEMAS

1. ¿Cuál es la presión de vapor en valor absoluto del agua cuando esta se encuentra a una temperatura de 20 °C?

2. ¿Cuál es la densidad del agua en Kg/m³ cuando esta se encuentra a una temperatura de 15°C?

3. El peso específico del agua cuando esta tiene una temperatura de 20°C es de: _____
kN/m³

¿Cuál es el principio de funcionamiento de las bombas Dinámicas?

2¿Cuál es el principio de funcionamiento de las bombas de desplazamiento positivo?

3.- ¿Qué es la velocidad específica e indique la ecuación para calcularla?

4.- En estas bombas el impulsor es montado en el extremo de la flecha, transmitiendo en su operación una fuerza y un momento en cantiliver sobre el (los) rodamiento (s) de la bomba.

5.- En estos equipos los rodamientos están situados en los extremos, los cuales soportan la flecha con el impulsor o impulsores, según sea de un paso o multipaso respectivamente.

6.- Explique el funcionamiento de las bombas de Flujo Axial.

7.- Mencione las características de una bomba tipo turbina.

8.- Dibuje un diagrama con los parámetros necesarios para determinar la Carga Dinámica Total.

9.- ¿En sistemas atmosféricos donde $P_1 = P_2$, como es considerada la velocidad de succión?

10.- ¿Cuál es la velocidad en m/s recomendada para agua en línea de succión?

11.- ¿Cuál es el valor de la velocidad en m/s recomendada para el agua en líneas de descarga?

12.- ¿Cuál es el objetivo del control del golpe de ariete?

13.- ¿Cuál es la característica de la curva de comportamiento estable?

14.- Defina que es carga dinámica?

15.- ¿Qué es carga estática?

16.- Defina ¿Qué es la eficiencia de la bomba?

17.- ¿Cuándo se selecciona un cárcamo circular?

18.- ¿Qué significan las siglas NPSH?

19.- ¿Qué relación existe entre el NPSHA y NPSH marginal?

20.- ¿Su diseño mecánico cuenta con instalación para diablos o balas?

21.- En la curva gasto-carga ¿Dónde debe localizarme el mejor punto de operación?

22.- ¿Según la buena práctica de la ingeniería, con que valores se considera al esfuerzo a la tensión permisible en tubería de acero para conducción de agua?

23.- ¿En qué consiste una zona de reforzamiento en tuberías?

24.- Mencione que tipo de tapas se pueden usar en los extremos ciegos de los múltiples.

25.- ¿En que debe estar basado el diseño de las estructuras de soporte de las tuberías?

26.- ¿En qué caso es conveniente usar anillos de anclaje y camisas de refuerzo, en el diseño de tuberías?

27.- Mencione brevemente el uso de bridas en instalaciones.

28.- PROBLEMA.

Se tienen dos bombas con diferente curva característica y pueden operar en paralelo. Las curvas características de cada bomba se ajustan a las ecuaciones $H_{B1} = 160 - 55Q^2$ y $H_{B2} = 155 - 30Q^2$, respectivamente. La ecuación del sistema es $H_{BSIS} = 95 + 20Q^2$.

Determine el punto de operación cuando las bombas operan en paralelo.

REPUESTAS:

$Q_{OP} = 1.44 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_{OP} = 136.47 \text{ m}$.

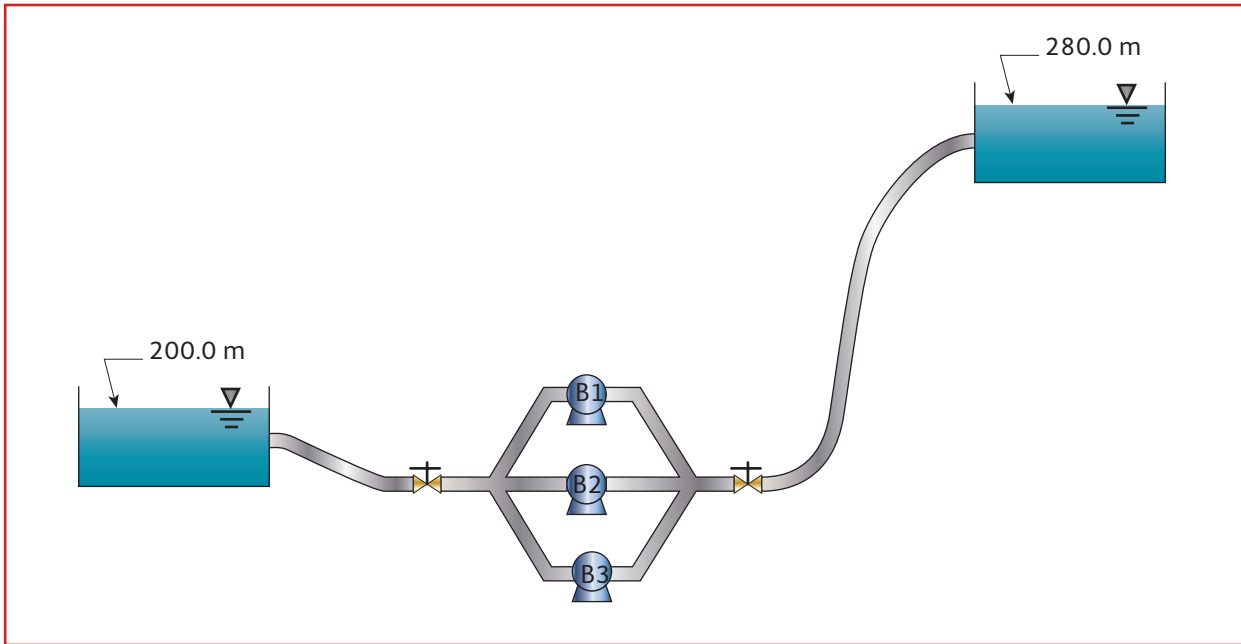
29. - PROBLEMA.

Las curvas de carga de las bombas de la estación de bombeo se ajustan a la ecuación $H_b = 120 - 12000Q^2$, y la curva de eficiencia tiene el ajuste $\eta_b = 34Q - 320Q^2$ (con Q en m^3/s). El máximo gasto que puede proporcionar cada bomba es $Q = 0.08 \text{ m}^3/\text{s}$. para el sistema mostrado se está analizando la conveniencia de usar 2 o 3 bombas en paralelo, ver Ilustración 10.7.

- a) Para cada caso, determine la carga, el gasto de operación y el gasto por unidad
- b) Calcule para las dos opciones, el tiempo requerido para bombear 4000 m^3 , así como la energía consumida para proporcionar este volumen (considere la eficiencia del motor eléctrico, $\eta_M = 0.95$). elija la mejor opción

Tubo	D (mm)	f	L(m)	Ke	kv	ks
Succión	610	0.014	150	0.5	10	
Descarga	508	0.013	30000		140	

Ilustración 10.7 Problema 29



B

LISTADO DE NORMAS

Normas Nacionales	
NOM-010-ENER	Eficiencia energética del conjunto motor bomba sumergible tipo pozo profundo. Límites y método de prueba
NOM-127-SSA1	Salud ambiental, agua para uso y consumo humano-límites permisibles de calidad y tratamientos a que debe someterse el agua para su potabilización
NMX-AA-073-SCFI	Análisis de agua - determinación de cloruros totales en aguas naturales, residuales y residuales tratadas - método de prueba
NMX-AA-074	Análisis de agua – medición del ion sulfato en aguas naturales, residuales y residuales tratadas – método de prueba
NOM-009-SESH	Recipientes para contener Gas L.P., tipo no transportable. Especificaciones y métodos de prueba

Normatividad ANSI/HI	
ANSI/HI 9.1-9.5	Reglas generales para tipos, definiciones , aplicación, medición y documentación para equipos de bombeo
ANSI/HI 9.6.2	Evaluación de cargas aplicadas en bombas rotodinámicas
ANSI/HI 9.6.4	Medición y parámetros permisibles de vibración en bombas rotodinámicas
ANSI/HI 9.6.5	Reglas generales para el monitoreo en bombas centrifugas y verticales
ANSI/HI 1.4.6	Pruebas de rendimiento hidráulico en bombas rotodinámicas
ANSI/HI 2.4	Manual de instalación , operación, mantenimiento para bombas verticales rotodinámicas
ANSI/HI 2.3	Diseño y aplicación para bombas verticales rotodinámicas de tipo de flujo radial, mixto y axial
ANSI/HI 9.6.3	Bombas rotodinámicas (centrifuga y vertical)- guía permitida para zona de operación
ANSI/HI 1.4	Manual de instalación , operación, mantenimiento para bombas centrifugas rotodinámicas
ANSI/HI 1.3	Diseño y aplicación para bombas centrifugas rotodinámicas
ANSI/HI 1.1-1.2	Nomenclatura y definiciones para bombas centrifugas rotodinámicas
ANSI/HI 2.1-2.2	Definiciones y nomenclatura para bombas verticales rotodinámicas de tipo de flujo radial, mixto y axial
ANSI/HI 9.6.1	Guía de margen de NPSH para bombas rotodinámicas

Normatividad Eaxtranjera

AWWA MANUAL M11	Manual for Steel Pipe
AWWA C-200	Standard for Steel Water Pipe
ASME B31.3	Process piping guide
ANSI B36.10/19	Stainless Steel Pipe
AWWA M11.	Manual for Steel Pipe
ASME-B16.5	Pipe Flanges and Flanged Fittings: NPS 1/2 through NPS 24 Metric/Inch Standard
ASTM- A36	Standard Specification for Carbon Structural Steel
ASTM A-307	Specifcation covers carbon steel bolts and studs ranging from 1/4" through 4" diameter
ANSI/ ISA-75	Control Valve Sizing Equations- ISA
CMAA	(Crane Manufacturers Association of America) Specification #70, For Electric Overhead Traveling Cranes

C

GLOSARIO

A la vista de: Donde se especifique que un equipo debe estar “A la vista de” otro equipo, significa que un equipo debe estar visible desde el otro equipo y que no están separados más de 15 metros uno del otro.

A prueba de intemperie: Construido o protegido de modo que su exposición o uso a la intemperie no impida el funcionamiento especificado. NOTA: Los equipos a pruebas de lluvia, herméticas a la lluvia o herméticas al agua pueden cumplir los requisitos de “a prueba de intemperie” cuando otras condiciones atmosféricas, diferentes a la humedad, no son un factor tales como la nieve, hielo, polvo o temperaturas extremas.

A prueba de lluvia: Construido, protegido o tratado de tal modo que prevenga que la lluvia interfiera con la operación satisfactoria de un aparato bajo condiciones de prueba especificadas.

A prueba de polvo: Construido de tal forma que el polvo no entrará dentro de la envolvente bajo condiciones de prueba especificadas.

Accesible (aplicado a los equipos): Permite acercarse; no resguardado por puertas con cerradura, ni por elevación, ni por otros medios.

Accesible, fácilmente: Es posible aproximarse rápidamente para la operación, reposición o inspecciones, sin que aquellos que requieran acceso tengan necesidad de escalar o quitar obstáculos, ni recurrir a escaleras portátiles, sillas o bancos.

Acuífero: Cualquier formación geológica por la que circulan o se almacenan aguas.

Aparato: Equipo de utilización, que usualmente se fabrica en tamaños y tipos normalizados y que se instala o conecta como una unidad para realizar una o más funciones, como lavar ropa, acondicionar aire, mezclar alimentos, freír, etcétera.

Automático: Realizar una función sin necesidad de intervención humana.

Bomba: Máquina hidráulica que convierte la energía mecánica en energía de presión, transferida al agua.

Carga a la descarga: Es la distancia vertical entre el eje de la bomba y el punto de entrega libre del líquido.

Carga (eléctrica): Es la potencia instalada o demandada en un circuito eléctrico.

Carga continua: Carga cuya corriente máxima circula durante tres horas o más.

Carga a la succión: Es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado, en litros por segundo, a través de la tubería de succión, al ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba, se da en metros del líquido manejado, equivalente a presión, requeridos para forzar el líquido de la bomba.

Carga de fricción: Es la columna en metros del líquido que se maneja, equivalente y necesario para vencer la resistencia de las tuberías de succión y descarga y de sus accesorios. Varía de acuerdo con la velocidad del líquido, tamaño, tipo y condiciones interiores de las tuberías y naturaleza del líquido que se maneja.

Carga de velocidad: Es la energía cinética por unidad de peso del líquido en movimiento.

Carga estática total: Es la distancia vertical entre los niveles de succión.

Carga estática: Es la altura, expresada en metros líquido, de la columna de fluido que actúa sobre la succión (entrada) o descarga (salida de una bomba).

Carga no lineal: Carga donde la forma de onda de la corriente en estado estable no sigue la forma de onda de la tensión aplicada. NOTA: Ejemplos de cargas que pueden ser no lineales: equipo electrónico, alumbrado de descarga eléctrica/electrónica, sistemas de velocidad variable, hornos de arco y similares.

Carga: Es el contenido de energía mecánica que requiere la bomba para mover el agua desde el

nivel dinámico hasta el punto final.

Equipo: Término general para referirse a: herrajes, dispositivos, aparatos, luminarias, aparatos y productos similares utilizados como partes de, o en conexión con, una instalación eléctrica.

Estructura: Aquello que se ha edificado o construido.

Etiquetado: Equipo o materiales que tienen adherida una etiqueta, símbolo u otra marca de identificación de un organismo acreditado o dependencia que mantiene un programa de inspecciones periódicas al equipo o material etiquetado, y que es aceptable para el organismo acreditado que se ocupa de la evaluación del producto. Con la etiqueta, símbolo u otra marca de identificación mencionada, el fabricante o proveedor señala que el equipo o material cumple con las normas aplicables o señala el comportamiento con los requisitos especificados.

Factor de demanda: Relación entre la demanda máxima de un sistema o parte del mismo, y la carga total conectada al sistema o la parte del sistema considerado.

Frecuencia de rotación: Es el número de revoluciones por unidad de tiempo a las que gira el conjunto bomba-motor, expresada en la práctica en r/min (revoluciones por minuto).

Frente muerto: Sin partes vivas expuestas a una persona en el lado de operación del equipo.

Gabinete: Envoltura diseñada para montaje superficial o empotrado, provista de un marco, montura o bastidor en el que se instalan o pueden instalarse una o varias puertas de bisagra.

Hermético a la lluvia: Construido o protegido de tal manera que la exposición a la lluvia batiendo no dé como resultado la entrada de agua bajo condiciones de prueba especificadas.

Hermético al agua: Construido para que la humedad no entre en la envolvente, en condiciones específicas de prueba.

Hermético al polvo: Construido de modo que el polvo no entre en la envolvente en condiciones especificadas de prueba.

Herraje: Contratuercas, pasacables (monitor) u otra parte de un sistema de alambrado, destinado principalmente para desempeñar una función más mecánica, que eléctrica.

Identificado (aplicado a los equipos): Reconocido como adecuado para un propósito, función, uso, entorno o aplicación, específicos, cuando se describe en un requisito particular. **NOTA:** La adecuación de un equipo para un propósito, uso, entorno o aplicación específicos puede ser determinada por un organismo acreditado para la evaluación de la conformidad del producto. La identificación puede evidenciarse por medio de una marca de conformidad.

Lugar húmedo: Lugares protegidos de la intemperie y que no están sometidos a saturación con agua u otros líquidos pero están expuestos a grados moderados de humedad. Ejemplos de tales lugares incluyen sitios parcialmente protegidos bajo aleros, marquesinas, porches techados abiertos y lugares similares y lugares interiores sujetos a un grado moderado de humedad como algunos sótanos, graneros y almacenes refrigerados.

Lugar mojado: Instalación subterránea o de baldosas de concreto o mampostería, que está en contacto directo con el terreno o un lugar sometido a saturación con agua u otros líquidos, tal como área de lavado de vehículos o un lugar expuesto a la intemperie y no protegido.

Lugar seco: Lugar que normalmente no está húmedo o sujeto a ser mojado. Un local clasificado como seco puede estar temporalmente húmedo o sujeto a ser mojado, como en el caso de un edificio en construcción.

Marcado (aplicado a marca de conformidad): Equipo o materiales que tienen adherida una etiqueta, símbolo u otra marca de identificación de un organismo acreditado o dependencia que mantiene un programa de inspecciones periódicas al equipo o material etiquetado, y que es aceptable para el organismo que se ocupa de la evaluación de la conformidad del producto. Con la etiqueta, símbolo u otra marca de identificación mencionada, el fabricante o proveedor indica que el equipo o material cumple con las normas aplicables o su buen funcionamiento bajo requisitos específicos.

Motor abierto: Es un motor que tiene aberturas para ventilación que permiten el paso del aire exterior de enfriamiento, sobre y a través del embobinado del motor.

Motor cerrado: Es un motor cuya armazón impide el intercambio libre de aire entre el interior y el exterior de este, sin llegar a ser hermético. Dentro de esta clasificación se incluyen los motores a prueba de explosión.

Motor de inducción: Es un motor eléctrico en el cual solamente una parte, el rotor o el estator, se conecta a la fuente de energía y la otra trabaja por inducción electromagnética.

Motor eléctrico: Máquina que transforma la energía eléctrica en energía mecánica.

Motor tipo jaula de ardilla: Es un motor de inducción, en el cual los conductores del rotor son barras colocadas en las ranuras del núcleo secundario, que se conectan en circuito corto por medio de anillos en sus extremos semejando una jaula de ardilla.

Nivel de referencia: Es el plano inferior de la placa base y es la referencia para todas las mediciones hidráulicas.

Nivel dinámico: Es la distancia vertical desde el nivel de referencia hasta la superficie del agua cuando se encuentra en operación el equipo de bombeo.

Nivel freático: Nivel superior de la zona saturada, en el cual el agua, contenida en los pozos, se encuentra sometida a la presión atmosférica.

No accesible (aplicado a un lugar): Las personas no pueden tener acceso fácil, a menos que utilizan medios de acceso especiales.

No automático: Requiere de intervención humana para realizar una función.

Oculto: Que resulta inaccesible por la estructura o acabado del edificio. Los conductores en canalizaciones ocultas son considerados ocultos, aunque se hacen accesibles al sacarlos de las canalizaciones.

Operable desde el exterior: Capaz de ser operado sin que el operario esté expuesto al contacto con partes vivas.

Panel: Placa, entrepaño, tramo, segmento, cuadro o compartimento.

Permeabilidad: Capacidad de un material para transmitir un fluido.

Persona calificada: Persona con habilidades y conocimientos relacionados con la construcción y el funcionamiento de las instalaciones y los equipos eléctricos y que ha recibido capacitación en seguridad para reconocer y evitar los peligros implicados.

Potencia de entrada al motor: Es la potencia, en watt, que requiere el motor eléctrico acoplado a la bomba y en operación normal.

Pozo de absorción: Obra de ingeniería diseñada especialmente para infiltrar agua de lluvia al subsuelo, constituida por una captación o alcantarilla, una caja desarenadora y una caja de infiltración; esta última funciona como pozo o puede derivar sus excedentes a uno. En este tipo de pozos no se controla la calidad del agua, ya que ésta es infiltrada en la zona no saturada en la que se espera se obtenga una depuración adicional antes de llegar al acuífero.

Protegido térmicamente (aplicado a motores): Las palabras “protegido térmicamente”, en la placa de datos del motor o motor-compresor, indican que el motor tiene un protector térmico incorporado.

Registro: Envoltente para uso en sistemas subterráneos que tienen un fondo abierto o cerrado,

dimensionado de tal forma que permite al personal alcanzar lo que hay dentro, pero no ingresar en él, con el propósito de instalar, operar o mantener el equipo o el alambrado, o ambos.

Rejilla; cedazo: Ademe con aberturas de forma, tamaño y espaciamiento diseñados en función de las características granulométricas del acuífero, que permite el paso del agua al interior del pozo.

Resguardado: Cubierto, blindado, cercado, encerrado, o protegido de otra manera por medio de cubiertas o tapas adecuadas, barreras, rieles, pantallas, placas o plataformas para evitar la posibilidad de acercamiento o contacto de personas u objetos a un punto peligroso.

Servicio continuo: Operación a una carga prácticamente constante durante un tiempo indefinidamente largo.

Servicio intermitente: Operación por intervalos que alternan de: con carga y sin carga; con carga y en reposo, con carga, sin carga y en reposo

Servicio periódico: Operación intermitente en el que las condiciones de carga son regularmente recurrentes.

Servicio por tiempo corto: Operación a una carga prácticamente constante durante un tiempo especificado, corto y definido

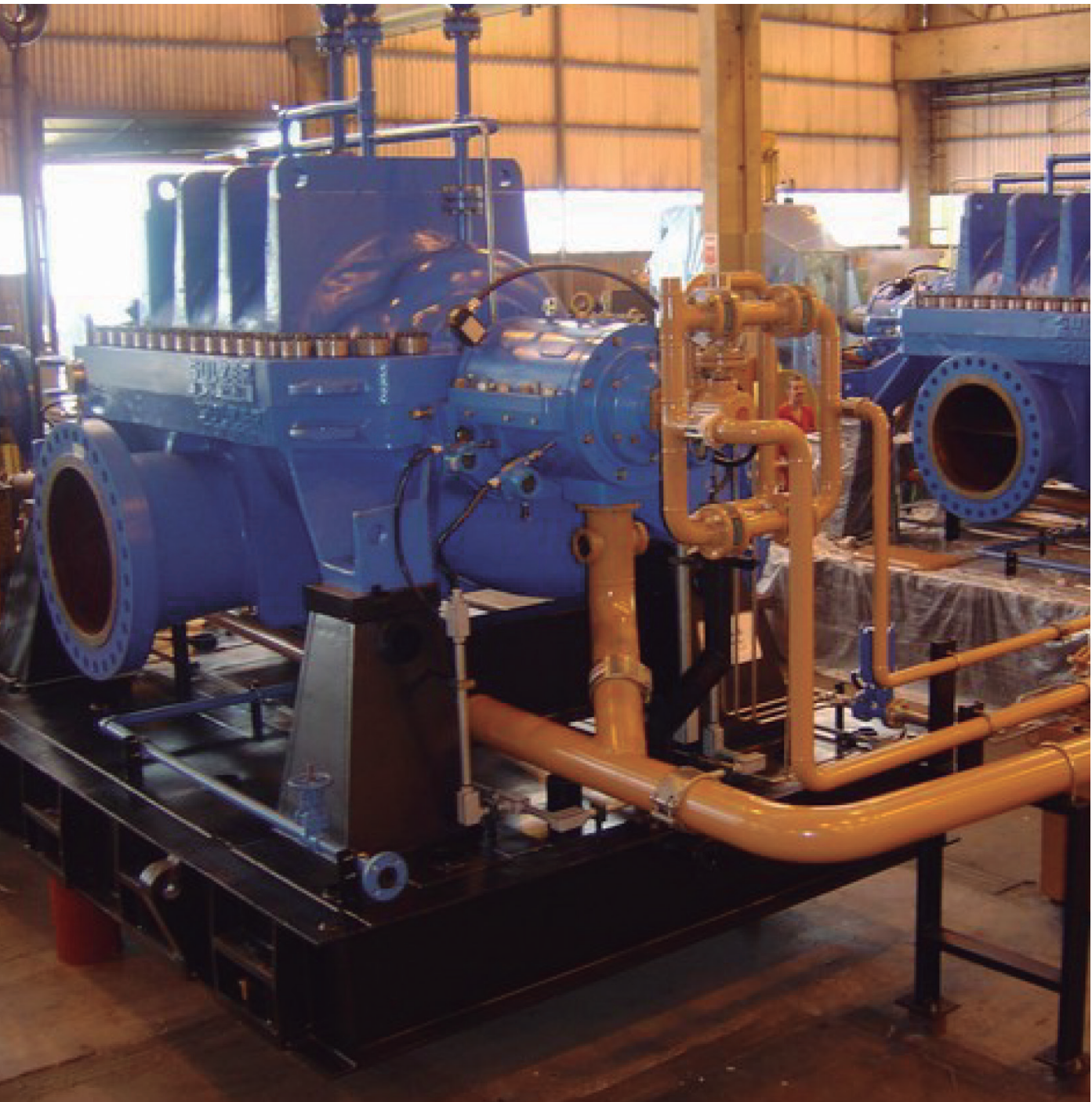
Servicio variable: Funcionamiento a cargas e intervalos de tiempo, donde ambos pueden variar dentro de una amplia gama.

Sistema de bombeo: Es el conjunto motor eléctrico, bomba y conductos que se instalan para la extracción y manejo de cualquier tipo de aguas subterráneas que puedan ser extraídas para su explotación, uso o aprovechamiento.

Viscosidad: La viscosidad es aquella propiedad del fluido mediante la cual este ofrece resistencia al esfuerzo cortante. La viscosidad de un gas se incrementa con la temperatura, mientras que la de un líquido disminuye. Estas variaciones causadas por la temperatura pueden explicarse examinando las causas de la viscosidad. Por consiguiente la cohesión parece ser la causa predominante de la viscosidad en un líquido y puesto que disminuye con la temperatura, la viscosidad también lo hace. La viscosidad es prácticamente independiente de la presión y depende únicamente de la presión y depende únicamente de la temperatura. La viscosidad cinemática de los líquidos y de los gases a una presión dada es sustancialmente una función de la temperatura.

NOTA IMPORTANTE:

Para abundamiento consulte los glosarios de las normas NOM, NMX, IEEE, CMMMA 70, IES y las indicadas en este libro.



D

NOTAS ACLARATORIAS

Además de los temas presentados, existen otros parámetros y consideraciones que involucran el diseño de equipo mecánico que no se indican en este libro. Sin embargo esto no significa que no sean importantes o imprescindibles para el diseño.

Para garantizar el éxito del diseño, instalación, montaje y funcionamiento de los equipos electromecánicos, la metodología a utilizar para la selección de estos debe estar fundamentada y apegada a las especificaciones de diseño y las condiciones del sitio de donde se instalará el equipo. En todo caso deberá atenderse la normatividad vigente, nacional e internacional; y debe tenerse en cuenta que la normatividad presentada en este libro solo representa una pequeña porción del total de normas existentes y disponibles para el diseño de equipo mecánico.

NOTA IMPORTANTE:

Este libro, así como el MAPAS en su conjunto, debe tomarse como una introducción a los criterios de diseño de equipos mecánicos en los sistemas de agua potable y debe tenerse muy en cuenta que la información presentada no es de ninguna forma absoluta y no debe tomarse como ley o norma obligatoria que deba cumplirse o limitarse a lo expuesto en este documento.



E

BIBLIOGRAFÍA

- A.H.M.S.A. (2013). "Manual para Constructores".
- Ackers, J., Brandt, M., & Powell, J. (2001). Hydraulic Characterisation of Deposits and Review of Sediment Modelling. London, Uk.: UK Water Industry Research, 01/DW/03/18.
- American Society of Civil Engineers. (1975). pipeline design of water and waste water. U.S.A.
- American Society of Mechanical Engineers (ASME). (n.d.). "Pipe Flanges and Flanged Fittings". B16.5.
- American Society of Mechanical Engineers (ASME). (2010). "Cast Iron Pipe Flanges and Flanged Fittings". B16.1.
- American Society of Testing and Materials ASTM. (n.d.). "Standard Specification for Forgings, Carbon Steel, for Piping. A-105.
- American Waterworks Association (AWWA). (n.d.). Manual for Steel Pipe - A Guide for Design and Installation.
- Aparicio Mijares, F. J. (1991). Diseño de Cárcamos de Bombeo Rectangulares". México: Rev. de Ingeniería Hidráulica en México Época.
- AVIII-4, E. d. (2001). Espesor de retiro para tuberías, válvulas y conexiones metálicas, empleadas en transporte de fluidos.
- AHMSA (2013) Manual para la construcción de acero
- B16.28, N. A. (1994). Forjado de acero Soldadura a tope de radio corto Codos y Devoluciones.
- B16.5, A. S. (2010). "Pipe flanges and flanged fittings".
- B31.3, N. A. (2011). Procesos de tuberías.
- BHR, Group. (n.d.). The Hydraulic Design of Pump Sumps and Intakes. London, England.
- Byron, J. C. (2000). catálogo de operación y mantenimiento.
- Crane. (1989). Flujo de fluidos, válvulas, accesorios y tuberías. Mc. Graw Hill.
- Dicmas, J. L. (2014). Ting Liu Modeling air-Water flows in bottom outlets of dams.
- E, L. D. (2009). UdelaR- FI-IMFIA. Curso de hidrología e hidráulica aplicada.
- Garr M. Jones, P.(2008). Pumping station design.BH, ELSEVIER.
- Goluds products. (n.d.). Technical data section.
- Hydraulic Institute Standards. (n.d.).
- Instituto Politécnico Nacional. (n.d.). Reportes técnicos de estudios en modelos reducidos de cárcamos de bombeo realizados para la Comisión Federal de Electricidad. México: Laboratorio de Ingeniería Hidráulica de la ESIA.

- KSB, B. s. (2012). Manual técnico. Manufacturers Standardization Society MSS-SP-44. (n.d.). “Especificaciones de Bridas para Tuberías de Acero”. Standard Practice MSS-SP-44.
- Mataix. (2002). Mecanica de fluidos y maquinas hidráulicas. 2da Edicion Alfaomega-Oxford.
- Medidores tipo Burdon C, A. E. (2010). Manual de instrucciones.
- NABOHI. (2010). Equipos sumergibles Manual de selección, instalación, operación y mantenimiento.
- NOM-127-SSA1. (2010). Norma Oficial Mexicana "Modificación a la Norma Oficial Mexicana, Salud Ambiental. Agua para uso y consumo humano. Límites permisibles de calidad y tratamientos a que debe someterse el agua para su potabilización".
- NOM-B-99. (1986). ASTM A 529.
- Normas del Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos de América. (n.d.).
- Orbinox, C. d. (2012). Manual de instrucciones uso y mantenimiento.
- Paschoal, S. (1985). Fundamentos de hidráulica general. México: Limusa.
- SACMEX Organismo Público Descentralizado, S. d. (2003). Plantas de Bombeo de Aguas Residuales. México: Secretaría General de Obras.
- Sanks L., R. (1989). Pumping station design. B.H.U.S.
- SIAPA. (2014). Criterios y lineamientos técnicos para factibilidades, Estación de bombeo.
- Sotelo Avila , G. (1977). Hidráulica General. México: Limusa.
- Soto, G., Guaycochea, D. (2007). Curso taller de hidráulica aplicada al transporte de hidrocarburos líquidos por ducto. México D.F.: UAM Azc.
- Wastewater Engineering Metcalf & Eddie, Inc. (2003). Mc. Graw Hill.

F

TABLA DE CONVERSIÓN DE UNIDADES

Dimensiones fundamentales y sus unidades del sistema intencional			
Cantidad	Nombre	Símbolo	Dimensiones
Longitud	metro	m	L
Masa	kilogramo	kg	M
Tiempo	segundo	s	T
Corriente eléctrica	ampere	A	I
Temperatura	kelvin	K	Θ
Cantidad de sustancia	mol	mol	N
Intensidad luminosa	candela	cd	I_v
Ángulo plano	radián	rad	
Ángulo solido	estereoradián	sr	

Unidades derivadas				
Cantidad	Símbolo	Dimensiones	Unidades básicas	Unidades derivadas
Área	A	L^2	m^2	
Volumen	ν	L^3	m^3	
Velocidad	v,v	L/T	m/s	
Aceleración	a	L/T ²	m/s ²	
Velocidad angular	ω	T ⁻¹	s ⁻¹	
Fuerza	F	ML/ T ²	kgm/m ³	N (newton)
Densidad	ρ	M/ L ³	kg/m ³	
Frecuencia	f	T ⁻¹	s ⁻¹	Hz (hertz)
Presión	p	M/ LT ²	kg/ms ²	N/m ² (pasca, Pa)
Esfuerzo	τ, σ	M/ LT ²	kg/ms ²	N/m ² (pascal, Pa)
Tensión superficial	σ	M/ T ²	kg/s ²	N/m
Trabajo	W	ML ² /T ²	kgm ² /s ²	Nm (joule, J)
Energía	E	ML ² /T ²	kgm ² /s ²	Nm (joule, J)
Razón de flujo calorífico	Q •	ML ² /T ³	kgm ² /s ³	J/s
Momento de torsión	M,T	ML ² /T ²	kgm ² /s ²	Nm
Potencia	P	ML ² /T ³	kgm ² /s ³	J/s (watts, W)
Viscosidad	μ	M/LT	kg/ms	Ns/m ²
Flujo másico	m	M/T	kg/s	
Gasto o gasto	Q	L ³ /T	m ³ /s	

Prefijos del sistema internacional		
Factor de multiplicación	Prefijo	Símbolo
10 ¹²	tera	T
10 ⁹	giga	G
10 ⁶	mega	M
10 ³	kilo	k
10 ⁻²	centi*	c
10 ⁻³	mili	m
10 ⁻⁶	micro	μ
10 ⁻⁹	nano	n
10 ⁻¹²	pico	p

Unidades empleadas con el sistema internacional y de uso común en la mecánica de fluidos		
Nombre	Símbolo	Valor en unidades SI
minuto (de tiempo)	min	60 s
hora	h	3600 s
día	d	86 400 s
grado	°	(π/180) rad
litro	l,L	10 ⁻³ m ³
tonelada	t	10 ³ kg
hectárea	ha	10 ⁴ m ²
bar	bar	10 ⁵ Pa
grado Celsius	°C	T _c =T _k -273.15 K

Conversión entre las unidades más comunes en los sistemas de bombeo y el SI				
Unidad	Símbolo	Se multiplica por	Se convierte a	Símbol
Metro	m	3.280	pie	pie, ft
Pie	pie, ft	0.3048	metro	m
Pulgada	plg, in	0.0254	metro	m
Kilogramo fuerza	kgf	9.8066	newton	N
Libra	lb	4.4482	newton	N
Kilogramo fuerza /cm ²	kgf/cm ²	98 066.5	pascal	Pa
Libra/pulgadas ²	lb/in ² ,psi	6 894.76	pascal	Pa
British thermal unit	Btu	1 055.056	joule	J
Caballo de potencia	hp,cp	745.699	watt	W
Watt	W	3.412	British thermal unit/ hora	Btu/h
grado Fahrenheit	°F	T _c =(T _f -32)/1.8 *	grado Celsius	°C
Galón	gal	3.7854	litro	L,l
galón/minuto	gpm	6.309 x10 ⁻⁵	metro cúbico / segundo	m ³ /s
metros cúbico /se- gundo	m ³ /s	15 850.37	galón/ minuto	gpm

* Conversión de grados Fahrenheit a grados Celsius

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 3.1 Clasificación general de las bombas	17
Ilustración 3.2 Parámetros para determinar la CDT del sistema de bombeo	19
Ilustración 3.3 Potencia de una bomba	21
Ilustración 3.4 Diagrama universal de Moody, coeficiente de fricción para cualquier tipo y tamaño de tubo (Modificado de Moody 1944)	24
Ilustración 3.5 Nomograma para determinar la longitud equivalente	25
Ilustración 3.6 Gráfica de aumento de la velocidad de ola para el agua	29
Ilustración 3.7 Ejemplo de impulsor semiabierto	35
Ilustración 3.8 Empuje axial	35
Ilustración 4.1 a) Curva del sistema b) Familia de curvas con diámetros diferentes. Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de curvas de cada fabricante	41
Ilustración 4.2 Curva del sistema con 100 % de apertura de la válvula. Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de fabricante	42
Ilustración 4.3 Variación de curva del sistema debido a cambios en la carga estática. Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de fabricante	42
Ilustración 4.4 Banco de pruebas para obtención de curvas de una bomba	43
Ilustración 4.5 Ejemplo de puntos obtenidos sobre una gráfica Q-H	44
Ilustración 4.6 Ejemplo de Curva Q-H	45
Ilustración 4.7 Ejemplo de familia de curvas Q-H	46
Ilustración 4.8 Curvas características de bombas centrífugas (carga-capacidad, potencia, eficiencia y NPSHr). Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de fabricante	46
Ilustración 4.9 Curvas características (dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de fabricante)	47
Ilustración 4.10 Puntos de operación de la bomba	48
Ilustración 4.11 Curva característica de dos bombas en serie	49
Ilustración 4.12 Curva característica de dos bombas operando en paralelo	50
Ilustración 4.13 Bomba en paralelo	51
Ilustración 4.14 Daños de cavitación en bombas	52
Ilustración 4.15 Ejemplo de diseño del impulsor con relación a la velocidad específica	53
Ilustración 5.1 Ejemplo de tuberías y accesorios	58
Ilustración 5.2 Presiones de trabajo	59
Ilustración 5.3 Ejemplo de codo de gajos	62
Ilustración 5.4 Nomenclatura de codo de gajos.	63
Ilustración 5.5 a) Codo de 45° b) Codos de 30°	64

Ilustración 5.6 Refuerzo de intersecciones de tuberías.	66
Ilustración 5.7 Soldadura en tubería	67
Ilustración 5.8 Nomograma para seleccionar la profundidad de placa de refuerzo en tuberías	70
Ilustración 5.9 a) Factor N b) Factor Q y c) Peralte superior e inferior	71
Ilustración 5.10 Esquema de bifurcación reforzada con aletas	73
Ilustración 5.11 Tapas toriesféricas	73
Ilustración 5.12 Soporte de tubería	75
Ilustración 5.13 Anillo de anclaje	75
Ilustración 5.14 Entrada de inspección (entrada-hombre)	77
Ilustración 5.15 Soldadura en unión	78
Ilustración 5.16 Uniones a tope	78
Ilustración 5.17 Soldadura de traslape exterior e interior	80
Ilustración 5.18 Dimensiones de bridas clase 150 y 300	80
Ilustración 6.1 Ejemplo de cárcamo de bombeo	94
Ilustración 6.2 Construcción de cárcamo rectangular	99
Ilustración 6.3 Distribución la estructura de un cárcamo rectangular	101
Ilustración 6.4 Cárcamo húmedo	102
Ilustración 6.5 Arreglo de cárcamos circulares	103
Ilustración 6.6 Cárcamo con canal	107
Ilustración 6.7 Cárcamo circular seco	110
Ilustración 6.8 Cárcamo circular húmedo con bombas sumergibles	110
Ilustración 6.9 Cárcamo circular húmedo con bombas horizontales	111
Ilustración 6.10 Cárcamo rectangular con bombas confinada	114
Ilustración 6.11 Clasificación de vórtices a superficie libre y sumergidos	119
Ilustración 6.12 Esquema del ejemplo 1	123
Ilustración 6.13 Dimensiones del cárcamo de bombeo	125
Ilustración 6.14 Arreglo ejemplo 4. a) Condiciones año 1 b) Condiciones año 2012	130
Ilustración 6.15 Arreglo del ejemplo 5. a) Configuración inicial b) Configuración final	132
Ilustración 7.1 Ejemplo de fuerza hidrostática en paredes	136
Ilustración 7.2 Fuerzas hidrostáticas a) compuerta sumergida b) compuerta de superficie	137
Ilustración 7.3 Compuertas deslizantes. a) Compuerta de hierro fundido. b) Compuerta de acero.	138
Ilustración 7.4 Estructuración de puerta deslizante	139
Ilustración 7.5 Ejemplo de sellos de nota y esquineros	141
Ilustración 7.6 Secciones y perfiles de sellos	141
Ilustración 7.7 Vigas continuas de cuatro a seis apoyos	143
Ilustración 7.8 Momento para vigas con carga triangular	143
Ilustración 7.9 Tolerancias de construcción en compuertas de acero estructural	145
Ilustración 7.10 Guías para vástagos-datos para instalación	148
Ilustración 7.11 Tipos de compuerta de charnela	149
Ilustración 7.12 Fuerzas actuantes en compuerta	150
Ilustración 7.13 Rejillas	151

Ilustración 7.14 a) Limpieza mecánica mediante cadenas, b) Limpieza mediante movimientos oscilatorios (Metcalf y Eddy)	153
Ilustración 7.15 Limpieza mecánica mediante cables (Metcalf and Eddy)	153
Ilustración 7.16 Limpieza de rejilla	154
Ilustración 7.17 a) Rejillas en canal de llegada a cielo abierto, b) Rejillas en planta de bombeo en alcantarillado	155
Ilustración 7.18 a) Coeficiente Cf aplicable a la fórmula de Kischmer a diferentes formas de la barra. b) Valores para flujo inclinado según Monsoyi	157
Ilustración 7.19 Diagrama para el cálculo de la longitud libre de pandeo de rejillas	159
Ilustración 7.20 Rejilla con separadores de tubo y perno. Dependiendo de los datos para la selección de bombas, consultar el manual de curvas de cada fabricante	160
Ilustración 7.21 a) Viga con dos apoyos simples, con carga distribuida triangular. b) Viga con dos apoyos simples, con carga uniformemente distribuida. c) Viga empotrada en ambos extremos con carga uniformemente distribuida	162
Ilustración 7.22 Croquis de instalación de ejercicio 1	162
Ilustración 7.23 Ejemplo de aplicación croquis de conjunto	167
Ilustración 7.24 Rejillas ejemplo de aplicación	167
Ilustración 7.25 a) Atiesadores. b) Dimensiones de módulos	169
Ilustración 7.26 a) Detalle apoyo superior. b) Detalle apoyo inferior. c) Detalle de separador	170
Ilustración 8.1 Medidor tipo Bourdon C	182
Ilustración 8.2 Elementos sensores de presión tipo Bourdon	183
Ilustración 8.3 Componentes de manómetro tipo Bourdon "C" con amplificación mecánica de señal	183
Ilustración 8.4 Instalación típica del manómetro tipo Bourdon "C" con amplificación mecánica de la señal	184
Ilustración 8.5 Despiece de un manómetro tipo Bourdon "C"	186
Ilustración 8.6 Componentes típicos de un sello químico	189
Ilustración 8.7 Instalación típica de manómetro con sello químico tipo diafragma	189
Ilustración 8.8 Amortiguador de pulsaciones	190
Ilustración 8.9 Instalación típica del manómetro con amortiguador de pulsaciones	191
Ilustración 8.10 Métodos de medición de nivel	191
Ilustración 8.11 Nivel tipo regleta	192
Ilustración 8.12 Indicadores locales de nivel tipo regleta	193
Ilustración 8.13 Nivel tipo flotador	195
Ilustración 8.14 Indicador local de nivel con flotador y regleta graduada	195
Ilustración 8.15 Instalación típica de un indicador local de nivel tipo flotador con regleta	197
Ilustración 8.16 Nivel presión hidrostática	198
Ilustración 8.17 Celda de presión diferencial electrónica, trabajando por variación de capacitancia	198
Ilustración 8.18 Principio de operación de una celda hidrostática con base a una celda de carga piezorresistiva	200
Ilustración 8.19 Arreglo general de una celda hidrostática	200
Ilustración 8.20 Instalaciones típicas para medidores tipo celda hidrostática	201

Ilustración 8.21 Esquema del principio de operación del medidor local de nivel tipo sonda neumática para pruebas temporales de medición de nivel	202
Ilustración 8.22 Instalación típica en pozo profundo del indicador de nivel tipo sonda neumática	204
Ilustración 8.23 Principio del funcionamiento del medidor de nivel tipo sonda eléctrica	205
Ilustración 8.24 Componentes del indicador de nivel tipo sonda eléctrica	205
Ilustración 8.25 Nivel tipo sonda eléctrica	207
Ilustración 8.26 Instalación típica del indicador de nivel tipo sonda eléctrica	207
Ilustración 8.27 Parámetros de funcionamiento del medidor de nivel tipo ultrasónico	208
Ilustración 8.28 Componentes de los diferentes tipos de válvulas	212
Ilustración 8.29 Válvula de seccionamiento y estrangulación	215
Ilustración 8.30 Válvula de compuerta con bonete atornillado y vástago saliente	218
Ilustración 8.31 Algunos tipos de discos de cierre en las válvulas de compuerta	218
Ilustración 8.32 Válvulas de mariposa (operación manual) en tipos de placa, orejas (anillo macizo) y de carrete (bridada)	220
Ilustración 8.33 Válvula de retención	221
Ilustración 8.34 Válvula de retención tipo disco de columpio	223
Ilustración 8.35 Válvula de retención disco inclinable	226
Ilustración 8.36 Válvula de retención disco bipartido	229
Ilustración 8.37 Válvula de pie	231
Ilustración 8.38 Válvula de retención de cierre lento	233
Ilustración 8.39 Válvula de flotador	235
Ilustración 8.40 Lista de partes de válvula de flotador	235
Ilustración 8.41 Válvula de admisión y expulsión de aire	237
Ilustración 8.42 Válvula combinada para aire	239
Ilustración 8.43 Válvula aliviadora de presión	241
Ilustración 8.44 Válvula aliviadora de presión	241
Ilustración 8.45 Tuerca cuadrada para adaptar el vástago a la llave de tuercas	244
Ilustración 8.46 a) Llave en "T" utilizada como extensión del vástago. b) Unidades de extensión para vástagos de válvulas	244
Ilustración 8.47 Rueda de cadena para válvulas en lugares altos	245
Ilustración 8.48 Operador de engranes	246
Ilustración 8.49 Actuadores más comunes adaptados a una válvula de mariposa	247
Ilustración 8.50 Ejemplo de actuadores	248
Ilustración 9.1 a) Movimientos básicos de un sistema monocarril y de una grúa giratoria. b) Movimientos básicos de una grúa viajera y de una grúa aporcada	269
Ilustración 9.2 Polipastos. a) Tipo compacto. b) Tipo malacate abierto	270
Ilustración 9.3 a) Grúa puente viajera, de puente apoyado (monopuente). b) Grúa puente viajera, de puente apoyado (bipuente)	271
Ilustración 9.4 a) Grúa puente viajera, de puente suspendido (monopuente). b) Grúa viajera de puente suspendido, (bipuente)	272

Ilustración 9.5 a) Grúa aporticada monopunte. b) Grúa aporticada bipunte. c) Grúa semiaporticada monopunte. d) Grúa semiaporticada bipunte	275
Ilustración 9.6 Monocarril curvo y recto	277
Ilustración 9.7 Sistemas de alimentación eléctrica	278
Ilustración 9.8 a) Monorraíl recto sobre cárcamo aislado. b) Monorraíl recto, adjunto a construcción	279
Ilustración 9.9 a) Grúa giratoria montada sobre muro. b) Grúa giratoria montada sobre columna libre	280
Ilustración 9.10 a) Carro portante con desplazamiento, por rodillos (por jalón). b) Carro portante con desplazamiento, por torno. c) Carro portante con desplazamiento, por motor eléctrico	282
Ilustración 9.11 a) Polipasto trinquete, b) Polipasto de mordaza, c) Polipasto de torno y d) Polipasto de motor	284
Ilustración 9.12 Bloque de carga con gancho	292
Ilustración 9.13 Ángulo de desviación de la cuerda en las poleas	293
Ilustración 9.14 El ángulo de desviación de la cuerda por los tambores	294
Ilustración 9.15 Poleas para grúa	294
Ilustración 9.16 Tambor para grúa	295
Ilustración 9.17 Trole para grúa	297
Ilustración 9.18 Arreglos para motores del puente	299
Ilustración 10.1 Ejemplo 1	305
Ilustración 10.2 Elevación con respecto a un plano arbitrario de referencia del ejemplo 2	307
Ilustración 10.3 Curva de la bomba correspondiente a un impulsor (carga)	307
Ilustración 10.4 Curva de la bomba correspondiente a un impulsor (Eficiencia)	308
Ilustración 10.5 Curva de la bomba correspondiente a un impulsor (NPSH3)	308
Ilustración 10.6 Ejemplo 3	311
Ilustración 10.7 Problema 29	322



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Ejemplo de catálogo de conceptos	13
Tabla 3.1 Rugosidades absolutas para algunos materiales	36
Tabla 3.2 Velocidad de la onda de presión para tuberías de acero.	37
Tabla 3.3 Valores del módulo de elasticidad y Poisson de algunos materiales)	37
Tabla 4.1 Márgenes de NPSH, para bombas de agua/aguas residuales	55
Tabla 5.1 Esfuerzo permisible (S)	81
Tabla 5.2 Factor de calidad de soldadura (E)	81
Tabla 5.3 Sobre espesor por corrosión y servicio (c)	81
Tabla 5.4 Factor de reducción de resistencia de soldadura (W)	82
Tabla 5.5 Valores de coeficiente Y para $t < D/6$	83
Tabla 5.6 Dimensiones estándar para codos con gajos	84
Tabla 5.7 Tipos de refuerzo recomendado (presión interior)	86
Tabla 5.8 Espesores para aros y silletas	87
Tabla 5.9 Valores del factor M para cabezas toriesféricas	88
Tabla 5.10 Dimensiones y cargas para anillos de anclaje presiones de (1.03 y 1.72 MPa)	88
Tabla 5.11 Dimensiones de agujeros de inspección	89
Tabla 5.12 Indicaciones generales para soldaduras a tope	89
Tabla 5.13 Dimensiones para bridas clase 150	90
Tabla 5.14 Dimensiones para bridas clase 300 (Dimensiones en pulgadas)	91
Tabla 6.1 Pasos de diseño de una estructura de cárcamo rectangular	116
Tabla 7.1 Diseños prototipo de compuertas deslizantes de fierro fundido y acero	171
Tabla 7.2 Esfuerzos de trabajo	172
Tabla 7.3 Materiales	173
Tabla 7.4 Práctica general de laminación	174
Tabla 7.5 Dimensiones de sellos de nota y esquineros	174
Tabla 7.6 Designación de perfiles estructurales	175
Tabla 7.7 Ayudas de diseño para tipos de carga	175
Tabla 7.8 Coeficientes de fricción.	175
Tabla 7.9 Características de vástagos	176
Tabla 7.10 Mecanismos elevadores-datos básicos	176
Tabla 7.11 Diámetro del vástago D	177
Tabla 7.12 Características de las rejillas	177
Tabla 7.13 Materiales empleados en la construcción de rejillas	177
Tabla 7.14 Valores de compresión en miembros cargados axialmente	178
Tabla 7.15 Valores del factor efectivo K	178
Tabla 7.16 Resultados de cálculos para separación entre largueros ejemplo 2	179
Tabla 7.17 Relación de materiales para el ejemplo de aplicación	179

Tabla 8.1 Materiales de construcción.	254
Tabla 8.2 Graduaciones estándar rangos de baja presión.	255
Tabla 8.3 Comparación de indicadores de nivel	256
Tabla 8.4 Rangos de medición	256
Tabla 8.5 Parámetros de fabricante de los indicadores de nivel tipo sonda eléctrica	256
Tabla 8.6 Factores y condiciones de atenuación para el pulso ultrasónico	257
Tabla 8.7 Dimensiones, materiales y características técnicas	257
Tabla 8.8 Especificaciones de materiales para tubería	258
Tabla 8.9 Lista de válvulas aplicables	259
Tabla 8.10 Clasificación de válvulas	260
Tabla 8.11 Lista de clasificación de válvulas	261
Tabla 8.12 Válvulas disponibles en el mercado	262
Tabla 8.13 Valores de C_v	263
Tabla 8.14 Longitud equivalente en diámetros de tubo de diversas válvulas	264
Tabla 8.15 Valores C_v proporcionados por el fabricante para una válvula de retención (columpio)	265
Tabla 8.16 Valores C_v proporcionados por el fabricante para valores de válvulas tipo disco inclinable	265
Tabla 8.17 Valores C_v proporcionados por el fabricante para válvulas de disco bipartido	265
Tabla 8.18 Valores C_v proporcionados por el fabricante para válvulas de pie	265
Tabla 9.1 Capacidad de carga y dimensiones entre apoyos de grúas aporticas y semiaporticas	277
Tabla 9.2 Capacidad de carga y dimensiones entre apoyos y ángulos de movilidad	281
Tabla 9.3 Tolerancias permisibles para rieles	287
Tabla 9.4 Definición de CMAA para clase de servicio de grúas en términos de clase de carga y ciclos de carga	290
Tabla 9.5 Factor para la maquinaria de servicio	292
Tabla 9.6 Guía para selección de diámetro mínimo de la polea en función del diámetro de la cuerda o cable	294
Tabla 9.7 Guía para selección de diámetro mínimo del tambor en función del diámetro de la cuerda o cable	295
Tabla 9.8 Vida útil de cojinetes	296
Tabla 9.9 Velocidades de funcionamiento sugerida en (m/min) para grúas controladas desde el piso	300
Tabla 9.10 Formato para selección de grúa	301
Tabla 10.1 Clasificación de la energía de succión SE (Budris, 2006)	313

CONTENIDO ALFABÉTICO

- Accesorios 187
- Acoplamientos 298
- Actuadores para válvulas 242
- Agujeros de inspección 76
- Alcance de los documentos técnicos – administrativos 10
- Alcance de los trabajos mecánicos 5
- Bloque de carga 292
- Bridas 79
- Cables de elevación 293
- Cálculo de carga dinámica total 18
- Cálculo de carga neta de succión disponible (NS-PHA) 18
- Cálculo de empuje axial 33
- Cálculo de empuje axial en bombas verticales 32
- Cálculo de la carga de bombeo 18
- Cálculo de la carga de bombeo y de la potencia hidráulica 15
- Cálculo del espesor de la pared del tubo 60
- Cálculo de potencia de la bomba y motor 20
- Capacidad nominal 286
- Características de los vórtices 117
- Cárcamo circular 109
- Cárcamo rectangular 113
- Cárcamos con canal 106
- Carga efectiva 291
- Carros portantes (Troles) y sus aplicaciones 281
- Clasificación de bombas centrifugas 16
- Clasificación de cárcamos 105
- Clasificación de grúas 288
- Clasificación de las rejillas 155
- Clasificación y descripción general de las bombas y motor 16
- Componentes de los manómetros y materiales de construcción 187
- Comportamiento de bombas centrifugas 41
- Compuertas 135
- Compuertas de bisagra 148
- Compuertas deslizantes 136
- Conductores eléctricos 286
- Conexiones soldables en ramales 65
- Control del golpe de ariete 28
- Criterios para la selección de manómetros 184
- Criterios para la selección de materiales 30
- Definición de grúas 268
- Definición de un equipo de bombeo 15
- Dimensionamiento de cárcamos 118
- Dimensionamiento del cárcamo de bombeo 121
- Diseño de cárcamos 98
- Diseño de compuertas y rejillas 135
- Diseño de rejillas 156
- Diseño de tuberías y accesorios 57
- Diseño de uniones soldadas 77
- Diseño estructural 5
- Diseño mecánico de grúas y polipastos 291
- Diseños de cárcamos de bombeo 93
- Dispositivo de límite sobrecarga 293
- Efectos del ambiente químico sobre los materiales para los equipos 31
- Empuje axial resultante 33
- Equipo de maniobras y mantenimiento 267
- Evaluación del potencial de corrosión 31

Frenos 296
 Golpe de ariete 26
 Grúas y sus Aplicaciones 268
 Hidráulica de cárcamos 114
 Indicadores de nivel 190
 Instrumentos y válvulas 181
 Medidores de presión tipo Bourdon "C" 182
 Métodos de prevención y control 32
 Motor para puente 297
 Objetivos de diseño de cárcamos 97
 Obtención de los puntos de la curva 39
 Partes constitutivas de los cárcamos 100
 Pérdidas de energía por fricción en la conducción 22
 Poleas 294
 Polipastos y sus aplicaciones 283
 Potencia del motor 26
 Recubrimientos anti corrosivos 32
 Rejillas 151
 Rodamientos 296
 Ruedas 298
 Soporte de la tubería 74
 Tambor 295
 Tapas 72
 Tipos de actuadores 243
 Tipos de bombas centrifugas 16
 Tipos de válvulas 211
 Tipo sonda eléctrica 203
 Topes 300
 Trazo de curva del sistema y comportamiento de las bombas 39
 Trazo de la curva del sistema 39
 Válvulas 210
 Válvulas aliviadoras de presión (VAP) 240
 Válvulas de flotador 234
 Válvulas de retención 221
 Válvulas de seccionamiento y estrangulación 215
 Válvulas para aire 236
 Viga riel 286

NOTAS:



