

GRUNDFOS INDUSTRY



GRUNDFOS 
INDUSTRIAL SOLUTIONS™

MANUAL DE BOMBEO

BE > THINK > INNOVATE >

GRUNDFOS 

Índice

A

Acero inoxidable	66	Suelo	79
Acero	65	Peana	79
Acoplamiento básico	16	Amortiguadores de vibraciones	79
Acoplamiento flexible	16	Bomba centrífuga	8
Acoplamiento por espaciador	16	Bomba con acoplamiento corto	12, 13, 16
Acoplamiento	16	Bomba con acoplamiento largo	12, 13, 16
Acoplamiento básico	16	Bomba con motor provisto de diafragma	18
Acoplamiento flexible	16	Bomba de aspiración axial	12
Acoplamiento por espaciador	16	Bomba de caudal radial	8
Adaptador de cierre	29	Bomba de desplazamiento positivo	24
Ahorros energéticos	111, 114, 117	Bomba de diafragma	25
Aislamiento de fases	48	Bomba de dosificación	25
Aislamiento del motor	48	Bomba en línea	12, 13
Aislamiento reforzado	48	Bomba estándar	17
Ajuste del rendimiento de la bomba	106	Bomba gemela	11
Aleaciones de cobre	69	Bomba horizontal	12, 13
Aleaciones de níquel	69	Bomba monocelular	11, 12, 13, 15
Aleaciones ferrosas	65	Bomba multicelular	11, 12, 13, 16
Aleaciones metálicas	65	Bomba para aguas residuales	21
Aleaciones ferrosas	65	Bomba sanitaria	20
Alimentación	47	Bomba sellada herméticamente	18
Altura geodésica	99	Bomba sumergible	22
Altura	9, 85	Bomba sumergible	23
Aluminio	70	Bomba vertical	12, 13
Amortiguadores de vibraciones	79	Bomba	
Arranque con autotransformador	46	Bomba de caudal axial	8
Arranque del motor	46	Bombas para pozos de sondeo	23
Arranque directo en línea (DOL)	46	Bomba con motor provisto de diafragma	18
Arranque directo en línea (DOL)	46	Bomba centrífuga	8
Arranque en estrella/delta	46	Bomba con acoplamiento corto	12, 13, 16
Arranque con autotransformador	46	Bomba de diafragma	25
Convertidor de frecuencia	46, 47	Bomba de dosificación	25
Arranque suave	46	Bomba cerrada herméticamente	18
Arranque en estrella/delta	46	Bomba horizontal	12, 13
Arranque suave	46	Bomba sumergible	22
Arrastre magnético	19	Bomba con acoplamiento largo	12, 13, 16
ATEX (ATmósfera EXplosiva)	41	Bomba con arrastre magnético	19
Austenítico (no magnético)	68	Bomba con caudal mixto	8
		Bomba multicelular	11, 12, 13, 16
		Bomba de desplazamiento positivo	24
		Bomba de caudal radial	8
		Bomba sanitaria	20
		Bomba monocelular	15
		Bomba con cámara partida	12, 13, 17
		Bomba estándar	17

B

Base	78
Peana flotante	79

Bomba vertical	12, 13		
Bomba para aguas residuales	21		
Bombas con cámara partida	12, 13, 17		
Bombas con convertidor de frecuencia integrado	118		
Bombas conectadas en serie	103		
Bombas de caudal axial	8		
Bombas de caudal mixto	8		
Bombas de velocidad controlada en paralelo	102		
Bombas en paralelo	101		
Bombas para pozos de sondeo	23		
Bombas para pozos profundos	23		
Bombas sobredimensionadas	106		
C			
Calentamiento del motor en reposo	51		
Cambio del diámetro del impulsor	108, 110		
Capacidad térmica	93		
Característica de la bomba	9, 96		
Característica del sistema	96		
Sistema cerrado	96, 98		
Sistema abierto	96, 99		
Carcasa con voluta doble	15		
Carcasa con voluta simple	15		
Carcasa de la bomba	15		
Carcasa de voluta	11		
Carcasa del canal de retorno	11, 15		
Carcasa	15		
Voluta doble	15		
Voluta simple	15		
Canal de retorno	15		
Caucho de etileno propileno (EPDM)	72		
Caucho de nitrilo	72		
Caucho de silicona (Q)	72		
Caucho	72		
Caucho de etileno propileno (EPDM)	72		
Fluoroelastómeros (FKM)	72		
Caucho de nitrilo (NBR)	72		
Perfluoroelastómeros (FFKM)	72		
Caucho de silicona (Q)	72		
Cierre con fuelles de caucho	31		
Caudal de masa	83		
Caudal de volumen	83		
Unidades	Apéndice A		
Caudal	83		
Masa del caudal	83		
Volumen del caudal	83		
Unidades	Apéndice B		
Cavitación	10, 89		
Corrosión por cavitación	63		
Cerámica	71		
Cierre con junta tórica	31		
Cierre de cartucho	32		
Cierre de fuelles metálicos	32		
Cierre equilibrado	30		
Cierre mecánico	18, 28		
Cierre de fuelles	31		
Cierre de cartucho	32		
Cierre de fuelles metálicos	32		
Cierre de fuelles de caucho	31		
Funcionamiento	29		
Purga	32		
Cierre no equilibrado	30		
Cierre	28		
Cierre equilibrado	30		
Cierre no equilibrado	30		
Clase de aislamiento	44		
Clase de protección (IP), motor	43		
Consumo	10, 91		
Potencia hidráulica	10, 91		
Potencia en el eje	91		
Control de derivación	106		
Control por estrangulamiento	106, 110-113		
Control de la presión			
Control de presión diferencial constante	115		
Presión constante	114		
Control de presión constante	119		
Presión de suministro constante	114		
Control de presión diferencial	116		
Control de presión proporcional	120		
Control de velocidad variable	108		
Control de velocidad	106, 108, 110		
Control de velocidad variable	108		
Control	106		
Control por estrangulamiento	107		
Control de derivación	107		
Control de velocidad	108		
Control de presión diferencial constante	115		
Control de presión constante	114		
Control de temperatura constante	115		
Convertidor de frecuencia	47, 108, 118		

Corriente no sinusoidal	124	Doble cierre espalda con espalda	34
Corrosión en aberturas	62	Doble cierre mecánico	33
Corrosión en orificios	61	Doble cierre en tándem	33
Corrosión galvánica	64	Doble entrada	17
Corrosión intergranular	62		
Corrosión por erosión	63	E	
Corrosión selectiva	62	Eje 11	
Corrosión uniforme	61	Elevación geodésica	99
Corrosión	60	F	
Corrosión por cavitación	63	Fatiga de corrosión	64
Fatiga de corrosión	64	Ferrítico (magnética)	68
Corrosión en aberturas	62	Ferrítico-austenítico o dúplex (magnética)	68
Corrosión por erosión	63	Filtro de EMC	123
Corrosión galvánica	64	Fluido newtoniano	55
Corrosión intergranular	62	Fluido plástico	55
Corrosión en orificios	61	Fluoroelastómeros (FKM)	72
Corrosión selectiva	62	Frontal de cierre	28
Grietas de corrosión por tensión (SCC)	63	Fuerzas axiales	14
Corrosión uniforme	61	Fuerzas radiales	15
Costes de adquisición	129		
Costes de funcionamiento	106, 130	G	
Costes de instalación y puesta en marcha	129	Grietas de corrosión por tensión (SCC)	63
Costes de mantenimiento y reparación	131		
Costes de paralización	131	H	
Costes de pérdidas de producción	131	Hierro fundido	66
Costes de retirada de servicio y eliminación	131	Hierro gris	66
Costes del ciclo vital	117, 128	Hierro nodular	66
Ejemplo	132		
Costes del sistema	117	I	
Costes energéticos	130	IEC, motor	40
Costes iniciales	129	Impulsor bicanal	21
Costes medioambientales	130	Impulsor de aspiración simple	11
Curva característica de la bomba	9	Impulsor de aspiración doble	11, 17
Curva de bomba para líquidos viscosos	55	Impulsor monocanal	21
Curva de rendimiento	10	Impulsor	14, 21
Curva del rendimiento de la bomba	9, 96	Canal doble	21
Curva QH	9	Monocanal	21
		Vórtex impulsor	21
D		Instalación de la bomba	77
Densidad	10, 93	Interruptor automático de fugas a tierra (ELCB)	125
Unidad	Apéndice A	Juntas de dilatación	80
Agua	Apéndice D		
Salmuera	Apéndice L		
Directrices EMC	123		

Índice

L

Líquido dilatador	55
Líquido no newtoniano	55
Líquido tixotrófico	55
Líquido viscoso	54
Líquido	54
Dilatador	55
Newtoniano	55
No newtoniano	55
Fluido plástico	55
Tixotrófico	55
Viscoso	54

M

Martensítico (magnético)	68
Modulación por duración de impulso (PWM)	123
Montaje del motor (IM)	43
Motor asíncrono	40
Motor con seguridad ampliada	41
Motor eléctrico	40
Motor ignífugo	41
Motor con seguridad ampliada	41
Motor sin chispas	42
Motor ignífugo	41
Motor sin chispas	42
NPSH (Altura de aspiración positiva neta)	10, 89
Motores	40

N

NEMA, norma para motores	40
Nivel sonoro	81
Nivel de presión sonora	82
Normas	40
IEC, motor	40
NEMA, motor	40
Normativa sanitaria	20

P

Peana flotante	79
Peana	79
Perfluoroelastómeros (FFKM)	72
Pinturas	74

Plástico	71
Potencia en el eje	91
Potencia hidráulica	10, 91
Prensaestopas	28
Presión absoluta	85
Presión de medida	85
Presión de vapor	90, Apéndice D
Presión del sistema	88
Presión diferencial	88
Presión dinámica	84
Presión estática	84
Presión medida	85
Presión	84
Presión absoluta	85
Presión diferencial	88
Presión dinámica	84
Presión manométrica	85
Presión de medida	85
Presión estática	84
Presión del sistema	88
Unidades	85, Apéndice A
Presión de vapor	90, Apéndice D
Protección del motor	49
Pruebas de ignición de polvo (DIP)	42
Punto de referencia	114
Punto de servicio	96
Purga	32
PWM (Modulación por duración de impulso)	123

R

Rendimiento del motor	49
Rendimiento	10
Rendimiento a velocidad reducida	109
Resistencias conectadas en paralelo	98
Resistencias conectadas en serie	97
Resistencias simples	97
Resistencias conectadas en serie	97
Revestimientos metálicos	73
Revestimientos no metálicos	74
Revestimientos orgánicos	74
Revestimientos	73
Revestimientos metálicos	73
Revestimientos no metálicos	74
Revestimientos orgánicos	74

Rodamientos	51
Rodamientos aislados	48
Ruido (vibración)	78

S

Selección de bombas asistida por ordenador	58
Sellado de fuelle	31
Sistema abierto	96, 99
Sistema cerrado	96, 98
Sistema de control PI	114

T

Tamaño del bastidor	44
Temperatura	93
Unidades	Apéndice B
Termistores PTC	50
Termoplásticos	71
Termosets	71
Titanio	70
Transmisor de presión (PT)	114

V

Válvula de mariposa	107
Vibraciones	78
Viscosidad cinemática	54, Apéndice L
Viscosidad dinámica	54
Viscosidad	54, Apéndice L
Viscosidad dinámica	54
Vórtex impulsor	21

GUÍA DE REFERENCIA DE BOMBAS

Copyright 2004 GRUNDFOS Management A/S. Todos los derechos reservados.

Este material está protegido por las leyes de derechos de autor y otros tratados internacionales. No está permitida la reproducción de este material, en su totalidad o en parte, por ningún medio, sin el consentimiento previo y por escrito de GRUNDFOS Management A/S.

Renuncia legal

Se han hecho todos los esfuerzos razonables para garantizar la exactitud del contenido de este material. Sin embargo, GRUNDFOS Management A/S no se hace responsable de ninguna pérdida directa, indirecta o derivada resultante de la utilización o fiabilidad del contenido de este material.

Introducción

La industria de fabricación requiere bombas con exigentes requisitos en cuanto a funcionamiento óptimo, alta fiabilidad y bajo consumo de energía. Por consiguiente, Grundfos ha desarrollado esta Guía de referencia de bombas, que de un modo sencillo se ocupa de distintas consideraciones relativas al dimensionamiento de bombas y sistemas de bombeo. Hemos elaborado una guía de referencia para ingenieros y técnicos que trabajan en el diseño e instalación de bombas y sistemas de bombeo a fin de ofrecer respuestas a una amplia gama de cuestiones técnicas específicas de las bombas. Esta guía de referencia de bombas se puede leer de principio a fin y también permite consultar temas específicos.

El material está dividido en 5 capítulos que se ocupan de distintas fases del diseño de sistemas de bombeo.

En el capítulo 1 se hace una presentación general de los distintos tipos de bombas y componentes. Aquí también se describe qué medidas de precaución se deben adoptar cuando se trabaja con líquidos viscosos. Asimismo, aquí también se presentan los materiales más utilizados, además de los distintos tipos de corrosión. La terminología más importante relacionada con el rendimiento de las bombas se presenta en el capítulo 2. El capítulo 3 trata de la hidráulica del sistema y de algunos de los factores más importantes a tener en cuenta para obtener un funcionamiento óptimo del sistema de bombeo. Puesto que a menudo resulta necesario afinar el rendimiento de la bomba por medio de distintos métodos de ajuste, estos se tratan en el capítulo 4. El capítulo 5 describe los costes del ciclo vital, ya que el consumo de energía desempeña un papel muy importante en las bombas y en los sistemas de bombeo actuales.

Confiamos en que encontrará útil esta guía de referencia de bombas y que la utilizará en su trabajo diario.

Segment Director

Business Development Manager

Allan Skovgaard

Claus Bærnholdt Nielsen

Tabla de Contenidos

Capítulo 1 Diseño de bombas y motores..... 7

Apartado 1.1 Estructura de las bombas8

1.1.1 Bombas centrífugas 8

1.1.2 Curvas de las bombas.....9

1.1.3 Características de las bombas centrífugas 11

1.1.4 Tipos de bombas en línea y de aspiración axial más comunes.....12

1.1.5 Tipos de impulsores (fuerzas axiales).....14

1.1.6 Tipos de carcasas (fuerzas radiales) 15

1.1.7 Bombas monocelulares 15

1.1.8 Bombas multicelulares 16

1.1.9 Bombas con acoplamiento largo y con acoplamiento corto 16

Apartado 1.2 Tipos de bombas17

1.2.1 Bombas estándar..... 17

1.2.2 Bombas con cámara partida 17

1.2.3 Bombas selladas herméticamente.....18

1.2.4 Bombas sanitarias 20

1.2.5 Bombas para aguas residuales 21

1.2.6 Bombas sumergibles.....22

1.2.7 Bombas para pozos de sondeo 23

1.2.8 Bombas con desplazamiento positivo 24

Apartado 1.3 Cierres mecánicos27

1.3.1 Componentes y funciones de los cierres mecánicos 29

1.3.2 Cierres equilibrados y no equilibrados 30

1.3.3 Tipos de cierres mecánicos 31

1.3.4 Combinaciones de materiales de cierre.....34

1.3.5 Factores que afectan al rendimiento del cierre36

Apartado 1.4 Motores 39

1.4.1 Normas 40

1.4.2 Arranque del motor 46

1.4.3 Alimentación 47

1.4.4 Convertidor de frecuencia 47

1.4.5 Protección del motor 49

Apartado 1.5 Líquidos53

1.5.1 Líquidos viscosos.....54

1.5.2 Líquidos no newtonianos..... 55

1.5.3 Impacto de los líquidos viscosos en el rendimiento de bombas centrífugas 55

1.5.4 Selección de la bomba adecuada para líquidos con anticongelante 56

1.5.5 Ejemplo de cálculo.....58

1.5.6 Selección de bombas asistida por ordenador para líquidos viscosos 58

Apartado 1.6 Materiales 59

1.6.1 ¿Qué es la corrosión? 60

1.6.2 Tipos de corrosión 61

1.6.3 Metales y aleaciones metálicas 65

1.6.4 Cerámica 71

1.6.5 Plástico 71

1.6.6 Caucho 72

1.6.7 Revestimientos 73

Capítulo 2 Instalación y lectura del rendimiento75

Apartado 2.1 Instalación de las bombas 76

2.1.1 Instalación nueva 76

2.1.2 Instalación existente - sustitución 76

2.1.3 Caudal en las tuberías para instalaciones con una sola bomba 77

2.1.4 Limitación del ruido y las vibraciones 78

2.1.5 Nivel sonoro (L) 81

Apartado 2.2 Rendimiento de las bombas 83

2.2.1 Términos hidráulicos 83

2.2.2 Términos eléctricos 90

2.2.3 Propiedades de los líquidos 93

Capítulo 3 Hidráulica del sistema 95

Apartado 3.1 Características del sistema 96

- 3.1.1 Resistencias simples 97
- 3.1.2 Sistemas cerrados y abiertos 98

Apartado 3.2 Bombas conectadas en serie y en paralelo 101

- 3.2.1 Bombas conectadas en paralelo 101
- 3.2.2 Bombas conectadas en serie 103

Capítulo 4 Ajuste del rendimiento de las bombas 105

Apartado 4.1 Ajuste del rendimiento de una bomba 106

- 4.1.1 Control por estrangulamiento 107
- 4.1.2 Control de derivación 107
- 4.1.3 Cambio del diámetro del impulsor 108
- 4.1.4 Control de velocidad 108
- 4.1.5 Comparación de los métodos de ajuste 110
- 4.1.6 Rendimiento global del sistema de bombeo 111
- 4.1.7 Ejemplo: Consumo relativo cuando el caudal se reduce un 20% 111

Apartado 4.2 Sistemas con bombas de velocidad controlada 114

- 4.2.1 Control de presión constante 114
- 4.2.2 Control de temperatura constante 115
- 4.2.3 Presión diferencial constante en un sistema circulante 115
- 4.2.4 Control de presión diferencial compensada por caudal 116

Apartado 4.3 Ventajas del control de la velocidad 117

Apartado 4.4 Ventajas de las bombas con convertidor de frecuencia integrado 118

- 4.4.1 Curvas de rendimiento de las bombas de velocidad controlada 119
- 4.4.2 Bombas de velocidad controlada en diferentes sistemas 119

Apartado 4.5 Convertidores de frecuencia 122

- 4.5.1 Características y funciones básicas 122
- 4.5.2 Componentes del convertidor de frecuencia 122

- 4.5.3 Condiciones especiales relativas a los convertidores de frecuencia 124

Capítulo 5 Cálculo de los costes del ciclo vital 127

Apartado 5.1 Ecuación de los costes del ciclo vital 128

- 5.1.1 Costes iniciales, precio de adquisición (C_{ic}) 129
- 5.1.2 Costes de instalación y puesta en marcha (C_{in}) 129
- 5.1.3 Costes de energía (C_e) 130
- 5.1.4 Costes de funcionamiento (C_o) 130
- 5.1.5 Costes ambientales (C_{env}) 130
- 5.1.6 Costes de mantenimiento y reparación (C_m) 131
- 5.1.7 Costes de paralización, pérdidas de producción (C_s) 131
- 5.1.8 Costes de retirada de servicio y eliminación (C_o) 131

Apartado 5.2 Cálculo de los costes del ciclo vital – ejemplo 132

Apéndice 133

- A) Notación y unidades 134
- B) Tablas de conversión de unidades 135
- C) Prefijos del SI y alfabeto griego 136
- D) Presión de vapor y densidad del agua a distintas temperaturas 137
- E) Orificio 138
- F) Cambios en la presión estática debido a cambios en el diámetro de las tuberías 139
- G) Toberas 140
- H) Nomograma de pérdidas de altura en codos, válvulas, etc 141
- I) Nomograma de pérdidas en tuberías para agua limpia a 20 °C 142
- J) Sistema periódico 143
- K) Normas de bombas 144
- L) Viscosidad de distintos líquidos en función de la temperatura del líquido 145

Índice 151

Apartado 1.1: Estructura de las bombas

- 1.1.1 Bombas centrífugas
- 1.1.2 Curvas de las bombas
- 1.1.3 Características de las bombas centrífugas
- 1.1.4 Tipos de bombas en línea y de aspiración axial más comunes
- 1.1.5 Tipos de impulsores (fuerzas axiales)
- 1.1.6 Tipos de carcasas (fuerzas radiales)
- 1.1.7 Bombas monocelulares
- 1.1.8 Bombas multicelulares
- 1.1.9 Bombas con acoplamiento largo y con acoplamiento corto

Apartado 1.2: Tipos de bombas

- 1.2.1 Bombas estándar
- 1.2.2 Bombas con cámara partida
- 1.2.3 Bombas selladas herméticamente
- 1.2.4 Bombas sanitarias
- 1.2.5 Bombas para aguas residuales
- 1.2.6 Bombas sumergibles
- 1.2.7 Bombas para pozos de sondeo
- 1.2.8 Bombas con desplazamiento positivo



Apartado 1.1

Estructura de las bombas

1.1.1 Bombas centrífugas

En 1689, el físico Denis Papin inventó la bomba centrífuga. Hoy en día este tipo de bomba es el más utilizado en todo el mundo. La bomba centrífuga está basada en un principio muy simple: el líquido se dirige al centro del impulsor y por medio de la fuerza centrífuga se arroja hacia la periferia de los impulsores.

Su construcción es razonablemente económica, robusta y simple, y su alta velocidad hace que sea posible conectar la bomba directamente a un motor asíncrono. La bomba centrífuga proporciona un caudal constante de líquido y se puede regular fácilmente sin producir daños a la bomba.

Ahora echemos un vistazo a la figura 1.1.1, que muestra el caudal del líquido a través de la bomba. La entrada de la bomba conduce el líquido al centro del impulsor giratorio y desde allí se lanza hacia la periferia. Esta construcción ofrece un alto rendimiento y es adecuada para manejar líquidos puros. Las bombas que deben manejar líquidos impuros, como las bombas para aguas residuales, incorporan un impulsor construido especialmente para evitar que los objetos queden atascados dentro de la bomba. Consulte el apartado 1.2.5.

Si aparece una diferencia de presión en el sistema mientras la bomba centrífuga no está funcionando, el líquido podrá seguir pasando a través de ella gracias a su diseño abierto.

Como se deduce de la figura 1.1.2, las bombas centrífugas se pueden dividir en grupos según distintas categorías: Bombas de caudal radial, bombas de caudal mixto y bombas axiales. Las bombas de caudal radial y las bombas de caudal mixto son los tipos que se utilizan con mayor frecuencia. Por consiguiente, en las siguientes páginas sólo nos concentraremos en esos tipos de bombas.

No obstante, presentaremos brevemente las bombas de desplazamiento positivo en el apartado 1.2.8.

Las distintas exigencias de rendimiento de una bomba centrífuga, especialmente en lo que se refiere a altura, caudal e instalación, junto con la exigencia de un funcionamiento económico, son sólo algunos de los motivos por los que existen muchos tipos de bombas. La figura 1.1.3 muestra distintos tipos de bombas en cuanto a caudal y presión.

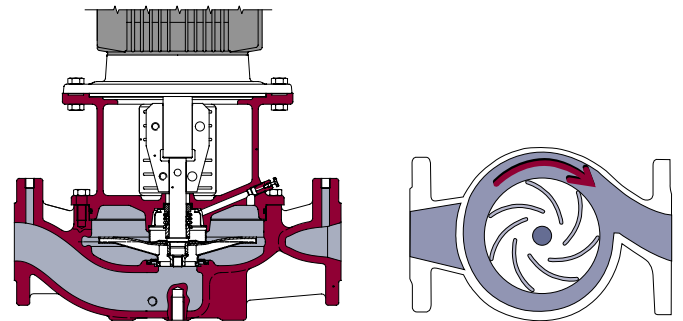


Fig. 1.1.1: Caudal de líquidos a través de la bomba
Consulte el texto en PDF

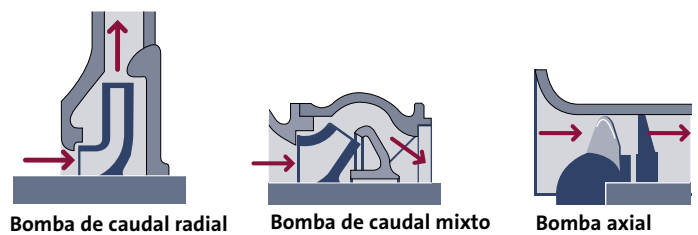


Fig. 1.1.2: Distintas clases de bombas centrífugas
Consulte el texto en PDF

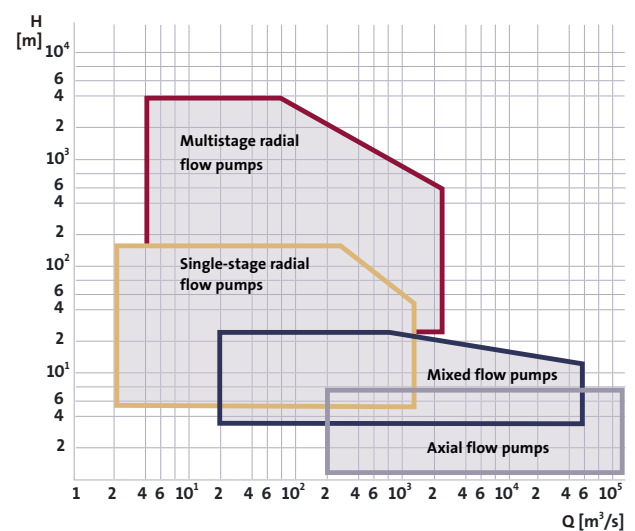


Fig. 1.1.3: Caudal y altura para distintos tipos de bombas centrífugas
Consulte el texto en PDF



1.1.2 Curvas de las bombas

Antes de profundizar en el mundo de la estructura y los tipos de bombas, presentaremos las características básicas de las curvas de rendimiento de las bombas. El rendimiento de una bomba centrífuga se muestra como un conjunto de curvas de rendimiento. En la figura 1.1.4. se muestran las curvas de rendimiento para una bomba centrífuga. La altura, el consumo, el rendimiento y el NPSH se muestran en función del caudal.

Normalmente, las curvas de una bomba incluidas en las hojas de datos sólo cubren la parte de la bomba. Por lo tanto, el consumo de potencia, el valor P_2 , que también aparece en las hojas de datos, sólo contempla la potencia que entra en la bomba. Consulte la figura 1.1.4. Esto mismo se aplica al valor del rendimiento, que solamente cubre la parte de la bomba ($\eta = \eta_p$).

En algunos tipos de bomba con motor integrado y posiblemente con convertidor de frecuencia integrado, p. ej. las bombas con rotor encamisado (consulte el apartado 1.2.3), la curva de consumo y la curva h abarcan tanto el motor como la bomba. En este caso, es el valor P_1 el que debe tenerse en cuenta.

En general, las curvas de la bomba se diseñan según el Anexo A de la norma ISO 9906, que especifica las tolerancias de las curvas:

- $Q \pm 9\%$,
- $H \pm 7\%$,
- $P \pm 9\%$
- $\eta \pm 7\%$.

A continuación puede leer una breve presentación de las distintas curvas de rendimiento de las bombas.

Altura, curva QH

La curva QH muestra la altura que puede conseguir la bomba para un caudal dado. La altura se mide en metros de columna de líquido [mLC]; normalmente se aplica la unidad metro [m]. La ventaja de utilizar la unidad [m] como unidad de medida para la altura de una bomba es que la curva QH no se ve afectada por el tipo de líquido que debe procesar la bomba.

Para obtener más información, consulte el apartado 2.2

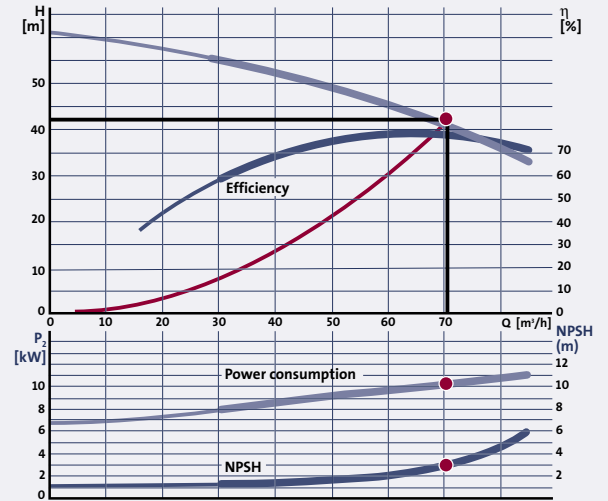


Fig. 1.1.4: Curvas de rendimiento típicas para una bomba centrífuga. Se muestran la altura, el consumo, el rendimiento y el NPSH en función del caudal. Consulte el texto en PDF

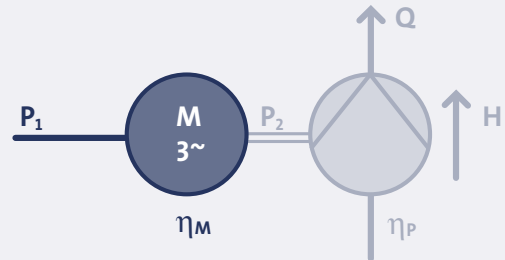


Fig. 1.1.5: Las curvas de consumo y rendimiento normalmente sólo cubrirán la parte de la bomba de la unidad, es decir, – i.e. P_2 and η_p

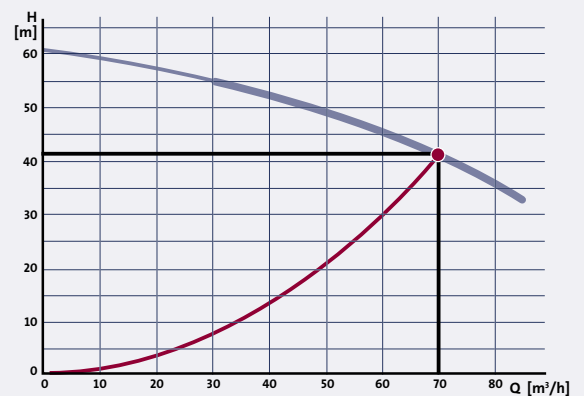


Fig. 1.1.6: Típica curva QH para una bomba centrífuga; caudales bajos dan como resultado gran altura y caudales altos dan como resultado pequeña altura. Consulte el texto en PDF

Apartado 1.1

Estructura de las bombas

Rendimiento, curva η

El rendimiento es la relación entre la potencia proporcionada y la cantidad de potencia utilizada. En el mundo de las bombas, el rendimiento hP es la relación entre la potencia que la bomba entrega al agua (P_H) y la potencia de entrada al eje (P_2):

$$\eta_p = \frac{P_H}{P_2} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P_2}$$

donde:

ρ es la densidad del líquido en kg/m^3 ,

g es la aceleración de la gravedad en m/s^2 ,

Q es el caudal en m^3/s y H es la altura en m.

Para agua a 20°C y Q medido en m^3/h y H en m, la potencia hidráulica se puede calcular como:

$$P_H = 2.72 \cdot Q \cdot H \text{ [W]}$$

Como muestra la curva de rendimiento, el rendimiento depende del punto de servicio de la bomba. Por consiguiente, es importante seleccionar una bomba que se ajuste a los requisitos de caudal y garantice que la bomba trabaje en el área de caudal más eficiente.

Consumo, curva P_2

La relación entre el consumo de la bomba y el caudal se muestra en la figura 1.1.8. La curva P_2 de la mayoría de las bombas centrífugas es similar a la de la figura 1.1.8, donde el valor de P_2 aumenta cuando el caudal aumenta.

Curva NPSH (Altura de aspiración positiva neta)

El valor de NPSH de una bomba es la presión absoluta mínima (consulte el apartado 2.2.1) que debe haber en el lado de aspiración de la bomba para evitar la cavitación.

El valor de NPSH se mide en [m] y depende del caudal; cuando aumenta el caudal, también aumenta el valor de NPSH; figura 1.1.9. Para obtener más información relativa a la cavitación y a NPSH, consulte el apartado 2.2.1.

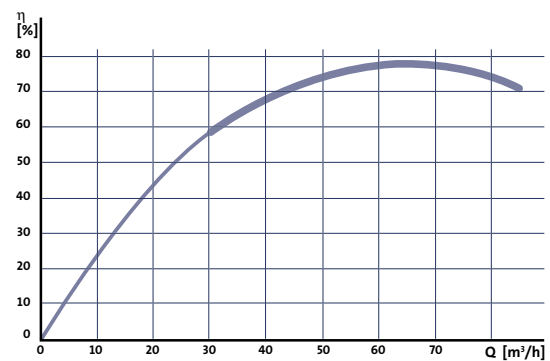


Fig. 1.1.7: Curva de rendimiento de una bomba centrífuga típica

[Consulte el texto en PDF](#)

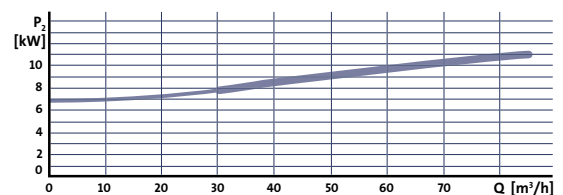


Fig. 1.1.8: Curva de consumo de una bomba centrífuga típica

[Consulte el texto en PDF](#)

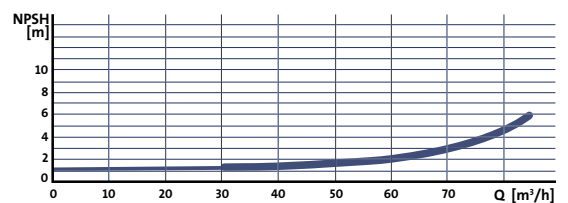


Fig. 1.1.9: Curva de NPSH de una bomba centrífuga típica

[Consulte el texto en PDF](#)



1.1.3 Características de las bombas centrífugas

La bomba centrífuga tiene varias características y en este apartado presentaremos las más importantes. Más adelante en este capítulo daremos una descripción más detallada de los distintos tipos de bombas.

- **Número de células**

En función del número de impulsores de la bomba, una bomba centrífuga puede ser monocelular o multicelular.

- **Posición del eje de la bomba**

Las bombas monocelulares y multicelulares pueden tener el eje de la bomba en posición horizontal o vertical. Estas bombas normalmente se denominan bombas horizontales o verticales. Para obtener más información, consulte el apartado 1.1.4.

- **Impulsores con aspiración sencilla o aspiración doble**

Dependiendo de la construcción del impulsor, una bomba puede equiparse con un impulsor de aspiración simple o de aspiración doble. Para obtener más información, consulte el apartado 1.1.5.

- **Acoplamiento de células**

Las células de la bomba se pueden disponer de dos modos: en serie y en paralelo. Consulte la figura 1.1.10.

- **Construcción de la carcasa de la bomba**

Podemos distinguir entre dos tipos de carcasa de la bomba: carcasa en forma de voluta y carcasa con canal de retorno y álabes directores. Para obtener más información, consulte el apartado 1.1.6.



Fig. 1.1.10: Bomba gemela con impulsores acoplados en paralelo
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.1

Estructura de las bombas

1.1.4 Tipos de bombas en línea y de aspiración axial más comunes



Bomba de aspiración axial = El líquido va directamente al impulsor. La entrada y la salida tienen un ángulo de 90°. Consulte el apartado 1.1.9

Bomba en línea = El líquido pasa directamente a través de la bomba en línea. La tubería de aspiración y la tubería de descarga se colocan enfrentadas entre sí y se pueden montar directamente en el sistema de tuberías

Bombas con cámara partida= Bomba con alojamiento dividido longitudinalmente. Consulte el apartado 1.2.2

Bomba horizontal = Bomba con el eje en horizontal

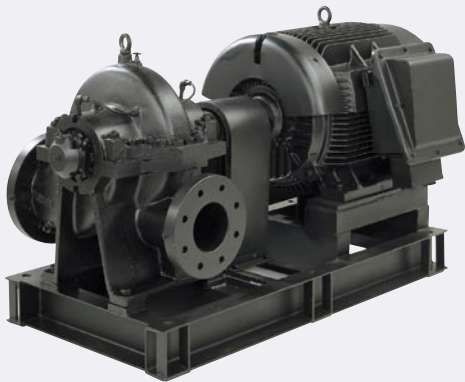
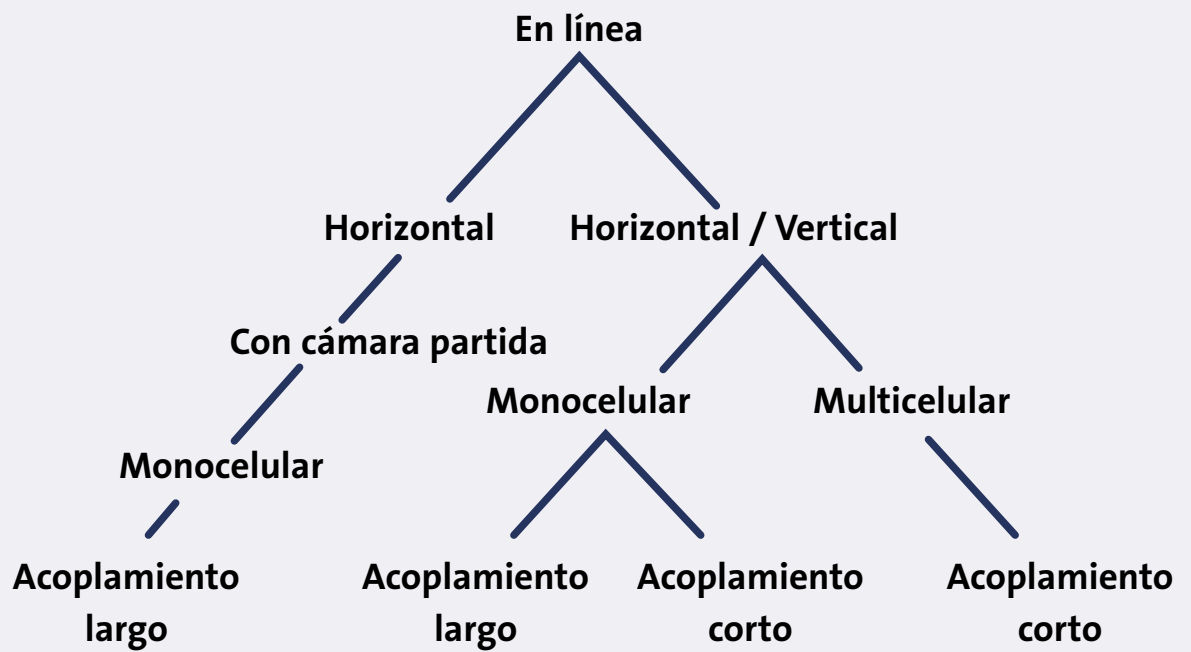
Bomba vertical = Bomba con el eje en vertical

Bomba monocelular = Bomba con un solo impulsor. Consulte el apartado 1.1.7

Bomba multicelular = Bomba con varias células acopladas en serie. Consulte el apartado 1.1.8

Bomba con acoplamiento largo = Bomba conectada al motor mediante un acoplamiento flexible. El motor y la bomba tienen estructuras de cojinetes separadas. Consulte el apartado 1.1.9

Bomba con acoplamiento corto = Bomba conectada al motor por medio de un acoplamiento rígido. Consulte el apartado 1.1.9



1.1.5 Tipos de impulsores (fuerzas axiales)

Una bomba centrífuga genera presión que ejerce fuerzas sobre las partes fijas y giratorias de la bomba.

Los componentes de la bomba están contruidos para que soporten esas fuerzas.

Si las fuerzas axiales y radiales no están contrapesadas, será preciso tener en cuenta estas fuerzas al seleccionar el sistema de arrastre para la bomba (cojinetes con contacto angular en el motor). En bombas que incorporan impulsor de aspiración simple podrían aparecer grandes fuerzas axiales. Consulte las figuras 1.1.11 y 1.1.12. Estas fuerzas se equilibran de uno de los siguientes modos:

- Mecánicamente por medio de soportes de presión. Estos tipos de cojinetes están diseñados especialmente para absorber las fuerzas axiales de los impulsores
- Por medio de orificios de equilibrado en el impulsor. Consulte la figura 1.1.13
- Por medio de regulación del estrangulamiento desde un anillo de cierre montado en la parte posterior de los impulsores. Consulte la figura 1.1.14
- Impacto dinámico desde la parte posterior del impulsor. Consulte la figura 1.1.15
- El impacto axial en la bomba se puede evitar utilizando impulsores de aspiración doble (consulte la figura 1.1.16).

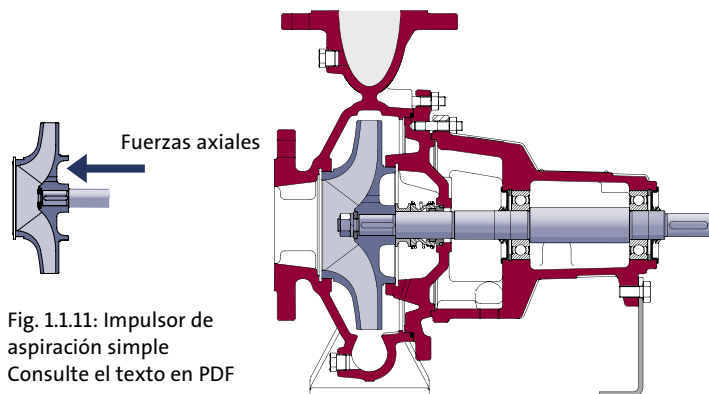


Fig. 1.1.11: Impulsor de aspiración simple
Consulte el texto en PDF

Fig. 1.1.12: Bomba estándar con impulsor de aspiración simple
Consulte el texto en PDF

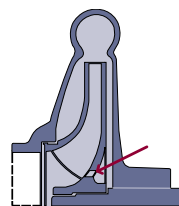


Fig. 1.1.13: Equilibrado de las fuerzas axiales en una bomba centrífuga monocelular solamente con orificios de equilibrado
Consulte el texto en PDF

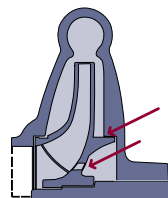


Fig. 1.1.14: Equilibrado de fuerzas axiales en una bomba centrífuga monocelular con separación de cierre en el lado de descarga y orificios de equilibrado
Consulte el texto en PDF

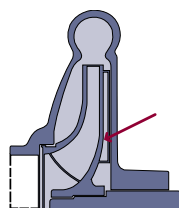


Fig. 1.1.15: Equilibrado de las fuerzas axiales en una bomba centrífuga monocelular con palas en la parte posterior de los impulsores
Consulte el texto en PDF

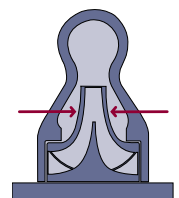


Fig. 1.1.16: Equilibrado de las fuerzas axiales en una disposición de impulsor con aspiración doble
Consulte el texto en PDF



1.1.6 Tipos de carcasas (fuerzas radiales)

Las fuerzas radiales son el resultado de la presión estática en la carcasa. Por lo tanto, podrían aparecer desviaciones axiales y dar lugar a interferencias entre el impulsor y la carcasa. La magnitud y la dirección de la fuerza radial dependen del caudal y de la altura.

Al diseñar la carcasa para la bomba, se pueden controlar las fuerzas radiales hidráulicas. Merece la pena mencionar dos tipos de carcasas: carcasas con voluta simple y carcasas con voluta doble. Como se puede deducir de la figura 1.1.18, ambas carcasas tienen forma de voluta. La diferencia entre ellas es que la carcasa de voluta doble tiene un álabe director.

La bomba con voluta simple se caracteriza por una presión simétrica en la voluta para el punto de rendimiento óptimo, que conduce a una carga radial nula. En todos los demás puntos, la presión alrededor del impulsor no es regular y, en consecuencia, existe una fuerza radial.

Como se deduce de la figura 1.1.19, la carcasa con voluta doble desarrolla una baja fuerza de reacción radial constante para cualquier capacidad.

En las bombas multicelulares se utilizan canales de retorno (figura 1.1.20) y tienen la misma función básica que las carcasas con voluta. El líquido se conduce desde un impulsor al siguiente, y simultáneamente se reducen la rotación del agua y la presión dinámica se transforma en presión estática. Debido al diseño circular de la carcasa del canal de retorno, no existen fuerzas radiales.

1.1.7 Bombas monocelulares

En general, las bombas monocelulares se utilizan en aplicaciones que no requieren una altura total superior a 150 m. Normalmente, las bombas monocelulares funcionan en el intervalo entre 2 y 100 m.

Las bombas monocelulares se caracterizan por suministrar una baja altura respecto al caudal. Consulte la figura 1.1.3. Las bombas monocelulares están disponibles en modelos verticales y horizontales. Consulte las figuras 1.1.21 y 1.1.22.

Fig. 1.1.17: Fuerzas radiales de un impulsor de aspiración simple
Consulte el texto en PDF

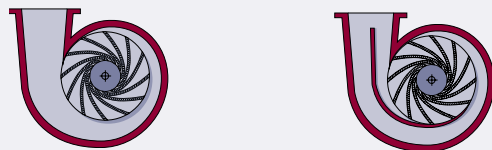
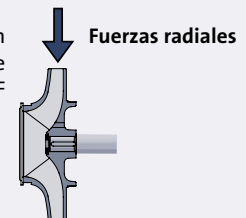


Fig. 1.1.18: Carcasas con voluta simple y voluta doble
Consulte el texto en PDF

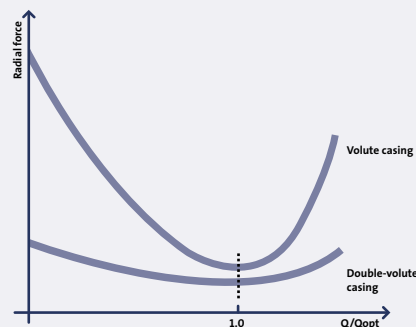


Fig. 1.1.19: Fuerza radial para carcasas con voluta simple y voluta doble
Consulte el texto en PDF

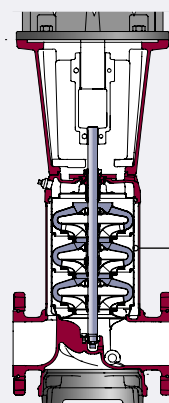


Fig. 1.1.20: Bomba en línea multicelular vertical y carcasa con canal de retorno
Consulte el texto en PDF

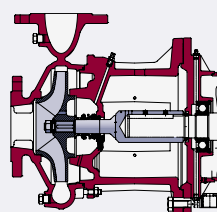


Fig. 1.1.21: Bomba de aspiración axial con acoplamiento corto monocelular horizontal
Consulte el texto en PDF

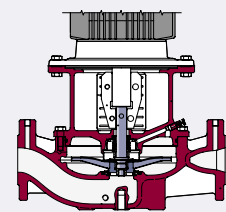


Fig. 1.1.22: Bomba en línea con acoplamiento corto monocelular vertical
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.1

Estructura de las bombas

1.1.8 Bombas multicelulares

Las bombas multicelulares se utilizan en instalaciones donde se requiere una gran altura. Se conectan varias células en serie y el caudal se guía desde la salida de una célula a la entrada de la siguiente. La altura final que puede proporcionar una bomba multicelular es igual a la suma de las presiones que puede suministrar cada una de las células.

La ventaja de las bombas multicelulares es que ofrecen una gran altura respecto al caudal. Al igual que las bombas monocelulares, las bombas multicelulares están disponibles en versión vertical y horizontal. Consulte las figuras 1.1.23 y 1.1.24.

1.1.9 Bombas con acoplamiento largo y con acoplamiento corto

Bombas con acoplamiento largo

Las bombas con acoplamiento largo son bombas que tienen un acoplamiento flexible que conecta la bomba y el motor. Este tipo de acoplamiento está disponible como acoplamiento básico o como acoplamiento por espaciador.

Si la bomba está conectada con el motor por medio de acoplamiento básico, será preciso desmontar el motor cuando la bomba necesite mantenimiento. Por consiguiente, se precisa alinear la bomba después de montarla. Consulte la figura 1.1.25.

Por otro lado, si la bomba dispone de acoplamiento por espaciador, se pueden realizar las tareas de mantenimiento de la bomba sin necesidad de desmontar el motor. En este caso, el alineamiento no es un problema. Consulte la figura 1.1.26.

Bombas con acoplamiento corto

Las bombas con acoplamiento corto pueden estar fabricadas de estos dos modos: O bien la bomba tiene el impulsor montado directamente sobre el eje prolongado del motor, o bien la bomba tiene un motor estándar y un acoplamiento rígido o por espaciador. Consulte las figuras 1.1.27 y 1.1.28.

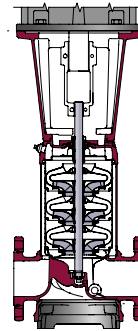


Fig. 1.1.23: Bomba en línea multicelular vertical
Consulte el texto en PDF

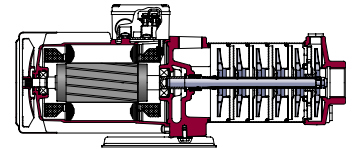


Fig. 1.1.24: Bomba de aspiración axial multicelular horizontal
Consulte el texto en PDF

Fig. 1.1.25: Bomba con acoplamiento largo y básico
Consulte el texto en PDF

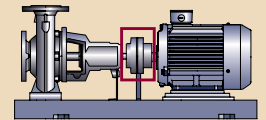


Fig. 1.1.26: Bomba con acoplamiento largo y espaciador. Consulte el texto en PDF

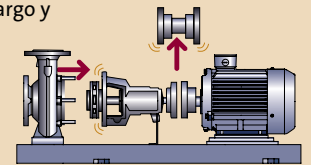
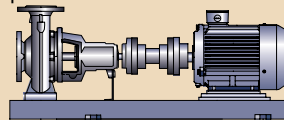


Fig. 1.1.27: Bomba con acoplamiento corto y rígido
Consulte el texto en PDF

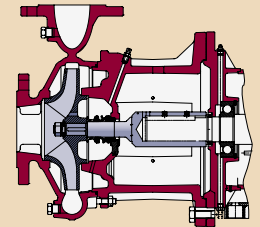


Fig. 1.1.28: Distintos tipos de acoplamiento
Consulte el texto en PDF

	Basic coupling type	Spacer coupling (option)
Long-coupled pump with flexible coupling		
Close-coupled pump with rigid coupling		

Apartado 1.2

Tipo de bombas



1.2.1 Bombas estándar

Hay poca normativa internacional relativa a las bombas centrífugas. De hecho, muchos países tienen su propia normativa, que se solapa total o parcialmente entre sí. Una bomba estándar es una bomba que cumple las regulaciones oficiales relativas a, por ejemplo, el punto de servicio de la bomba. A continuación se incluyen un par de ejemplos de normativa internacional para bombas

- EN 733 (DIN 24255) se aplica a bombas centrífugas de aspiración axial, también denominadas bombas de agua estándar con una presión nominal (PN) de 10 bares.
- EN 22858 (ISO 2858) se aplica a bombas centrífugas, también denominadas bombas químicas estándar, con presión nominal (PN) de 16 bares. Consulte el apéndice K.

Las normas mencionadas anteriormente cubren las dimensiones de las instalaciones y los puntos de servicio de los distintos tipos de bombas. En cuanto a las piezas hidráulicas de estos tipos de bombas, varían según el fabricante, por tanto no se han establecido normativas internacionales para estas piezas.

Las bombas diseñadas siguiendo la normativa proporcionan al usuario final ciertas ventajas en cuanto a reparaciones, repuestos y mantenimiento.

1.2.2 Bombas con cámara partida

Una bomba con cámara partida es una bomba que tiene su alojamiento dividido longitudinalmente en dos partes. La figura 1.2.4 muestra una bomba monocelular con cámara partida y un impulsor con aspiración doble. La construcción con entrada doble elimina las fuerzas axiales y garantiza una mayor duración de los cojinetes. Normalmente, las bombas con cámara partida tienen un rendimiento muy alto, son fáciles de mantener y tienen una amplia gama de prestaciones.



Fig. 1.2.1: Bomba estándar con acoplamiento largo
Consulte el texto en PDF

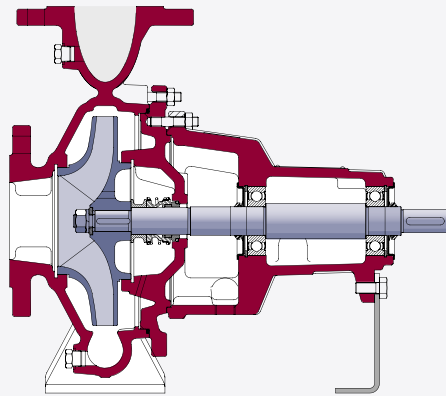


Fig. 1.2.2: Bomba estándar con eje descubierto
Consulte el texto en PDF



Fig. 1.2.3: Bomba con acoplamiento largo y cámara partida
Consulte el texto en PDF

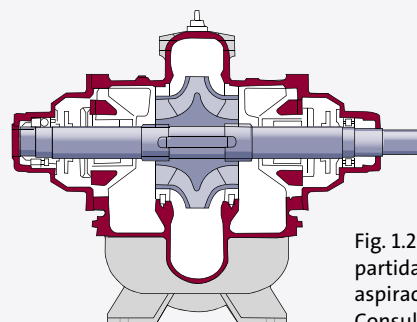


Fig. 1.2.4: Bomba con cámara partida e impulsor de aspiración doble
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.2

Tipo de bombas

1.2.3 Bombas selladas herméticamente

No es sorprendente que la entrada al eje de la bomba deba estar sellada. Normalmente esto se consigue por medio de un cierre mecánico. Consulte la figura 1.2.5. La desventaja del cierre mecánico es que tiene propiedades deficientes en cuanto al tratamiento de líquidos tóxicos y agresivos, que en consecuencia acaban produciendo fugas. Estos problemas pueden resolverse en cierta medida utilizando dobles cierres mecánicos. Otra solución para estos problemas es utilizar una bomba sellada herméticamente.

Se puede distinguir entre dos tipos de bombas selladas herméticamente: Bombas con rotor encamisado y bombas con arrastre magnético. En los dos apartados siguientes, puede encontrar información adicional acerca de estas bombas.

Bombas con rotor encamisado

Una bomba con rotor encamisado es una bomba cerrada herméticamente con el motor y la bomba integrados en una unidad sin cierre. Consulte las figuras 1.2.6 y 1.2.7. Se permite que el líquido bombeado entre en la cámara del rotor, que está separada del estator por medio de una delgada camisa del rotor. Esta camisa del rotor sirve como una barrera sellada herméticamente entre el líquido y el motor. Las bombas químicas están fabricadas con materiales como plásticos o acero inoxidable que pueden soportar líquidos agresivos.

El tipo de bomba de rotor blindado más común es la bomba de circulación. Este tipo de bomba se utiliza normalmente en circuitos de calefacción, ya que su construcción proporciona bajo ruido y funcionamiento sin necesidad de mantenimiento.

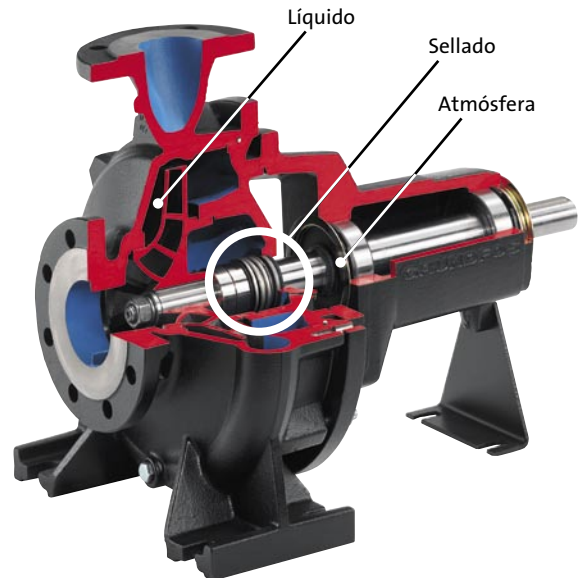


Fig. 1.2.5: Ejemplo de bomba estándar con cierre mecánico
Consulte el texto en PDF

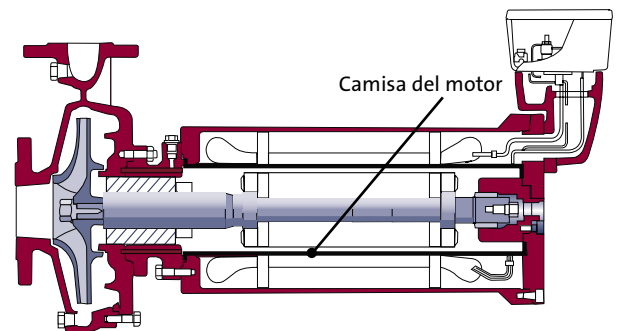


Fig. 1.2.6: Bomba química con motor provisto de diafragma
Consulte el texto en PDF

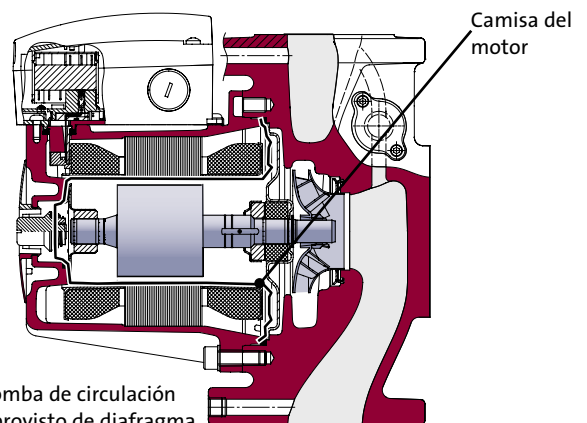


Fig. 1.2.7: Bomba de circulación con motor provisto de diafragma
Consulte el texto en PDF



Bombas con arrastre magnético

En los últimos años, las bombas con arrastre magnético se utilizan cada vez más para transferir líquidos tóxicos y agresivos.

Como se muestra en la figura 1.2.8, las bombas con arrastre magnético constan de dos grupos de imanes; un imán interior y un imán exterior. Estos dos grupos pueden estar separados por un material no magnetizable. La camisa sirve como una barrera sellada herméticamente entre el líquido y la atmósfera. Como muestra la figura 1.2.9, el imán exterior está conectado con el arrastre de la bomba y el imán interior está conectado al eje de la bomba. De este modo, el par de arrastre de la bomba se transmite al eje de la bomba. El líquido bombeado sirve como lubricante para los cojinetes de la bomba. Por consiguiente, una purga adecuada es crucial para los cojinetes.

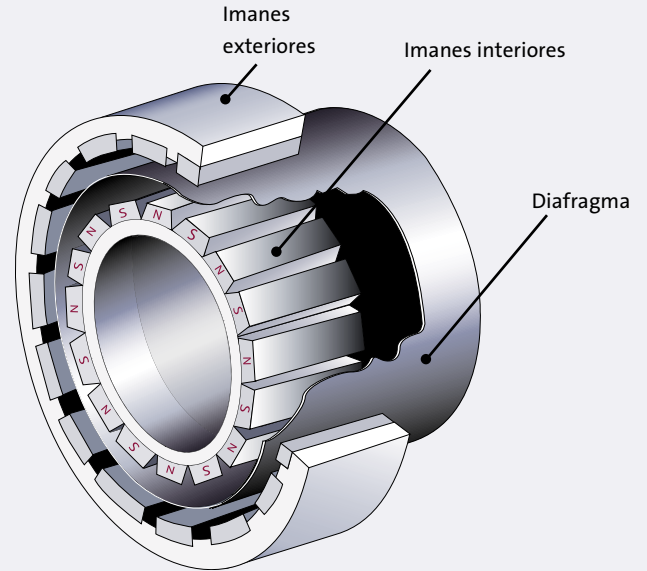


Fig. 1.2.8: Estructura del arrastre magnético

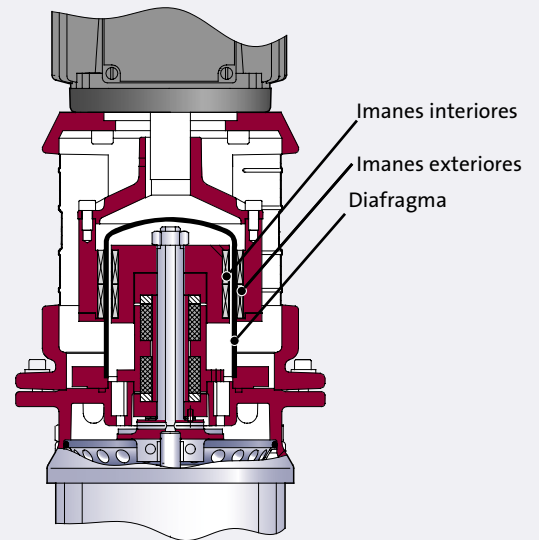


Fig. 1.2.9: Bomba multicelular con arrastre magnético
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.2

Tipo de bombas

1.2.4 Bombas sanitarias

Las bombas sanitarias se utilizan principalmente en las industrias de alimentación, de bebidas, farmacéuticas y biotecnológicas donde es importante que el líquido bombeado se procese con delicadeza y las bombas sean fáciles de limpiar.

Para poder cumplir estos requisitos de procesamiento para estas industrias, las bombas deben tener una rugosidad superficial de entre 3,2 y 0,4 μm Ra. El mejor modo de conseguirlo es utilizar como material de construcción acero inoxidable laminado estirado o forjado. Consulte la figura 1.2.12. El acabado de la superficie de estos materiales es compacto y sin poros, y se puede procesar para cumplir los distintos requisitos de acabado de las superficies.

Las principales características de las bombas sanitarias son la facilidad de limpieza y la facilidad de mantenimiento.

Los principales fabricantes de bombas sanitarias han diseñado sus productos para que cumplan las siguientes normas:

EHEDG – European Hygienic Equipment Design Group

QHD – Qualified Hygienic Design

3-A – Normativa sanitaria:

3A0/3A1: Norma industrial/higiénica

Ra \leq 3.2 μm

3A2: Norma de esterilizado

Ra \leq 0.8 μm

3A3: Norma de esterilizado

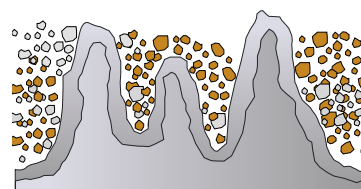
Ra \leq 0.4 μm



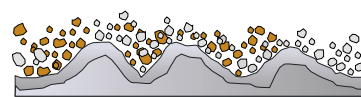
Fig. 1.2.10: Bomba sanitaria
Consulte el texto en PDF



Fig. 1.2.11: Bomba sanitaria con canal lateral autocebante
Consulte el texto en PDF



Fundición con arena



Fundición de precisión



Acero laminado

Fig. 1.2.12: Rugosidad de las superficies de los materiales
Consulte el texto en PDF



1.2.5 Bombas para aguas residuales

Una bomba para aguas residuales es una unidad cerrada con una bomba y un motor. Debido a esta construcción, la bomba para aguas residuales es adecuada para la instalación sumergible en fosos. En instalaciones sumergibles con sistemas de acoplamiento automático normalmente se utilizan raíles dobles. El sistema de acoplamiento automático facilita el mantenimiento, las reparaciones y la sustitución de la bomba. Debido a la construcción de la bomba, no es necesario entrar en el foso para realizar tareas de mantenimiento. De hecho, la bomba se puede conectar y desconectar automáticamente desde el exterior del foso. Las bombas para aguas residuales también se pueden instalar vertical u horizontalmente como las bombas convencionales secas. Igualmente, este tipo de instalación ofrece fácil mantenimiento y reparación, además de proporcionar funcionamiento ininterrumpido de la bomba en caso de inundación de un foso seco. Consulte la figura 1.2.14.

Normalmente, las bombas para aguas residuales deben ser capaces de procesar partículas grandes. Por ese motivo disponen de impulsores especiales que evitan bloqueos y atascos. Hay distintos tipos de impulsores disponibles; impulsores monocanales, impulsores bicanales, impulsores de tres y cuatro canales, e impulsores vórtex. La figura 1.2.15 muestra los distintos diseños de estos impulsores.

Las bombas para aguas residuales normalmente incorporan un motor seco con protección IP68 (para obtener más información acerca de las clases IP, consulte el apartado 1.4.1). El motor y la bomba tienen un eje prolongado común con un sistema de doble cierre mecánico en una cámara de aceite intermedia. Consulte la figura 1.2.13.

Dependiendo de cada instalación concreta, las bombas para aguas residuales pueden funcionar de modo intermitente o continuo.

Fig. 1.2.13: Detalles de una bomba para aguas fecales e instalaciones húmedas
Consulte el texto en PDF



Fig. 1.2.14: Bomba para aguas residuales para instalaciones secas
Consulte el texto en PDF

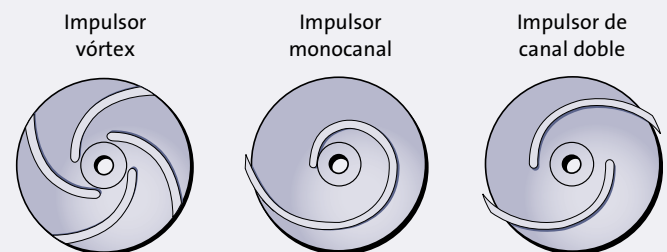


Fig. 1.2.15: Tipos de impulsores para aguas residuales
Consulte el texto en PDF

1.2.6 Bombas sumergibles

Una bomba sumergible es un tipo de bomba donde la selección de la bomba queda sumergida en el líquido bombeado y el motor permanece seco. Normalmente, las bombas sumergibles se instalan en la parte superior o en la pared de depósitos o contenedores. Las bombas sumergibles se utilizan, por ejemplo en la industria de máquinas herramienta, en máquinas herramienta con chispas, moledoras, centros de mecanizado y unidades de refrigeración, así como en otras aplicaciones industriales que emplean depósitos o contenedores, como sistemas de filtrado y limpieza industrial.

Las bombas para máquinas herramienta se dividen en dos grupos: bombas para el lado limpio del filtro y bombas para el lado sucio del filtro. Para el lado limpio del filtro, normalmente se utilizan bombas con impulsores cerrados, ya que ofrecen un alto rendimiento y una alta presión si fuera necesario. Para el lado sucio del filtro normalmente se utilizan bombas con impulsores abiertos o semiabiertos porque pueden procesar partículas e impurezas ferromagnéticas.

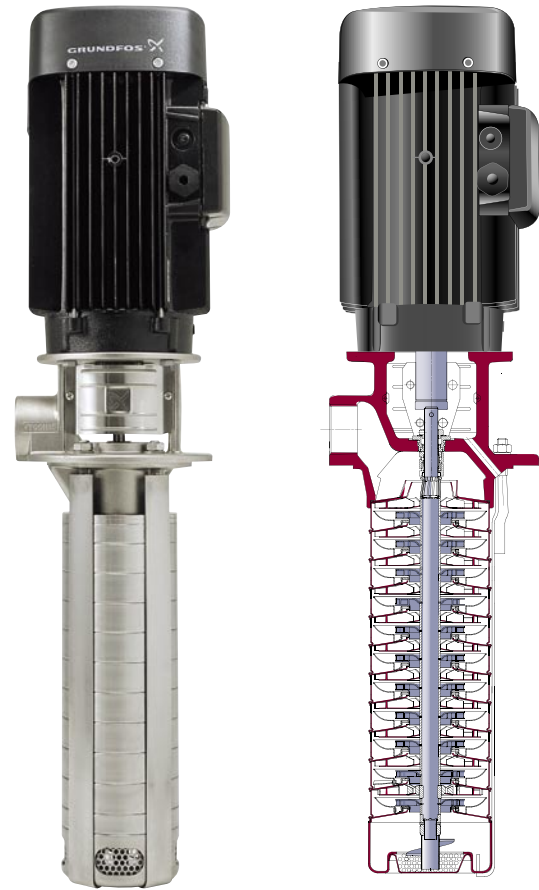


Fig. 1.2.16: Bomba sumergible
Consulte el texto en PDF



1.2.7 Bombas para pozos de sondeo

Existen dos tipos de bombas para pozos de sondeo: el tipo de bomba sumergida para pozo de sondeo con motor sumergible y la bomba para pozos profundos con motor seco conectado a la bomba por medio de un eje largo. Estas bombas normalmente se utilizan en sistemas relacionados con el suministro de agua y el riego. Ambos tipos de bomba están fabricados para ser instalados en pozos profundos y estrechos, y por tanto tienen un diámetro reducido que hacen que sean más largos que otros tipos de bombas. Consulte la figura 1.2.17.

Las bombas para pozos de sondeo están diseñadas especialmente para que puedan sumergirse en líquidos y por tanto disponen de un motor sumergible con protección IP68. Estas bombas disponen de versiones monocelular y multicelular (la versión multicelular es la más común), y se acoplan con una válvula de retención en la cabeza de la bomba.

Hoy en día, las bombas para pozos profundos han sido reemplazadas en mayor o menor medida por bombas de tipo sumergible. El largo eje de las bombas para pozos profundos es una desventaja, ya que las hace difíciles e instalar y mantener. Dado que el motor de las bombas para pozos profundos está refrigerado por aire, ese tipo de bomba a menudo se utiliza en aplicaciones industriales para bombear agua caliente desde depósitos abiertos. La bomba sumergible no puede manejar altas temperaturas porque el motor está sumergido en el líquido que debe refrigerarlo.

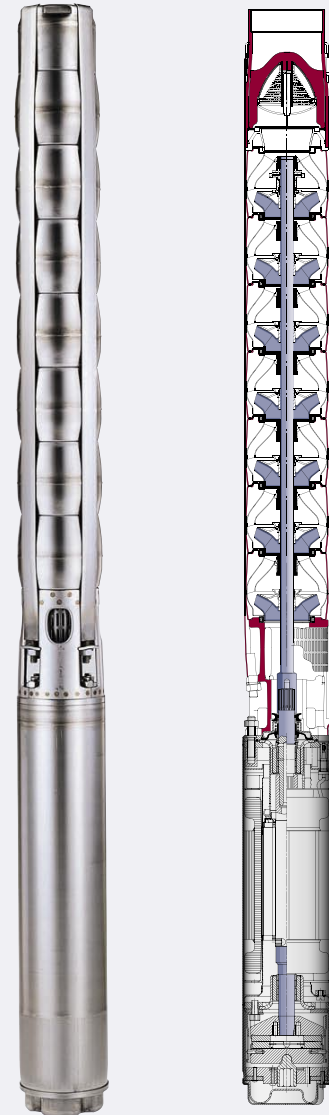


Fig. 1.2.17: Bomba sumergible
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.2

Tipo de bombas

1.2.8 Bombas con desplazamiento positivo

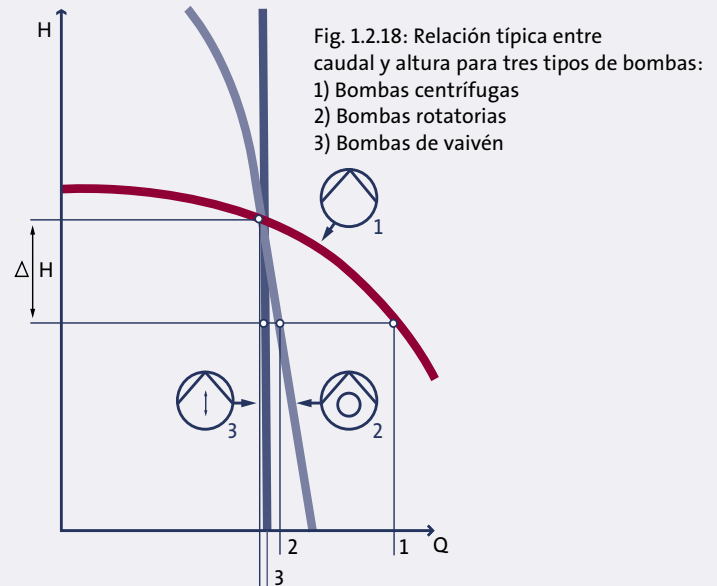
La bomba con desplazamiento positivo proporciona un caudal constante aproximado a velocidad fija, independientemente de los cambios en la contrapresión. Existen dos tipos principales de bombas con desplazamiento positivo:

- Bombas rotatorias
- Bombas de vaivén

A la derecha se muestra la diferencia de rendimiento entre una bomba centrífuga, una bomba rotatoria y una bomba de vaivén (figura 1.2.18). En función de la bomba utilizada, un pequeño cambio en la contrapresión de la bomba puede dar como resultado distintos caudales.

El caudal de una bomba centrífuga cambiará considerablemente, el caudal de una bomba rotatoria cambiará un poco, mientras que el caudal de una bomba de vaivén apenas cambiará. Pero, ¿por qué hay diferencias entre las curvas de las bombas de vaivén y rotatorias? En la práctica, la superficie de cierre es mayor para las bombas rotatorias que para las bombas de vaivén. Por lo tanto, aunque las dos bombas estén diseñadas con las mismas tolerancias, las pérdidas en la separación para las bombas rotatorias son superiores.

Normalmente, las bombas se diseñan con las tolerancias más estrictas posibles para obtener el mayor rendimiento y la mayor capacidad de aspiración posibles. No obstante, en algunos casos



es necesario aumentar las tolerancias, como por ejemplo cuando las bombas tienen que procesar líquidos muy viscosos, líquidos que contienen partículas y líquidos a alta temperatura.

Las bombas con desplazamiento positivo son intermitentes, lo que significa que el volumen de su caudal dentro de un ciclo no es constante.

La variación en el caudal y la velocidad conduce a fluctuaciones en la presión debidas a la resistencia en el sistema de tuberías y en las válvulas.

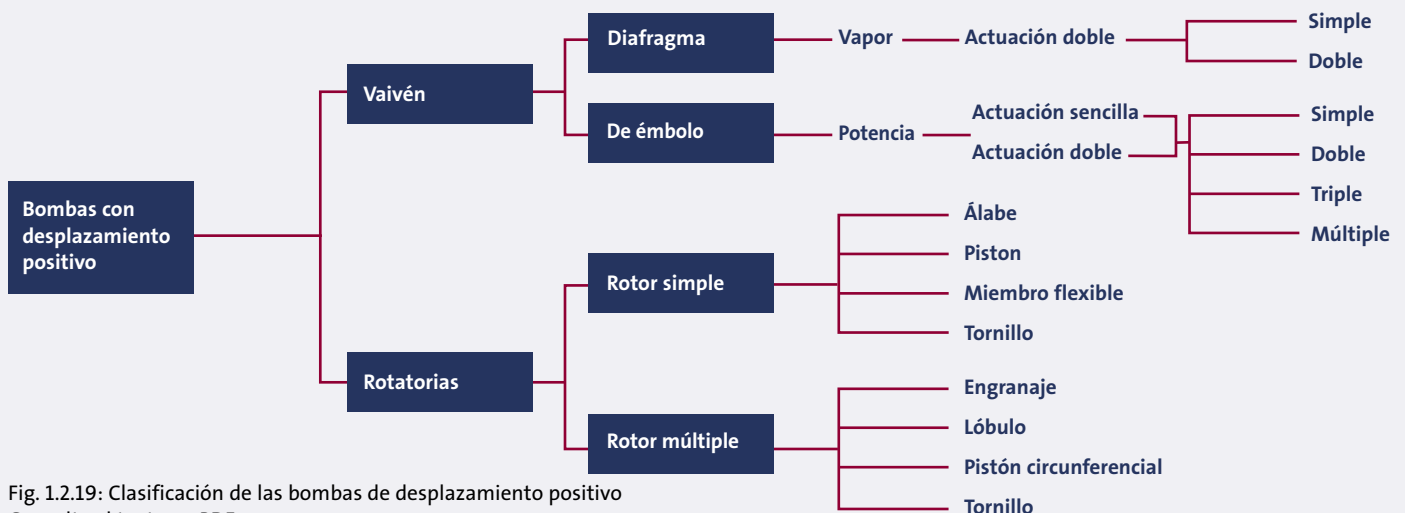


Fig. 1.2.19: Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo
 Consulte el texto en PDF



Bombas de dosificación

La bomba de dosificación pertenece a la familia de bombas con desplazamiento positivo y normalmente es del tipo con diafragma. Las bombas con diafragma son a prueba de fugas, ya que el diafragma forma un cierre estanco entre el líquido y el entorno.

La bomba de diafragma dispone de dos válvulas de retención: una en el lado de aspiración y otra en el lado de descarga de la bomba. En relación con las bombas de diafragma pequeñas, el diafragma se activa por medio de la biela de conexión, que está conectada a un electroimán. Por lo tanto, la bobina recibe la cantidad exacta de impulsos que necesita. Consulte la figura 1.2.21.

En relación con las bombas de diafragma grandes, el diafragma normalmente se monta sobre la biela de conexión, que se activa por medio de un árbol de levas. Ese árbol de levas gira por medio de un motor asíncrono estándar. Consulte la figura 1.2.22.

El caudal de una bomba de diafragma se ajusta cambiando la longitud y/o la frecuencia de los impulsos. Si fuera necesario ampliar la región operativa se podrían conectar convertidores de frecuencia a las bombas de diafragma grande. Consulte la figura 1.2.22.

Además, existe otro tipo de bomba de diafragma. En este caso, el diafragma se activa por medio de una biela de conexión arrastrada excéntrica y alimentada por un motor paso a paso o por un motor asíncrono. Consulte las figuras 1.2.20 y 1.2.23. Al utilizar el arrastre mediante un motor paso a paso, se incrementa el área dinámica de la bomba y su precisión aumenta considerablemente. Puesto que la biela de conexión está montada directamente sobre el diafragma, con esta construcción ya no es necesario ajustar la longitud de los impulsos de la bomba. Como resultado se obtienen unas condiciones de aspiración optimizadas y excelentes características de funcionamiento.

Por lo tanto, es muy sencillo controlar el lado de aspiración y el lado de descarga de la bomba. Comparadas con las bombas de diafragma con arrastre electromagnético tradicional que proporcionan potentes impulsos, las bombas de diafragma con arrastre mediante motor paso a paso permiten obtener una dosificación de aditivos mucho más estable.



Fig. 1.2.20: Bomba de dosificación
Consulte el texto en PDF

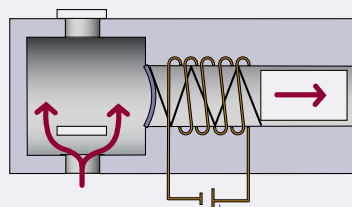
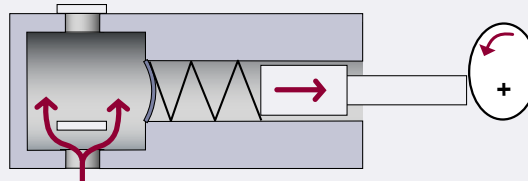
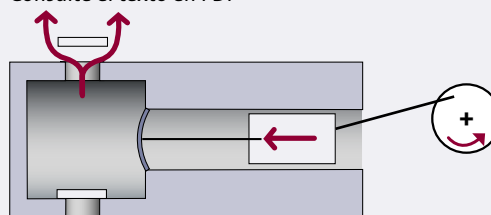


Fig. 1.2.20: Bomba de dosificación
Consulte el texto en PDF



1.2.22: Retorno con resorte de leva
Consulte el texto en PDF



1.2.23: Arrastre por cigüeñal
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.3: Cierres mecánicos

- 1.3.1 Componentes y funciones de los cierres mecánicos
- 1.3.2 Cierres equilibrados y no equilibrados
- 1.3.3 Tipos de cierres mecánicos
- 1.3.4 Combinaciones de materiales de los cierres
- 1.3.5 Factores que afectan al rendimiento de los cierres



Apartado 1.3

Componentes y funciones de los cierres mecánicos

Desde mediados de los años 50, los cierres mecánicos fueron ganando popularidad respecto al método de cierre tradicional, los prensaestopas. Comparados con los prensaestopas, los cierres mecánicos ofrecen las siguientes ventajas:

- Mantienen la estanqueidad con menores desplazamientos y vibraciones del eje
- No requieren ningún ajuste
- Las caras del cierre ofrecen poca fricción y, por lo tanto, minimizan las pérdidas de energía
- El eje no se desliza contra ninguno de los componentes del cierre y, por lo tanto, no se desgasta con el uso (bajos costos de reparación).

El cierre mecánico es la parte de la bomba que separa el líquido de la atmósfera. En la figura 1.3.1 se pueden ver un par de ejemplos con cierres mecánicos montados en distintos tipos de bombas.

La mayoría de los cierres mecánicos se fabrican conforme a la norma europea EN 12756.

Antes de seleccionar un cierre, deben conocerse ciertos aspectos acerca del líquido y de la resistencia del cierre al líquido:

- Determine el tipo de líquido
- Determine la presión a la que está expuesto el cierre
- Determine la velocidad a la que está expuesto el cierre
- Determine las dimensiones del sistema

En las siguientes páginas presentaremos el funcionamiento de los cierres mecánicos, los distintos tipos de cierres, los materiales con los que se fabrican y los factores que afectan al rendimiento de los cierres mecánicos.

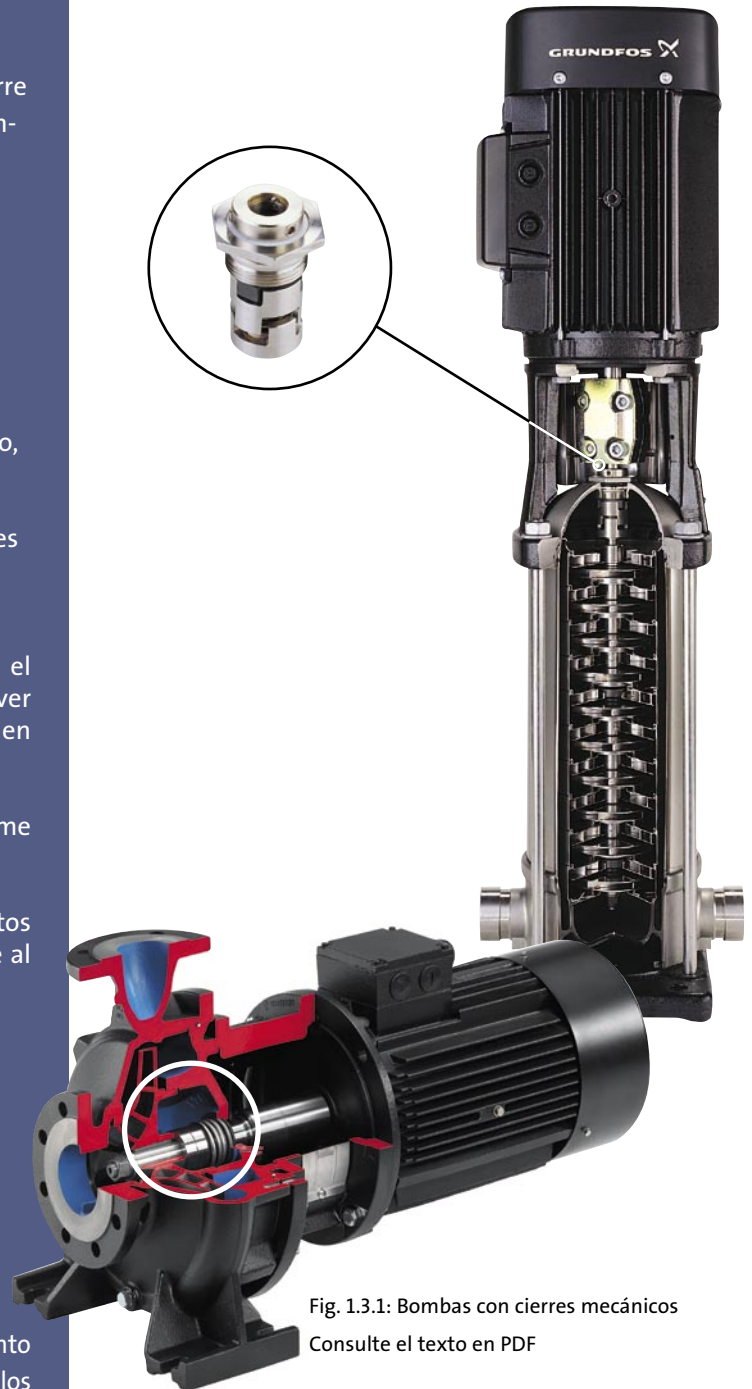


Fig. 1.3.1: Bombas con cierres mecánicos
Consulte el texto en PDF

1.3.1 Componentes y funciones de los cierres mecánicos

Los cierres mecánicos constan de dos componentes principales: una parte giratoria y una parte fija; y constan de las piezas enumeradas en la figura 1.3.2. La figura 1.3.3 muestra dónde están situadas las distintas piezas del cierre.

- La parte fija del cierre está firmemente unida a la carcasa de la bomba. La parte giratoria del cierre está unida al eje de la bomba y gira cuando funciona la bomba.
- Las dos caras principales del cierre se presionan entre sí por medio del resorte y por la presión del líquido. Durante el funcionamiento se genera una película de líquido en la estrecha separación entre las dos caras del cierre. Esta película se evapora antes de entrar en la atmósfera, apretando fuertemente el líquido del cierre mecánico. Consulte la figura 1.3.4.
- Los cierres secundarios evitan que aparezcan fugas entre el ensamblaje y el eje.
- El resorte presiona de modo mecánico entre sí las caras del cierre.
- El dispositivo de retención con resorte transmite el par desde el eje al cierre. En el caso de cierres mecánicos de fuelles mecánicos, el par se transfiere directamente a través de los fuelles.

Separación del cierre

Durante el funcionamiento, el líquido forma una película lubricante entre las caras del cierre. Esta película lubricante consta de una película hidrostática y una película hidrodinámica.

- El elemento hidrostático es generado por el líquido bombeado que penetra en la separación existente entre las caras del cierre.
- La película lubricante hidrodinámica se crea por la presión generada al girar el eje.



Cierre mecánico	Designación
Parte giratoria	Cara del cierre (cierre principal)
	Cierre secundario
	Resorte
Parte fija	Retención del resorte (transmisión del par)
	Asiento (caras del cierre, cierre principal)
	Cierre estático (cierre secundario)

Fig. 1.3.2: Componentes de los cierres mecánicos

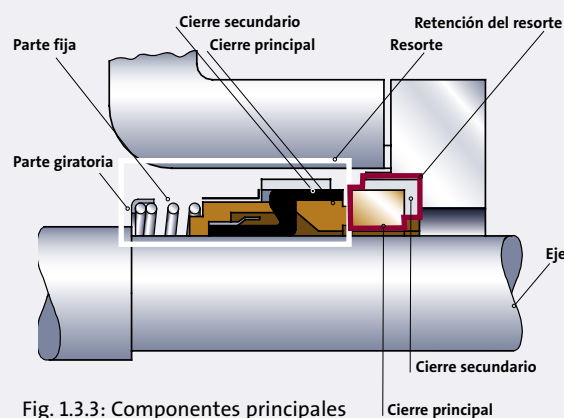


Fig. 1.3.3: Componentes principales de un cierre mecánico

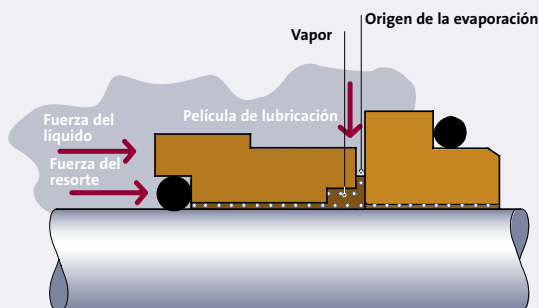


Fig. 1.3.4: Cierre mecánico en funcionamiento

Apartado 1.3

Componentes y funciones de los cierres mecánicos

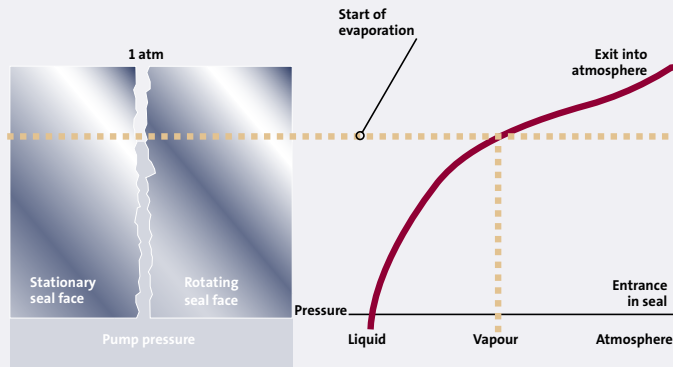


Fig. 1.3.5: Proporción óptima entre las propiedades de una buena lubricación y fugas limitadas
Consulte el texto en PDF

El espesor de la película lubricante depende de la velocidad de la bomba, la temperatura del líquido, la viscosidad del líquido y las fuerzas axiales del cierre mecánico. En el espacio de separación del cierre, el líquido cambia continuamente debido a

- la evaporación del líquido a la atmósfera
- el movimiento circular del líquido

La figura 1.3.5 muestra la relación óptima entre unas propiedades de lubricación aceptables y unas fugas limitadas. Se puede deducir que la relación óptima se consigue cuando la película lubricante cubre toda la separación del cierre, excepto una estrechísima zona de evaporación cerca del lado atmosférico del cierre mecánico.

A menudo aparecen fugas debidas a depósitos en las caras del cierre. Cuando se utilizan agentes refrigerantes, se acumulan sedimentos rápidamente por la evaporación en el lado atmosférico del cierre. Cuando se evapora el líquido en la zona de evaporación, los sólidos microscópicos del líquido permanecen en la separación de cierre en forma de sedimentos, provocando desgaste.

Estos sedimentos aparecen en la mayoría de los tipos de líquidos. Sin embargo, cuando el líquido bombeado tiene tendencia a cristalizarse, se puede convertir en un problema. El mejor modo de evitar el desgaste es seleccionar caras de cierre fabricadas con materiales duros, como carburo de tungsteno (WC) o carburo de silicio (SiC). La estrecha separación de cierre entre estos materiales (aprox. $0,3 \mu\text{m Ra}$) minimiza el riesgo de entrada de sólidos en la separación de cierre y por lo tanto minimiza la cantidad de depósitos sedimentados.

1.3.2 Cierres equilibrados y no equilibrados

Para obtener una presión aceptable entre las caras de cierre principales, existen dos tipos de cierres: cierres equilibrados y cierres no equilibrados.

Cierres equilibrados

La figura 1.3.6 muestra un cierre equilibrado en el que se indica dónde interactúan las fuerzas sobre el cierre.

Cierres no equilibrados

La figura 1.3.7 muestra un cierre no equilibrado en el que se indica dónde interactúan las fuerzas sobre el cierre.

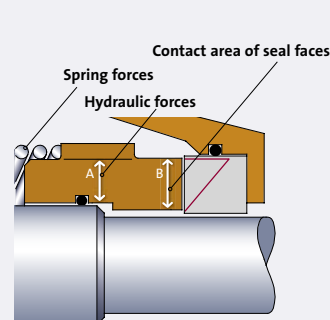


Fig. 1.3.6: Interacción de fuerzas en el cierre equilibrado
Consulte el texto en PDF

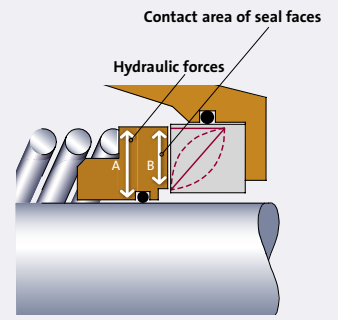


Fig. 1.3.7: Interacción de fuerzas en el cierre no equilibrado
Consulte el texto en PDF

Hay distintas fuerzas que ejercen un impacto axial sobre las caras de cierre. La fuerza del resorte y la fuerza hidráulica del líquido bombeado presionan simultáneamente sobre el cierre, mientras que la fuerza de la película lubricante de la separación del cierre contrarresta esas fuerzas. En relación con la elevada presión del líquido, las fuerzas hidráulicas pueden ser tan fuertes que el lubricante que hay en la separación del cierre no pueda contrarrestar el contacto entre las caras del cierre. Dado que la fuerza hidráulica es proporcional al área a la que afecta la presión del líquido, el impacto axial solamente se puede reducir disminuyendo el área en que hay una sobrecarga de presión.

El factor de equilibrio (K) de un cierre mecánico se define como el cociente entre el área A y el área (B) : $K=A/B$

K = Factor de equilibrio

A = Área expuesta a presión hidráulica

B = Área de contacto de las caras del cierre

Para los cierres equilibrados, el factor de equilibrio normalmente es de alrededor de $K=0,8$ y para los cierres no equilibrados, el factor de equilibrio suele estar alrededor de $K=1,2$.

1.3.3 Tipos de cierres mecánicos

A continuación se proporciona una breve descripción de los principales tipos de cierres mecánicos: Cierre con junta tórica, cierre de fuelle y cierre unitario (cierre de cartucho).

Cierres con junta tórica

En los cierres con junta tórica, el cierre entre el eje giratorio y la cara de cierre giratoria se efectúa mediante una junta tórica (figura 1.3.9). La junta tórica debe poder deslizarse libremente en la dirección axial para absorber los desplazamientos axiales como resultado de los cambios de temperatura y el desgaste. La colocación incorrecta del asiento fijo podría dar como resultado un frotamiento y, en consecuencia, un desgaste innecesario de la junta tórica y el eje. Las juntas tóricas se fabrican con distintos tipos de material de caucho, como NBR, EPDM y FKM, para adaptarse a las distintas condiciones de funcionamiento.

Cierres de fuelles

Una característica común de los cierres de fuelles es la utilización de fuelles metálicos o de caucho que funcionan como elementos de cierre dinámicos entre la junta giratoria y el eje.

Cierres de fuelles de caucho

Los fuelles de los cierres con fuelle de caucho (consulte la figura 1.3.10) pueden estar fabricados con distintos tipos de material de caucho, como NBR, EPDM y FKM, según las condiciones de funcionamiento.

En el diseño de los fuelles de caucho se utilizan dos principios geométricos:

- Fuelles plegables
- Fuelles enrollados.

Wear rate comparative

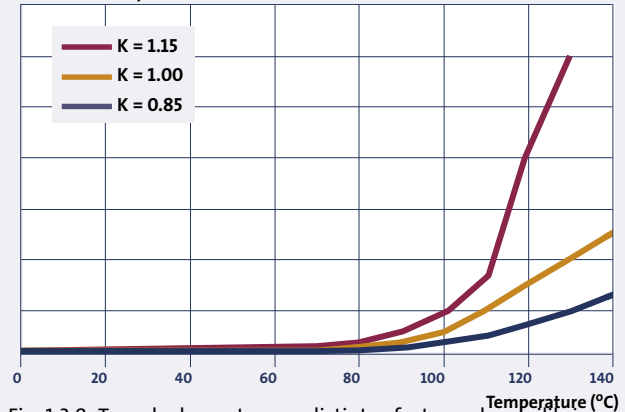


Fig. 1.3.8: Tasa de desgaste para distintos factores de equilibrio

Consulte el texto en PDF

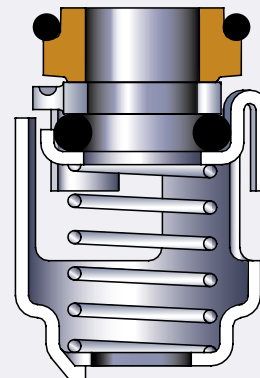


Fig. 1.3.9: Cierre con junta tórica

Ventajas y desventajas del cierre con junta tórica

Ventajas:
Adecuado para aplicaciones con líquidos calientes y altas presiones

Desventajas:
Los sedimentos sobre el eje (como óxido) podrían impedir el movimiento longitudinal del cierre con junta tórica

Consulte el texto en PDF

Rubber bellows seal with folding bellows geometry

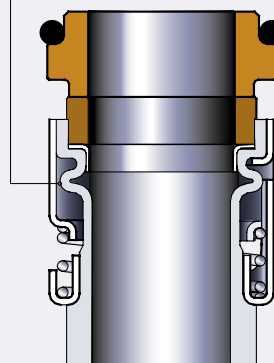


Fig. 1.3.10: Cierre con fuelles de caucho

Ventajas y desventajas del cierre con fuelles de caucho

Ventajas:
No le afectan los sedimentos (como óxido) sobre el eje

Adecuado para bombear líquidos que transportan sólidos

Desventajas:
No son adecuados en aplicaciones de alta presión y líquidos calientes

Apartado 1.3

Componentes y funciones de los cierres mecánicos

Cierres de fuelles metálicos

En un cierre mecánico ordinario, el resorte produce la fuerza de cierre necesaria para cerrar las caras del cierre. En un cierre de fuelles metálicos (figura 1.3.11) el resorte se reemplaza por un fuelle metálico con una fuerza similar. Los fuelles metálicos actúan tanto como un cierre dinámico entre la junta giratoria y el eje, como un resorte. Los fuelles tienen un número de estrías para aportarles la fuerza de resorte necesaria.

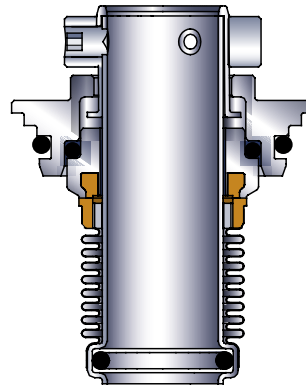


Fig. 1.3.11: Cierre de cartucho con fuelle metálico

Ventajas y desventajas del cierre de cartucho con fuelle metálico

Ventajas:
No le afectan los sedimentos (como óxido y cal) sobre el eje

Adecuado en aplicaciones de alta presión y líquidos calientes

Su bajo factor de equilibrado conduce a una baja tasa de desgaste y, en consecuencia, a una mayor vida útil

Desventajas:
Podrían producirse fallos de fatiga del cierre mecánico cuando la bomba no esté correctamente alineada

La fatiga se produce como resultado de temperaturas o presiones excesivas

Cierres de cartucho

En un cierre de cartucho mecánico todas las piezas forman una unidad compacta sobre una camisa de eje, y están listos para su instalación. Los cierres de cartucho ofrecen muchas ventajas si se comparan con los cierres mecánicos convencionales. Consulte la figura 1.3.12.

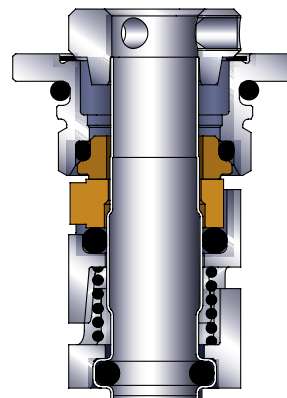


Fig. 1.3.12: Cierre de cartucho

Ventajas del cierre de cartucho:

- Reparación sencilla y rápida
- El diseño protege las caras del cierre
- Resorte precargado
- Manipulación segura

Purga

En ciertas aplicaciones, se puede aumentar el rendimiento de los cierres mecánicos instalando un sistema de purga. Consulte la figura 1.3.13. La purga puede reducir la temperatura del cierre mecánico y evitar que se produzcan sedimentos. Esta purga se puede instalar interna o externamente. La purga interna se consigue derivando una pequeña parte del caudal del lado de descarga de la bomba al área de cierre. La purga interna se utiliza principalmente para evitar la generación de calor adicional en el cierre en aplicaciones de calefacción. La purga externa se consigue mediante un líquido de purga y se utiliza para garantizar un funcionamiento sin problemas al manejar líquidos abrasivos o que contienen sólidos que podrían producir atascos.



Fig. 1.3.13: Dispositivo de purga de un cierre mecánico sencillo
Consulte el texto en PDF

Dobles cierres mecánicos

Los dobles cierres mecánicos se utilizan cuando la duración de un cierre mecánico sencillo es insuficiente debido al desgaste causado por sólidos o por temperaturas y presiones demasiado altas/bajas. Además, los dobles cierres mecánicos se utilizan en el caso de líquidos tóxicos, agresivos y explosivos para proteger el entorno. Existen dos tipos de dobles cierres mecánicos: El doble cierre en disposición tándem y el doble cierre en disposición espalda con espalda.

Doble cierre en tándem

Este tipo de doble cierre consta de dos cierres mecánicos montados en tándem, uno detrás del otro, colocados en una cámara de cierre separada. Consulte la figura 1.3.14.

Este tipo de cierre se monta cuando no se necesita utilizar dobles cierres mecánicos presurizados montados en disposición espalda con espalda.

La disposición del cierre en tándem debe incorporar un sistema de líquido de enfriamiento que

- absorba las fugas
- monitoree la cantidad de fugas
- lubrique y refrigere el cierre exterior para evitar la formación de hielo
- proteja frente al funcionamiento en vacío
- establezca la película lubricante
- evite que entre aire a la bomba en caso de vacío.

La presión del líquido de enfriamiento siempre debe ser inferior a la del líquido bombeado.

Tándem - circulación

Circulación del líquido de enfriamiento a través de un tanque despresurizado. Consulte la figura 1.3.14. El líquido de enfriamiento del tanque elevado se hace circular mediante un termosifón y/o por la acción del bombeo del cierre.

Tándem - extremo cerrado

Líquido de enfriamiento desde un tanque elevado. Consulte la figura 1.3.15. El sistema no disipa ningún calor.

Tándem - drenaje

El líquido de enfriamiento fluye directamente a través de la cámara de cierre para su recogida o reutilización, o para conducirlo al drenaje. Consulte la figura 1.3.16.

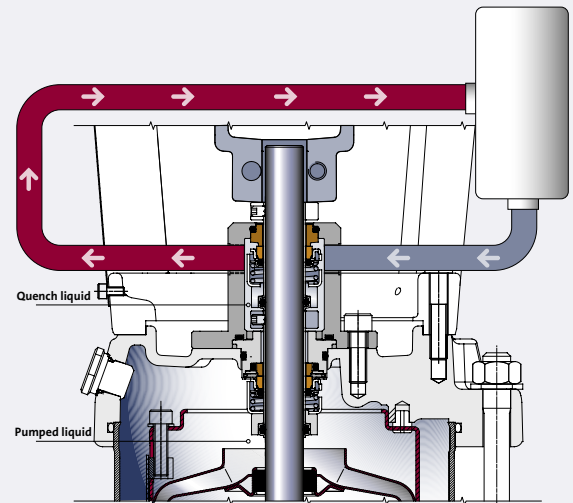


Fig. 1.3.14: Disposición de cierre en tándem con circulación de líquido de enfriamiento
Consulte el texto en PDF

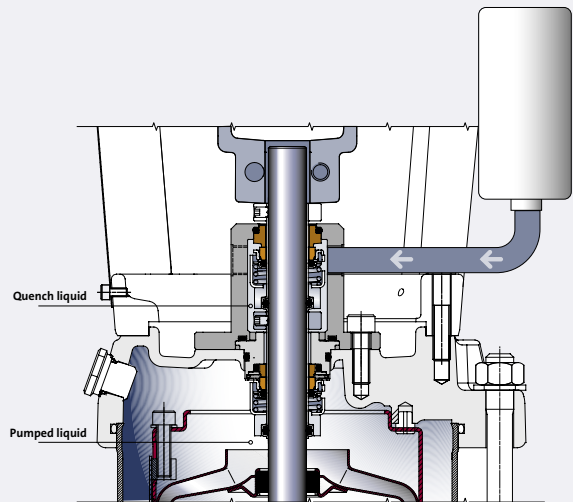


Fig. 1.3.15: Disposición de cierre en tándem con líquido de enfriamiento y extremo cerrado
Consulte el texto en PDF

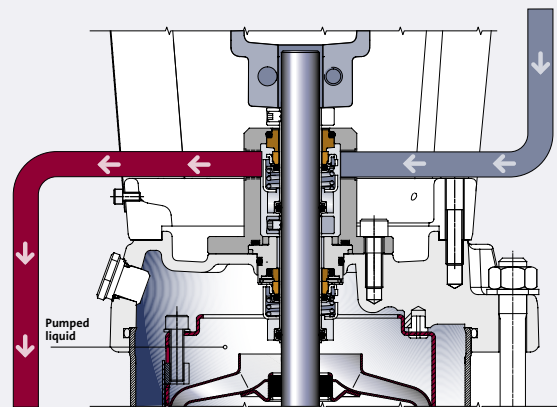


Fig. 1.3.16: Disposición de cierre en tándem con líquido de enfriamiento y drenaje
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.3

Componentes y funciones de los cierres mecánicos

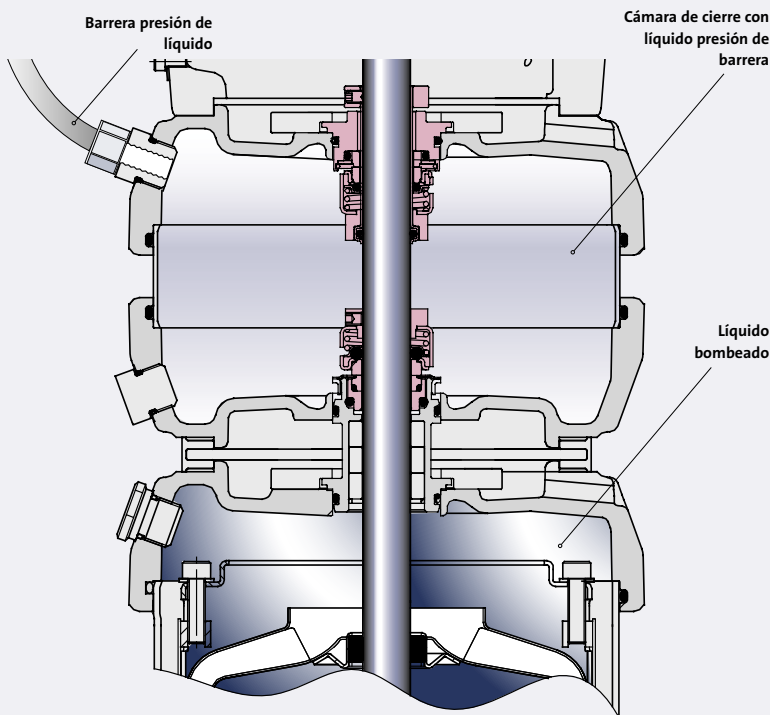


Fig. 1.3.17:
Disposición de cierre espalda con espalda
Líquido presión de barrera

Doble cierre espalda con espalda

Este tipo de cierre es la solución óptima para manejar líquidos abrasivos, agresivos, explosivos o adhesivos que podrían desgastar, dañar o bloquear un cierre mecánico.

El doble cierre espalda con espalda consta de dos cierres montados espalda con espalda en una cámara de cierre separada. Consulte la figura 1.3.17. El doble cierre espalda con espalda protege el entorno circundante y a las personas que trabajan con la bomba.

La presión en la cámara de cierre debe ser 1 ó 2 bares superior que la presión en la bomba. La presión se puede generar por:

- Una fuente de presión independiente ya existente. Muchas aplicaciones incorporan sistemas presurizados.
- Una bomba independiente, p. ej., una bomba de dosificación.

1.3.4 Combinaciones de materiales de los cierres

A continuación se enumeran las parejas de materiales más importantes utilizadas en cierres mecánicos para aplicaciones industriales: Carburo de tungsteno/carburo de tungsteno, carburo de silicio/carburo de silicio y carbono/carburo de tungsteno o carbono/carburo de silicio.

Carburo de tungsteno/carburo de tungsteno (WC/WC)

El carburo de tungsteno cementado abarca el tipo de metales duros basados en una fase de carburo de tungsteno (WC) duro y normalmente una fase de ligazón metálica más blanda. El término técnico correcto es carburo de tungsteno cementado. No obstante, se utiliza el término abreviado carburo de tungsteno (WC) por comodidad.

El WC ligado con cobalto (Co) solamente es resistente a la corrosión del agua si la bomba incorpora un metal base, como hierro fundido.

EL WC ligado con cromo-níquel-molibdeno tiene una resistencia a la corrosión igual a EN 14401.

El WC sinterizado sin ligazón tiene la resistencia más alta a la corrosión. Sin embargo, su resistencia a la corrosión en líquidos, como el hipoclorito, no es tan elevada. La pareja de materiales WC/WC tiene las siguientes características:

- Extremadamente resistente al desgaste
- Muy robusto, resiste un tratamiento rudo
- Propiedades deficientes para el funcionamiento en vacío. En caso de funcionamiento en vacío, la temperatura aumenta hasta varios cientos de grados Celsius en muy pocos minutos y, en consecuencia, deteriora las juntas tóricas.

Si se superan una cierta presión y una cierta temperatura, el cierre puede generar ruidos. El ruido indica unas condiciones deficientes de funcionamiento del cierre que a largo plazo pueden generar el desgaste del cierre. Los límites de utilización dependen del diseño y del diámetro de las caras del cierre.

Para una pareja WC/WC en las caras del cierre, el periodo de funcionamiento con desgaste donde se espera que se produzca ruido podría durar de 3 a 4 semanas, aunque normalmente no se produce ningún ruido durante los primeros 3 o 4 días.

Silicon carbide/silicon carbide (SiC/SiC)

Silicon carbide/silicon carbide (SiC/SiC) is an alternative to WC/WC and is used where higher corrosion resistance is required.

The SiC/SiC material pairing has the following features:

- Very brittle material requiring careful handling
- Extremely wear resistant
- Extremely good corrosion resistance. SiC (Q_1^s , Q_1^p and Q_1^g) hardly corrodes, irrespective of the pumped liquid type. However, an exception is water with very poor conductivity, such as demineralised water, which attacks the SiC variants Q_1^s and Q_1^p , whereas Q_1^g is corrosion-resistant also in this liquid
- In general, these material pairings have poor dry-running properties however, the Q_1^g / Q_1^g material withstands a limited period of dry-running on account of the graphite content of the material

For different purposes, various SiC/SiC variants exist:

Q_1^s , dense-sintered, fine-grained SiC

A direct-sintered, fine-grained SiC with a small amount of tiny pores.

For a number of years, this SiC variant was used as a standard mechanical shaft seal material. Pressure and temperature limits are slightly below those of WC/WC.

Q_1^p , porous, sintered, fine-grained SiC

A variant of the dense-sintered SiC. This SiC variant has large circular closed pores. The degree of porosity is 5-15% and the size of the pores 10-50 $\mu\text{m Ra}$.

The pressure and temperature limits exceed those of WC/WC.

Consequently, in warm water, the Q_1^p / Q_1^p face material pairing generates less noise than the WC/WC pairing. However, noise from porous SiC seals must be expected during the running-in wear period of 3-4 days.

Q_1^g self-lubricating, sintered SiC

Several variants of SiC materials containing dry lubricants are available on the market. The designation Q_1^g applies to a SiC material, which is suitable for use in distilled or demineralised water, as opposed to the above materials.

Pressure and temperature limits of Q_1^g / Q_1^g are similar to those of Q_1^p / Q_1^p .

The dry lubricants, i.e. graphite, reduce the friction in case of dry-running, which is of decisive importance to the durability of a seal during dry-running.

Carbon/tungsten carbide or carbon/silicon carbide features

Seals with one carbon seal face have the following features:

- Brittle material requiring careful handling
- Worn by liquids containing solid particles
- Good corrosion resistance
- Good dry-running properties (temporary dry-running)
- The self-lubricating properties of carbon make the seal suitable for use even with poor lubricating conditions (high temperature) without generating noise. However, such conditions will cause wear of the carbon seal face leading to reduced seal life. The wear depends on the pressure, temperature, liquid diameter and seal design. Low speeds reduce the lubrication between the seal faces; as a result, increased wear might have been expected. However, this is normally not the case because the distance that the seal faces have to move is reduced.

Apartado 1.3

Componentes y funciones de los cierres mecánicos

- El carbón impregnado con metal (A) ofrece una limitada resistencia a la corrosión pero una mejor resistencia mecánica y conductividad del calor y, por lo tanto, se reduce el desgaste
- Con menor resistencia mecánica pero mayor resistencia a la corrosión, el carbón impregnado de resina sintética (B) cubre un amplio campo de aplicaciones. El carbón impregnado en resina sintética está aprobado para el uso con agua potable.
- El uso de carbón/SiC en aplicaciones con agua caliente podría originar un gran desgaste del SiC, dependiendo de la calidad del carbón y del agua. Este tipo de desgaste principalmente se aplica a Q_1^S /carbon. El uso de Q_1^P , Q_1^G o una pareja carbón/WC origina un desgaste mucho menor. Por lo tanto, para sistemas de agua caliente se recomiendan las parejas carbón/WC carbon/ Q_1^P o carbon/ Q_1^G

1.3.5 Factores que afectan al rendimiento del cierre

Como se ha mencionado anteriormente, no hay ningún cierre que sea totalmente estanco. En las siguientes páginas, presentaremos los factores que afectan al rendimiento de los cierres: consumo de energía, ruido y fugas. Estos factores se presentarán por separado. Sin embargo, es importante resaltar que están íntimamente interrelacionados y deben tenerse en cuenta en su conjunto.

Consumo de energía

Obviamente, es necesario utilizar energía para hacer que gire el cierre. Los siguientes factores contribuyen al consumo de energía y constituyen las pérdidas de energía de un cierre mecánico:

- La acción del bombeo centrífugo de las piezas giratorias. El consumo aumenta significativamente con la velocidad de rotación (proporcional a la tercera potencia)
- La fricción de las caras del cierre. La fricción entre las dos caras del cierre consta de
 - la fricción en la delgada película de líquido y
 - la fricción debida a los puntos de contacto entre las caras del cierre.

El nivel de consumo energía depende del diseño del cierre, de las condiciones de lubricación y de los materiales entre las caras del cierre.

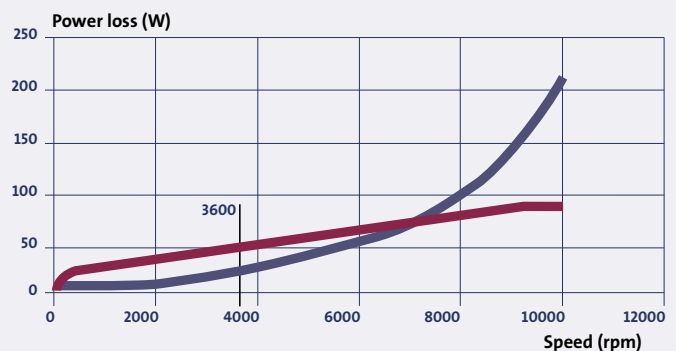


Fig. 1.3.18: Consumo de energía de un cierre mecánico de 12 mm
Consulte el texto en PDF

— Pumping action
— Friction

La figura 1.3.18 es un ejemplo típico del consumo de un cierre mecánico. Esta figura muestra que hasta 3600 rpm la fricción es la causa principal del consumo de energía del cierre mecánico.

El consumo de energía es un problema muy importante, especialmente en el caso de los prensaestopas. Como se deduce del ejemplo, si se reemplaza un prensaestopas por un cierre mecánico se obtiene un considerable ahorro de energía. Consulte la figura 1.3.19.

Ruido

La selección de los materiales de las caras del cierre es decisiva para el funcionamiento y la vida útil del cierre mecánico. El ruido se genera como resultado de las malas condiciones de lubricación de los cierres que procesan líquidos de baja viscosidad. La viscosidad del agua disminuye al aumentar la temperatura. Esto significa que las condiciones de lubricación empeoran al aumentar la temperatura. Si el líquido bombeado alcanza o supera la temperatura de ebullición, el líquido del lado de la cara del cierre se evapora y genera un deterioro adicional de las condiciones de lubricación. Una reducción de la velocidad tiene el mismo efecto. Consulte la figura 1.3.20.

Fugas

En los cierres mecánicos, el líquido bombeado lubrica la cara del cierre. Por lo tanto, una mejor lubricación significa menor fricción y mayores fugas. A la inversa, menores fugas implican peores condiciones de lubricación y mayor fricción. En la práctica, la cantidad de fugas y pérdidas de energía que se producen en los cierres mecánicos son variables. El motivo es que las fugas dependen de factores que son imposibles de cuantificar teóricamente a causa de los tipos de caras del cierre, tipos de líquidos, cargas de los resortes, etc. Por consiguiente, la figura 1.3.21 debe servir solamente de guía orientativa.

Para leer correctamente la curva de tasa de fugas (figura 1.3.21), hay que seguir cuatro pasos:

Paso 1: Lea la presión - en este caso, 5 bares

Paso 2: Cierre no equilibrado de 30 mm

Paso 3: Velocidad 3000 rpm

Paso 4: Tasa de fugas 0,06 ml/h



Standard pump 50 mL; 50 mm shaft and 2900 rpm	
Energy consumption	
Stuffing box	2.0 kWh
Mechanical shaft seal	0.3 kWh
Leakage	
Stuffing box	3.0 l/h (when mounted correctly)
Mechanical shaft seal	0.8 ml/h

Fig. 1.3.19: Prensaestopas frente a cierre mecánico
Consulte el texto en PDF

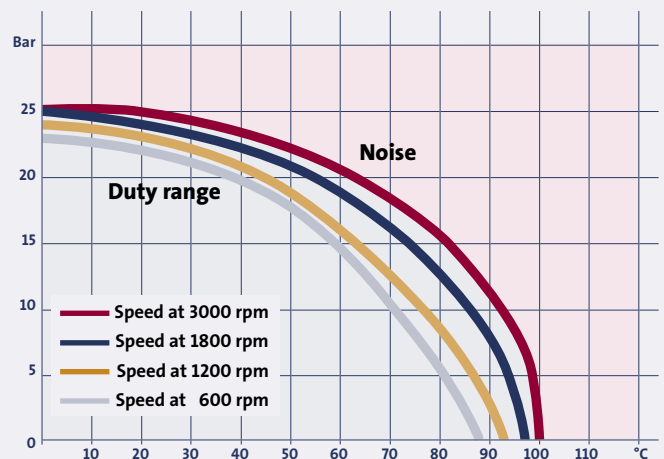


Fig. 1.3.20: Relación entre rango de servicio y velocidad
Consulte el texto en PDF

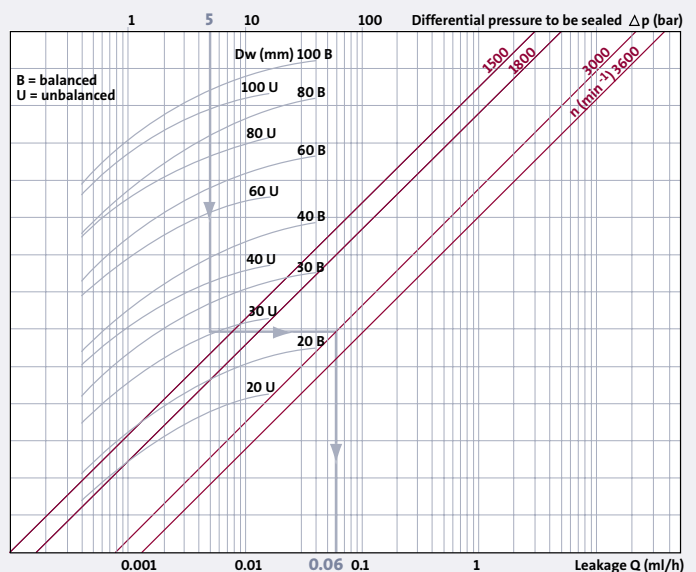


Fig. 1.3.21: Tasas de fugas
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.4: Motores

- 1.4.1 Normas
- 1.4.2 Arranque del motor
- 1.4.3 Alimentación
- 1.4.4 Convertidor de frecuencia
- 1.4.5 Protección del motor



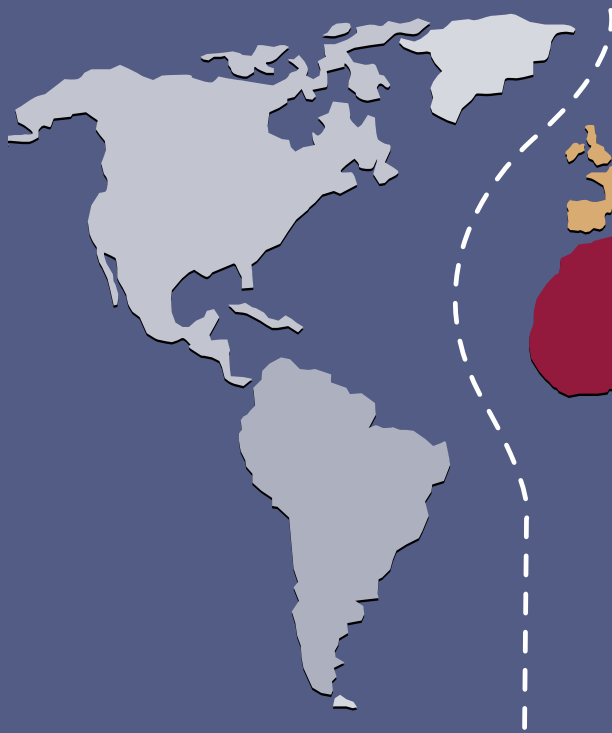
Apartado 1.4

Motores

Los motores se utilizan en todo el mundo y en multitud de aplicaciones.

El propósito de los motores eléctricos es producir rotación, esto es, convertir energía eléctrica en energía mecánica. Las bombas funcionan utilizando la energía mecánica que proporcionan los motores eléctricos.

1.4.1 Normas



NEMA

La National Electrical Manufacturers Association (NEMA, Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos) establece las normas para una amplia gama de productos eléctricos que incluyen los motores. NEMA se asocia principalmente con los motores utilizados en Norteamérica. Las normas representan el uso práctico en la industria en general y están respaldados por los fabricantes de los equipos eléctricos. Las normas se pueden consultar en la publicación de normas NEMA N° MG1. Algunos motores grandes podrían no estar dentro de la normativa NEMA.



Fig. 1.4.1: Motor eléctrico
Consulte el texto en PDF

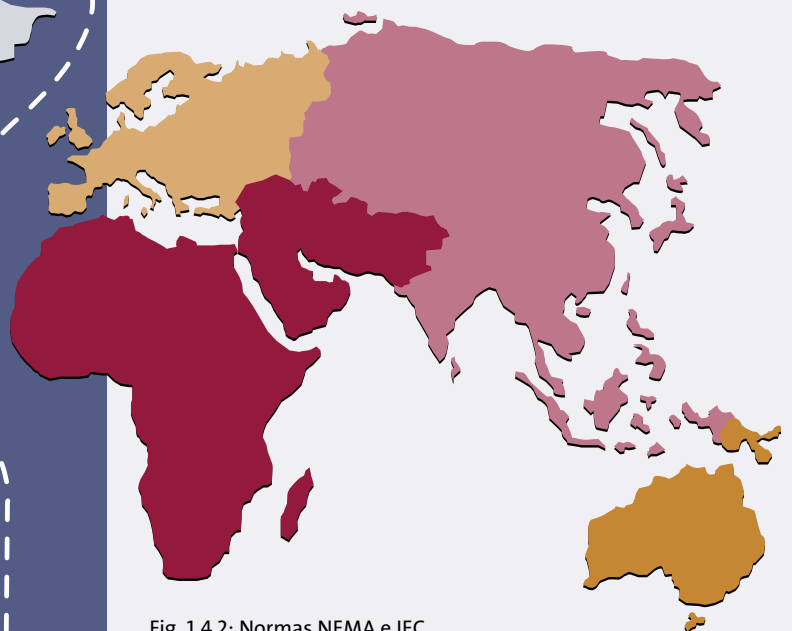


Fig. 1.4.2: Normas NEMA e IEC
Consulte el texto en PDF

IEC

La International Electrotechnical Commission (IEC, Comisión Electrotécnica Internacional) establece las normas para motores que se utilizan en diversos países del mundo. La norma IEC 60034 contiene las prácticas eléctricas recomendadas que han elaborado los países que participan en la IEC.



Directivas y métodos de protección – Motores EX

ATEX (ATmósfera EXplosiva) se refiere a dos directivas de la UE relativas a los peligros de explosión para distintas áreas. La directiva ATEX atañe a equipos eléctricos, mecánicos, hidráulicos y neumáticos. En cuanto a los equipos mecánicos, los requisitos de seguridad de la directiva ATEX garantizan que algunos de los componentes de la bomba (como los cierres y los cojinetes) no se calienten y hagan arder a gases y polvo. La primera directiva ATEX (94/9/EC) trata sobre los requisitos aplicables a los equipos para uso en áreas con peligro de explosión. El fabricante tiene que cumplir los requisitos y etiquetar sus productos dentro de unas categorías. La segunda directiva ATEX (99/92/EC) trata sobre los requisitos de seguridad y salud mínimos que debe cumplir el usuario cuando trabaja en áreas con peligro de explosión. Se utilizan diversas técnicas para evitar que los equipos eléctricos se conviertan en una fuente de ignición. En el caso de motores eléctricos, se aplican los tipos de protección d (ininflamable), e (seguridad ampliada) y nA (sin chispas) en relación con el gas, y DIP (a prueba de ignición del polvo) en relación con el polvo.

Motores ininflamables - protección tipo EExd (de)

En primer lugar, los motores ininflamables EExd (tipo 'de') son equipos de categoría 2G para uso en la zona 1. La carcasa del estator y las bridas rodean las piezas del motor ininflamables que podrían encender una atmósfera potencialmente explosiva. Gracias a la carcasa, el motor puede soportar la presión que acompaña a las explosiones de una mezcla explosiva dentro del motor. De este modo, se evita la propagación de la explosión a la atmósfera que rodea la carcasa porque la explosión se enfría por medio de guías para llamas. El tamaño de las guías para llamas se define en la norma EN 50018. La temperatura de la superficie de la carcasa ininflamable siempre debe ser la correspondiente a las clases de temperatura.

Motores con seguridad ampliada - protección tipo EEx (e)

Los motores con seguridad ampliada (tipo e) son equipos de categoría 2G para uso en zona 1. Esos motores no son ininflamables y no están fabricados para soportar explosiones internas. La construcción de este tipo de motores tiene como base una mayor seguridad frente a

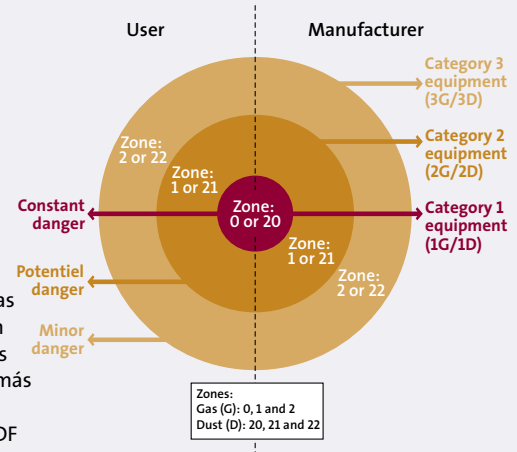


Fig. 1.4.3: El vínculo entre zonas y categorías de equipamiento es un requisito mínimo. Si las reglas nacionales son más estrictas, aplíquelas. Consulte el texto en PDF

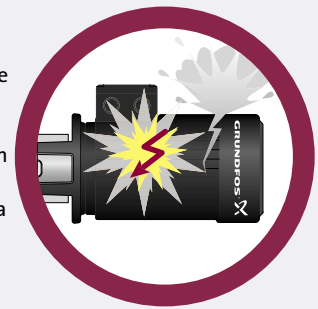


Fig. 1.4.4: La explosión se produce dentro del motor y se conduce al exterior del motor a través de guías para llamas. La clasificación de temperatura para motores EExd ininflamables es válida para superficies externas. Consulte el texto en PDF



Fig. 1.4.5: En motores con seguridad ampliada EExe, no pueden producirse chispas. La clasificación de temperatura cubre tanto las superficies internas como externas. Consulte el texto en PDF



Fig. 1.4.6: Con motores ExnA sin chispas, no es probable que se produzca ignición. Consulte el texto en PDF

Apartado 1.4

Motores

posibles temperaturas excesivas y la aparición de chispas y arcos durante el funcionamiento normal y cuando surgen errores predecibles. La clasificación de temperatura para motores con seguridad ampliada es válida tanto para superficies internas como externas y, por lo tanto, es importante observar la temperatura del devanado del estator.

Motores sin chispas - protección tipo Ex (nA)

Los motores sin chispas (tipo nA) son equipos de categoría 3G para uso en zona 2. Estos motores no pueden en ningún caso encender una atmósfera potencialmente explosiva bajo condiciones de funcionamiento normales. Consulte la figura 1.4.6.

A prueba de ignición de polvo (DIP)

Existen dos tipos de motores a prueba de ignición de polvo: equipos 2D/categoría 2 y equipos 3D/categoría 3.

Equipos 2D/categoría 2

Con objeto de evitar que la electricidad pueda causar una ignición, el ventilador de refrigeración de los motores DIP de categoría 2 para uso en zona 21 (área con peligro potencial de explosión) se fabrica en metal. Asimismo, para minimizar el riesgo de ignición, el terminal de tierra externo está sujeto a exigencias de construcción más severas. La temperatura de la superficie externa de la carcasa, que se indica en la placa de características del motor, corresponde al rendimiento de funcionamiento bajo las peores condiciones permitidas para ese motor. Los motores para uso en zona 21 (área con peligro potencial de explosión) deben tener protección IP65, esto es, deben estar completamente protegidos frente al polvo.

Equipos 3D/categoría 3

La temperatura que se indica en los motores DIP de categoría 3 para uso en zona 22 (área con menor peligro

Type of protection	Code	Standar ds		Use in ATEX category/ Zone	Principle	Application
		CENELEC EN	IEC 60079			
General requirements	-	50014	- 0	-	Basic electrical requirements	All equipment
Oil immersion	o	50015	- 6	Category 2 Zone 1	Electrical components immersed in oil excluding explosive atmosphere from igniting	Transformers
Pressurised	p	50016	- 2	Category 2 Zone 1	Enclosure housing equipment is purged to remove explosive atmosphere and pressurised to prevent ingress of surrounding atmosphere	Switching and control cabinets, large motors
Powder filled	q	50017	- 5	Category 2 Zone 1	Electrical parts are surrounded with powder, e.g. quartz to prevent contact with an explosive atmosphere	Electronic devices, e.g. capacitors, fuses
Flameproof	d	50018	- 1	Category 2 Zone 1	Enclosure housing electrical equipment which, if there is an internal explosion, will not ignite surrounding atmosphere	AC motors , control panels, light fittings
Increased safety	e	50019	- 7	Category 2 Zone 1	Additional methods are used to eliminate arcs, sparks and hot surface capable of igniting flammable atmosphere	AC motors , terminal and connection boxes, light fittings, squirrel cage motors
Intrinsic safety	i _a	50020	- 11	Category 1 Zone 0	Electrical energy in equipment is limited so that circuits cannot ignite an atmosphere by sparking or heating	Measurement and control equipment, e.g. sensors, instrumentation
	i _b	50020	- 11	Category 2 Zone 1		
Encapsulation	m	50028	- 18	Category 2 Zone 1	Electrical components embedded in approved material to prevent contact with explosive atmosphere	Measurement and control devices, solenoid valves
Type of protection n	nA	50021	- 15	Category 3 Zone 2	Non-arcing and non-sparking	AC motors , terminal boxes, light fittings

Note: Group II Dust atmospheres are covered by CENELEC EN 50281-1-1 and EN50281-1-2

Fig. 1.4.7: Normas y métodos de protección
Consulte el texto en PDF



de explosión), corresponde al rendimiento bajo las peores condiciones permitidas para ese motor específico. Un motor para uso en zona 22 debe tener protección IP55, es decir, debe estar protegido frente al polvo. La protección IP es la única diferencia entre los equipos 2D/categoría 2 y los equipos 3D/categoría 3.

Montaje (International Mounting - IM, Montaje Internacional)

Hay tres modos distintos de montar el motor: Motor montado sobre soporte, motor montado sobre bridas con orificios libres (FF) y motor montado sobre bridas con orificios roscados (FT). La figura 1.4.8 muestra los distintos modos de montar un motor y las normas que se aplican a estos montajes. El montaje de motores se especifica de acuerdo con las siguientes normas:

- IEC 60034-7, Código I, p. ej. designación IM seguida del código DIN 42590 utilizado previamente
- IEC 60034-7, Código II

Clase de carcasa (Ingress Protection - IP, Protección frente a penetraciones)

La clase de carcasa indica el grado de protección del motor frente a la penetración de objetos sólidos y agua. La clase de carcasa se indica por medio de las letras IP seguidas de dos dígitos, por ejemplo IP55. El primer dígito indica la protección frente al contacto y la penetración de objetos sólidos, y el segundo dígito indica la protección frente a la penetración del agua. Consulte la figura 1.4.9.

Los orificios de drenaje permiten la salida del agua que ha entrado en el alojamiento del estator, por ejemplo por condensación. Cuando el motor se instala en un entorno húmedo, deben abrirse los orificios de drenaje inferiores. Al abrir el orificio de drenaje, la clase de la carcasa del motor cambia de IP55 a IP44.IP44.

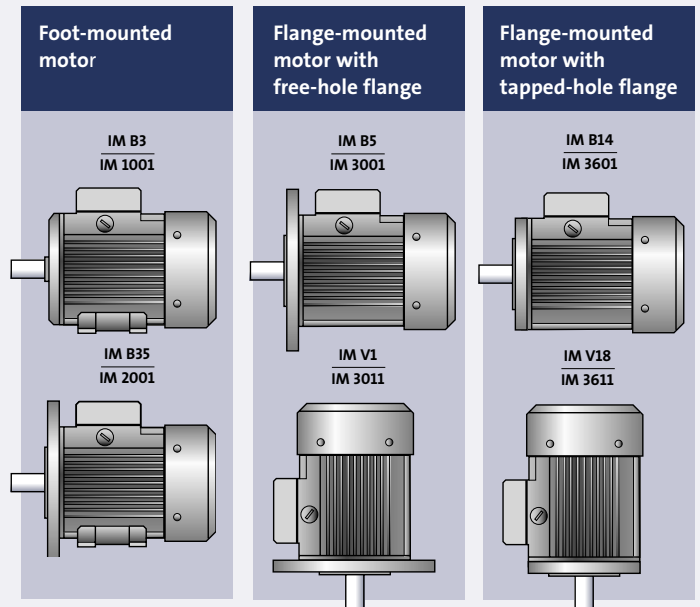


Fig. 1.4.8: Distintos métodos de montaje
Consulte el texto en PDF

First digit	Second digit
Protection against contact and ingress of solid objects	Protection against ingress of water
0 No special protection	0 No special protection
1 The motor is protected against solid objects bigger than 55 mm, e.g. a hand	1 The motor is protected against vertically falling drops of water, such as condensed water
2 The motor is protected against objects bigger than 12 mm, e.g. a finger	2 The motor is protected against vertically falling drops of water, even if the motor is tilted at an angle of 15°
3 The motor is protected against solid objects bigger than 25 mm, i.e. wires, tools, etc.	3 The motor is protected against water spray falling at an angle of 60° from vertical
4 The motor is protected against solid objects bigger than 1 mm, e.g. wires	4 The motor is protected against water splashing from any direction
5 The motor is protected against the ingress of dust	5 The motor is protected against water being projected from a nozzle from any direction
6 The motor is completely dust-proof	6 The motor is protected against heavy seas or high-pressure water jets from any direction
	7 The motor is protected when submerged from 15 cm to 1 m in water for a period specified by the manufacturer
	8 The motor is protected against continuous submersion in water under conditions specified by the manufacturer

Fig. 1.4.9: La clase de protección se especifica por medio de las letras IP seguidas de dos dígitos; por ejemplo, IP55
Consulte el texto en PDF

Tamaño del bastidor

La figura 1.4.11 muestra una visión general de la relación que existe entre el tamaño del bastidor, el extremo del eje, la potencia del motor y el tipo y el tamaño de las bridas. Para motores con tamaños del bastidor desde 63 hasta 315M (inclusive), la relación se especifica en EN 50347. Para motores con tamaño del bastidor 315L y superiores, no hay ninguna norma que contemple esta relación. La figura muestra los puntos del motor donde se miden los distintos valores que definen el tamaño del bastidor.

Las bridas y el extremo del eje cumplen EN 50347 y IEC 60072-1. Algunas bombas tienen un acoplamiento que requiere un eje de motor liso o una extensión especial del eje que no está definida en las normas.

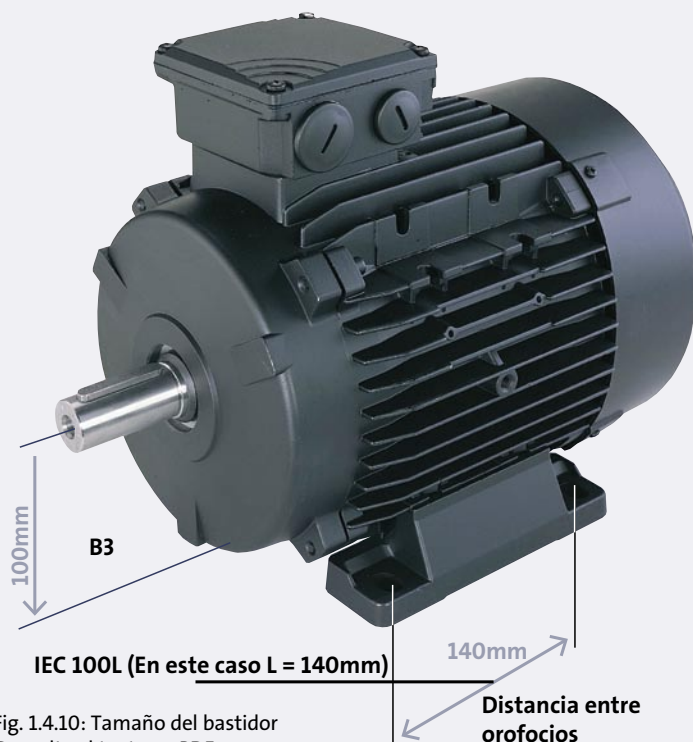
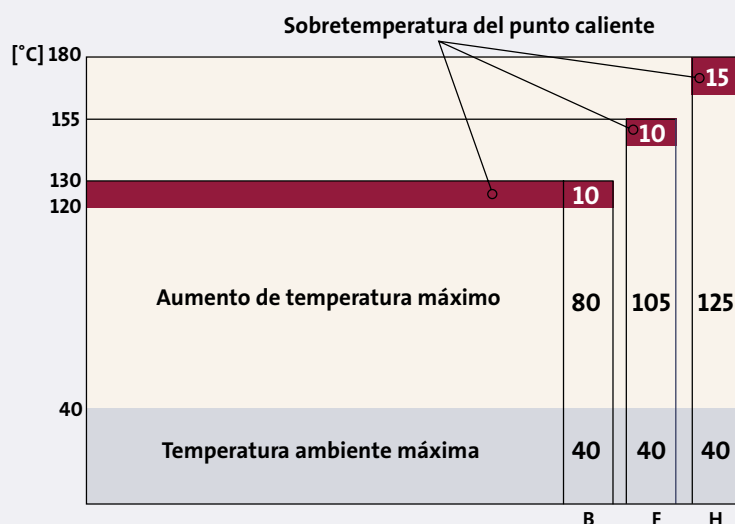


Fig. 1.4.10: Tamaño del bastidor
Consulte el texto en PDF

Clase de aislamiento

La clase de aislamiento se define en la norma IEC 60085 y trata de la robustez del sistema de aislamiento frente a las temperaturas. La vida útil de los materiales de aislamiento depende en gran medida de las temperaturas a las que están expuestos. Los distintos sistemas y materiales de aislamiento se clasifican en clases de aislamiento en función de su capacidad para resistir altas temperaturas.



Clase	Temperatura ambiente máxima (°C)	Aumento de temperatura máximo (K)	Aumento de temperatura máximo (K)	Temperatura máxima del devanado (Tmax) (°C)
B	40	80	10	130
F	40	105	10	155
H	40	125	15	180

Fig. 1.4.12: Distintas clases de aislamiento y su incremento de temperatura con tensiones y cargas nominales
Consulte el texto en PDF



Fig 1.4.11: The relation between frame size and power input

1 Tamaño del bastidor	2		3				4	
	Diámetro del extremo del eje		Potencia nominal				Tamaño de las bridas	
	2-polos	4-, 6-, 8-polos	2-polos	4-polos	6-polos	8-polos	Bridas con orificios libres	Bridas con orificios roscados
	[mm]	[mm]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	(FF)	(FT)
56	9	9	0.09; 0.12	0.06; 0.09			FF100	FT65
63	11	11	0.18; 0.25	0.12 ; 0.18			FF115	FT75
71	14	14	0.37; 0.55	0.25; 0.37			FF130	FT85
80	19	19	0.75; 1.1	0.55; 0.75	0.37; 0.55		FF165	FT100
90S	24	24	1.5	1.1	0.75	0.37	FF165	FT115
90L	24	24	2.2	1.5	1.1	0.55	FF165	FT115
100L	28	28	3	2.2; 3	1.5	0.75; 1.1	FF215	FT130
112M	28	28	4	4	2.2	1.5	FF215	FT130
132S	38	38	5.5; 7.5	5.5	3	2.2	FF265	FT165
132M	38	38	-	7.5	4; 5.5	3	FF265	FT165
160M	42	42	11; 15	11	7.5	4; 5.5	FF300	FT215
160L	42	42	18.5	15	11	7.5	FF300	FT215
180M	48	48	22	18.5	-	-	FF300	
180L	48	48	-	22	15	11	FF300	
200L	55	55	30; 37	30	18.5; 22	15	FF350	
225S	55	60	-	37	30	18.5	FF400	
225M	55	60	45	45	-	22	FF400	
250M	60	65	55	55	37	30	FF500	
280S	65	75	75	75	45	37	FF500	
280M	65	75	90	90	55	45	FF500	
315S	65	80	110	110	75	55	FF600	
315M	65	80	132	132	90	75	FF600	
315L	65	80	160; 200; 250				FF600	
355	75	100	315; 355; 400; 450; 500	315; 355; 400; 450; 500			FF740	
400	80	100	560; 630; 710	560; 630; 710			FF840	
450	90	120	800; 900; 1000	800; 900; 1000			FF940	

1.4.2 Arranque del motor

Podemos distinguir entre distintos modos de arrancar el motor: Arranque directo en línea, arranque en estrella/delta, arranque con autotransformador, arranque suave y arranque con convertidor de frecuencia. Cada uno de estos métodos tiene sus ventajas y sus inconvenientes. Consulte la figura 1.4.13.

Fig. 1.4.13: Método de arranque

Método de arranque	Ventajas	Inconvenientes
Arranque directo en línea (DOL)	Simple y económico. Arranque seguro.	Alta corriente con rotor bloqueado.
Arranque en estrella/delta (Y/ Δ)	Reducción de la corriente de arranque en un factor de 3.	Impulsos de corriente al cambiar de estrella a delta. No adecuado si la carga tiene baja inercia. Bajo par con rotor bloqueado.
Arranque con autotransformador	Reducción del par y la corriente con rotor bloqueado	Impulsos de corriente al cambiar de tensión reducida a tensión completa. Bajo par con rotor bloqueado.
Dispositivo de arranque suave	Arranque "suave", sin impulsos de corriente. Menor batir del agua al arrancar la bomba. Reducción de corriente con rotor bloqueado, normalmente 2-3 veces.	Bajo par con rotor bloqueado.
Arranque con conservador de frecuencia	Sin impulsos de corriente. Menor batir del agua al arrancar la bomba. Reducción de corriente con rotor bloqueado, normalmente 2-3 veces. Se puede utilizar para la alimentación continua del motor.	Bajo par con rotor bloqueado Caro.

Arranque directo en línea (DOL)

Tal como sugiere su nombre, el arranque directo en línea significa que el motor se arranca conectándolo directamente a la fuente de alimentación a la tensión nominal. El arranque directo en línea es adecuado para suministros estables y sistemas de ejes bien dimensionados y mecánicamente rígidos, como por ejemplo las bombas. Siempre que se utilice el método de arranque directo en línea, es importante consultar a las autoridades locales.

Arranque en estrella/delta

El objetivo de este método de arranque, que se utiliza con motores de inducción trifásicos, es reducir la corriente de arranque. En una posición, la corriente suministrada a los devanados del estator se conecta en estrella (Y) para arrancar. En las otras posiciones, la corriente suministrada se reconecta en delta (Δ) a los devanados una vez que el motor consigue velocidad.

Arranque con autotransformador

Como indica su nombre, el arranque con autotransformador utiliza un autotransformador. El autotransformador se coloca en serie con el motor durante el arranque y varía la tensión hasta la tensión nominal entre dos a cuatro pasos.

Dispositivo de arranque suave

Un dispositivo de arranque suave es, como se podría esperar, un dispositivo que garantiza un arranque suave del motor. Esto se consigue elevando la tensión hasta un valor de tensión durante un tiempo de elevación preestablecido.

Arranque con convertidor de frecuencia

Los convertidores de frecuencia están diseñados para la alimentación continua de los motores, pero también se pueden utilizar como dispositivo de arranque suave.



1.4.3 Alimentación

La tensión nominal del motor se encuentra dentro de un cierto rango de tensiones. La figura 1.4.14 muestra ejemplos de tensiones típicas para motores de 50 Hz y 60 Hz.

Según la norma internacional IEC 60038, el motor debe poder funcionar con una tolerancia de la tensión principal del $\pm 10\%$.

Para motores diseñados según la norma IEC 60034-1 con un rango de tensiones amplio, p. ej., 380-415 V, la tensión principal puede tener una tolerancia de $\pm 5\%$.

Mientras el motor esté funcionando dentro del rango nominal de tensiones no se debe superar la temperatura máxima aceptable para la clase de aislamiento determinada. Para condiciones extremas, la temperatura normalmente sube aproximadamente 10 grados Kelvin.

1.4.4 Convertidor de frecuencia

Los convertidores de frecuencia se utilizan a menudo para controlar la velocidad de las bombas. Consulte el capítulo 4. Un convertidor de frecuencia convierte la tensión de alimentación en una nueva tensión y frecuencia, haciendo que el motor funcione a distintas velocidades. Este modo de regular la velocidad podría dar como resultado algunos problemas:

- Ruido acústico del motor, que a veces se transmite al sistema como ruido molesto
- Picos de alta tensión a la salida del convertidor de frecuencia al motor

Ejemplos de tensiones típicas

50 Hz

Hay motores de 50 Hz disponibles para las siguientes tensiones:

- 3 x 220 – 240 Δ / 380 – 415 Y
- 3 x 200 – 220 Δ / 346 – 380 Y
- 3 x 200 Δ / 346 Y
- 3 x 380 – 415 Δ
- 1 x 220 – 230 / 240

60 Hz

Hay motores de 60 Hz disponibles para las siguientes tensiones

- 3 x 200 – 230 Δ / 346 – 400 Y
- 3 x 220 – 255 Δ / 380 – 440 Y
- 3 x 220 – 277 Δ / 380 – 480 Y
- 3 x 200 – 230 Δ / 346 – 400 Y
- 3 x 380 – 480 Δ

Fig. 1.4.14: Tensiones típicas

Tensión de alimentación según IEC 60038

50 Hz	60 Hz
230 V \pm 10%	-
400 V \pm 10%	-
690 V \pm 10%	-
-	460 V \pm 10%

Fig. 1.4.15: Tensión de la red de alimentación según IEC 60038

Aislamiento de motores con convertidor de frecuencia

En el caso de los motores que incorporan convertidores de frecuencia, podemos distinguir distintos tipos de motores según su clase de aislante.

Motores sin aislante de fase

En los motores fabricados sin aislante de fase, las tensiones continuas (RMS) superiores a 460 V pueden aumentar el riesgo de descargas destructivas en los devanados que podrían destruir el motor. Este problema se aplica a todos los motores fabricados según estos principios. El funcionamiento continuo con picos de tensión por encima de 650 V puede dañar el motor.

Motores con aislante de fase

En motores trifásicos, normalmente se utiliza aislante de fase y, en consecuencia, no es necesario tomar medidas de precaución específicas si la tensión de alimentación es inferior a 500 V.

Motores con aislamiento reforzado

En relación con las tensiones de alimentación entre 500 y 690 V, el motor debe tener aislamiento reforzado o estar protegido con filtros $\Delta U / \Delta t$. Para tensiones de alimentación de 690 V y superiores, el motor debe disponer tanto de aislamiento reforzado como de filtros $\Delta U / \Delta t$.

Motores con cojinetes aislados

Con el fin de evitar la circulación de corrientes perjudiciales a través de los cojinetes, los cojinetes del motor deben estar aislados eléctricamente. Esto se aplica a motores con tamaños del bastidor de 280 y superiores.

Aislante para fases, también conocido como papel para fases
Consulte el texto en PDF

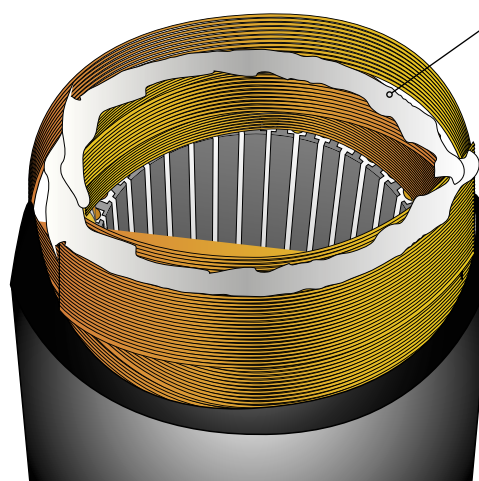


Fig. 1.4.16: Estator con aislante para fases



Rendimiento del motor

En general, los motores eléctricos son muy eficientes. Algunos motores tienen rendimientos de electricidad-a-potencia en el eje del 80-93% dependiendo del tamaño del motor, y en ocasiones son incluso superiores para motores mayores. Los motores eléctricos presentan dos tipos de pérdidas de energía: pérdidas dependientes de la carga y pérdidas independientes de la carga.

Las pérdidas dependientes de la carga varían con el cuadrado de la intensidad y abarcan:

- Pérdidas en el devanado del estator (pérdidas en el cobre)
- Pérdidas en el rotor (pérdidas de deslizamiento)
- Pérdidas espúreas (en distintas partes del motor)

Las pérdidas en el motor independientes de la carga se refieren a:

- Pérdidas en el hierro (pérdidas en el núcleo)
- Pérdidas mecánicas (fricción)

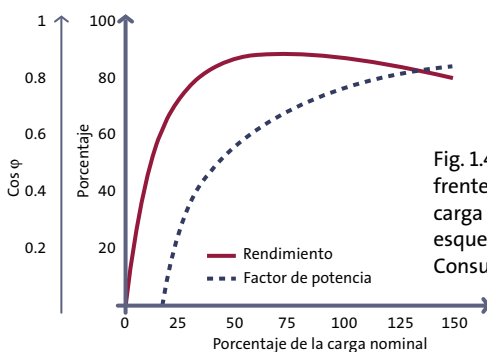


Fig. 1.4.17: Rendimiento frente a factor de potencia de carga frente a carga (croquis esquemático)
Consulte el texto en PDF

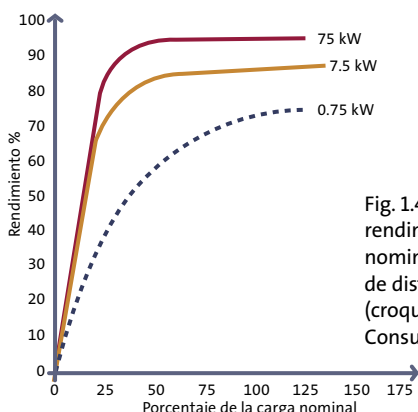


Fig. 1.4.18: Relación entre rendimiento y carga nominal para motores de distintos tamaños (croquis esquemático)
Consulte el texto en PDF

Existen distintas clasificaciones de los motores para dividirlos en categorías según su rendimiento. Las más importantes son CEMEP en la UE (EFF1, EFF2 y EFF3) y EPAct en EEUU.

Los motores pueden fallar si se sobrecargan durante un cierto periodo de tiempo y, por eso, la mayoría de los motores se sobredimensionan intencionadamente para que sólo funcionen entre el 75% y el 80% de su capacidad a plena carga. A este nivel de carga, el rendimiento del motor y el factor de potencia permanecen relativamente altos. Pero cuando la carga del motor es inferior al 25%, el rendimiento y el factor de potencia disminuyen.

El rendimiento del motor decrece rápidamente por debajo de un cierto porcentaje de la carga nominal. Por consiguiente, es importante dimensionar el motor para que sean mínimas las pérdidas asociadas con el funcionamiento del motor muy por debajo de su capacidad nominal.

Lo más habitual es seleccionar un motor de bomba que cumpla con los requisitos de potencia de la bomba.

1.4.5 Protección del motor

Los motores casi siempre están protegidos para que no puedan alcanzar temperaturas que podrían dañar el sistema de aislamiento. Dependiendo de la construcción del motor y de su aplicación, la protección térmica también puede tener otras funciones, p. ej., evitar temperaturas dañinas en el convertidor de frecuencia si está montado en el motor.

El tipo de protección térmica varía con el tipo de motor. Al elegir la protección térmica deben tenerse en cuenta la construcción del motor junto con el consumo. En general, los motores deben protegerse frente a las siguientes condiciones:

Errores que originan lentos incrementos de la temperatura en los devanados:

- Sobrecarga lenta
- Periodos de arranque largos
- Refrigeración reducida / falta de refrigeración
- Aumento de la temperatura ambiente
- Arranques y paradas frecuentes
- Fluctuación de la frecuencia
- Fluctuación de la tensión

Errores que causan aumentos de temperatura rápidos en los devanados:

- Rotor bloqueado
- Fallo de una fase

Protección térmica (TP)

Según la norma IEC 60034-11, la protección térmica del motor se debe indicar en la placa de características con una designación TP. La figura 1.4.19 muestra un resumen de las designaciones TP

Símbolo	Sobrecarga técnica con variación (1 dígito)	Nº de niveles y área de función (2 dígitos)	Categoría 1 (3 dígitos)
TP 111	Sólo lento (es decir, sobrecarga constante)	1 nivel en el corte	1
TP 112			2
TP 121		2 niveles con señal de emergencia y corte	1
TP 122			2
TP 211	Lento y rápido (es decir, sobrecarga constante y condición de bloqueo)	1 nivel de corte	1
TP 212			2
TP 221		2 niveles con señal de emergencia y corte	1
TP 222			2
TP 311	Sólo rápido (es decir, condición de bloqueo)	1 nivel en el corte	1
TP 312			2

Indicación de nivel de temperatura permisible cuando el motor está expuesto a sobrecarga térmica. La categoría 2 permite mayores temperaturas que la Categoría 1.

Fig. 1.4.19: Designaciones TP
Consulte el texto en PDF

Termistores PTC

Se pueden instalar termistores PTC (termistores con coeficiente de temperatura positivo) en los devanados de un motor durante su producción o se pueden añadir posteriormente. Normalmente se instalan tres PTC en serie, uno en cada fase del devanado. Se pueden adquirir con temperaturas de actuación entre 90 °C y 180 °C en pasos de 5 grados. Los PTC deben conectarse a un relé termistor, que detecta incrementos rápidos en la resistencia del termistor cuando alcanza su temperatura de actuación. Estos dispositivos son no lineales. A temperatura ambiente, la resistencia de un conjunto de tres será de alrededor de 200-300 ohmios y ésta aumentará rápidamente cuando el termistor alcance su temperatura de actuación. Si la temperatura sigue incrementándose, el termistor PTC puede alcanzar varios miles de ohmios. Los relés termistor normalmente se ajustan para que su actuación se produzca a 3000 ohmios o se preajustan para que actúen según establece la norma DIN 44082. La designación TP para termistores PTC para motores menores que 11 kW es TP211 si los PTC se instalan en los devanados. Si los PTC se añaden posteriormente como una mejora, la designación TP es TP111. La designación TP para termistores PCT para motores mayores que 11 kW normalmente es TP111.

Llaves térmicas y termostatos

Las llaves térmicas son pequeñas llaves bimetálicas que actúan al cambiar la temperatura. Están disponibles con un amplio rango de temperaturas de actuación; existen tipos normalmente abiertos o cerrados. El tipo más común es el cerrado. Con frecuencia, se instalan una o dos, en serie, en los devanados como los termistores y se pueden conectar directamente al circuito de la bobina del contactor principal. De ese modo, no se necesita ningún relé. Este tipo de protección es más económico que los termistores, pero por otro lado es menos sensible y no es capaz de detectar el fallo del rotor bloqueado.

Las llaves térmicas también se denominan llaves Thermik, Klixon y PTO (Protección Thermique à Ouverture). Las llaves térmicas siempre llevan una designación TP111.

Motores monofase

Los motores monofase normalmente incorporan protección térmica. La protección térmica suele tener un reenganche automático. Esto implica que el motor debe estar conectado a la red eléctrica de un modo que impida accidentes causados por el reenganche automático.

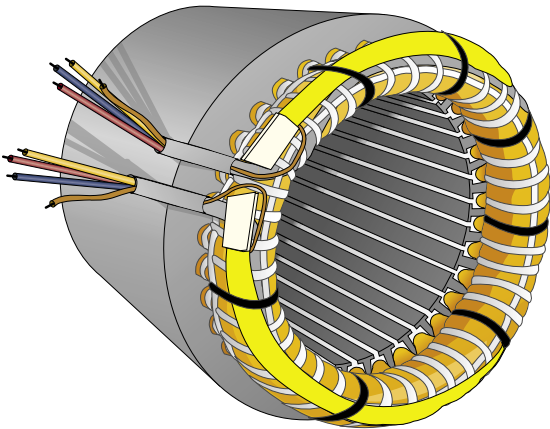
Motores trifásicos

Los motores trifásicos tienen que estar protegidos según las normas locales. Este tipo de motores normalmente incorpora contactos para reiniciar el circuito de control externo.



Calefacción en reposo

Un elemento calefactor garantiza la calefacción en reposo del motor. Ese elemento calefactor se utiliza especialmente en el caso de aplicaciones que deben enfrentarse a la humedad y a la condensación. Al utilizar la calefacción en reposo el motor está más caliente que el entorno y, por lo tanto, la humedad relativa del aire dentro del motor siempre es inferior al 100%.



1.4.20: Estator con elemento calefactor
Consulte el texto en PDF

Mantenimiento

El motor se debe revisar a intervalos regulares. Es importante mantener el motor limpio para garantizar una ventilación adecuada. Si la bomba está instalada en un entorno polvoriento, es preciso limpiar y comprobar la bomba regularmente.

Cojinetes

Normalmente, los motores tienen un cojinete fijo en el extremo de la transmisión y un cojinete con holgura longitudinal en el otro extremo. La holgura longitudinal es necesaria debido a las tolerancias de producción, la expansión térmica durante el funcionamiento, etc. Los cojinetes del motor se mantienen en su lugar por medio de arandelas de resorte en el extremo que no tiene la transmisión. Consulte la figura 1.4.21..

El cojinete fijo del lado de la transmisión puede ser, o bien un cojinete de bolas de estría profunda, o un cojinete de contacto angular.

Las distancias y las tolerancias de los cojinetes se especifican según las normas ISO 15 y ISO 492. Puesto que los fabricantes de cojinetes cumplen con estas normas, los cojinetes se pueden intercambiar internacionalmente.

Para poder girar libremente, los cojinetes de bolas deben tener una cierta holgura interna entre el anillo de rodamiento y las bolas. Sin esta holgura interna, los cojinetes girarían con dificultad o incluso podrían agarrotarse y perder su capacidad de girar. Por otro lado, demasiada holgura interna dará como resultado cojinetes inestables que podrían generar demasiado ruido o permitir el giro excéntrico del eje.

Dependiendo del tipo de bomba a la que se acopla el motor, el cojinete de bolas de estría profunda del lado de la transmisión debe tener una holgura C3 o C4. Los cojinetes con holgura C4 son menos sensibles al calor y tienen mayor capacidad de trasladar carga axialmente.

El cojinete que traslada las fuerzas axiales de la bomba puede tener holgura C3 si:

- la bomba tiene apoyo hidráulico completo o parcial
- la bomba tiene muchos períodos de funcionamiento breves
- la bomba tiene periodos largos de inactividad

Los cojinetes C4 se utilizan para bombas con grandes fuerzas axiales fluctuantes. Los cojinetes angulares de bolas se utilizan si la bomba ejerce grandes fuerzas axiales en una dirección.

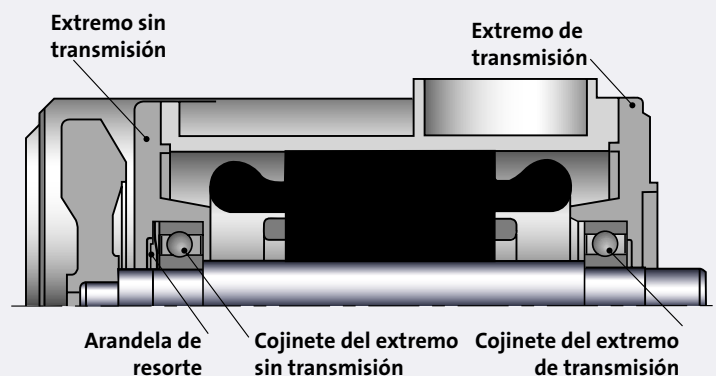


Fig. 1.4.21: Croquis de la sección transversal del motor

Consulte el texto en PDF

Apartado 1.4

Motores

Fuerzas axiales	Tipos de cojinetes y holgaduras recomendadas	
	Extremo de transmisión	Extremo sin transmisión
Fuerzas moderadas a fuertes. Principalmente tracción hacia fuera en el extremo del eje	Cojinete fijo de bolas de estría profunda (C4)	Cojinete de bolas de estría profunda(C3)
Fuerte tracción hacia fuera en el extremo del eje	Cojinete fijo de contacto angular	Cojinete de bolas de estría profunda(C3)
Fuerzas moderadas. Principalmente tracción hacia fuera en el extremo del eje (apoyo hidráulico parcial de la bomba)	Cojinete fijo de bolas de estría profunda (C3)	Cojinete de bolas de estría profunda(C3)
Fuerzas pequeñas (acoplamiento flexible)	Cojinete fijo de bolas de estría profunda (C3)	Cojinete de bolas de estría profunda(C3)
Fuerte presión hacia dentro	Cojinete de bolas de estría profunda (C4)	Cojinete fijo de contacto angular

Fig.1.4.22: Tipos de cojinetes típicos en motores para bombas
 Consulte el texto en PDF

Motores con cojinetes lubricados permanentemente

Para los cojinetes cerrados lubricados permanentemente, use uno de los siguientes tipos de grasa resistente a altas temperaturas:

- Grasa a base de litio
- Grasa a base de poliurea

Las especificaciones técnicas se deben corresponder con la norma DIN - 51825 K2 o superior. La viscosidad del aceite básico debe ser superior a:

- 50 cSt ($10^{-6}m^2/sec$) a 40°C y
- 8 cSt (mm^2/sec) a 100°C

Por ejemplo, Klüberquiet BQH 72-102 con una proporción de relleno de grasa de: 30 - 40%.

Motores con sistema de lubricación

Normalmente, los motores con tamaño del bastidor de 160 y superiores tienen engrasadores para cojinetes tanto

en el lado de la transmisión como en el otro.

Los engrasadores son visibles y de fácil acceso. El motor se diseña de modo que:

- haya un flujo de grasa alrededor del cojinete
- entre en el cojinete grasa nueva
- salga del cojinete la grasa antigua

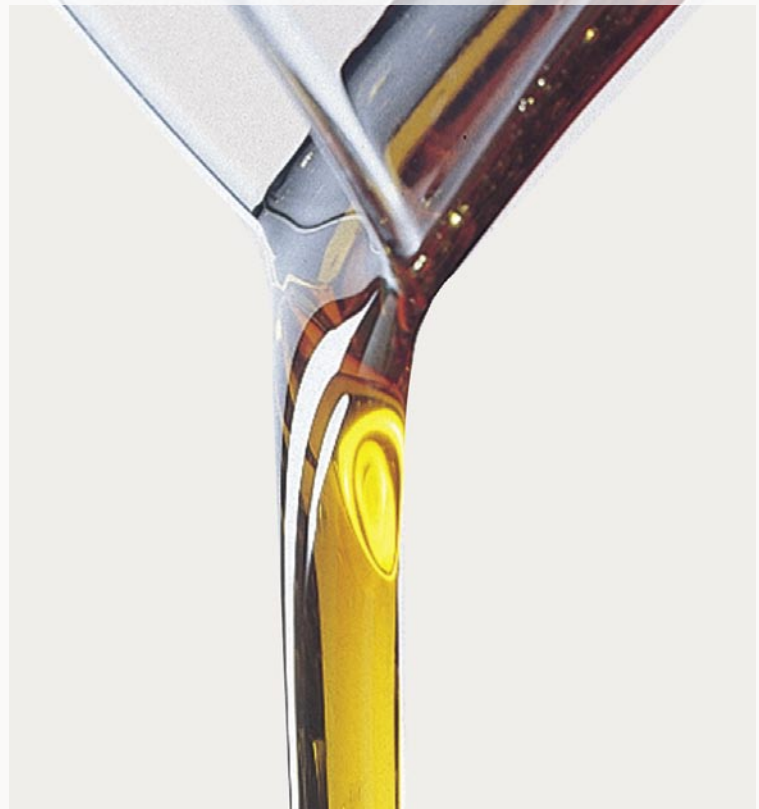
Los motores con sistemas de lubricación se suministran con instrucciones de lubricación, por ejemplo en una etiqueta sobre la tapa del ventilador. Además de estas instrucciones, se proporcionan detalles adicionales en los manuales de instalación y funcionamiento.

A menudo, el lubricante es grasa para alta temperatura a base de litio, por ejemplo EXXON UNIREX N3 o Shell Alvania Grease G3. La viscosidad del aceite básico debe ser

- mayor que 50 cSt ($10^{-6}m^2/s$) a 40 °C y 8 cSt (mm^2/s) a 100 °C

Apartado 1.5: Líquidos

- 1.5.1 Líquidos viscosos
- 1.5.2 Líquidos no newtonianos
- 1.5.3 Impacto de los líquidos viscosos en el rendimiento de las bombas centrífugas
- 1.5.4 Selección de la bomba adecuada para líquidos con anticongelante
- 1.5.5 Ejemplo de cálculo
- 1.5.6 Selección de bombas asistida por ordenador para líquidos viscosos



Apartado 1.5

Líquidos

1.5.1 Líquidos viscosos

No hay ninguna duda a este respecto: el agua es el líquido que manejan con mayor frecuencia las bombas. Sin embargo, en diversas aplicaciones las bombas deben manejar otros tipos de líquidos, p. ej., aceite, propilenglicol o gasolina. Comparados con el agua, estos tipos de líquidos tienen distinta densidad y viscosidad.

La viscosidad es una medida de la consistencia del líquido.

Cuanto mayor sea la viscosidad, más espeso será el líquido. El propilenglicol y el aceite de motor son ejemplos de líquidos consistentes y muy viscosos. La gasolina y el agua son ejemplos de líquidos poco consistentes y viscosos.

Hay dos clases de viscosidad:

- La viscosidad dinámica (μ), que normalmente se mide en Pa·s o Poise. (1 Poise = 0.1 Pa·s)
- La viscosidad cinemática (ν), que normalmente se mide en centiStokes o m²/s (1 cSt = 10⁻⁶ m²/s)

A la derecha se muestra la fórmula de la relación entre la viscosidad dinámica (μ) y la viscosidad cinemática (ν)

En las siguientes páginas solamente nos centraremos en la viscosidad cinemática (ν).

La viscosidad de un líquido cambia considerablemente con las variaciones de la temperatura: p. ej., el aceite caliente es menos viscoso que el aceite frío. Como se deduce de la figura 1.5.1, un líquido con el 50% de propilenglicol aumenta su viscosidad 10 veces cuando la temperatura cambia de +20 a -20 oC.

Para obtener información adicional relativa a la viscosidad de los líquidos, consulte el apéndice L.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

ρ = densidad del líquido

Liquid	Liquid temperature t [°C]	Density ρ [kg/m ³]	Kinematic viscosity ν [cSt]
Water	20	998	1.004
Gasoline	20	733	0.75
Olive oil	20	900	93
50% Propylene glycol	20	1043	6.4
50% Propylene glycol	-20	1061	68.7

Fig. 1.5.1: Comparación de valores de viscosidad para el agua y otros líquidos. También se muestran los valores de densidad y las temperaturas. Consulte el texto en PDF



1.5.2 Líquidos no newtonianos

Los líquidos mencionados hasta el momento se denominan fluidos newtonianos. La viscosidad de los líquidos newtonianos no se ve afectada por la magnitud y el movimiento a que están expuestos. El aceite mineral y el agua son ejemplos típicos de este tipo de líquidos. Por el contrario, la viscosidad de los líquidos no newtonianos cambia cuando se agitan.

Esto requiere unos cuantos ejemplos:

- Líquidos que se expanden como una crema—su viscosidad aumenta cuando se agitan
- Fluidos plásticos como la salsa de tomate – tienen un valor que hay que sobrepasar antes de que empiecen a fluir. A partir de ese punto, la viscosidad disminuye al aumentar la agitación
- Líquidos tixotróficos, como la pintura que no gotea - presentan una viscosidad decreciente al aumentar la agitación

La fórmula de viscosidad que se ha descrito previamente en este apartado no se aplica a los líquidos no newtonianos.

1.5.3 Impacto de los líquidos viscosos en el rendimiento de las bombas centrífugas

Los líquidos viscosos, es decir los líquidos con mayor viscosidad y/o mayor densidad que el agua, influyen de diversos modos en el rendimiento de las bombas centrífugas:

- Aumentan el consumo, p. ej. requieren un motor mayor para realizar la misma tarea
- Reducen la altura, el caudal y el rendimiento de la bomba

Veamos un ejemplo. Se utiliza una bomba para bombear un líquido en un sistema de refrigeración a una temperatura por debajo de 0 oC. Para evitar que se congele el líquido, se añade al agua un agente anticongelante como el propilenglicol. Cuando se añade al líquido bombeado glicol o un agente anticongelante similar, ese líquido adquiere propiedades distintas a las del agua. El líquido tendrá:

- Menor punto de congelación t_f [°C]
- Menor calor específico c_p [kJ/kgK]
- Menor conductividad térmica, λ [W/mK]
- Mayor punto de ebullición, t_b [°C]
- Mayor coeficiente de expansión, β [m/°C]
- Mayor densidad, ρ [kg/m³]
- Mayor viscosidad cinética, ν [cSt]

Al diseñar un sistema y seleccionar las bombas, es preciso tener en cuenta estas propiedades. Como se ha mencionado anteriormente, una mayor densidad requiere un motor de mayor potencia, pues una mayor viscosidad reduce la altura, el caudal y el rendimiento de la bomba, dando como resultado la necesidad de un motor más potente. Consulte la figura 1.5.2.

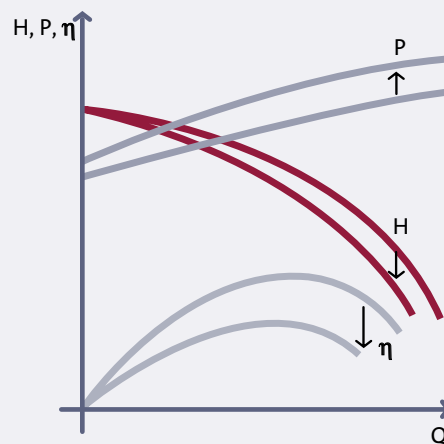


Fig. 1.5.2: Cambios en la altura, el rendimiento y la potencia de entrada para líquidos con mayor viscosidad. Consulte el texto en PDF

1.5.4 Selección de la bomba adecuada para líquidos con anticongelante

Las características de la bomba normalmente se basan en agua a 20 °C aproximadamente. Por ejemplo, una viscosidad cinética de aproximadamente 1 cSt y una densidad de aproximadamente 1000 kg/m³.

Cuando las bombas se utilizan para impulsar líquidos que contienen anticongelante y por debajo de 0°C, es necesario analizar si la bomba puede suministrar el rendimiento requerido o si es preciso utilizar un motor mayor. El siguiente apartado presenta un método simplificado que se utiliza para determinar las correcciones de la curva de la bomba para bombas de sistemas que tienen que procesar viscosidades entre 5 - 100 cSt y una densidad aproximada de 1.300 kg/m³. Tenga en cuenta que este método no es tan preciso como el método asistido por ordenador que se describe más adelante en este apartado.

Correcciones a la curva de la bomba para bombas que manejan líquidos de alta viscosidad

Basándose en el conocimiento del punto de servicio requerido, QS, HS y en la viscosidad cinética del líquido bombeado, se pueden calcular los factores de corrección de H y P2. Consulte la figura 1.5.3.

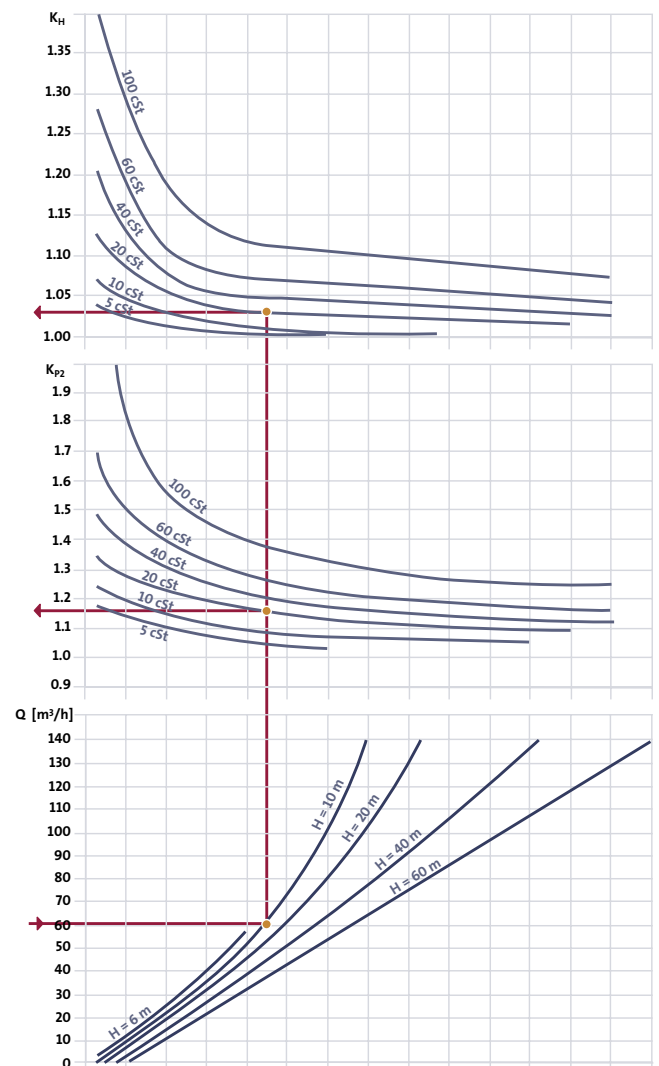
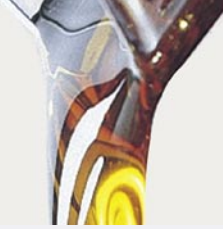


Fig. 1.5.3: Se puede determinar el factor de corrección para la altura y el consumo para distintos valores de caudal, altura y viscosidad. Consulte el texto en PDF.



La figura 1.5.3 se interpreta del siguiente modo:

Cuando se obtienen k_H y k_{p2} en la figura, se puede calcular la altura equivalente para agua limpia H_W y la potencia real en el eje corregida P_{2S} utilizando la siguiente fórmula

$$H_W = k_H \cdot H_S$$

$$P_{2S} = k_{p2} \cdot P_{2W} \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho_w} \right)$$

donde

H_W : es la altura equivalente de la bomba si el líquido bombeado es agua “limpia”

P_{2W} : es la potencia en el eje en el punto de servicio (Q_s, H_W) cuando el líquido bombeado es agua

H_S : es la altura deseada para el líquido bombeado (con agentes)

P_{2S} : es la potencia en el eje en el punto de servicio (Q_s, H_s) cuando el líquido bombeado es agua (con agentes)

ρ_s : es la densidad del líquido bombeado

ρ_w : es la densidad del agua = 998 kg/m³

La selección de la bomba se basa en curvas/hojas de datos normalizadas que se aplican al agua. La bomba debe cubrir el punto de servicio $Q, H = Q_s, H_W$ y el motor debe ser lo suficientemente potente para procesar P_{2S} en su eje.

La figura 1.5.4 muestra cómo proceder para seleccionar una bomba y comprobar que el motor está dentro del rango de potencia permitido.

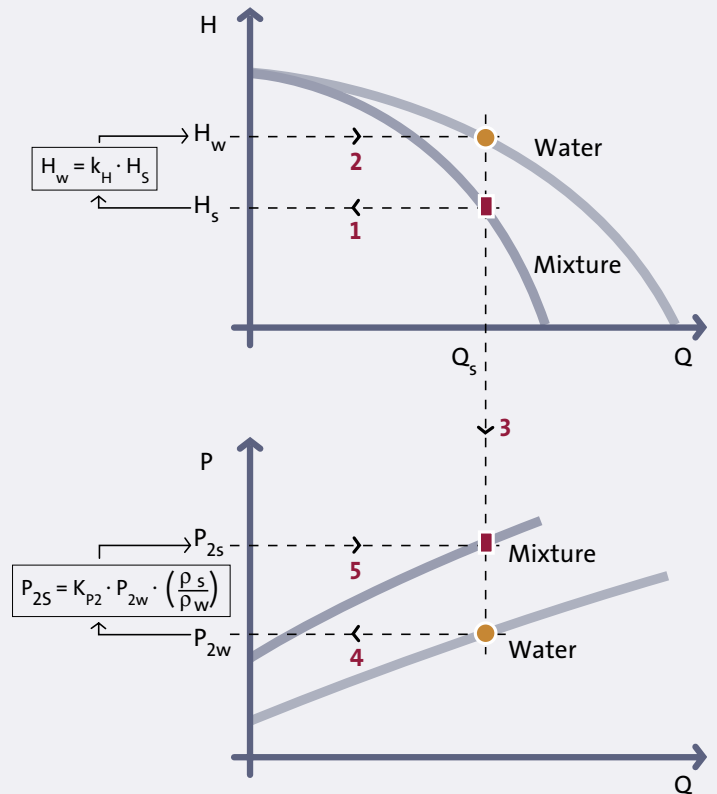


Fig. 1.5.4: Curva de la corrección de la bomba para seleccionar la bomba adecuada para el sistema
Consulte el texto en PDF

El procedimiento de selección de una bomba y un motor comprende los siguientes pasos:

- Calcule la altura corregida H_W (basándose en H_S y k_H), Consulte la figura 1.5.4 1-2
- Seleccione una bomba capaz de proporcionar un rendimiento de acuerdo al punto de servicio corregido (Q_s, H_W)
- Lea la potencia de entrada P_{2W} en el punto de servicio (Q_s, H_W), Consulte la figura 1.5.4 3-4
- Basándose en P_{2W} , k_{p2} , ρ_w , y ρ_s calcule la potencia en el eje requerida P_{2S} , Consulte la figura 1.5.4 4-5
- Compruebe si $P_{2S} < P_{2MAX}$ del motor. En caso afirmativo, se podrá usar la camisa del motor. En caso contrario, seleccione un motor más potente.

Apartado 1.5

Líquidos

1.5.5 Ejemplo de cálculo

Una bomba de circulación de un sistema de refrigeración debe bombear un líquido con el 40% (en peso) de propilenglicol a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. El caudal deseado es $Q_s = 60\text{ m}^3/\text{h}$, y la altura deseada es $H_s = 12\text{ m}$. Conociendo el punto de servicio requerido, se puede calcular la característica QH para el agua y seleccionar una bomba que sea capaz de cubrir ese punto de servicio. Una vez que hayamos determinado el tipo y el tamaño de la bomba necesaria, podemos comprobar si la bomba dispone de un motor que pueda procesar esta carga de bombeo específica.

El líquido tiene una viscosidad cinética de 20 cSt y una densidad de 1049 kg/m^3 . Con $Q_s = 60\text{ m}^3/\text{h}$, $H_s = 12\text{ m}$ y $\nu = 20\text{ cSt}$, los factores de corrección se pueden obtener de la figura 1.5.3.

$$k_H = 1.03$$

$$k_{P_2} = 1.15$$

$$H_w = k_H \cdot H_s = 1.03 \cdot 12 = 12.4\text{ m}$$

$$Q_s = 60\text{ m}^3/\text{h}$$

La bomba debe ser capaz de cubrir un punto de servicio equivalente a $Q, H = 60\text{ m}^3/\text{h}, 12,4\text{ m}$. Una vez que se determina el tamaño de la bomba necesaria, se calcula el valor P_2 para el punto de servicio, que en este caso es $P_{2w} = 2,9\text{ kW}$. Ahora se puede calcular la potencia del motor necesario para la mezcla de propilenglicol:

$$P_{2s} = k_{P_2} \cdot P_{2w} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_w}$$

$$P_{2s} = 1.15 \cdot 2.9 \cdot \frac{1049}{998} = 3.5\text{ kW}$$

El cálculo muestra que la bomba debe disponer de un motor de 4 kW, que es el menor tamaño de motor que puede cubrir la $P_{2s} = 3.5\text{ kW}$ calculada.

1.5.6 Selección de bombas asistida por ordenador para líquidos densos y viscosos Consulte el texto en PDF

Algunas herramientas asistidas por ordenador de selección de bombas incluyen una función que permite introducir los valores de densidad y viscosidad del líquido para compensar la curva de rendimiento de las bombas. La figura 1.5.5 muestra la curva de rendimiento de las bombas del ejemplo que hemos presentado.

La figura muestra las curvas de rendimiento para la bomba cuando maneja un líquido viscoso (líneas completas) y las curvas de rendimiento cuando maneja agua (líneas interrumpidas). Tal como se indica, la altura, el caudal y el rendimiento se reducen, dando como resultado un aumento del consumo.

El valor de P_2 es 3,4 kW, que se corresponde con el resultado que hemos obtenido en el ejemplo de cálculo del apartado 1.5.4.

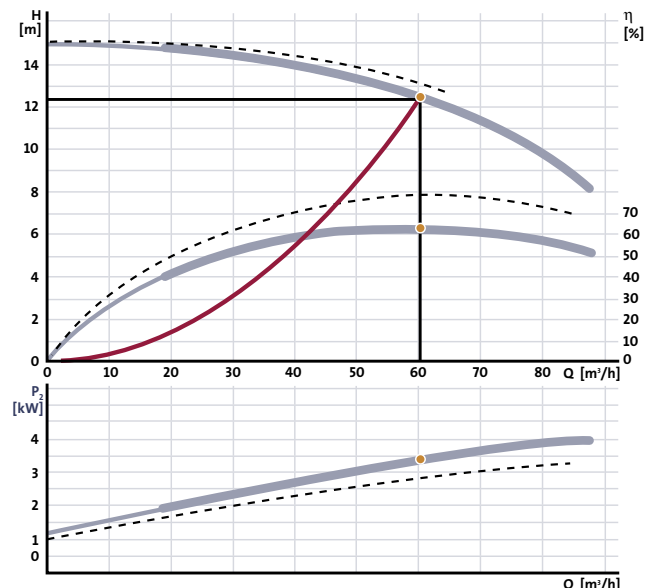


Fig. 1.5.5: Curva de rendimiento de las bombas

Consulte el texto en PDF

Apartado 1.6: Materiales

- 1.6.1 ¿Qué es la corrosión?
- 1.6.2 Tipos de corrosión
- 1.6.3 Metales y aleaciones metálicas
- 1.6.4 Cerámica
- 1.6.5 Plástico
- 1.6.6 Caucho
- 1.6.7 Recubrimientos



Apartado 1.6

Materiales

En este apartado encontrará información acerca de distintos materiales que se utilizan en la construcción de bombas. Nos centraremos principalmente en las características que ofrecen cada uno de los metales y las aleaciones metálicas. Pero antes de profundizar en el mundo de los materiales, veamos algunos detalles acerca de la corrosión. Además de explicar qué es la corrosión, examinaremos los distintos tipos de corrosión y qué se puede hacer para evitar que aparezca la corrosión.

1.6.1 ¿Qué es la corrosión?

El término corrosión normalmente se refiere a la degradación de los metales que se produce por reacciones químicas o electroquímicas con su entorno. Consulte la figura 1.6.1. Cuando se considera en un sentido más amplio, la corrosión se puede ver como la tendencia de los metales a regresar a su estado natural, semejante al óxido que se fundió originalmente. Solamente los metales preciosos, como el oro y el platino, se encuentran en la naturaleza en su estado metálico.

Algunos metales producen una fina capa protectora de óxido en su superficie que impide una corrosión adicional. Si esa capa superficial se rompe, se repara por sí misma. Estos metales están pasivados. En condiciones atmosféricas, los productos de la corrosión del cinc y el aluminio forman una capa muy fina que evita una corrosión adicional. Igualmente, en la superficie del acero inoxidable se forma una fina capa de óxido de hierro y cromo, y en la superficie del titanio se forma una capa de óxido de titanio. La capa protectora de estos metales explica su buena resistencia a la corrosión. Por otro lado, la herrumbre es un producto de la corrosión que no sirve de protección para el acero. La herrumbre es porosa, no se adhiere firmemente y no evita que prosiga la corrosión. Consulte la figura 1.6.2.

Variables ambientales que afectan a la resistencia a la corrosión de metales y aleaciones

- pH (acidez)
- Agentes oxidantes (p. ej., oxígeno)
- Temperatura
- Concentración de soluciones integrantes (como cloruros)
- Actividad biológica
- Condiciones de funcionamiento (como velocidad, procedimientos de limpieza y paradas)

Fig. 1.6.1: Variables ambientales que afectan a la resistencia a la corrosión de metales y aleaciones

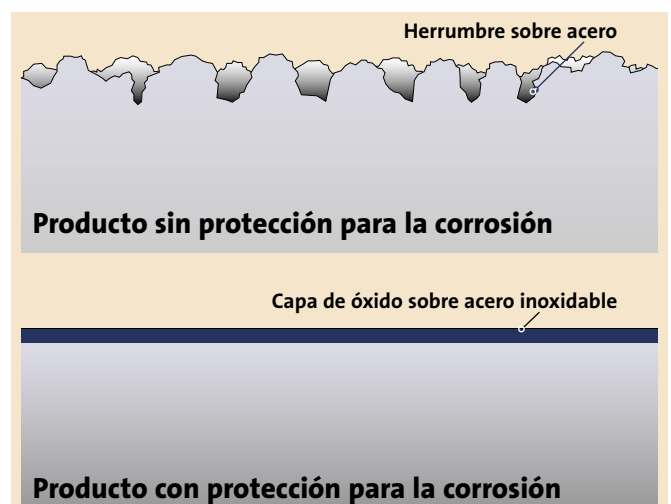


Fig. 1.6.2: Ejemplos de productos para la corrosión
Consulte el texto en PDF



1.6.2 Tipos de corrosión

En general, la corrosión metálica implica la pérdida de metal en un punto de la superficie expuesta. La corrosión se produce en varias formas, que van desde ataques uniformes sobre toda la superficie hasta ataques locales agudos.

Las condiciones físicas y químicas del entorno determinan tanto el tipo como la velocidad de los ataques de corrosión. Las condiciones también determinan los tipos de productos de corrosión que aparecen y las medidas de control que resulta necesario aplicar. En muchos casos, es imposible o muy caro detener completamente el proceso de corrosión; sin embargo, normalmente se puede controlar el proceso hasta niveles aceptables.

En las siguientes páginas veremos las distintas formas de corrosión para obtener una idea general de sus características.

Corrosión uniforme

La corrosión uniforme o general se caracteriza por ataques corrosivos que se desarrollan uniformemente sobre toda la superficie, o sobre una gran parte del área total. El metal sigue perdiendo espesor hasta que se desmorona. La corrosión uniforme es el tipo de corrosión que echa a perder la mayor cantidad de metal.

Ejemplos de metales sujetos a corrosión uniforme:

- Acero en agua a presión
- Acero inoxidable en ácidos reductores (como EN 1.4301 (AISI 304) en ácido sulfúrico)

Corrosión por picaduras

La corrosión por picaduras es una forma localizada de ataques corrosivos.

La corrosión por picaduras forma agujeros u hoyos en la superficie del metal.

Se perfora el metal, mientras que la corrosión medida como pérdida de peso podría ser mínima. La velocidad de penetración podría ser entre 10 y 100 veces la de la corrosión general, en función de lo agresivo que sea el líquido. Este tipo de corrosión se produce más fácilmente en entornos estancados.

Ejemplo de un metal sujeto a corrosión por picaduras:

- Acero inoxidable en agua marina

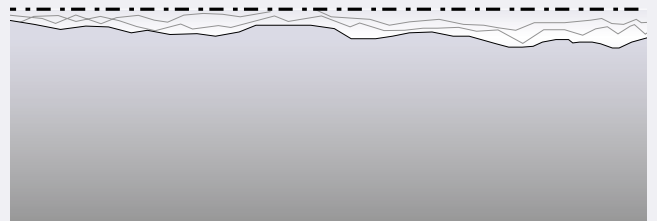


Fig. 1.6.3: Corrosión uniforme
Consulte el texto en PDF

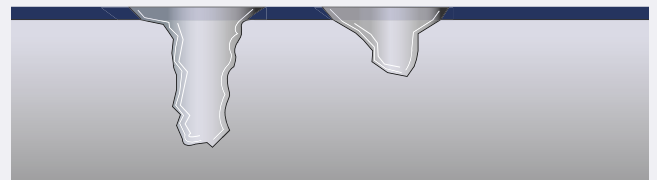


Fig. 1.6.4: Corrosión por picaduras
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.6

Materiales

Corrosión intersticial

La corrosión intersticial, al igual que la corrosión por picaduras, es una forma localizada de ataque de corrosión. Sin embargo, la corrosión intersticial comienza más fácilmente que las picaduras. La corrosión intersticial se produce en aberturas o pequeños espacios entre dos superficies metálicas o entre superficies metálicas y no metálicas y, normalmente, se asocia con una condición de estancamiento en la abertura. Este tipo de corrosión, como la que aparece en las juntas de bridas o en las conexiones roscadas, es por ello uno de los tipos más críticos de corrosión.

Ejemplo de metal sujeto a corrosión intersticial:

- Acero inoxidable en agua marina

Corrosión intergranular

Como su nombre implica, la corrosión intergranular se produce en los límites de los gránulos. La corrosión intergranular también se denomina corrosión intercrystalina. Normalmente, este tipo de corrosión se produce cuando el carburo de cromo se precipita en los límites de los gránulos durante el proceso de soldadura o en relación con un tratamiento térmico insuficiente. Una estrecha región alrededor del contorno de los gránulos podría, por lo tanto, consumir el cromo y hacerse menos resistente a la corrosión que el resto del material. Éste es un hecho muy adverso, ya que el cromo juega un papel muy importante en la resistencia a la corrosión.

Ejemplos de metales sujetos a corrosión intergranular:

- Acero inoxidable - con tratamiento térmico o soldadura insuficiente
- Acero inoxidable EN 1.4401 (AISI 316) en ácido nítrico concentrado

Corrosión selectiva

La corrosión selectiva es un tipo de corrosión que ataca alguno de los elementos de una aleación disolviéndolo en la estructura de la aleación. Como consecuencia, la estructura de la aleación se debilita.

Ejemplos de corrosión selectiva:

- Desgalvanización del latón no estabilizado, que produce una estructura de cobre poroso y debilitado
- Grafitación del hierro fundido gris, que deja un esqueleto de grafito quebradizo por la disolución del hierro

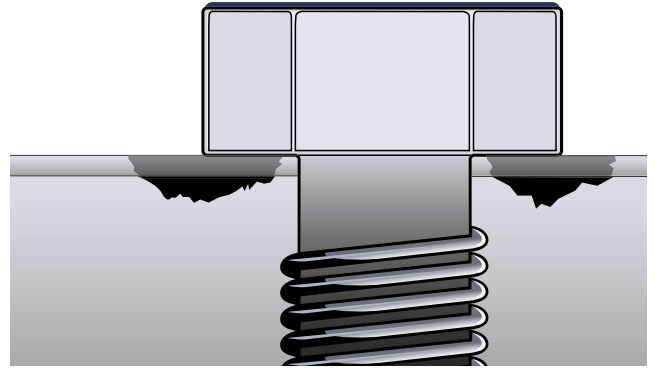


Fig. 1.6.5: Corrosión intersticial
Consulte el texto en PDF

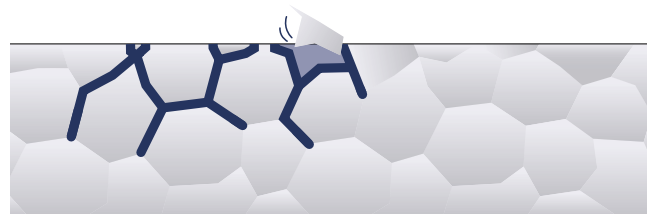


Fig. 1.6.6: Corrosión intergranular

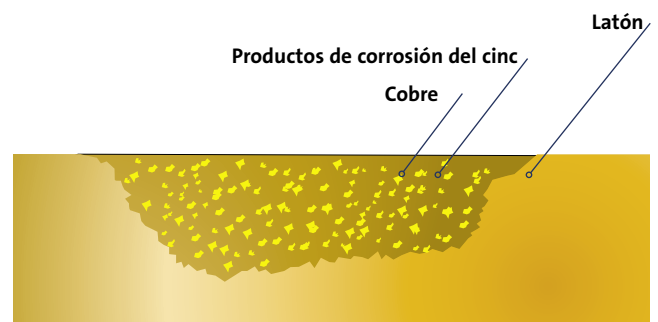


Fig. 1.6.7: Corrosión selectiva
Consulte el texto en PDF



Corrosión por erosión

La corrosión por erosión es un proceso que implica corrosión y erosión. La velocidad del ataque de corrosión se acelera con el movimiento relativo de un líquido corrosivo y una superficie metálica. El ataque se produce en áreas de alta velocidad o caudal turbulento. Los ataques de corrosión por erosión se caracterizan por surcos con patrones direccionales.

Ejemplos de metales sujetos a corrosión por erosión:

- Bronce en agua marina
- Cobre en agua

Corrosión por cavitación

Un líquido bombeado a alta velocidad reduce la presión. Cuando la presión desciende por debajo de la presión de vapor del líquido, se forman burbujas de vapor (el líquido hierve).

En las áreas donde se forman las burbujas de vapor, el líquido está hirviendo. Cuando la presión vuelve a elevarse, las burbujas de vapor se colapsan y producen intensivas ondas de choque. En consecuencia, el colapso de las burbujas de vapor extrae metal u óxido de la superficie.

Ejemplos de metales sujetos a cavitación:

- Hierro fundido en agua a alta temperatura
- Bronce en agua marina

Grietas de corrosión por tensión (SCC)

Las grietas de corrosión por tensión (SCC) se refieren a la influencia combinada de la resistencia a la atracción (aplicada o interna) y un entorno corrosivo. El material se puede agrietar sin deformaciones significativas ni deterioro obvio del material. A menudo, la corrosión por picaduras está asociada con fenómenos de grietas de corrosión por tensión.

Ejemplos de metales sujetos a grietas de corrosión por tensión:

- Acero inoxidable EN 1.4401 (AISI 316) en cloruros
- Latón en amoníaco

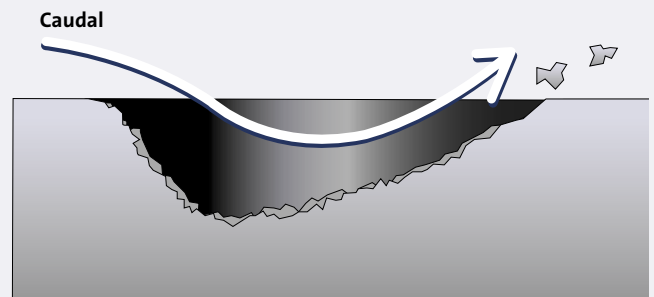


Fig. 1.6.8: Corrosión por erosión

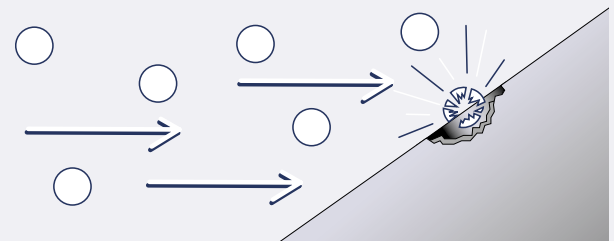


Fig. 1.6.9: Corrosión por cavitación



Fig. 1.6.10: Grietas de corrosión por tensión
Consulte el texto en PDF

Apartado 1.6

Materials

Fatiga por corrosión

La fatiga mecánica pura aparece cuando un material sujeto a una carga cíclica muy por debajo de la resistencia a la tracción última puede fallar. Si el metal está expuesto al mismo tiempo a un entorno corrosivo, el fallo puede tener lugar incluso con una tensión inferior y después de un tiempo más corto. Al contrario que en la fatiga mecánica pura, en la fatiga apoyada por la corrosión no hay límite de fatiga.

Ejemplo de metales sujetos a fatiga por corrosión:

- Estructuras de aluminio en atmósfera corrosiva

Corrosión galvánica

Cuando un electrólito corrosivo y dos materiales metálicos están en contacto (celda galvánica), la corrosión aumenta en el material menos noble (el ánodo) y disminuye en el más noble (el cátodo). El aumento en la corrosión se denomina corrosión galvánica. La tendencia de un metal o de una aleación a corroerse en una celda galvánica viene determinada por su posición en la serie galvánica. La serie galvánica indica la movilidad relativa de distintos metales y aleaciones en un entorno dado (p. ej., agua marina). Consulte la figura 1.6.12.

Cuanto más alejados estén los metales en la serie galvánica, mayor será el efecto de la corrosión galvánica. Los metales o las aleaciones del extremo superior son nobles, mientras que los del extremo inferior son menos nobles.

Ejemplos de metales sujetos a corrosión galvánica:

- Acero en contacto con 1.4401
- Aluminio en contacto con cobre

Los principios de la corrosión galvánica se utilizan en la protección catódica. La protección catódica es un medio de reducir o evitar la corrosión de una superficie metálica utilizando ánodos de sacrificio (cinc o aluminio) o corrientes impresas.

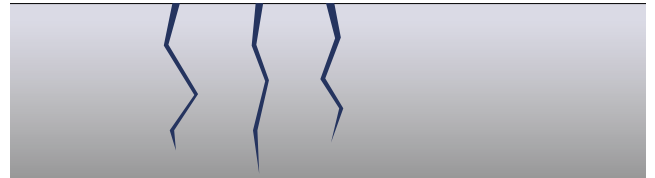


Fig. 1.6.10: Grietas de corrosión por tensión
Consulte el texto en PDF

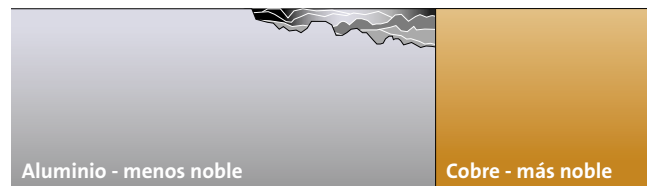


Fig. 1.6.12: Corrosión galvánica
Consulte el texto en PDF

Serie galvánica para metales y aleaciones en agua marina
Noble, extremo catódico (corrosión menos probable)
Platino
Oro
Titanio (pasivo)
Cobre
Bronce
Latón
Estaño
Acero inoxidable (activo)
Acero
Aluminio
Cinc
Magnesio
Menos noble, extremo anódico (corrosión más probable)

Fig. 1.6.13: Serie galvánica para metales y aleaciones en agua marina



1.6.3 Metales y aleaciones metálicas

En las siguientes páginas se detallan algunas de las características de distintos metales y aleaciones metálicas que se utilizan para fabricar bombas

Aleaciones ferrosas

Las aleaciones ferrosas son aleaciones en las que el hierro es el componente principal.

Las aleaciones ferrosas son los materiales más comunes, debido a su disponibilidad, bajo coste y versatilidad.

Acero

El acero es un material de uso común, compuesto principalmente de hierro combinado con carbono. La cantidad de carbono en el acero varía en el rango entre el 0,003% y el 1,5% en peso. El contenido de carbono tiene un impacto importante en la resistencia, soldabilidad, maquinabilidad, ductilidad y dureza. Como regla general, un aumento del contenido en carbono aumenta la resistencia y la dureza, pero disminuye la ductilidad y la soldabilidad. El tipo de acero más común es el acero al carbono. El acero al carbono se agrupa en cuatro categorías. Consulte la figura 1.6.14.

Tipo de acero	Contenido de carbono
Acero bajo en carbono o dulce	0.003% al 0.30% de carbono
Acero medio en carbono	0.30% al 0.45% de carbono
Acero alto en carbono	0.45% al 0.75% de carbono
Acero muy alto en carbono	0.75% al 1.50% de carbono

Fig. 1.6.14: Cuatro tipos de acero al carbono

El acero está disponible en estado fraguado y colado.

En general, las características de las piezas de acero colado (fundido) son muy comparables a las de acero fraguado. La ventaja más obvia del acero es que resulta relativamente económico de fabricar, dar forma y procesar. Por otro lado, la desventaja del acero es que su resistencia a la corrosión es relativamente baja si se compara con materiales alternativos como el acero inoxidable.



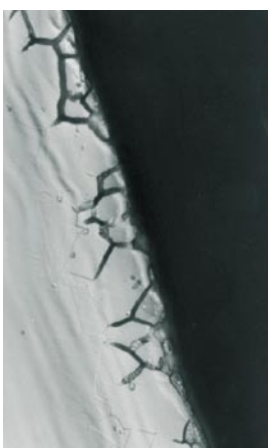
Corrosión por cavitación de un impulsor de bronce



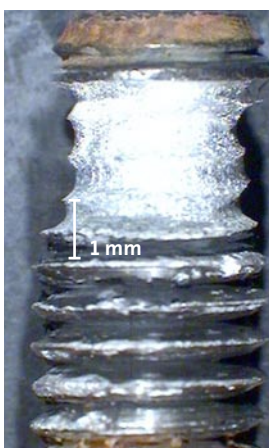
Corrosión por erosión de un impulsor de hierro fundido



Corrosión por picaduras de EN 1.4401 (AISI 316)



Corrosión intergranular del acero inoxidable



Corrosión intersticial de EN 1.4462 (SAF 2205)

Apartado 1.6

Materiales

Hierro fundido

El hierro fundido se puede considerar como una aleación de hierro, silicio y carbono. Normalmente, la concentración de carbono es de alrededor del 3-4% en peso, y la mayor parte de la misma está en forma insoluble (p. ej., escamas o nódulos de grafito). Los dos tipos principales son hierro fundido gris y hierro colado nodular (dúctil). La resistencia a la corrosión del hierro fundido es comparable a la del acero; y en ocasiones, es incluso mejor. El hierro fundido sirve para hacer aleaciones con silicio al 13-16% en peso o con níquel al 15-35% en peso (protección Ni), respectivamente, con el fin de mejorar la resistencia a la corrosión. Hay varios tipos de hierro fundido que se utilizan ampliamente en la industria, especialmente para válvulas, bombas, tuberías y piezas automotrices. El hierro fundido tiene una buena resistencia a la corrosión para líquidos neutros y alcalinos (alto pH). Pero su resistencia a los ácidos (bajo pH) es mediocre.

Hierro gris

Designaciones de hierro gris			
Resistencia a la tracción N/mm ² , min.	EN 1563	DIN 1693	ISO 185
150	EN-GJL-150	GG-15	50
200	EN-GJL-200	GG-20	200
250	EN-GJL-250	GG-25	250

Fig. 1.6.15: Comparación y designaciones del hierro gris

En el hierro gris, el grafito se dispersa a través de una matriz de ferrita o perlita en forma de escamas. Las superficies de fractura adquieren un aspecto gris (de ahí su nombre). Las escamas de grafito actúan como concentradoras del esfuerzo bajo cargas que ofrecen tensión, haciéndolo débil y quebradizo para la tensión, pero fuerte y dúctil para la compresión. El hierro gris se utiliza en la fabricación de bloques de motor debido a su capacidad para amortiguar las vibraciones. Este tipo de hierro es un material económico y relativamente fácil de fundir con un riesgo mínimo de contracción. Éste es el motivo por el cual a menudo se utiliza hierro gris en las piezas de la bomba que tienen requisitos moderados de resistencia.

Hierro nodular (dúctil)

Designaciones de hierro nodular			
Resistencia a la tracción N/mm ² , min.	EN 1563	DIN 1693	ISO 1083
400	EN-GJS-400-18	GGG-40	400-18
400	EN-GJS-400-15	GGG-40.3	400-15
450	EN-GJS-450-10	—	450-10
500	EN-GJS-500-7	GGG-50	500-7

Fig. 1.6.16: Comparación y designaciones del hierro nodular

El hierro nodular contiene alrededor del 0,03-0,05% en peso de magnesio. El magnesio hace que las escamas se vuelvan globulares, de modo que el grafito se dispersa a través de una matriz de ferrita o perlita en forma de esferas o nódulos. Los nódulos de grafito no tienen caras afiladas. La forma redondeada del grafito nodular reduce la concentración de la tensión y, en consecuencia, el material es mucho más dúctil que el hierro gris. La figura 1.6.16 muestra claramente que la resistencia a la tracción es mayor para el hierro nodular que en el caso del hierro gris. El hierro nodular normalmente se utiliza para piezas de la bomba que requieren alta resistencia (aplicaciones de alta presión o alta temperatura).

Acero inoxidable

El acero inoxidable es una aleación de acero que contiene cromo. El cromo mínimo que contiene el acero inoxidable estandarizado es del 10,5%. El cromo mejora la resistencia a la corrosión del acero inoxidable. La mayor resistencia a la corrosión se debe a una película de óxido de cromo que se forma sobre la superficie del metal. En las condiciones adecuadas, esta capa extremadamente fina se auto-repara.

Molibdeno, níquel y nitrógeno son otros ejemplos de elementos presentes en aleaciones típicas. La aleación con estos elementos produce distintas estructuras cristalinas, que dan lugar a distintas propiedades en relación con el mecanizado, el moldeado, la soldadura, la resistencia a la corrosión, etc. En general, el acero inoxidable tiene una mayor resistencia a los productos químicos (p. ej., ácidos) que el acero y el hierro fundido.



En entornos que contienen cloruros, el acero inoxidable puede ser atacado por corrosión localizada, p. ej., corrosión por picaduras y corrosión intersticial. La resistencia del acero inoxidable a estos tipos de corrosión depende fuertemente de su composición química. Se ha generalizado el uso de los denominados valores PRE (Pitting Resistance Equivalent) como medida de la resistencia a las picaduras para el acero inoxidable. Estos valores PRE se calculan por medio de fórmulas en las que se tiene en cuenta la influencia relativa de unos pocos elementos de la aleación (cromo, molibdeno

y nitrógeno) sobre la resistencia a las picaduras. Cuanto más alto sea el PRE, mayor será la resistencia a la corrosión localizada. Tenga en cuenta que el valor de PRE es una estimación muy basta de la resistencia a las picaduras para un acero inoxidable y solamente debe utilizarse a efectos de comparación/clasificación de distintos tipos de acero inoxidable.

A continuación se describen los cuatro tipos principales de acero inoxidable: ferrítico, martensítico, austenítico y dúplex.

Fig 1.6.17: Composición química del acero inoxidable

Composición química del acero inoxidable [% peso]							
Microestructura	Designación EN/AISI/UNS	% Carbono max.	% Cromo	% Níquel	% Molibdeno	% Otros	PRE ⁵⁾
Ferrítico	1.4016/430/ S43000	0.08	16-18				17
Martensítico	1.4057/431/ S43100	0.12-0.22	15-17	1.5-2.5			16
Austenítico	1.4305/303/ S30300	0.1	17-19	8-10		S 0.15-0.35	18
Austenítico	1.4301/304/ S30400	0.07	17-19.5	8-10.5			18
Austenítico	1.4306/304L/ S30403	0.03	18-20	10-12			18
Austenítico	1.4401/316/ S31600	0.07	16.5-18.5	10-13	2-2.5		24
Austenítico	1.4404/316L/ S31603	0.03	16.5-18.5	10-13	2-2.5		24
Austenítico	1.4571/316Ti/ S31635	0.08	16.5-18.5	10.5-13.5	2-2.5	Ti > 5 x carbono Ti < 0.70	24
Austenítico	1.4539/904L/ N08904	0.02	19-21	24-26	4-5	Cu 1.2-2	34
Austenítico	1.4547/nada / S 31254 ³⁾	0.02	20	18	6.1	N 0.18-0.22 Cu 0.5-1	43
Ferrítico/ austenítico	1.4462/ nada/ S32205 ²⁾	0.03	21-23	4.5-6.5	2.5-3.5	N 0.10-0.22	34
Ferrítico/ austenítico	1.4410/nada/ S 32750 ⁴⁾	0.03	25	7	4	N 0.24-0.32	43
Microestructura	Designación EN/ASTM/UNS	% Carbono max.	% Cromo	% Níquel	% Molibdeno	% Otros	PRE
Austenítico ¹⁾	1.4308/CF8/ J92600	0.07	18-20	8-11			19
Austenítico ¹⁾	1.4408/CF8M/ J92900	0.07	18-20	9-12	2-2.5		26
Austenítico ¹⁾	1.4409/CF3M/ J92800	0.03	18-20	9-12	2-2.5	N máx. 0.2	26
Austenítico	1.4584/nada/ nada	0.025	19-21	24-26	4-5	N máx. 0.2 Cu 1-3	35
Ferrítico/ Austenítico	1.4470/CD3MN/ J92205	0.03	21-23	4.5-6.5	2.5-3.5	N 0.12-0.2	35
Ferrítico/ Austenítico	1.4517/CD4MCuN/ J93372	0.03	24.5-26.5	2.5-3.5	2.5-3.5	N 0.12-0.22 Cu 2.75-3.5	38

¹⁾ Contiene algo de ferrita ²⁾ También denominado SAF 2205, ³⁾ También denominado 254 SMO, ⁴⁾ También denominado SAF 2507

⁵⁾ También denominado (PRE): Cr% + 3.3xMo% + 16xN%.

Apartado 1.6

Materiales

Ferrítico (magnético)

El acero inoxidable ferrítico se caracteriza porque tiene muy buenas propiedades frente a la corrosión, muy buena resistencia a grietas de corrosión por tensión y una dureza moderada. El acero inoxidable con baja aleación ferrítica se utiliza en entornos apacibles (cucharillas, fregaderos, tambores de lavadoras, etc.) donde es un requisito que el componente no requiera mantenimiento y no se oxide.

Martensítico (magnético)

El acero inoxidable martensítico se caracteriza por una alta resistencia y una limitada resistencia a la corrosión. Los aceros martensíticos se utilizan para resortes, ejes, instrumentos quirúrgicos y herramientas con bordes afilados, como cuchillos y tijeras.

Austenítico (no magnético)

El acero inoxidable austenítico es el tipo de acero inoxidable más común y se caracteriza por una alta resistencia a la corrosión, muy buena formabilidad, dureza y soldabilidad. El acero inoxidable austenítico, especialmente el EN 1.4301 y el EN 1.4401, se utiliza para casi todos los tipos de componentes de las bombas industriales. Este tipo de acero inoxidable puede ser fraguado o fundido.

EN 1.4305 es uno de los tipos de acero inoxidable más populares de todos los tipos de acero inoxidable para mecanizado libre. Debido su alto contenido en azufre (0,15-0,35% en peso), la capacidad de mecanizado se ha mejorado considerablemente. Desafortunadamente, se consigue a expensas de su resistencia a la corrosión y su facilidad de soldadura. Sin embargo, a lo largo de los años se han desarrollado categorías aptas para el mecanizado con bajo contenido en azufre y, por lo tanto, mayor resistencia a la corrosión.

Si el acero inoxidable se calienta hasta 500 °C - 800 °C durante un período más largo durante la soldadura, el cromo

podría formar carburos de cromo con el carbono presente en el acero. Esto reduciría la capacidad del cromo para mantener la película pasiva y podría conducir a una corrosión intergranular, también conocida como

sensitivación (consulte el apartado 1.6.2).

Si se utilizan categorías de acero inoxidable con poco carbono se reduce el riesgo de sensitivación. El acero inoxidable con bajo contenido en carbono se conoce como EN 1.4306 (AISI 304L) o EN 1.4404 (AISI 316L). Ambas categorías contienen el 0,03% de carbono comparadas con el 0,07% que tiene el tipo de acero inoxidable ordinario EN 1.4301 (AISI 304) y el EN 1.4401 (AISI 316). Consulte la figura 1.6.17.

Las categorías estabilizadas EN 1.4571 (AISI 316Ti) contienen una pequeña cantidad de titanio. Dado que el titanio tiene una mayor afinidad por el carbono que el cromo, la formación de carburos de cromo se minimiza. En general, el contenido de carbono es bajo en el acero inoxidable actual y, con la facilidad de obtención de las categorías 'L', el uso de categorías estabilizadas ha disminuido sensiblemente.

Ferrítico-austenítico o dúplex (magnético)

El acero inoxidable ferrítico-austenítico (dúplex) se caracteriza por una alta resistencia, buena dureza, alta resistencia a la corrosión y excelente resistencia a grietas de corrosión por tensión y fatiga por corrosión, en particular. El acero inoxidable ferrítico-austenítico normalmente se utiliza en aplicaciones que requieren alta resistencia, alta resistencia a la corrosión y baja susceptibilidad a grietas de corrosión por tensión, o una combinación de estas propiedades. El acero inoxidable EN 1.4462 se utiliza frecuentemente para fabricar ejes para bombas y alojamientos de las bombas.



Aleaciones de níquel

Las aleaciones a base de níquel se definen como aleaciones en las cuales el níquel está presente en mayor proporción que cualquiera de los otros elementos de la aleación. Los integrantes más importantes de la aleación son: hierro, cromo, cobre y molibdeno. Los integrantes de la aleación hacen que sea posible formar una amplia gama de tipos de aleaciones. El níquel y las aleaciones de níquel tienen la capacidad de soportar una amplia gama de condiciones severas de funcionamiento, por ejemplo entornos corrosivos, altas temperaturas, altas tensiones o combinaciones de estos factores.

Las aleaciones Hastelloys™ son una línea de aleaciones comerciales que contienen Ni, Mo, Cr y Fe. Las aleaciones a base de níquel, como Inconel™ Aleación 625, Hastelloys™ C-276 y C-22 son altamente resistentes a la corrosión y no están sujetas a corrosión por picaduras o intersticial en agua marina a baja velocidad y no sufren de erosión a alta velocidad.

El precio de las aleaciones a base de níquel limita su uso en ciertas aplicaciones. Las aleaciones de níquel están disponibles tanto en categoría fraguada como fundida. Sin embargo, las aleaciones de níquel son más difíciles de fundir que las aleaciones más comunes de acero al carbono y acero inoxidable. Las aleaciones de níquel se utilizan especialmente en piezas de bombas para la industria de procesamiento químico.

Aleaciones de cobre

El cobre puro tiene propiedades térmicas y eléctricas excelentes pero es un material muy blando y dúctil. Al agregar materiales a la aleación se obtiene como resultado distintos materiales de fraguado y fundición adecuados para la producción de bombas, tuberías, acoplamientos, válvulas de presión y para muchas aplicaciones marinas, eléctricas y de ingeniería en general.

Material	Elementos principales de la aleación [w%] ¹⁾			
	Zinc	Estaño	Níquel	Cu
Latón	10-30	-	-	resto
Latón rojo (bronce de cañón)	5-10	5-10	-	resto
Bronce ²⁾	-	10	-	resto
Cupro níquel	-	-	20-30	resto

1) Para mejorar el mecanizado se puede agregar plomo como elemento de la aleación.

2) Se puede crear una aleación de bronce con aluminio para aumentar la resistencia.

Fig. 1.6.18: Tipos comunes de aleaciones de cobre

Los distintos tipos de latón son las aleaciones de cobre más ampliamente utilizadas por su bajo coste, así como por su fabricación y mecanizado sencillos y económicos. Sin embargo, son inferiores en resistencia con respecto al bronce y no se deben utilizar en entornos que causen desgalvanización (consulte “corrosión selectiva”).

En particular, el latón rojo, el bronce y el cobre níquel tienen, comparados con el hierro fundido, una alta resistencia a los cloruros en líquidos agresivos, como el agua marina. En ese tipo de entornos, el latón es inadecuado por su tendencia a perder el cinc. Todas las aleaciones de cobre tienen mala resistencia a los líquidos alcalinos (alto pH), al amoníaco y a los sulfuros, y son sensibles a la erosión. El latón, el latón rojo y el bronce se utilizan ampliamente para fabricar cojinetes, impulsores y alojamientos de las bombas.

Aluminio

Designation	Major alloying element
1000-series	Unalloyed (pure) >99% Al
2000-series	Copper is the principal alloying element, though other elements (magnesium) may be specified
3000-series	Manganese is the principal alloying element
4000-series	Silicon is the principal alloying element
5000-series	Magnesium is the principal alloying element
6000-series	Magnesium and silicon are principal alloying elements
7000-series	Zinc is the principal alloying element, but other elements, such as copper, magnesium, chromium, and zirconium may be specified
8000-series	Other elements (including tin and some lithium compositions)

Fig. 1.6.19: Principales elementos de las aleaciones de aluminio

El aluminio puro es un metal ligero y blando con una densidad aproximadamente de una tercera parte respecto al acero. El aluminio puro tiene una alta conductividad eléctrica y térmica. Los elementos más comunes para sus aleaciones son: silicio (silumin), magnesio, hierro y cobre. El silicio aumenta la capacidad de fundir el material, el cobre aumenta su capacidad de mecanizado y el magnesio incrementa su resistencia a la corrosión y fortaleza.

Las ventajas obvias del aluminio son que este material genera naturalmente una película de óxido protector y que es muy resistente a la corrosión si se expone a la atmósfera. Un tratamiento, como la anodización, puede mejorar aún más esta propiedad. Las aleaciones de aluminio se utilizan ampliamente en estructuras en las que es importante una alta relación entre resistencia y peso, como en la industria del transporte. Por ejemplo, el uso de aluminio en vehículos y aviones reduce el peso y el consumo de energía.

Por otro lado, el inconveniente del aluminio es que no es estable en entornos con bajos o altos niveles de pH, así como en entornos que contienen cloruros. Esta propiedad hace que el aluminio sea inadecuado para exponerlo a soluciones acuosas, especialmente en condiciones con alto caudal. Y esto se acentúa por el hecho de que el aluminio es un metal reactivo, es decir, tiene una posición baja en la serie galvánica (consulte “corrosión galvánica”) y puede sufrir muy fácilmente corrosión galvánica si se acopla con metales y aleaciones más nobles.

Titanio

Categorías del titanio ASTM	Características de la aleación	Atributos
Categorías 1, 2, 3, 4	Categorías CP con contenido de oxígeno en aumento	Resistencia a la corrosión con facilidad de fabricación y soldadura
Categorías 7, 11	Categorías CP con adición de paladio	Resistencia a la corrosión mejorada para reducir la corrosión intersticial y por ácidos
Categoría 5	6% Al, 4% V	Aleación “burro de carga” con alta resistencia. Utilizada ampliamente en industrias de aviación.

CP: Comercial Puro (contenido de titanio superior al 99,5%)

Fig. 1.6.20: Categorías del titanio y características de la aleación

El titanio puro tiene baja densidad, es muy dúctil y tiene una resistencia relativamente baja. Sin embargo, cuando se añade una cantidad limitada de oxígeno, el titanio se fortalece y produce la categoría comercial denominada “puro”. Al agregar varios elementos a la aleación, como aluminio y vanadio, se aumenta su resistencia significativamente a expensas de la ductilidad. El aluminio y el vanadio en aleación con el titanio (Ti-6Al-4V) es la aleación “burro de carga” de la industria del titanio. Se utiliza en muchos componentes de armazones de avión y motores aeroespaciales. Debido a que el titanio es un material de alto precio, es un material que todavía no se utiliza con frecuencia para fabricar componentes de bombas.

El titanio es un material muy reactivo. Al igual que en el caso del acero inoxidable, la resistencia del titanio a la corrosión depende de la formación de una película de óxido. No obstante, esta película de óxido es más protectora que la que se forma sobre el acero inoxidable. Por consiguiente, el titanio tiene un rendimiento mucho mejor que el acero inoxidable en líquidos agresivos, como el agua marina, el cloro húmedo o cloruros orgánicos, que causan corrosión por picaduras e intersticial.



1.6.4 Cerámica

Los materiales cerámicos se definen como materiales inorgánicos y no metálicos que son típicamente cristalinos en la naturaleza. Se componen de elementos metálicos y no metálicos. Los materiales cerámicos técnicos más comunes son el óxido de aluminio (alúmina - Al_2O_3), carburo de silicio (SiC), carburo de tungsteno (WC) y nitruro de silicio (Si_3N_4).

Este tipo de materiales son adecuados para aplicaciones que requieren alta estabilidad térmica, alta resistencia, alta resistencia al desgaste y alta resistencia a la corrosión. El inconveniente de los materiales cerámicos es su baja ductilidad y su alta tendencia a las fracturas quebradizas. Estos materiales se utilizan principalmente para fabricar cojinetes y caras de cierres.

1.6.5 Plásticos

Abreviatura	Nombre del polímero
PP	Polipropileno
PE	Poliétileno
PVC	Polivinilcloruro
PEEK	Polieterecetonato
PVDF	Fluoruro de polivinilideno
PTFE*	Politetrafluoretileno

*Nombre comercial: Teflon®

Fig. 1.6.21: Visión general de nombres de polímeros

Algunos plásticos se obtienen de sustancias naturales, como plantas, pero la mayoría de los tipos son artificiales. Se denominan plásticos sintéticos. La mayoría de los plásticos sintéticos provienen del petróleo crudo pero también se utilizan el carbón y el gas natural.

Hay dos tipos principales de plásticos: Termoplásticos y termosets (plásticos termoendurecidos). Los termoplásticos son el tipo de plástico más común utilizado en el mundo. Los plásticos a menudo contienen aditivos que aportan ciertas propiedades adicionales al material. Además, los plásticos se pueden reforzar con fibra de vidrio o con otras fibras. Estos plásticos que incorporan aditivos y fibras también se denominan composites.

Ejemplos de aditivos incluidos en plásticos

- Rellenos inorgánicos para refuerzo mecánico
- Estabilizadores químicos, p. ej., antioxidantes
- Plastificantes
- Retardantes de llamas

Termoplásticos

Los polímeros termoplásticos están formados por largas moléculas de polímeros no enlazadas entre sí, es decir, que no tienen enlaces cruzados. A menudo se suministran como gránulos y se calientan para conseguir diversos métodos de fabricación, como moldeado o extrusión.

Hay disponible una amplia gama de plásticos, desde productos de bajo coste (p. ej., PE, PP, PVC) a termoplásticos de alto coste para ingeniería (p. ej., PEEK) y fluoropolímeros resistentes a productos químicos (p. ej., PTFE, PVDF). PTFE es uno de los pocos termoplásticos que no admite proceso por fundición. Los termoplásticos se utilizan ampliamente para fabricar alojamientos de bombas o para revestimientos de tuberías y bombas.

Termosets

Los termosets se endurecen permanentemente cuando se calientan ya que los enlaces cruzados impiden que se doblen y giren. Los enlaces cruzados se consiguen durante la fabricación mediante productos químicos, calor o radiación; este proceso se denomina curado o vulcanización. Los termosets son más duros, más estables en sus medidas y más quebradizos que los termoplásticos y no se pueden volver a fundir.

Entre los termosets más importantes están: epoxis, poliésteres y poliuretanos. Los termosets se utilizan para, entre otras cosas, recubrir superficies.

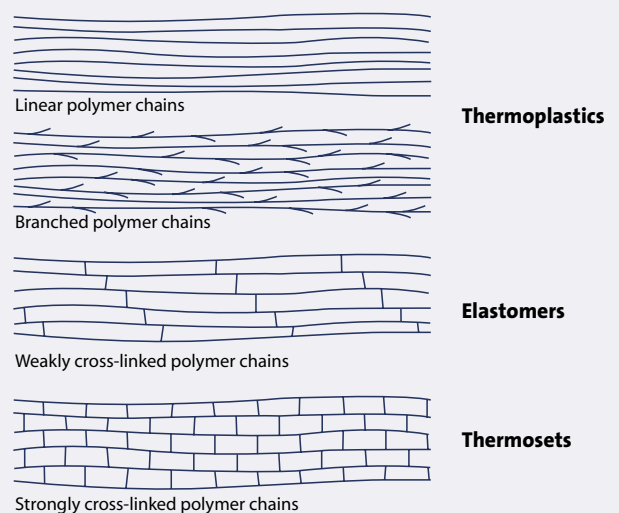


Fig. 1.6.22: Distintos tipos de polímeros
Consulte el texto en PDF

1.6.6 Caucho

Abrreviatura	Nombre común	Ejemplos de nombres comerciales
NBR	Caucho de nitrilo	Buna-N [®]
EPDM, EPM	Caucho de etilenopropileno	Nordel [®]
FKM	Fluoroelastómeros	Viton [®]
MQ, VMQ, PMQ, FMQ	Caucho de silicona	Silopreno [®]
FFKM	Perfluoroelastómeros	Chemraz [®] Kalrez [®]

Fig. 1.6.23: Tipos de caucho

El término caucho incluye tanto el caucho natural como el sintético. Los cauchos (o elastómeros) son polímeros flexibles de cadena larga que se pueden expandir fácilmente varias veces su longitud no extendida y que regresan rápidamente a sus dimensiones originales cuando se libera la tensión aplicada. Los cauchos tienen enlaces cruzados (vulcanizado), pero la densidad de estos enlaces es baja. Consulte la figura 1.6.22. Los enlaces cruzados son la clave de las propiedades elásticas o gomosas de estos materiales. La elasticidad proporciona resiliencia en aplicaciones de sellado. Las bombas contienen diversos componentes fabricados en caucho, p. ej., juntas y juntas tóricas (consulte el apartado 1.3 sobre cierres). En este apartado presentaremos los distintos tipos y calidades de los cauchos y sus propiedades en cuanto a la temperatura, así como su resistencia a distintos tipos de grupos de líquidos.

Nitrile rubber (NBR)

A temperaturas de hasta cerca de 100 °C el caucho de nitrilo es un material económico que tiene una alta resistencia al aceite y al combustible. Existen diversas categorías: cuanto más alto sea el contenido en acrilonitrilo (ACN), mayor será la resistencia al aceite, pero peor será la flexibilidad a bajas temperaturas. El caucho de nitrilo tiene alta elasticidad y alta resistencia al desgaste pero su solidez es solamente moderada. Además, el caucho tiene una resistencia a la intemperie limitada y mala resistencia a los disolventes. En general, se puede utilizar hasta cerca de -30 °C, pero ciertas categorías pueden funcionar a temperaturas inferiores.

Ethylene propylene rubber (EPDM)

El etilenopropileno tiene una excelente resistencia al agua que se mantiene a alta temperaturas hasta aproximadamente 120-140 °C. Este tipo de caucho tiene buena resistencia a los ácidos, álcalis fuertes y fluidos altamente polares, como el metanol y la acetona. Sin embargo, tiene muy mala resistencia al aceite mineral y al combustible.

Fluoroelastómeros (FKM)

Los fluoroelastómeros abarcan una familia completa de cauchos diseñados para soportar aceite, combustible y una amplia gama de productos químicos, incluyendo disolventes no polares. Ofrecen una resistencia excelente para el funcionamiento a altas temperaturas (hasta 200 °C dependiendo de la categoría) en aire y distintos tipos de aceite. Los cauchos tienen resistencia limitada al vapor, agua caliente, metanol y otros fluidos altamente polares. Además, este tipo de caucho tiene poca resistencia a aminas, álcalis fuertes y muchos freones. Hay categorías estándar y especiales: estas últimas tienen propiedades especiales, como baja temperatura mejorada o resistencia química.

Silicone rubber (Q)

Los cauchos de silicona tienen propiedades sobresalientes, como baja compresión en un amplio rango de temperaturas (desde -60 °C hasta 200 °C en el aire), excelente aislamiento eléctrico y no son tóxicos. Los cauchos de silicona son resistentes al agua, a algunos ácidos y a productos químicos oxidantes. Con cauchos de silicona no se deben utilizar ácidos concentrados, álcalis ni disolventes. En general, estos tipos de caucho tienen mala resistencia al aceite y al combustible. Sin embargo, la resistencia del caucho de silicona FMQ al aceite y al combustible es mejor que la del caucho de silicona de los tipos MQ, VMQ y PMQ.

Perfluoroelastomers (FFKM)

Los perfluoroelastómeros tienen muy alta resistencia química, casi comparable a la del PTFE (politetrafluoretileno, p. ej., Teflon[®]). Se pueden utilizar a elevadas temperaturas pero sus inconvenientes son: difícil procesamiento, coste muy elevado y uso limitado a bajas temperaturas.



1.6.7 Recubrimientos

Un recubrimiento de protección – metálico, no metálico (inorgánico) u orgánico – es un método muy común de control de la corrosión. La función principal de los recubrimientos es (aparte de los recubrimientos galvánicos, como el cinc) proporcionar una barrera efectiva entre el metal (substrato) y su entorno. Permiten el uso de aluminio o acero normal en vez de materiales más caros. En el siguiente apartado se examinan además las posibilidades de evitar la corrosión por medio de distintos recubrimientos:

Recubrimientos metálicos y no metálicos (inorgánicos) y recubrimientos orgánicos.

Recubrimientos metálicos

Recubrimientos metálicos menos nobles que el sustrato

Los recubrimientos de cinc normalmente se utilizan para la protección de estructuras de acero frente a la corrosión atmosférica. El cinc tiene dos funciones: actúa como recubrimiento protector y proporciona protección galvánica. Si se expusiera una zona del acero, la superficie de cinc sufriría preferentemente la corrosión a baja velocidad y protegería el acero. La protección preferente se denomina protección catódica. Cuando el daño es pequeño, los productos de protección frente a la corrosión que aporta del cinc rellenarán el área expuesta y detendrán el ataque.

Recubrimientos metálicos más nobles que el sustrato

Los recubrimientos mediante electrochapado de níquel y cromo sobre acero son ejemplos de recubrimientos metálicos más nobles que el sustrato. A diferencia de los recubrimientos galvánicos donde el recubrimiento corroe áreas cercanas al metal más expuesto, cualquier vacío o daño en un recubrimiento protector puede conducir a un ataque inmediato del metal base.

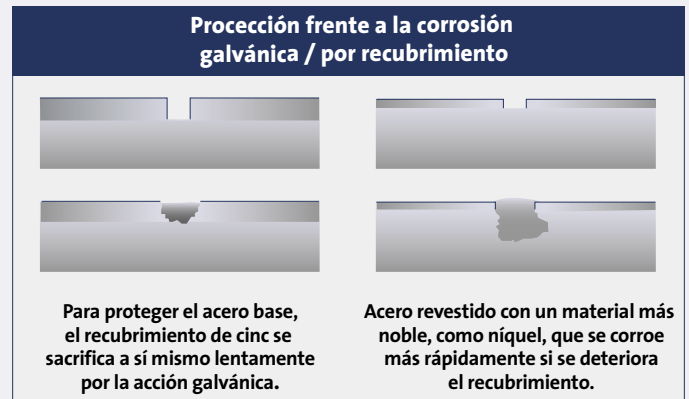


Fig. 1.6.24: Protección frente a la corrosión galvánica / por recubrimiento

Apartado 1.6

Materiales

Recubrimientos no metálicos (recubrimientos inorgánicos)

Los recubrimientos de conversión son una importante categoría de recubrimientos no metálicos (inorgánicos).

Recubrimientos de conversión

Los recubrimientos de conversión se forman por medio de una reacción de corrosión controlada del sustrato en una solución oxidante.

Ejemplos bien conocidos de recubrimientos de conversión son la anodización o la cromación del aluminio, así como el tratamiento del acero con fosfatos. La anodización se utiliza principalmente para proteger la superficie del aluminio, mientras que la cromación y la fosfatación se utilizan normalmente como pre-tratamiento relacionado con la pintura. Además de mejorar la adhesión de la pintura, ayuda a evitar la dispersión de la herrumbre debajo de las capas de pintura.

Recubrimientos orgánicos

Los recubrimientos orgánicos contienen componentes orgánicos y están disponibles en una amplia gama de tipos. Los recubrimientos orgánicos se aplican al metal por métodos de rociado, baño, cepillado, recubrimiento o electro-recubrimiento (pintura aplicada por medio de corriente eléctrica) y pueden requerir o no curación por calor. Para combinar las propiedades mecánicas del metal con la resistencia química de los plásticos, a los sustratos metálicos se le aplican tanto recubrimientos termoplásticos (p. ej., poliamida, polipropileno, polietileno, PVDF, PTFE, etc.) como recubrimientos elastómeros. Sin embargo, las pinturas son con diferencia el recubrimiento orgánico más utilizado.

Pinturas

Como se ha mencionado anteriormente, las pinturas son una importante clase de recubrimiento orgánico. La figura 1.6.25 muestra varios tipos de recubrimientos orgánicos. Un preparado de pintura típico contiene aglutinantes poliméricos, disolventes, pigmentos y aditivos. Por motivos ambientales, los disolventes orgánicos están siendo reemplazados por agua o simplemente eliminados, p. ej., el recubrimiento con pintura en polvo. Las estructuras metálicas pintadas normalmente implican dos o más capas de recubrimiento aplicadas sobre un recubrimiento primario que está en contacto directo con el metal.

Estados físicos de recubrimientos orgánicos comunes				
Tipo resina	Base de disolvente	Base de agua	Recubrimiento pintura polvo	Líquido dos comp.
Acrílico	X	X	X	
Álcide	X	X		
Epoxi	X	X	X	X
Poliéster	X		X	X
Poliuretano	X	X	X	X
Vinilo	X	X	X	

Fig. 1.6.25: Estados físicos de recubrimientos orgánicos comunes

Capítulo 2 Instalación y lectura del rendimiento

Apartado 2.1: Instalación de la bomba

- 2.1.1 Instalación nueva
- 2.1.2 Instalación existente
- 2.1.3 Caudal en las tuberías para instalaciones con una sola bomba
- 2.1.4 Limitación del ruido y las vibraciones
- 2.1.5 Nivel sonoro (L)

Apartado 2.2: Rendimiento de la bomba

- 2.2.1 Términos hidráulicos
- 2.2.2 Términos eléctricos
- 2.2.3 Propiedades de los líquidos



Apartado 2.1

Instalación nueva

El asesoramiento y la selección correcta del tipo de bomba para una instalación tiene más implicaciones que las que se aprecian a simple vista. Cuanto mayores sean las bombas, mayores serán los costes respecto a la inversión, instalación, puesta en marcha, funcionamiento y mantenimiento – básicamente, los costes del ciclo vital (LCC). Un amplio catálogo de productos combinado con un asesoramiento competente y un buen mantenimiento posventa son la base de una selección correcta. Los siguientes análisis, recomendaciones y sugerencias sirven para cualquier instalación, pero son más relevantes para instalaciones de medio y gran tamaño. Presentaremos nuestras recomendaciones para dos tipos de instalaciones: Instalaciones nuevas y existentes.

2.1.1 Instalación nueva

- Si la red de tuberías no está todavía planificada, la selección del tipo de bomba puede basarse en criterios de selección importantes, como por ejemplo el rendimiento, los costes de inversión o los costes del ciclo vital (LCC). En este apartado no se tratarán estos aspectos. Sin embargo, las directrices genéricas que se indican aquí también se pueden aplicar a redes de tuberías todavía no planificadas.
- Si la red de tuberías ya está planificada, la selección de la bomba es equivalente a sustituir una bomba en una instalación existente.

2.1.2 Instalación existente – sustitución

Los cinco pasos siguientes le ayudarán a seleccionar la bomba óptima para una instalación existente:

El estudio preliminar de la instalación debería incluir las siguientes consideraciones:

- Caudal básico en las tuberías – tuberías entrantes y salientes del edificio, p. ej., desde la tierra, a lo largo del suelo o desde el techo
- Redes de tuberías específicas en el punto de instalación, p. ej., en línea o de aspiración axial, dimensiones, colectores
- Espacio disponible – anchura, profundidad y altura
- Accesibilidad relacionada con la instalación y el mantenimiento, como por ejemplo las puertas de entrada
- Disponibilidad de equipos de elevación o, alternativamente, accesibilidad a tales equipos
- Tipo de suelo, p. ej., sólido o suelo flotante con subsuelo
- Base existente

Instalación con una bomba previa

- Fabricante de la bomba, tipo, especificaciones incluyendo el punto de servicio antiguo, cierres, materiales, juntas, controladores
- Historial, p. ej., tiempo de vida, mantenimiento

Requisitos futuros

- Mejoras y ventajas deseables
- Nuevos criterios de selección, incluyendo las especificaciones de líquidos, presiones, temperaturas y horas de funcionamiento
- Criterios relacionados con el suministrador, p. ej., disponibilidad de repuestos

Asesoría

- Los cambios más trascendentales deben aportar ventajas a largo o corto plazo, o en ambos plazos, y deben documentarse, p. ej., los detalles de ahorros de instalación, costes del ciclo vital (LCC), reducción del impacto medioambiental como ruido y vibraciones, y accesibilidad en relación con el mantenimiento

Selección

- Debe estar basada en una lista de prioridades acordada con el cliente

Para la selección del tipo de bomba correcto y la asesoría en cuanto a la instalación, son importantes dos áreas esenciales: Caudal en las tuberías y limitación del ruido y las vibraciones. En las siguientes páginas se tratará de estas dos áreas.



2.1.3 Caudal en las tuberías para instalaciones con una sola bomba

La figura 2.1.1 está basada en una instalación con una sola bomba. En instalaciones en paralelo, la accesibilidad juega un papel fundamental para hacer una buena selección de bomba.

El criterio de evaluación es disponer de una red de tuberías tan simple como sea posible y, por lo tanto, con el menor número de codos posible.

Puntuaciones:

- ▲ **Mejor elección**
- ◀ **Buena elección**
- ▼ **Peor elección**
- × **No aplicable**

Tipo de bomba		Red de tuberías		
		Hacia la bomba:	Desde la bomba:	
A lo largo del suelo	Montaje en pared	▲ Mejor elección	◀ Buena elección	◀ Buena elección
	Hacia la tierra	▲ Mejor elección	◀ Buena elección	◀ Buena elección
	Hacia el techo	◀ Buena elección	▲ Mejor elección	▲ Mejor elección
Desde la tierra	Montaje en pared	◀ Buena elección	▲ Mejor elección	▼ Peor elección
	Hacia la tierra	◀ Buena elección	▲ Mejor elección	▼ Peor elección
	Hacia el techo	◀ Buena elección	▲ Mejor elección	▲ Mejor elección
Desde el techo	Montaje en pared	▲ Mejor elección	▼ Peor elección	▼ Peor elección
	Hacia la tierra	▲ Mejor elección	◀ Buena elección	◀ Buena elección
	Hacia el techo	◀ Buena elección	▲ Mejor elección	▲ Mejor elección
Montaje en pared	Montaje en pared	▲ Mejor elección	◀ Buena elección	× No aplicable

Fig. 2.1.1 Tipo de bomba y red de tuberías

Apartado 2.1

Instalación nueva

La accesibilidad juega un papel principal para hacer una buena elección de una bomba específica en relación con la instalación de varias bombas en paralelo. A causa de la red de tuberías, la accesibilidad no siempre resulta fácil para las bombas en línea instaladas en paralelo. Consulte la figura 2.1.2. Como se deduce de la figura 2.1.3, las bombas de aspiración axial instaladas en paralelo ofrecen una accesibilidad más cómoda.

2.1.4 Limitación de ruido y vibraciones

Para obtener el máximo rendimiento y minimizar el ruido y la vibración, en ciertos casos podría ser necesario considerar la instalación de equipos de amortiguación de vibraciones en la bomba. En general, esto siempre deberá tenerse presente en el caso de bombas con motores mayores que 7,5 kW. Sin embargo, los motores de menor capacidad también pueden generar ruidos y vibraciones indeseadas. El ruido y las vibraciones se generan por la rotación del motor y la bomba, así como por el caudal en tuberías y acoplamientos. El efecto sobre el entorno depende de la instalación correcta y el estado del sistema en su conjunto. A continuación presentaremos tres modos distintos de limitar el ruido y las vibraciones en la instalación de una bomba: Base, amortiguadores y junta de dilatación.

Base

La construcción de los suelos se puede dividir en dos tipos: Suelo macizo y suelo flotante.

Macizo – riesgo mínimo de ruido gracias a la mala transmisión de las vibraciones. Consulte la figura 2.1.4.

Flotante – riesgo de que el suelo amplifique el ruido. El subsuelo puede actuar como una caja de resonancia. Consulte la figura 2.1.5.

La bomba deberá instalarse sobre una superficie rígida y plana. Existen cuatro métodos básicos de instalación para estos dos tipos de estructura de suelo: Suelo, peana, peana flotante y base suspendida sobre amortiguadores de vibraciones.

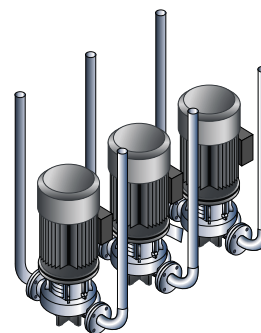


Fig. 2.1.2:
3 bombas en línea en paralelo; acceso limitado para mantenimiento debido a la red de tuberías
Consulte el texto en PDF

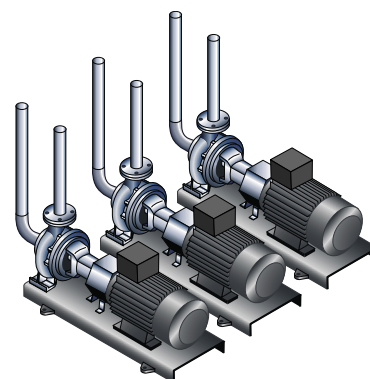


Fig. 2.1.3:
3 bombas de aspiración axial en paralelo; acceso de mantenimiento más sencillo debido a la red de tuberías
Consulte el texto en PDF

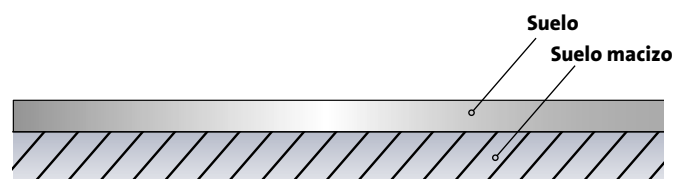


Fig. 2.1.4:
Estructura de suelo macizo
Consulte el texto en PDF

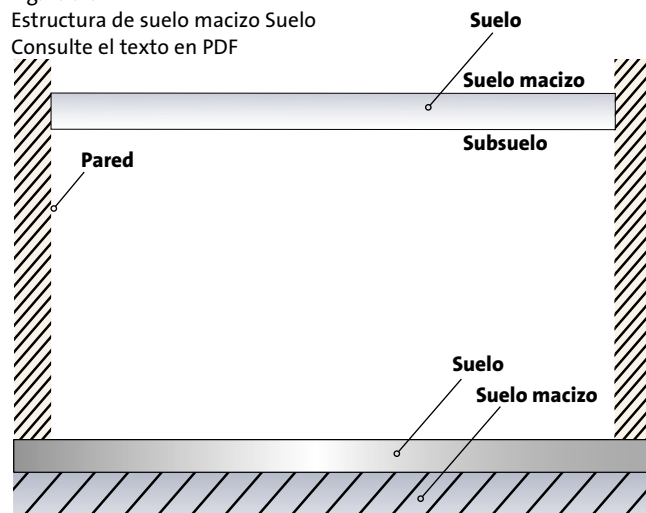


Fig. 2.1.5: Estructura de suelo flotante
Consulte el texto en PDF



Suelo

Montaje directo sobre el suelo y, por lo tanto, transmisión directa de las vibraciones. Consulte la figura 2.1.6.

Peana

Instalada directamente sobre el suelo de hormigón, por lo tanto forma parte del suelo. Consulte la figura 2.1.7.

Peana flotante

Descansa sobre un material inerte, p. ej., arena, por lo tanto se reduce el riesgo de transmisión de vibraciones. Consulte la figura 2.1.8.

Base flotante sobre amortiguadores de vibraciones

Es la solución óptima para controlar la transmisión de vibraciones. Consulte la figura 2.1.9.

Como regla práctica, el peso de una base de hormigón deberá ser 1,5 x peso de la bomba. Este peso es necesario para hacer que los amortiguadores funcionen eficientemente para velocidades bajas de la bomba.

Fig. 2.1.6: Suelo
Consulte el texto en PDF

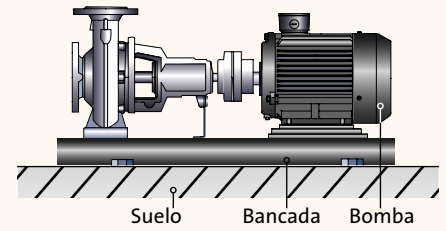


Fig. 2.1.7: Peana
Consulte el texto en PDF

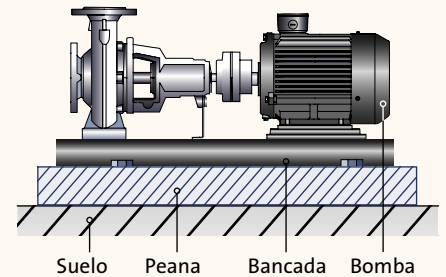


Fig. 2.1.8:
Peana flotante
Consulte el texto en PDF

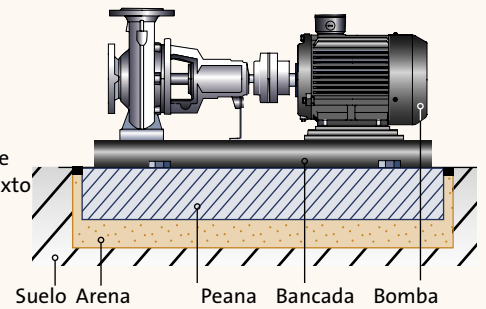


Fig. 2.1.9: Base flotante sobre amortiguadores de vibraciones

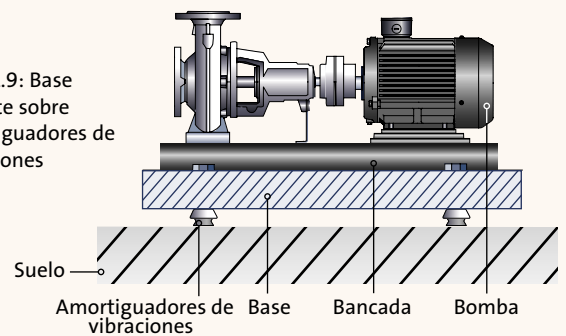
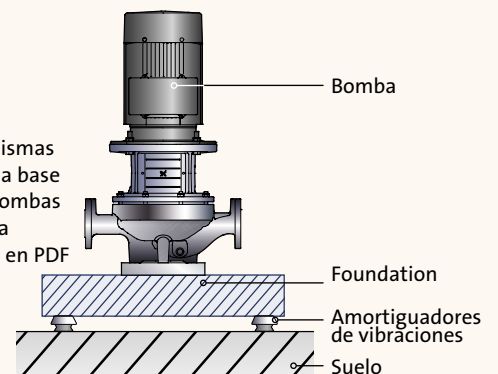


Fig. 2.1.10: Las mismas reglas acerca de la base se aplican a las bombas verticales en línea
Consulte el texto en PDF



Apartado 2.1

Instalación nueva

Amortiguadores de vibraciones

La selección del amortiguador de vibraciones correcto requiere conocer los siguientes datos:

- Fuerzas que actúan sobre el amortiguador
- Velocidad del motor considerando el control de velocidad, si lo hubiera
- Amortiguación requerida en % (el valor aconsejable es 70%)

La determinación del amortiguador adecuado varía de una instalación a otra, pero una selección incorrecta del amortiguador podría aumentar el nivel de vibraciones en ciertos casos. Por lo tanto, el proveedor debería dimensionar los amortiguadores de vibraciones.

Las bombas instaladas con amortiguadores de vibraciones siempre deben incorporar juntas de dilatación, tanto en el lado de aspiración como en el lado de descarga. Esto es importante para evitar que la bomba cuelgue sobre las bridas.

Juntas de dilatación

Las juntas de dilatación se instalan para:

- absorber las expansiones/contracciones en la red de tuberías causadas por los cambios de la temperatura del líquido
- reducir las tensiones mecánicas relacionadas con las ondas de presión existentes en la red de tuberías
- aislar el ruido mecánico en la red de tuberías (no para juntas de dilatación con fuelles metálicos)

Las juntas de dilatación no se deben instalar para compensar las imperfecciones en la red de tuberías, como desplazamientos del centro o falta de alineación de las bridas.

Las juntas de dilatación se instalan a una distancia mínima de 1 a 1,5 . veces el diámetro DN de la bomba, tanto en el lado de aspiración como en el lado de descarga. Esto evita el desarrollo de turbulencias en las juntas de dilatación, dando como resultado mejores condiciones de aspiración y una pérdida de presión mínima en el lado de la presión. Si el agua circula a alta velocidad (>5 m/s) es mejor instalar juntas de dilatación mayores que las que corresponden a la red de tuberías.

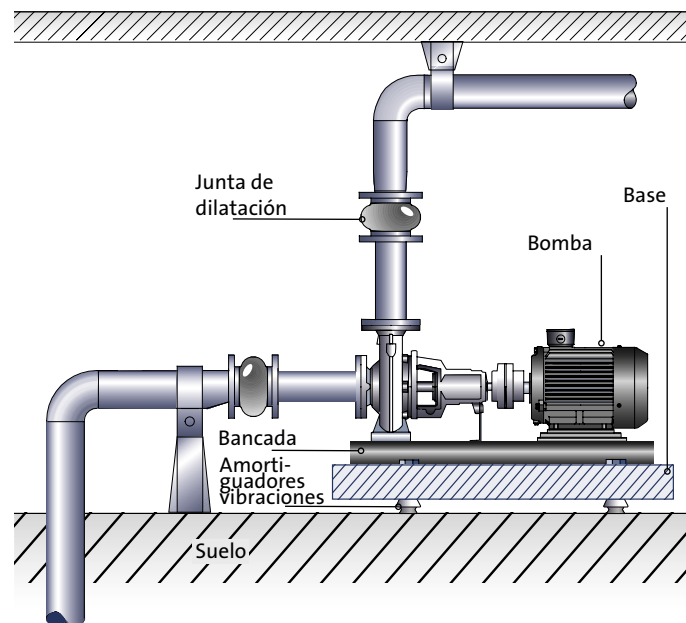


Fig. 2.1.11: Installation with expansion joints, vibration dampeners and fixed pipework



Las figuras 2.1.12-2.1.14 muestran ejemplos de juntas de dilatación que utilizan fuelles de goma con o sin barras de unión.

Las juntas de dilatación con barras de unión se pueden utilizar para minimizar las fuerzas generadas por las juntas de dilatación. Las juntas de dilatación con barras de unión son recomendables para tamaños mayores que DN 100. Las juntas de dilatación sin barras de unión ejercerán fuerza sobre las bridas de la bomba. Estas fuerzas afectan a la bomba y a la red de tuberías.

Las tuberías deben asegurarse para que no ejerzan fuerzas sobre las juntas de dilatación y la bomba. Consulte la figura 2.1.11. Los puntos de sujeción deben colocarse tan cerca de las juntas de dilatación como sea posible. Siga las instrucciones del proveedor de la junta de dilatación.

A temperaturas superiores a 100 °C combinadas con una alta presión, a menudo se prefieren las juntas de dilatación con fuelles metálicos debido a los riesgos de ruptura.



Fig. 2.1.12: Juntas de dilatación con fuelles de goma y barras de unión
Consulte el texto en PDF

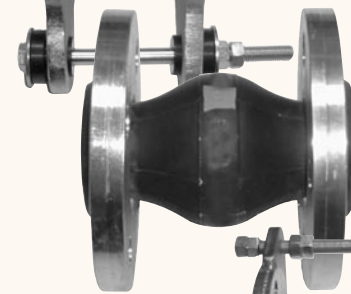


Fig. 2.1.13: Juntas de dilatación con fuelles de goma y sin barras de unión
Consulte el texto en PDF

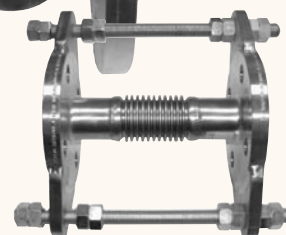


Fig. 2.1.14: Juntas de dilatación con fuelles metálicos y barras de unión
Consulte el texto en PDF

2.1.5 Nivel sonoro (L)

El nivel sonoro de un sistema se mide en decibelios (dB). El ruido es todo sonido no deseado. El nivel de ruido se puede medir de las tres formas siguientes:

1. Presión – L_p : La presión de las ondas de aire
2. Potencia – L_w : La potencia del sonido
3. Intensidad - L_I : La potencia por m^2 (no se tratará en este libro)

Estos tres valores no se pueden comparar directamente, pero es posible hacer cálculos entre ellos basándose en estándares. La regla práctica es:

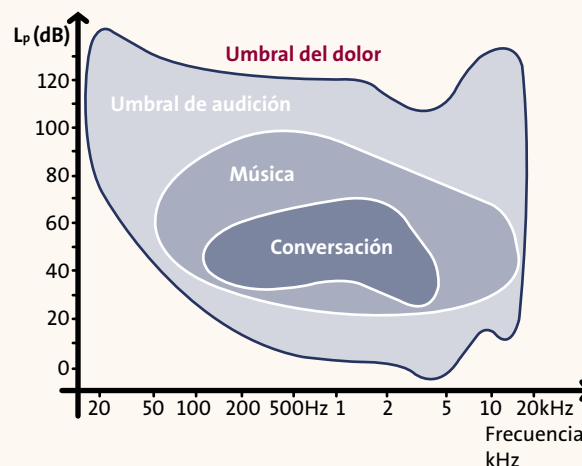


Fig. 2.1.15: Umbral de audición en función de la frecuencia
Consulte el texto en PDF

Para bombas pequeñas, p. ej., 1,5 kW: $L_w = L_p + 11$ dB

Para bombas grandes, p. ej., 110 kW $L_w = L_p + 16$ dB

Apartado 2.1

Instalación nueva

La directiva para maquinaria de la UE prescribe que los niveles sonoros deben indicarse como presión cuando están por debajo de 85 dB(A) y como potencia cuando superan 85 dB(A).

El ruido es subjetivo y depende de la capacidad de una persona para oír (p. ej., joven/anciano). Por lo tanto, las mediciones mencionadas anteriormente se ponderan según la sensibilidad de un oído normal. Consulte la figura 2.1.15. La ponderación se conoce como ponderación-A (dB(A)), y se expresa, p. ej., L_{pA} . Las mediciones se ajustan en función de la frecuencia. En algunos casos aumenta y en otros disminuye. Consulte la figura 2.1.16. Otras ponderaciones se denominan B y C, pero se utilizan para otros fines que no se tratarán en esta guía.

En caso de dos o más bombas en funcionamiento, también se debe calcular el nivel sonoro. En el caso de bombas con el mismo nivel sonoro, el nivel sonoro total se puede calcular sumando el valor de la figura 2.1.17, p. ej., para 2 bombas . es $L_p + 3$ dB, para 3 bombas . es $L_p + 5$ dB. Si las bombas tienen distintos niveles sonoros, se pueden sumar los valores de la figura 2.1.18.

Los valores del nivel sonoro normalmente deben declararse como condiciones en campo libre sobre superficies receptoras, que indican el nivel sonoro sobre un suelo duro sin paredes. Es difícil garantizar los valores para una sala específica con un sistema de tuberías específico, ya que estos valores están fuera del control del fabricante. Ciertas condiciones podrían tener un impacto negativo (aumentando el nivel sonoro) o positivo en relación con el nivel sonoro. Éstas son algunas recomendaciones para la instalación y el asentamiento que ayudan a eliminar o reducir el impacto negativo.

Valores prácticos:

Por encima de	Se percibe como:
+ 3dB	Casi inapreciable
+ 5dB	Claramente notable
+10dB	Doble de alto

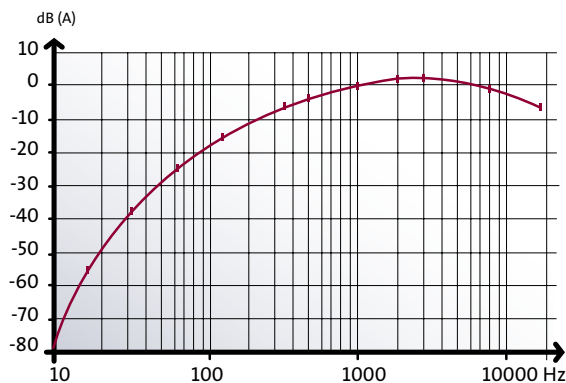


Fig. 2.1.16 Curva de ponderación-A
Consulte el texto en PDF

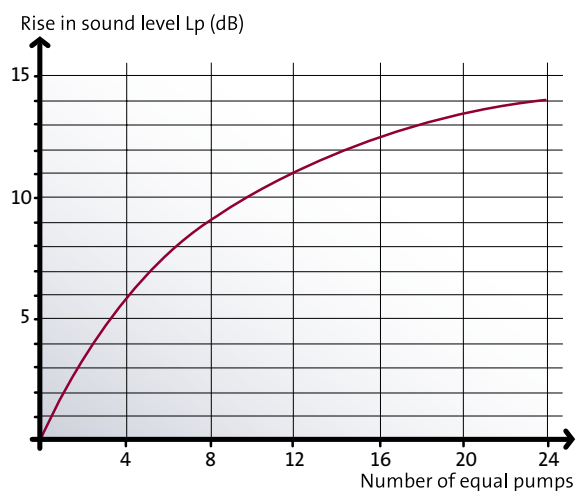


Fig. 2.1.17 Aumento del nivel de presión sonora total con fuentes iguales
Consulte el texto en PDF

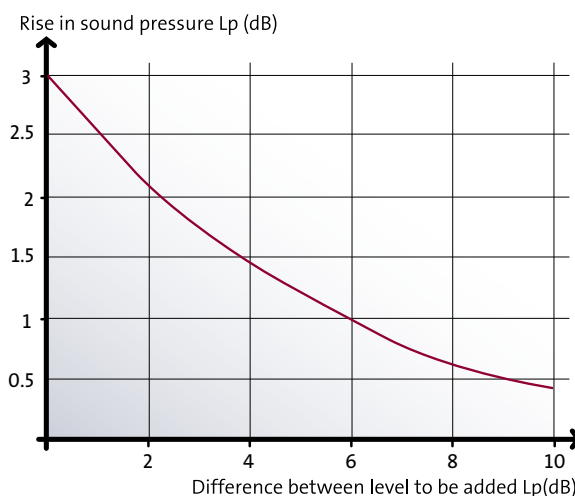


Fig. 2.1.18 Aumento del nivel de presión sonora total con fuentes diferentes
Consulte el texto en PDF

Apartado 2.2

Rendimiento de las bombas



Al examinar una bomba, hay que comprobar varios detalles. Además de comprobar las condiciones físicas de la bomba, por ejemplo si tiene óxido o hace ruidos anormales, deberá conocer una serie de valores para poder discernir si la bomba tiene el rendimiento esperado. En las siguientes páginas presentaremos tres grupos de valores que pueden ser necesarios para determinar el rendimiento de una bomba: términos hidráulicos, términos eléctricos, términos mecánicos y propiedades de los líquidos.

2.2.1 Términos hidráulicos

Para verificar el rendimiento de una bomba, es preciso conocer varios valores. En este apartado presentaremos los términos hidráulicos más importantes: caudal, presión y altura.

Caudal

El caudal es la cantidad de líquido que pasa a través de una bomba en un período de tiempo determinado. En relación con las lecturas del rendimiento, distinguimos dos parámetros de caudal: Volumen del caudal, o flujo volumétrico, y masa del caudal, o flujo másico.

Volumen del caudal o flujo volumétrico (Q)

El volumen del caudal es lo que podemos leer en una curva de la bomba o, dicho de otro modo, una bomba puede mover un volumen por unidad de tiempo (medido en m³/h) independientemente de la densidad del líquido. Cuando se trata de, por ejemplo, suministro de agua, el volumen del caudal es el parámetro más importante porque necesitamos que la bomba suministre un cierto volumen, p. ej., de agua potable o agua para riego. A lo largo de esta guía, el término caudal se refiere al volumen del caudal.

Masa del caudal o flujo másico (Q_m)

La masa del caudal es la masa que mueve una bomba por unidad de tiempo y se mide en kg/s. La temperatura del líquido influye sobre la cantidad de la masa del caudal que puede mover la bomba por unidad de tiempo, puesto que la densidad del líquido cambia con la temperatura. En relación con los sistemas de calefacción, refrigeración y aire acondicionado, es esencial conocer el valor de la masa del caudal, ya que la masa es la portadora de la energía (consulte Capacidad térmica).

$$Q_m = \rho \cdot Q \quad ; \quad Q = \frac{Q_m}{\rho}$$

Ejemplos	Unidad	Agua	
		a 20°C	at 120°C
Volumen del caudal Q	m ³ /h	10	
Densidad	kg/m ³	998	943
Flujo masico Q _m	kg/h	9980	9403
	kg/s	2.77	2.62

Fig. 2.2.1: Ejemplos de cálculo

Apartado 2.2

Rendimiento de las bombas

Presión (p)

La presión es una medida de la fuerza por unidad de área. Distinguimos entre presión estática, presión dinámica y presión total. La presión total es la suma de la presión estática y la presión dinámica:

$$p_{\text{tot}} = p_{\text{sta}} + p_{\text{dyn}}$$

Presión estática

La presión estática p_{sta} es la presión que se mide con un manómetro colocado perpendicular respecto al caudal o en un líquido sin movimiento. Consulte la figura 2.2.2.

Presión dinámica

La presión dinámica p_{dyn} se produce por la velocidad del líquido. La presión dinámica no se puede medir con un manómetro normal, sino que se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$p_{\text{dyn}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2$$

donde:

ρ es la densidad del líquido en $[\text{kg}/\text{m}^3]$

v es la velocidad del líquido en $[\text{m}/\text{s}]$

La presión dinámica se puede convertir en presión estática al reducir la velocidad del líquido y viceversa. La figura 2.2.3 muestra parte de un sistema donde el diámetro de las tuberías aumenta de D_1 a D_2 , dando como resultado una disminución de la velocidad del líquido de v_1 a v_2 . Dando por supuesto que no hay pérdidas por fricción en el sistema, la suma de la presión estática y la presión dinámica es constante a lo largo de la tubería horizontal.

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2$$

De este modo, un aumento en el diámetro de las tuberías, como el que se muestra en la figura 2.2.3, da como resultado un aumento en la altura estática que se mide con el manómetro p_2 .

En la mayoría de los sistemas de bombeo, la presión dinámica p_{dyn} tiene un impacto menor en la presión total. Por ejemplo, si la velocidad de un caudal de agua es de 4,5 m/s, la presión dinámica es de alrededor de 0,1 bares, que se considera insignificante en muchos sistemas de bombeo. Más adelante en este capítulo trataremos de la presión dinámica en relación con el cálculo de la altura de elevación de una bomba.

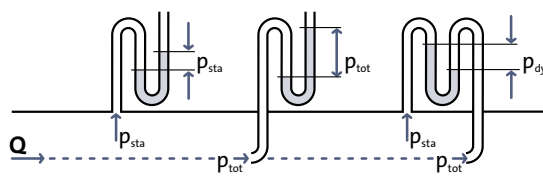


Fig. 2.2.2: Fig. 2.2.2: Cómo determinar la presión estática p_{sta} , la presión dinámica p_{dyn} y la presión total p_{tot} . Consulte el texto en PDF

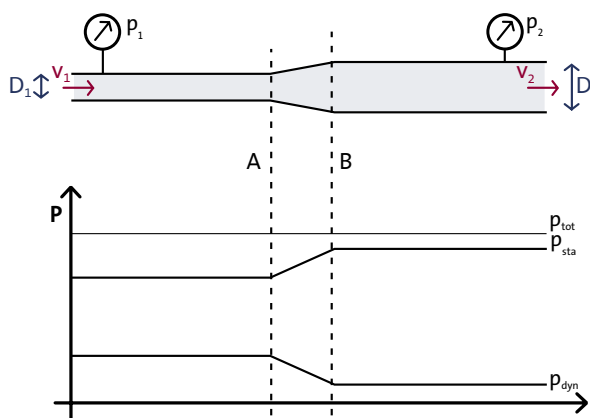


Fig. 2.2.3: La presión estática aumenta si se reduce la velocidad del líquido. Esta figura se aplica a sistemas con pérdidas por fricción insignificantes. Consulte el texto en PDF



Presión de medida

La presión se mide, por ejemplo, en Pa (N/m²), bar (10⁵ Pa) o PSI (lb/in²). Cuando se trabaja con valores de presión, es importante conocer el punto de referencia para la medición de la presión. Hay dos tipos de presión esenciales en relación con las mediciones de la presión: Presión absoluta y presión manométrica:

Presión absoluta (p_{abs})

La presión absoluta se define como la presión por encima del vacío absoluto, 0 atm, que es el cero absoluto para la presión. Normalmente, el valor de “presión absoluta” se utiliza en cálculos de cavitación.

Presión manométrica

La presión manométrica, que a menudo se denomina sobrepresión, es la presión por encima de la presión atmosférica normal (1 atm). Normalmente, la presión p se refiere a la presión manométrica, ya que la mayoría de las medidas de los sensores y manómetros miden la diferencia de presión entre el sistema y la atmósfera. A lo largo de esta guía, el término presión se refiere a la presión manométrica.

Altura (H)

La altura de elevación, o simplemente altura, de una bomba es una forma de expresar a qué altura puede elevar un líquido la bomba. La altura se mide en metros (m) y es independiente de la densidad del líquido. La siguiente fórmula muestra la relación entre presión (p) y altura (H):

$$H = \frac{p}{\rho \cdot g}$$

donde :

H es la altura en [m]

p es la presión en [Pa = N/m²]

ρ es la densidad del líquido en [kg/m³]

g es la aceleración de la gravedad en [m/s²]

Normalmente, la presión p se mide en [bares] (1 bar = 10⁵ Pa). Sin embargo, también se utilizan otras unidades de presión. Consulte la figura 2.2.4.

La relación entre presión y altura se muestra en la figura 2.2.5, donde una bomba trabaja con cuatro líquidos distintos. La altura de la bomba es función del tipo de líquido. Como se deduce de la figura, el bombeo de distintos líquidos da como resultado distintas alturas y, por lo tanto, distintos puntos de servicio.

Conversion table for pressure units						
	Pa	bar	atm*	at**	mH ₂ O	mmHg
1 Pa = 1 N/m ²	1	10 ⁻⁵	9.87 · 10 ⁻⁴	1.02 · 10 ⁻⁵	1.02 · 10 ⁻⁴	750 · 10 ⁻⁵
1 bar	10 ⁵	1	0.987	1.02	10.2	750
1 atm	1.013 · 10 ⁵	1.013	1	1.033	10.33	760
1 at = 1 kp/cm ³	0.981 · 10 ⁵	0.981	0.968	1	10	736
1 m H ₂ O	0.981 · 10 ⁴	0.0981	0.0968	0.1	1	73.6

* Physical atmosphere ** Theoretical atmosphere

Fig. 2.2.4: Tabla de conversión para unidades de presión
Consulte el texto en PDF

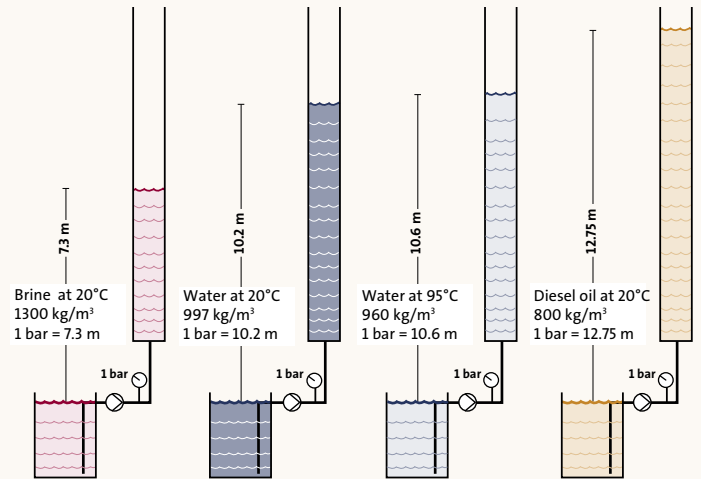


Fig. 2.2.5: Bombear cuatro líquidos distintos a 1 bar en el lado de descarga de la bomba da como resultado cuatro alturas (m) distintas y, por tanto, cuatro puntos de servicio distintos
Consulte el texto en PDF

Apartado 2.2

Rendimiento de las bombas

Cómo determinar la altura de una bomba

La altura de elevación de la bomba se determina leyendo la presión en las bridas de la bomba, p_2 , p_1 y después estos valores se convierten en altura. Consulte la figura 2.2.6.

Sin embargo, si existe una diferencia geodésica de altura entre los dos puntos de medición, como en el caso de la figura 2.2.6, es necesario compensar esa diferencia. Además, si las dimensiones de las tomas en los dos puntos de medición difieren entre sí, también es preciso corregir la altura real para tenerlo en cuenta.

La altura real de la bomba H se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g}$$

donde:

H es la altura real de la bomba en [m]

p es la presión de las bridas en [$\text{Pa} = \text{N}/\text{m}^2$]

ρ es la densidad del líquido en [kg/m^3]

g es la aceleración de la gravedad en [m/s^2]

h es el altura geodésica en [m]

v es la velocidad del líquido en [m/s]

La velocidad del líquido v se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

where:

v es la velocidad en [m/s]

Q es el volumen del caudal en [m^3/s]

D es el diámetro de la toma en [m]

Al combinar estas dos fórmulas, la altura H depende de los siguientes factores: las medidas de presión p_1 y p_2 , la diferencia en la altura geodésica entre los puntos de medición ($h_2 - h_1$), el caudal a través de la bomba Q y el diámetro de las dos tomas D_1 y D_2

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right)$$

La corrección debida a la diferencia en los diámetros de las tomas aparece por la diferencia en la presión dinámica. En vez de calcular la corrección a partir de la fórmula, esta contribución se puede leer en un nomograma. Consulte el apéndice F.

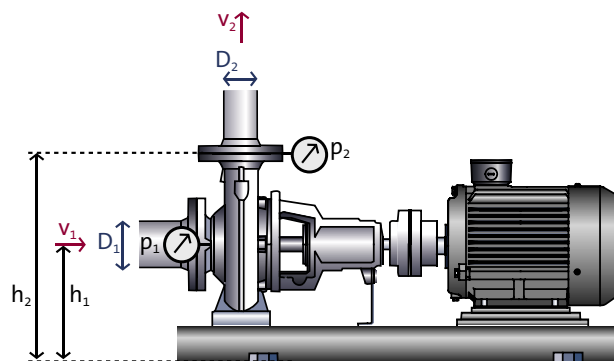


Fig. 2.2.6: Bomba de aspiración axial estándar con distintas dimensiones de las tomas de aspiración y descarga
Consulte el texto en PDF



Ejemplo de cálculo

Una bomba del mismo tipo que se muestra en la figura 2.2.6 se ha instalado en un sistema con los siguientes datos:

$Q = 240 \text{ m}^3/\text{h}$
 $p_1 = 0.5 \text{ bares}$
 $p_2 = 1.1 \text{ bares}$
 Líquido: agua a 20°C

Diámetro de la toma de aspiración $D_1 = 150 \text{ mm}$
 Diámetro de la toma de descarga $D_2 = 125 \text{ mm}$.
 La diferencia de altura entre las dos tomas donde se han instalado los manómetros es $h_2 - h_1 = 355 \text{ mm}$.

Ahora podemos calcular la altura de la bomba:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right)$$

$$H = \frac{1.1 \cdot 10^5 - 0.5 \cdot 10^5}{998 \cdot 9.81} + (0.355) + \frac{8 \cdot \left(\frac{240}{3600} \right)^2}{9.81 \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{0.125^4} - \frac{1}{0.150^4} \right)$$

$$H = 6.13 + 0.36 + 0.77 = 7.26 \text{ m}$$

Como se deduce del cálculo, la diferencia de presión que miden los manómetros es aproximadamente 1,1 m inferior a la que realmente consigue la bomba. Este hecho requiere una explicación. En primer lugar, esta desviación está ocasionada por la diferencia de altura entre los manómetros (0,36 m) y, en segundo lugar, está causada por la diferencia en las dimensiones de las tomas, que en este caso es de 0,77 m.

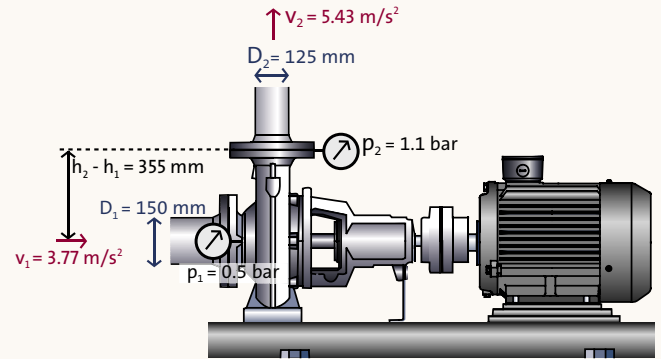


Fig. 2.2.7: Bomba de aspiración axial estándar con distintas dimensiones de las tomas de aspiración y descarga (ejemplo) Consulte el texto en PDF

Apartado 2.2

Rendimiento de las bombas

Si los manómetros se colocan a la misma altura geodésica, o si se utiliza un medidor de presión diferencial para realizar la medición, no será necesario compensar la diferencia de altura (h_2-h_1). En relación con las bombas en línea, donde la entrada y la salida se encuentran enfrentadas entre sí, a menudo las dos tomas tienen el mismo diámetro. Para estos tipos de bombas, se utiliza una fórmula simplificada para determinar la altura:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}$$

Presión diferencial (Δp)

La presión diferencial es la diferencia de presión entre las presiones medidas en dos puntos, p. ej., las caídas de presión entre las válvulas de un sistema. La presión diferencial se mide en las mismas unidades que la presión.

Presión del sistema

La presión del sistema es la presión estática presente en un punto del sistema cuando las bombas no están funcionando. Cuando se trata de un sistema cerrado, es importante considerar la presión del sistema. La presión del sistema en (m) H_{sta} en el punto más bajo siempre debe ser mayor que la altura del sistema para garantizar que el sistema se llene de líquido y pueda descargarse correctamente.

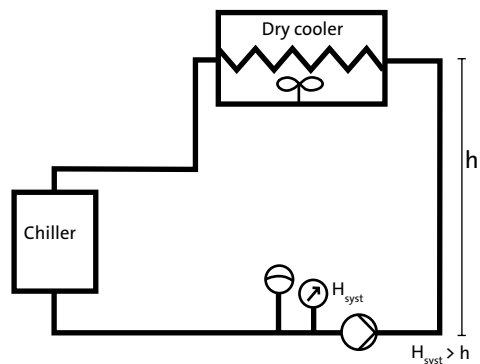


Fig. 2.2.8: La presión del sistema H_{sta} en un sistema cerrado tiene que ser superior a la altura física de la instalación. Consulte el texto en PDF



Cavitación y NPSH

La cavitación aparece en algún punto de una bomba cuando la presión es inferior a la presión de vapor del líquido. Consulte las figuras 2.2.9 y 2.2.10.

Cuando la presión en el lado de aspiración desciende por debajo de la presión de vapor del líquido (punto amarillo en la figura 2.2.10), se forman pequeñas burbujas de vapor. Estas burbujas se colapsan (implotan) cuando aumenta la presión (punto rojo en la figura 2.2.10) y liberan ondas de choque. Como consecuencia, los impulsores se pueden dañar por la energía liberada. El nivel de daños en los impulsores depende de las propiedades del material. El acero inoxidable es más resistente a la cavitación que el bronce, y el bronce es más resistente a la cavitación que el hierro fundido. Consulte el apartado 1.6.3.

La cavitación reduce el caudal (Q) y la altura (H) y, en consecuencia, reduce el rendimiento de la bomba. Consulte la figura 2.2.11. A menudo, los daños producidos por la cavitación sólo se detectan al desmontar la bomba. Además, la cavitación produce mayores ruidos y vibraciones y, como consecuencia, se pueden dañar cojinetes, cierres y soldaduras.

Cálculo del riesgo de cavitación

Para evitar la cavitación, se utiliza la siguiente fórmula que calcula la altura de aspiración máxima:

$$h_{\max} = H_b - H_f - \text{NPSH} - H_v - H_s$$

h_{\max} – Altura de aspiración máxima

H_b – Presión atmosférica en la ubicación de la bomba; ésta es la elevación de aspiración máxima teórica. Consulte la figura 2.2.13

H_f – Pérdidas por fricción en la tubería de aspiración

NPSH = Altura de aspiración positiva neta (debe leerse en la curva NPSH para el mayor caudal en condiciones de servicio). Consulte la figura 2.2.12.

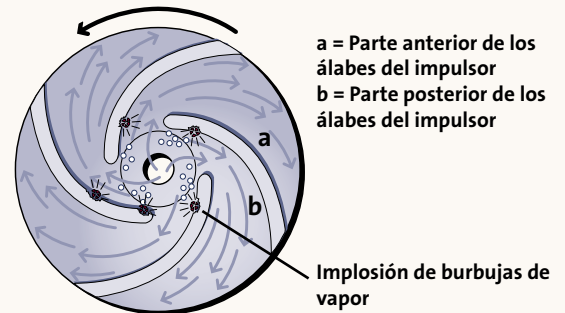


Fig.: 2.2.9: Implsión de burbujas de cavitación en la parte posterior de los álabes del impulsor

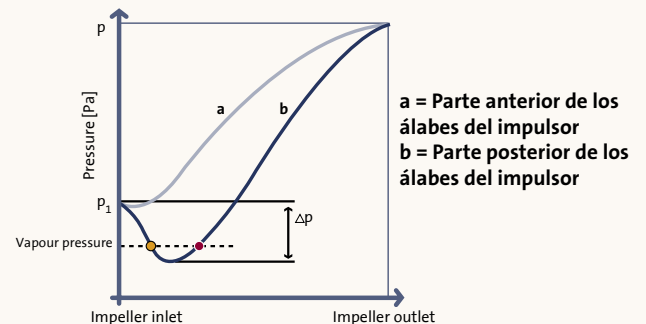


Fig.: 2.2.10: Aumento de presión a través de una bomba centrífuga

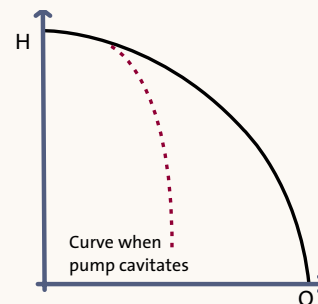


Fig.: 2.2.11: Curva de la bomba cuando la bomba cavita
Consulte el texto en PDF

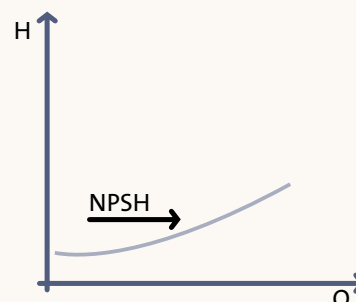


Fig.: 2.2.12: Curva NPSH
Consulte el texto en PDF

Apartado 2.2

Rendimiento de las bombas

El valor de NPSH indica hasta qué grado la bomba no es capaz de crear un vacío absoluto, esto es, elevar una columna de agua 10,33 m por encima del nivel del mar. Consulte la figura 2.2.13.

NPSH se puede denominar NPSHr (requerido) o NPSHa (disponible).

$NPSH_{requerido}$ = es la altura de aspiración requerida para la bomba

$NPSH_{disponible}$ = es la altura de aspiración disponible en el sistema

El valor de NPSH de una bomba se determina mediante pruebas según ISO 9906 que se realizan del siguiente modo. Se reduce la altura de aspiración mientras se mantiene el caudal a nivel constante. Cuando la presión diferencial ha disminuido un 3%, se lee la presión en el lado de aspiración de la bomba; y se define el valor de NPSH de la bomba. Esta prueba se repite con distintos caudales, para finalmente trazar la curva de NPSH.

Dicho de otro modo: cuando se alcanza la curva NPSH, el nivel de cavitación es tan elevado que la altura de la bomba desciende el 3%.

H_v – Presión de vapor del líquido; para obtener más información en relación con la presión de vapor del agua, consulte el apéndice D.

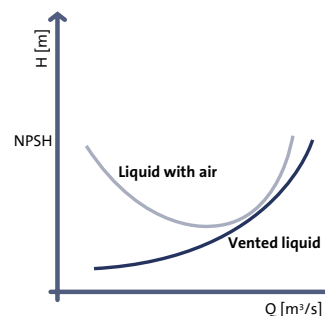
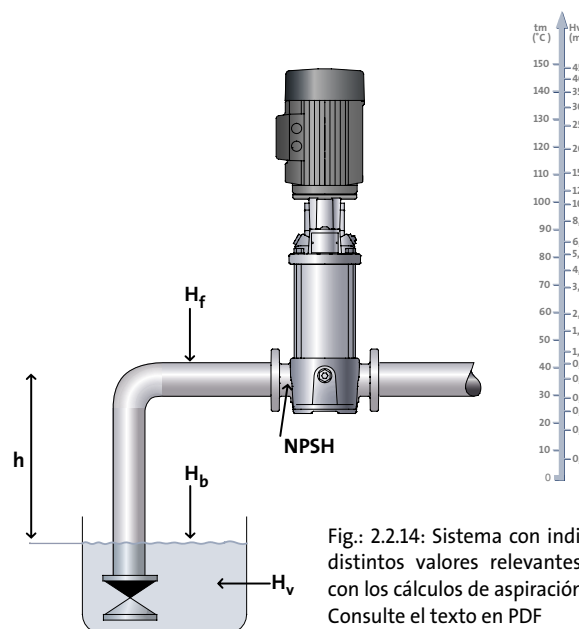
H_s – Factor de seguridad. H_s depende de la situación y normalmente varía entre 0,5 m y 1 m, y para líquidos que contienen gas, hasta 2 m. Consulte la figura 2.2.15.

2.2.2 Términos eléctricos

Para examinar el rendimiento de una bomba, es preciso conocer diversos valores. En este apartado presentaremos los términos eléctricos más importantes: consumo, tensión, intensidad y factor de potencia.

Altura sobre el nivel del mar (m)	Presión barométrica p_b (bar)	Columna de agua H_b (m)	Punto de ebullición del agua ($^{\circ}\text{C}$)
0	1,013	10,33	100
500	0,935	9,73	99
1000	0,899	9,16	96
2000	0,795	8,10	93

Fig.: 2.2.13: Presión barométrica por encima del nivel del mar
Consulte el texto en PDF





Consumo (P)

Las bombas constan de varios componentes. Consulte la figura 2.2.16. El consumo de los distintos componentes se designa de la siguiente manera:

- P₁** Es la potencia absorbida de la red eléctrica o, dicho de otro modo, la cantidad de energía que debe pagar el consumidor
- P₂** Es la potencia de entrada a la bomba o la potencia de salida del motor. A menudo se denomina potencia en el eje
- P_H** Potencia hidráulica – es la potencia que la bomba transfiere al líquido en forma de caudal y altura

Para los tipos de bomba más comunes, el término consumo de potencia normalmente se refiere a P2. La potencia se mide en W, kW.

Efficiency (η)

El rendimiento en relación con las bombas normalmente sólo cubre el rendimiento de la sección hP de la bomba. El rendimiento de una bomba viene determinado por varios factores, por ejemplo la forma de la carcasa de la bomba, el diseño del impulsor y el difusor, y la rugosidad de la superficie. Para una bomba típica que consta de la bomba en sí y el motor eléctrico, el rendimiento total hT también incluye el rendimiento del motor:

$$\eta_P = \frac{P_H}{P_2} \quad \eta_M = \frac{P_2}{P_1} \quad \eta_T = \eta_P \cdot \eta_M$$

Si también se incluye un convertidor de frecuencia, el rendimiento del conjunto también debe tener en cuenta el rendimiento del convertidor de frecuencia:

$$\eta_T = \eta_P \cdot \eta_M \cdot \eta_{FC}$$

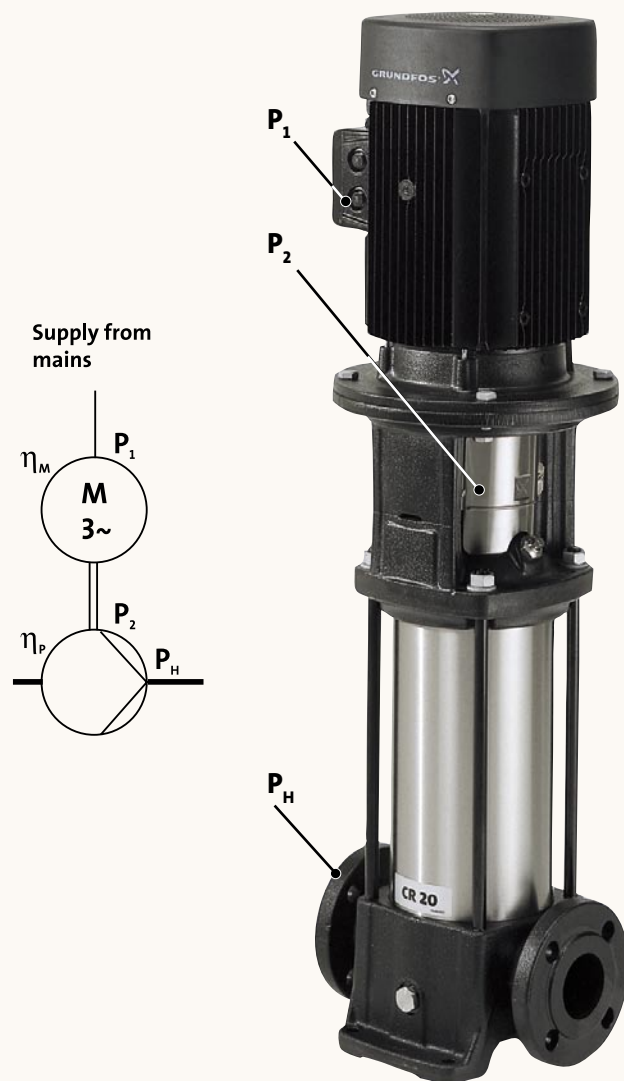


Fig. 2.2.16: Bomba con indicación de distintos niveles de consumo
Consulte el texto en PDF

Apartado 2.2

Rendimiento de las bombas

Tensión (U)

Del mismo modo que la presión conduce al caudal a través de un sistema hidráulico, la tensión conduce a la intensidad (I) a través del circuito eléctrico. La tensión se mide en voltios (V) y la corriente puede ser continua, CC (p. ej., la de una pila de 1,5 V) o alterna, CA (p. ej., el suministro eléctrico para viviendas). Normalmente, las bombas se alimentan con corriente alterna (CA).

El esquema del suministro de CA difiere de un país a otro. No obstante, el esquema más común es el de cuatro hilos, con tres fases (L1, L2, L3) y un neutro (N). Además, junto a estos cuatro hilos, también se añade al sistema una conexión de tierra de protección (PE). Consulte la figura 2.2.17.

Para un suministro eléctrico de 3x400 V/230 V, la tensión entre dos fases cualquiera (L1, L2, L3) es de 400 V. La tensión entre una de las fases y el neutro (N) es de 230V. La relación entre la tensión entre fases y la tensión fase-neutro viene determinada por la fórmula de la derecha:

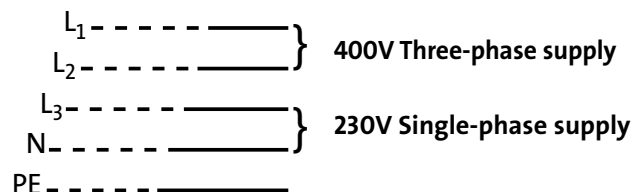


Fig. 2.2.17: Suministro eléctrico, p. ej., 3 x 400 V
Consulte el texto en PDF

Para un suministro eléctrico de 3x400 V/230 V, la tensión entre dos fases cualquiera (L1, L2, L3) es de 400 V.

La tensión entre una de las fases y el neutro (N) es de 230V. La relación entre la tensión entre fases y la tensión de una fase-neutro es:

$$U_{\text{Phase-Phase}} = \sqrt{3} \cdot U_{\text{Phase-Neutral}}$$

Current (I)

La intensidad es el flujo de electricidad y se mide en amperios (A). La cantidad de intensidad que circula en un circuito eléctrico depende de la tensión suministrada y de la resistencia/impedancia del circuito eléctrico.

Potencia (P) y factor de potencia (cosφ o PF)

En el caso de las bombas, el consumo tiene una gran importancia. Para las bombas con motores de CA estándar, la potencia de entrada se calcula midiendo la tensión y la intensidad de entrada y leyendo el valor del $\cos\phi$ en la placa de características del motor o la bomba. El $\cos\phi$ es el ángulo de fase entre la tensión y la intensidad. El $\cos\phi$ también se denomina factor de potencia (PF). El consumo P_1 se puede calcular con las fórmulas que se muestran a la derecha dependiendo de si el motor es monofásico o trifásico.

Motor monofásico de CA, p. ej., 1 x 230 V

$$P_1 = U \cdot I \cdot \cos\phi$$

Motor trifásico de CA, p. ej., 3 x 400 V

$$P_1 = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\phi$$



2.2.3 Propiedades de los líquidos

Cuando realice los cálculos del sistema, para poder efectuar correctamente los cálculos tendrá que conocer tres propiedades relativas al líquido: temperatura, densidad y capacidad térmica del líquido.

Liquid temperature (t,T)

La temperatura del líquido se mide en °C (Celsius), K (Kelvin), o °F (Fahrenheit). Los grados °C y °K son en realidad la misma unidad, pero 0 °C es el punto de congelación del agua y 0K es el cero absoluto, esto es, -273,15 °C, la menor temperatura posible. La relación entre grados Fahrenheit y Celsius es: $^{\circ}\text{F} = ^{\circ}\text{C} \cdot 1,8 + 32$. Por lo tanto, el punto de congelación del agua es 0 °C y 32 °F, y su punto de ebullición es 100 °C y 212 °F.

Liquid density (ρ)

La densidad se mide en kg/m^3 o kg/dm^3 .

Liquid heat capacity (C_p)

La capacidad térmica nos indica cuánta energía adicional puede contener un líquido cuando se calienta por unidad de masa. La capacidad térmica de un líquido depende de la temperatura. Consulte la figura 2.2.18. Este concepto se utiliza en sistemas para transportar energía, p. ej., calefacción, aire acondicionado y refrigeración. Las mezclas de líquidos (p. ej., glicol y agua para sistemas de aire acondicionado) tienen una menor capacidad térmica que el agua pura y, por tanto, requieren un mayor caudal para transportar la misma cantidad de energía.

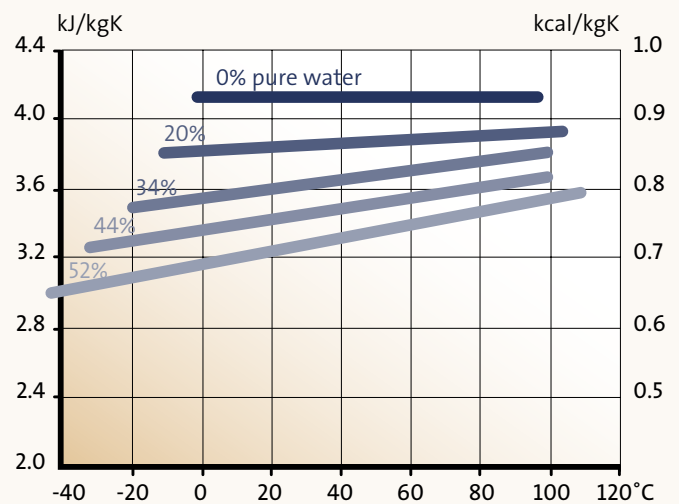


Fig. 2.2.18: Capacidad térmica frente a temperatura para el etilenglicol
Consulte el texto en PDF

Apartado 3.1: Características del sistema

3.2.1 Resistencias simples

3.2.2 Sistemas cerrados y abiertos

Apartado 3.2: Bombas conectadas en serie y en paralelo

3.2.1 Bombas conectadas en paralelo

3.2.2 Bombas conectadas en serie



Apartado 3.1

Características del sistema

Anteriormente, en el apartado 1.1.2 se trató de las características básicas de las curvas de rendimiento de las bombas. En este capítulo se examinará la curva de rendimiento de la bomba bajo distintas condiciones de funcionamiento, además de una característica típica de un sistema. Por último, nos concentraremos en la interacción entre una bomba y un sistema.

La característica del sistema describe la relación entre el caudal Q y la altura H del sistema. La característica del sistema depende de cada tipo de sistema. Distinguiamos entre dos tipos: Sistemas cerrados y abiertos.

- **Sistemas cerrados**

son sistemas circulantes, como sistemas de calefacción o de aire acondicionado, en los que la bomba tiene que vencer las pérdidas por fricción en las tuberías, acoplamientos, válvulas, etc. del sistema.

- **Sistemas abiertos**

son sistemas de transporte de líquidos, como los sistemas de abastecimiento de agua. En estos sistemas, la bomba tiene que ocuparse de la altura estática además de vencer las pérdidas por fricción en las tuberías y en los componentes.

Cuando se dibuja la característica del sistema en el mismo sistema de coordenadas que la curva de la bomba, el punto de servicio de la bomba se puede determinar como el punto de intersección de las dos curvas. Consulte la figura.3.1.1.

Los sistemas abiertos y cerrados tienen resistencias (válvulas, tuberías, intercambiador de calor, etc.) conectadas en serie o en paralelo, que afectan en conjunto a la característica del sistema. Por consiguiente, para poder seguir con esta explicación acerca de los sistemas abiertos y cerrados, antes describiremos brevemente cómo afectan estas resistencias a la característica del sistema.

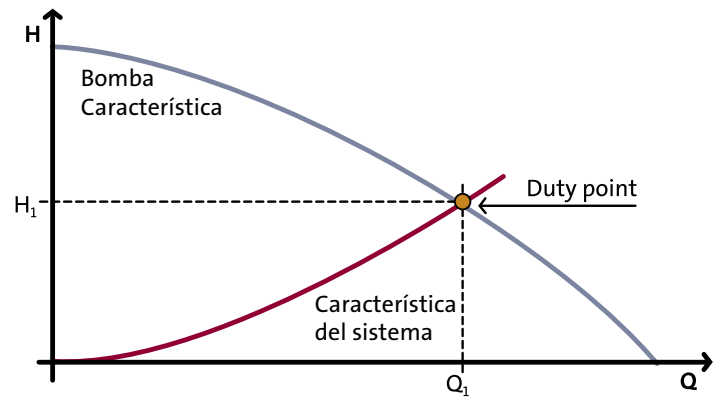


Fig. 3.1.1: El punto de intersección entre la curva de la bomba y la característica del sistema es el punto de servicio de la bomba
Consulte el texto en PDF



3.1.1 Resistencias simples

Cada uno de los componentes que forman un sistema constituyen una resistencia en contra del caudal de líquido, lo que conduce a una pérdida de altura entre cada uno de los componentes del sistema. Para calcular la pérdida de altura ΔH se utiliza la siguiente fórmula:

$$\Delta H = k \cdot Q^2$$

k es una constante, que depende del componente en cuestión y Q es el caudal a través del componente. Como se deduce de la fórmula, la pérdida de altura es proporcional al caudal al cuadrado. Por lo tanto, si se consigue reducir el caudal de un sistema, se producirá una reducción sustancial en la pérdida de presión.

Resistencias conectadas en serie

La pérdida total de altura en un sistema que consta de varios componentes conectados en serie es la suma de pérdidas de altura que representa cada componente. La figura 3.1.2 muestra un sistema que consta de una válvula y un intercambiador de calor. Si no consideramos la pérdida de altura en la tubería que conecta los dos componentes, la pérdida total de altura ΔH_{tot} se calcula sumando las dos pérdidas de altura:

$$\Delta H_{tot} = \Delta H_1 + \Delta H_2$$

Además, la figura 3.1.2 muestra el aspecto de la curva resultante y el punto de servicio en el caso de un sistema cerrado con solamente estos dos componentes. Como muestra la figura, la característica resultante se calcula sumando las pérdidas de altura ΔH individuales para un caudal Q dado. Análogamente, la figura muestra que a mayor resistencia en el sistema, la curva resultante será más pronunciada.

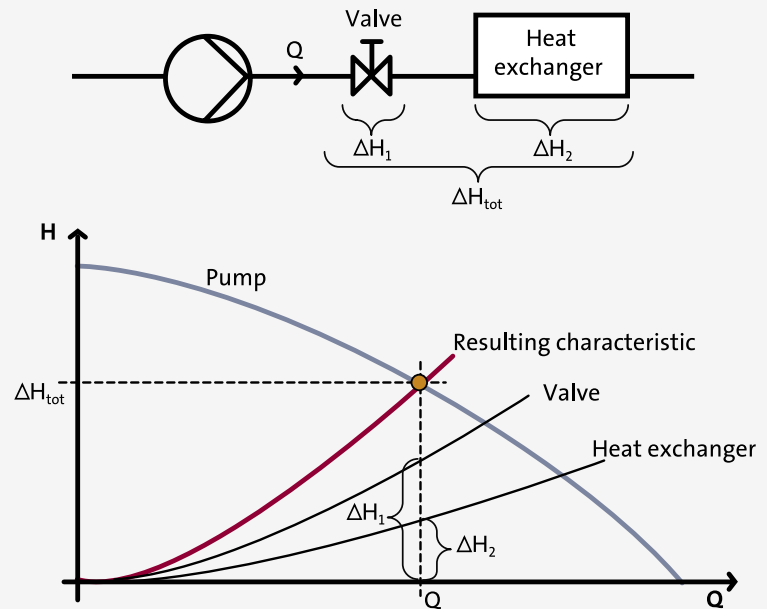


Fig. 3.1.2: La pérdida de altura para los dos componentes conectados en serie es la suma de las dos pérdidas de altura individuales
Consulte el texto en PDF

Apartado 3.1

Características del sistema

Resistencias conectadas en paralelo

Al contrario de lo que sucede al conectar componentes en serie, al conectar componentes en paralelo se obtiene una característica del sistema más plana. El motivo es que los componentes instalados en paralelo reducen la resistencia total del sistema y, en consecuencia, la pérdida de altura. La presión diferencial entre los componentes conectados en paralelo es siempre la misma. La característica del sistema resultante se define sumando el caudal individual de todos los componentes para una ΔH específica. La figura 3.1.3 muestra un sistema con una válvula y un intercambiador de calor conectados en paralelo.

El caudal resultante se puede calcular utilizando la siguiente fórmula para una pérdida de altura equivalente a ΔH

$$Q_{\text{tot}} = Q_1 + Q_2$$

3.1.2 Sistemas cerrados y abiertos

Como se ha mencionado previamente, los sistemas de bombeo se dividen en dos tipos de sistemas básicos: sistemas cerrados y abiertos. En este apartado examinaremos las características básicas de estos sistemas.

Sistemas cerrados

Normalmente, los esquemas cerrados son sistemas que transportan energía calorífica en sistemas de calefacción, aire acondicionado, sistemas de refrigeración, etc. Una característica común de estos tipos de sistemas cerrados es que el líquido circula y es el portador de energía calorífica. La energía calorífica es lo que en realidad pretende transportar el sistema.

Los sistemas cerrados se caracterizan como sistemas con bombas que solamente tienen que vencer la suma de pérdidas por fricción que generan todos los componentes. La figura 3.1.4 muestra un croquis esquemático de un sistema cerrado en el que una bomba debe hacer circular agua desde un calentador a través de una válvula de control hasta un intercambiador de calor.

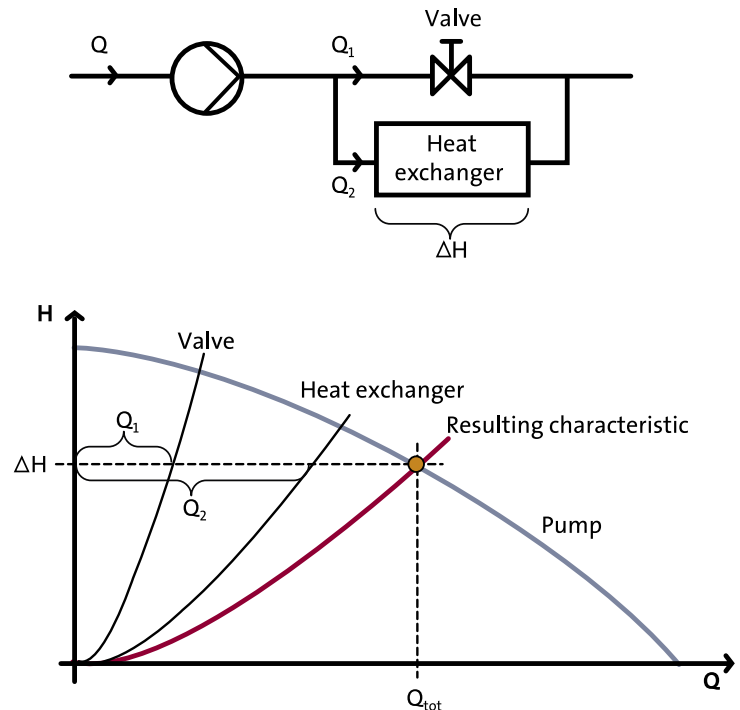


Fig. 3.1.3: Los componentes conectados en paralelo reducen la resistencia del sistema y dan como resultado una característica del sistema más plana

Consulte el texto en PDF

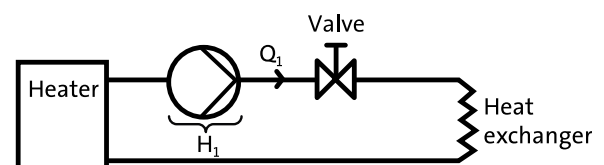


Fig. 3.1.4: Croquis esquemático de un sistema cerrado

Consulte el texto en PDF



El conjunto de todos estos componentes, junto con las tuberías y acoples, da como resultado una característica del sistema como la que se muestra en la figura 3.1.5. La presión requerida en un sistema cerrado (que describe la curva del sistema) es una parábola cuyo origen es el punto $(Q,H) = (0,0)$ y se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$H = k \cdot Q^2$$

Tal como indican la fórmula y la curva, la pérdida de presión se aproxima a cero cuando el caudal se reduce.

Sistemas abiertos

Los sistemas abiertos son sistemas en los que la bomba se utiliza para transportar líquidos desde un punto a otro, p. ej., sistemas de abastecimiento de agua, sistemas de riego o sistemas de tratamientos industriales. En estos sistemas, la bomba debe encargarse tanto de la altura geodésica del líquido como de vencer las pérdidas por fricción en las tuberías y los componentes del sistema.

Podemos distinguir entre dos tipos de sistemas abiertos:

- Sistemas abiertos en los que la elevación geodésica total requerida es positiva.
- Sistemas abiertos en los que la elevación geodésica total requerida es negativa.

Sistema abierto con altura geodésica positiva

Figure La figura 3.1.6 muestra un sistema abierto típico con elevación geodésica positiva. Una bomba tiene que transportar agua desde un depósito de separación a nivel del suelo hasta un depósito de tejado situado en la parte superior de un edificio. En primer lugar, la bomba debe proporcionar una altura superior a la altura geodésica del agua (h). En segundo lugar, la bomba debe proporcionar la altura suficiente para vencer las pérdidas de fricción totales entre los dos depósitos ocasionadas por tuberías, empalmes, válvulas, etc. (H_f). La pérdida de presión depende de la cantidad de caudal. Consulte la figura 3.1.7.

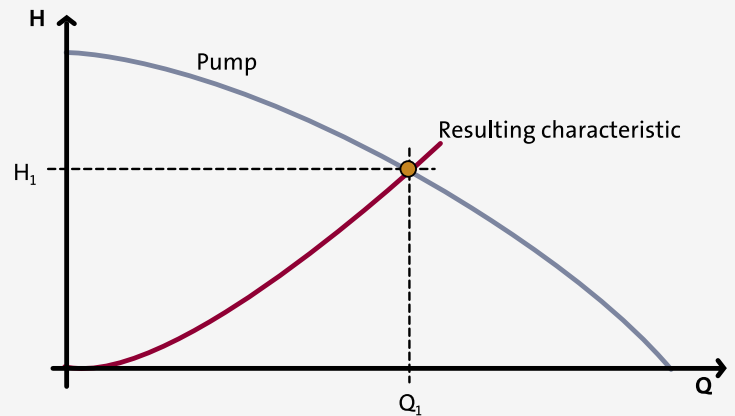


Fig. 3.1.5: La característica del sistema para un sistema cerrado es una parábola cuyo origen es el punto $(0,0)$
Consulte el texto en PDF

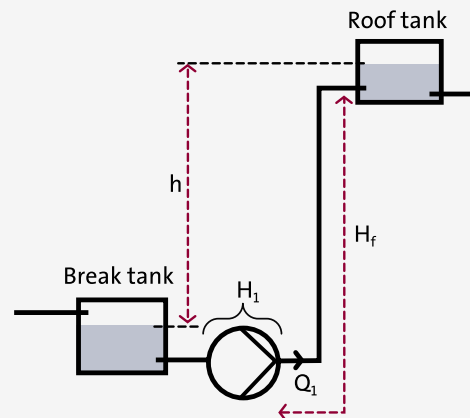


Fig. 3.1.6: Sistema abierto con elevación geodésica positiva
Consulte el texto en PDF

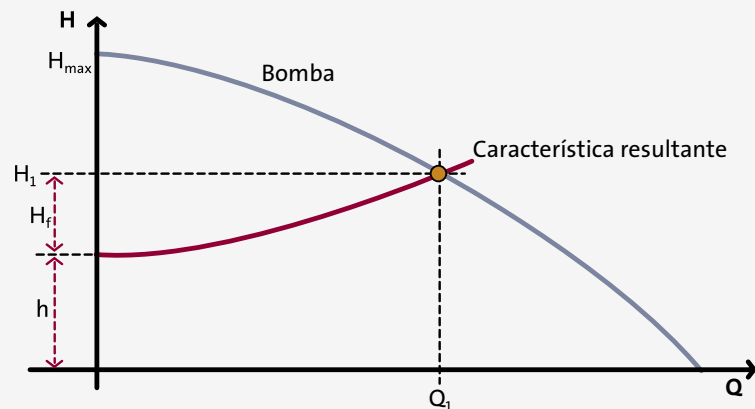


Fig. 3.1.7: Característica del sistema junto con la curva de rendimiento de la bomba para el sistema abierto de la figura 3.1.6
Consulte el texto en PDF

Apartado 3.1

Características del sistema

La figura muestra que en un sistema abierto no fluye agua si la altura máxima (H_{max}) de la bomba es inferior a la altura geodésica (h). Solamente cuando $H > h$, el agua empezará a fluir desde el depósito de separación al depósito de tejado. La curva del sistema también muestra que cuanto menor es el caudal, menores son las pérdidas de fricción (H_f) y, en consecuencia, menor es el consumo de la bomba.

Por lo tanto, el caudal (Q_1) y el tamaño de la bomba tienen que estar adaptados a las necesidades de cada sistema. En realidad, este es un principio de diseño para todos los sistemas de transporte de líquidos: un mayor caudal conduce a una mayor pérdida de presión, mientras que un menor caudal conduce a una menor pérdida de presión y, en consecuencia, a un menor consumo de energía.

Sistema abierto con elevación geodésica negativa

Un ejemplo típico de un sistema abierto con altura requerida negativa es un sistema de aumento de presión, p. ej., en un sistema de conducción de agua. La altura geodésica (h) desde el depósito lleva el agua hasta el consumidor: el agua fluye aunque la bomba no esté en funcionamiento. La diferencia de altitud entre el nivel del líquido en el depósito y la altitud de la toma de salida del agua (h) da como resultado un caudal equivalente a Q_0 . Sin embargo, la altura es insuficiente para garantizar el caudal necesario (Q_1) para el consumidor. Por lo tanto la bomba debe aumentar la altura hasta el nivel (H_1) con el fin de compensar las pérdidas por fricción (H_f) del sistema. Este sistema se muestra en la figura 3.1.8. La característica del sistema, junto con la curva de rendimiento de la bomba, se muestran en la figura 3.1.9.

La característica del sistema resultante es una curva parabólica cuyo origen es el punto $(0, -h)$ del eje H .

El caudal del sistema depende del nivel del líquido en el depósito. Si se reduce el nivel del agua en el depósito, se reduce la altura (h). Esto da como resultado una característica del sistema distinta y menor caudal en el sistema. Consulte la figura 3.1.9.

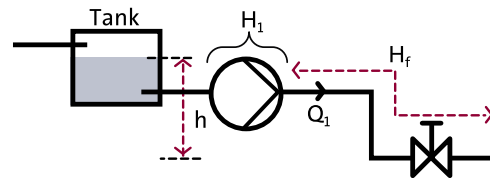


Fig. 3.1.8: Sistema abierto con elevación geodésica negativa
Consulte el texto en PDF

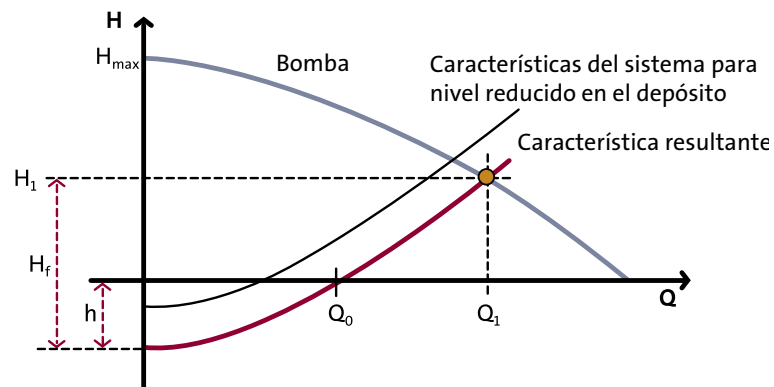


Fig. 3.1.9: Característica del sistema junto con la curva de rendimiento de la bomba para el sistema abierto de la figura 3.1.8
Consulte el texto en PDF

Apartado 3.2

Bombas conectadas en serie y en paralelo



Para aumentar el rendimiento total de las bombas de un sistema, a menudo se conectan en serie o en paralelo. En este apartado nos centraremos en estas dos maneras de conectar bombas.

3.2.1 Bombas conectadas en paralelo

Las bombas conectadas en paralelo se utilizan frecuentemente cuando

- el caudal requerido es superior al que puede suministrar una bomba simple
- el sistema tiene requisitos de caudal variable, y estos requisitos se consiguen encendiendo y apagando las bombas conectadas en paralelo.

Normalmente, las bombas conectadas en paralelo son del mismo tamaño y tipo. Sin embargo, las bombas pueden ser de distinto tamaño, o una o varias bombas pueden ser de velocidad controlada y por tanto tener distintas curvas de rendimiento.

Para evitar la circulación derivada por las bombas que no están funcionando, en serie con cada una de las bombas se conecta una válvula de retención. La curva de rendimiento para un sistema que consta de varias bombas en paralelo se determina sumando el caudal que suministran las bombas para una altura específica.

La figura 3.2.1 muestra un sistema con dos bombas idénticas conectadas en paralelo. La curva de rendimiento total del sistema se determina sumando Q_1 y Q_2 para cada valor de altura, que es el mismo para ambas bombas,

$$H_1 = H_2.$$

Debido a que las bombas son idénticas, la curva de la bomba resultante tiene la misma altura máxima H_{\max} pero el caudal máximo Q_{\max} es el doble. Para cada valor de altura, el caudal es el doble que para una bomba simple en funcionamiento:

$$Q = Q_1 + Q_2 = 2 Q_1 = 2 Q_2$$

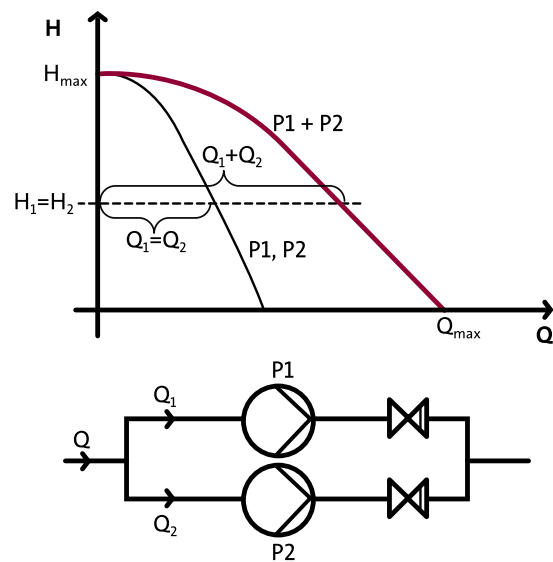


Fig. 3.2.1: Dos bombas conectadas en paralelo con curvas de rendimiento similares

Apartado 3.2

Bombas conectadas en serie y en paralelo

La figura 3.2.2 muestra dos bombas de distintos tamaños conectadas en paralelo. Al sumar Q_1 y Q_2 para una altura dada $H_1=H_2$ se define la curva de rendimiento resultante. El área sombreada de la figura 3.2.2 muestra que P1 es la única bomba suministradora en ese área específica, ya que tiene una altura máxima mayor que P2.

Bombas de velocidad controlada conectadas en paralelo

La combinación de bombas conectadas en paralelo y bombas de velocidad controlada es un modo muy práctico de lograr un rendimiento eficiente de las bombas cuando varía la demanda de caudal. Este método es usual en sistemas de abastecimiento de agua y en sistemas de aumento de presión. Más adelante en el capítulo 4 se tratará en detalle el tema de las bombas de velocidad controlada.

Un sistema de bombeo que consta de dos bombas de velocidad controlada con la misma curva de rendimiento cubre una amplia gama de rendimientos. Consulte la figura 3.2.3.

Una bomba simple puede cubrir el rendimiento requerido de la bomba hasta Q_1 . Por encima de Q_1 es preciso que funcionen ambas bombas para satisfacer el rendimiento necesario. Si ambas bombas funcionan a la misma velocidad, las curvas de la bomba resultante tendrán el aspecto de las curvas naranja de la figura 3.2.3.

Tenga en cuenta que el punto de servicio que se indica en Q_1 se obtiene con una bomba funcionando a toda velocidad. No obstante, también se puede conseguir el punto de servicio cuando las dos bombas funcionan a velocidad reducida. Esta situación se muestra en la figura 3.2.4 (curvas naranja). En esa figura también se comparan las dos situaciones en cuanto al rendimiento. El punto de servicio para una bomba simple funcionando a máxima velocidad da como resultado un mal rendimiento de la bomba, principalmente porque el punto de servicio se encuentra distante en la curva de la bomba. El rendimiento total es mucho mayor cuando las dos bombas funcionan a velocidad reducida, aunque el rendimiento máximo de las bombas disminuye ligeramente a velocidad reducida.

Aún cuando una bomba simple es capaz de mantener el caudal y la altura requeridos, en ocasiones es necesario usar ambas bombas a la vez debido a la eficiencia y, por tanto, al consumo de energía. La utilización de una o las dos bombas depende de las características reales del sistema y del tipo de bomba en cuestión.

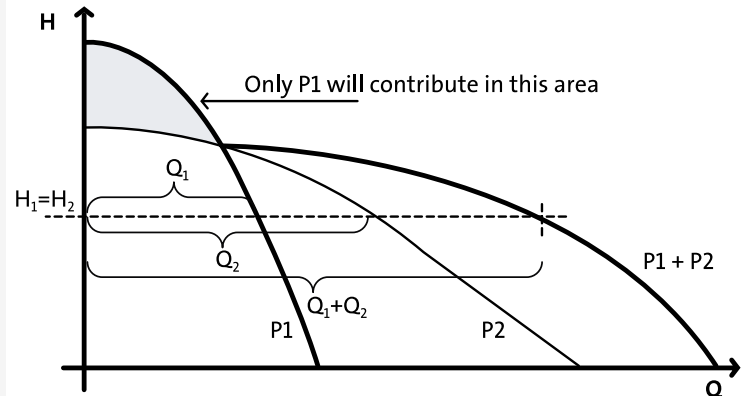


Fig. 3.2.2: Dos bombas conectadas en paralelo con curvas de rendimiento distintas
Consulte el texto en PDF

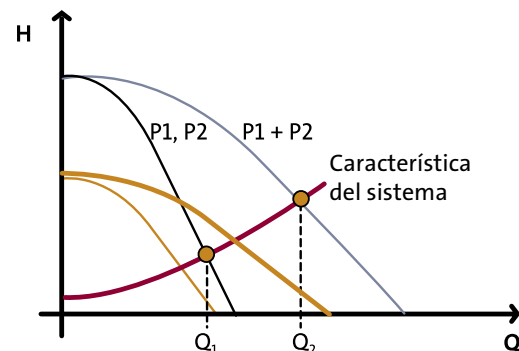


Fig. 3.2.3: Dos bombas de velocidad controlada conectadas en paralelo (mismo tamaño).
La curva naranja muestra el rendimiento a velocidad reducida
Consulte el texto en PDF

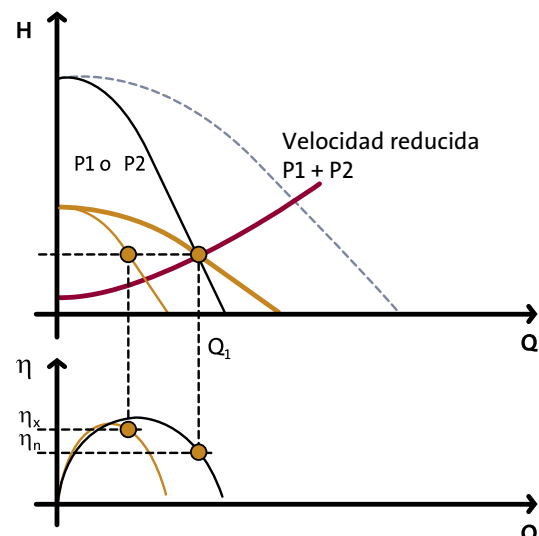


Fig. 3.2.4: Una bomba a máxima velocidad comparada con dos bombas a velocidad reducida. En este caso, las dos bombas tienen el rendimiento total más alto
Consulte el texto en PDF



3.2.2. Bombas conectadas en serie

Normalmente, se utilizan bombas conectadas en serie en sistemas en los que se requiere alta presión. Éste es también el caso para bombas multicelulares, que se basan en el principio en serie, es decir, una célula es igual a una bomba. La figura 3.2.5 muestra la curva de rendimiento de dos bombas idénticas conectadas en serie. La curva de rendimiento resultante se construye marcando la altura doble para cada valor de caudal en el sistema de coordenadas. Esto da como resultado una curva con altura máxima doble ($2 \cdot H_{\max}$) y el mismo caudal máximo (Q_{\max}) que cada una de las bombas simples.

La figura 3.2.6 muestra dos bombas de distintos tamaños conectadas en serie. La curva de rendimiento resultante se calcula sumando H_1 y H_2 para un caudal común dado $Q_1=Q_2$.

El área sombreada de la figura 3.2.6 muestra que P2 es la única bomba suministradora en ese área específica, ya que tiene un caudal máximo mayor que P1.

Como se ha explicado en el apartado 3.2.1, las bombas dispares pueden ser combinaciones de bombas de distintos tamaños o de una o varias bombas de velocidad controlada. La combinación de una bomba de velocidad fija y una bomba de velocidad controlada conectadas en serie se utiliza a menudo en sistemas en los que se requiere una presión alta y constante. La bomba de velocidad fija suministra el líquido a la bomba de velocidad controlada, cuya salida se controla con un transmisor de presión PT. Consulte la figura 3.2.7.

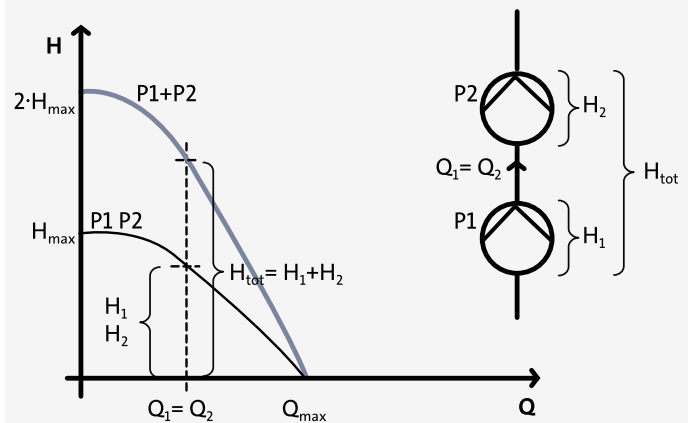


Fig. 3.2.5: Dos bombas del mismo tamaño conectadas en serie
Consulte el texto en PDF

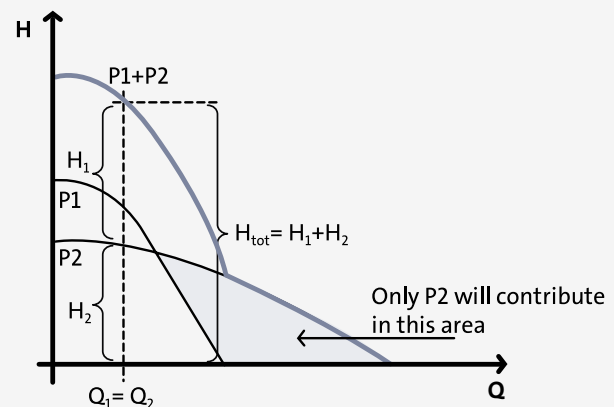


Fig. 3.2.6: Dos bombas de distinto tamaño conectadas en serie
Consulte el texto en PDF

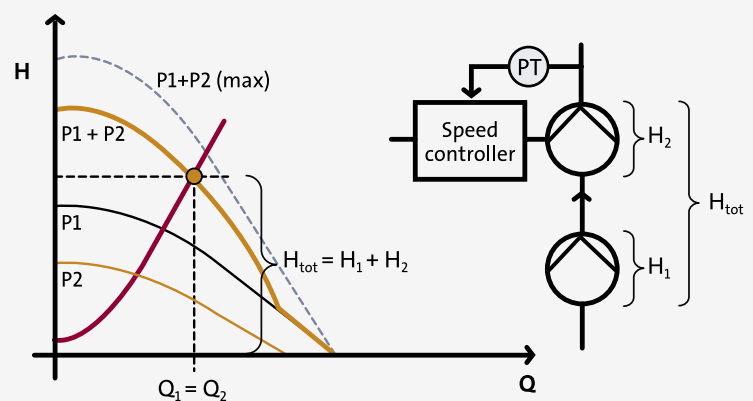


Fig. 3.2.7: Bomba de velocidad controlada y bomba de velocidad fija del mismo tamaño conectadas en serie. Un transmisor de presión PT junto con un sistema de control de velocidad se encargan de garantizar que la presión sea constante a la salida de P2.
Consulte el texto en PDF



Apartado 4.1: Ajuste del rendimiento de las bombas

- 4.1.1 Control por estrangulamiento
- 4.1.2 Control de derivación
- 4.1.3 Cambio del diámetro del impulsor
- 4.1.4 Control de velocidad
- 4.1.5 Comparación de los métodos de ajuste
- 4.1.6 Rendimiento global del sistema de bombeo
- 4.1.7 Ejemplo: Consumo relativo cuando el caudal se reduce un 20%

Apartado 4.2: Sistemas con bombas de velocidad controlada

- 4.2.1 Control de presión constante
- 4.2.2 Control de temperatura constante
- 4.2.3 Presión diferencial constante en un sistema circulante
- 4.2.4 Control de presión diferencial compensada por caudal

Apartado 4.3: Ventajas del control de la velocidad

Apartado 4.4: Ventajas de las bombas con convertidor de frecuencia integrado

- 4.4.1 Curvas de rendimiento de las bombas de velocidad controlada
- 4.4.2 Bombas de velocidad controlada en diferentes sistemas

Apartado 4.5: Convertidores de frecuencia

- 4.5.1 Características y funciones básicas
- 4.5.2 Componentes del convertidor de frecuencia
- 4.5.3 Condiciones especiales relativas a los convertidores de frecuencia

Apartado 4.1

Ajuste del rendimiento de las bombas

Al seleccionar una bomba para una aplicación concreta es importante elegir una en la que el punto de servicio esté en el área de alto rendimiento de la bomba. En caso contrario, el consumo de la bomba será innecesariamente alto. Consulte la figura 4.1.1.

Sin embargo, en ocasiones no se puede seleccionar una bomba que se adapte al punto de servicio óptimo porque los requisitos o la curva del sistema cambian con el tiempo.

Por consiguiente, podría ser necesario ajustar el rendimiento de la bomba para que cumpla con los nuevos requisitos.

Los métodos más comunes de modificar el rendimiento de la bomba son:

- Control por estrangulamiento
- Control de derivación
- Cambio del diámetro del impulsor
- Control de la velocidad

La selección de un método de ajuste del rendimiento de la bomba se basa en una evaluación de la inversión inicial junto con los costes de funcionamiento de la bomba. Todos estos métodos se pueden implantar continuamente durante el funcionamiento, excepto el método de cambiar el diámetro del impulsor. A menudo se seleccionan bombas sobredimensionadas para el sistema y, por tanto, es necesario limitar el rendimiento: en primer lugar, el caudal y, en algunas aplicaciones, la altura máxima de elevación.

En las páginas siguientes se describen cuatro métodos de ajuste.

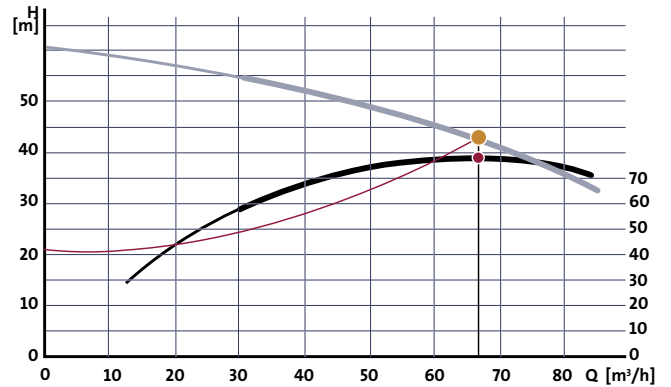


Fig.: 4.1.1: Cuando se selecciona una bomba, debe elegirse una cuyo punto de servicio esté dentro del área de alto rendimiento. Consulte el texto en PDF



4.1.1 Control por estrangulamiento

Para poder ajustar el punto de servicio, en serie con la bomba se instala una válvula de mariposa. El estrangulamiento da como resultado una reducción del caudal. Consulte la figura 4.1.2. La válvula de mariposa añade resistencia al sistema y eleva la curva del sistema a una posición superior. Sin la válvula de mariposa, el caudal es Q_2 . Con esa válvula conectada en serie con la bomba, el caudal se reduce a Q_1 .

La válvula de mariposa se puede utilizar para limitar el caudal máximo. Al instalarla, se limita el caudal máximo posible en el sistema. En el ejemplo, el caudal nunca será superior a Q_3 , aunque la curva del sistema sea completamente plana (significa que el sistema no tiene ninguna resistencia). Al ajustar el rendimiento de la bomba con el método de estrangulamiento, la bomba producirá una altura de elevación superior a la necesaria para ese sistema en particular.

$$H_p = H_s + H_v$$

Si la bomba y la válvula de mariposa se reemplazan por una bomba más pequeña, la bomba podrá aportar el caudal requerido Q_1 , pero con una menor altura de elevación de la bomba y, en consecuencia, con un menor consumo. Consulte la figura 4.1.2.

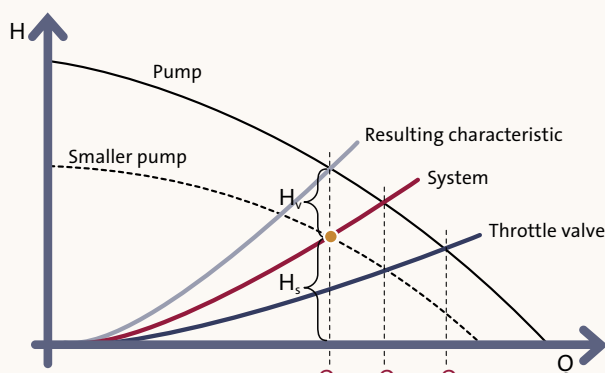
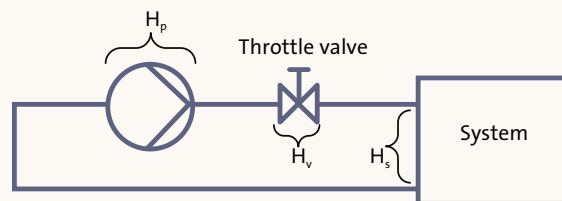


Fig.: 4.1.2: La válvula de mariposa aumenta la resistencia en el sistema y, en consecuencia, reduce el caudal. Consulte el texto en PDF

4.1.2 Control de derivación

En vez de conectar una válvula en serie con la bomba, se puede utilizar una válvula de derivación a lo largo de la bomba para ajustar el rendimiento de la bomba. Consulte la figura 4.1.3.

Comparada con la válvula de mariposa, la instalación de una válvula de derivación dará como resultado un cierto caudal mínimo Q_{BP} en la bomba, independientemente de las características del sistema. El caudal Q_p es la suma del caudal en el sistema Q_s y el caudal en la válvula de derivación Q_{BP} .

$$Q_p = Q_s + Q_{BP}$$

La válvula de derivación introducirá un límite máximo de altura aportada al sistema, H_{max} , Consulte la figura 4.1.3. Incluso si el caudal requerido en el sistema es cero, la bomba nunca funcionará contra una válvula cerrada. Como ocurriría en el caso de la válvula de mariposa, el caudal requerido Q_s se puede obtener con una bomba más pequeña y sin válvula de derivación; el resultado es un caudal inferior y, en consecuencia, un menor consumo de energía.

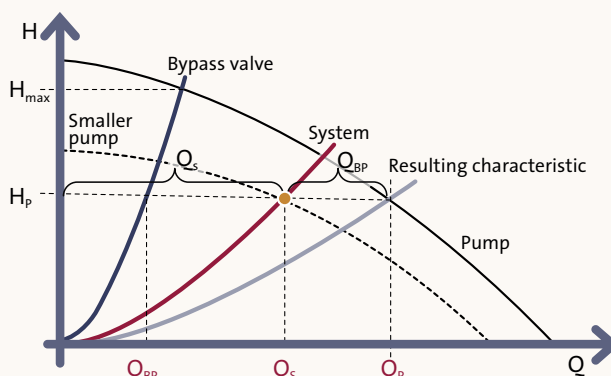
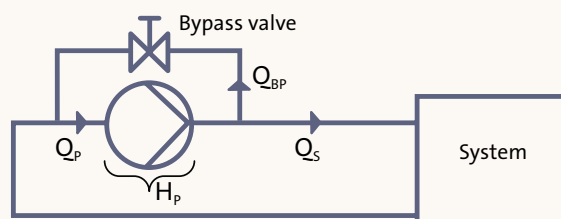


Fig.: 4.1.3: La válvula de derivación desvía parte del caudal de la bomba y, en consecuencia, reduce el caudal del sistema. Consulte el texto en PDF

Apartado 4.1

Ajuste del rendimiento de las bombas

4.1.3 Cambio del diámetro del impulsor

Otro método para ajustar el rendimiento de una bomba centrífuga es modificar el diámetro del impulsor de la bomba, que implica reducir el diámetro y, en consecuencia, reducir el rendimiento de la bomba.

Obviamente, no se puede reducir el diámetro del impulsor mientras la bomba esté funcionando. Comparado con los métodos de estrangulamiento y derivación, que se pueden llevar a cabo durante el funcionamiento, modificar el diámetro del impulsor debe hacerse de antemano antes de instalar la bomba o mientras se realizan tareas de mantenimiento. Las siguientes fórmulas muestran la relación entre el diámetro del impulsor y el rendimiento de la bomba:

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2; \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^2; \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{D_n}{D_x}\right)^4; \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1$$

Tenga en cuenta que estas fórmulas son aplicables a una bomba ideal. En la práctica, el rendimiento de la bomba disminuye al reducir el diámetro del impulsor. Para cambios poco importantes del diámetro del impulsor $D_x > 0.8 \cdot D_n$, el rendimiento solamente se reduce unos pocos puntos en porcentaje. El grado de reducción del rendimiento depende del tipo de la bomba y del punto de servicio (compruebe los detalles en curvas de bombas específicas).

Como se deduce de las fórmulas, el caudal y la altura cambian en la misma proporción, es decir, en proporción al cambio del diámetro del impulsor elevado al cuadrado. También se deduce de las fórmulas que los puntos de servicio están situados en una línea recta que empieza en (0,0). La variación del consumo es proporcional al cambio del diámetro elevado a la cuarta potencia.

4.1.4 Control de velocidad

El último método de controlar el rendimiento de la bomba que describiremos en este apartado es el método de control de velocidad variable. El control de la velocidad por medio de un convertidor de frecuencia es sin duda el modo más eficaz de ajustar el rendimiento de una bomba cuando se requiere caudal variable.

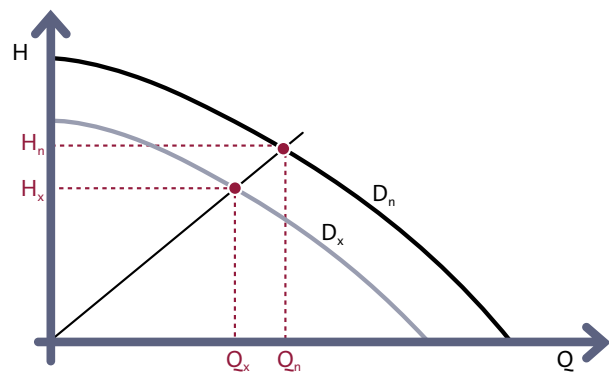
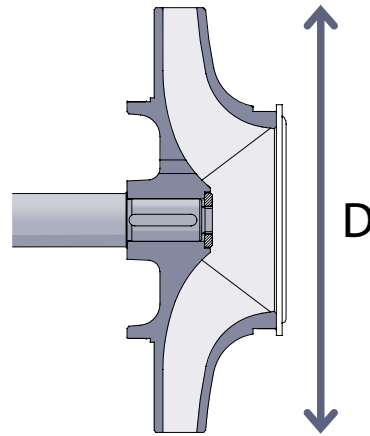


Fig. 4.1.4: Cambio del rendimiento de la bomba al reducir el diámetro del impulsor
Consulte el texto en PDF

Las siguientes ecuaciones se aplican con gran aproximación para saber cómo afecta el cambio de velocidad de las bombas centrífugas al rendimiento de la bomba:

$$\frac{Q_n}{Q_x} = \frac{n_n}{n_x}; \quad \frac{H_n}{H_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^2; \quad \frac{P_n}{P_x} = \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^3; \quad \frac{\eta_n}{\eta_x} = 1$$

Las leyes de afinidad se aplican en condiciones en las que la característica del sistema permanece sin cambios para n_n y n_x y forma una parábola que pasa por (0,0). Consulte el apartado 3.1.1. Además, la ecuación de potencia implica que el rendimiento de la bomba es el mismo a las dos velocidades.

Las fórmulas de la figura 4.1.5 muestran que el caudal (Q) de la bomba es proporcional a la velocidad de la bomba (n). La altura (H) es proporcional a la segunda potencia de la velocidad (n) mientras que la potencia (P) es proporcional a la tercera potencia de la velocidad. En la práctica, la reducción de la velocidad da como resultado una ligera disminución del rendimiento. El rendimiento a velocidad reducida (n_x) se puede estimar utilizando la siguiente fórmula, que es válida para disminuciones de velocidad de hasta el 50% de la velocidad máxima:

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta_n) \cdot \left(\frac{n_n}{n_x}\right)^{0.1}$$

Por último, si se requiere conocer exactamente cuánta energía se puede ahorrar reduciendo la velocidad de la bomba, se debe tener en cuenta el rendimiento del convertidor de frecuencia y el motor.

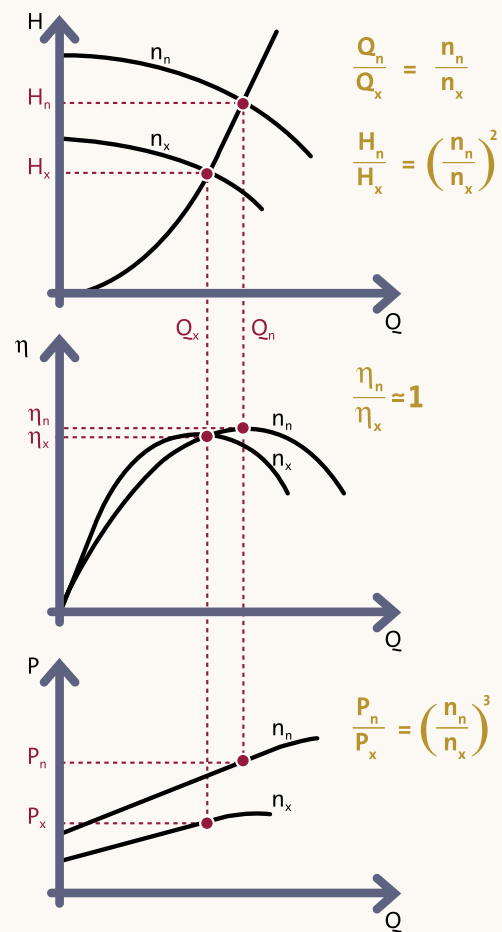


Fig. 4.1.5: Características del sistema para distintas ecuaciones de afinidad

Consulte el texto en PDF

Apartado 4.1

Ajuste del rendimiento de las bombas

4.1.5 Comparación de los métodos de ajuste

Después de describir los cuatro modos de cambiar el rendimiento de una bomba centrífuga, vamos a analizar en qué se diferencian entre sí.

Si se considera como una unidad el conjunto de bomba y su dispositivo de ajuste del rendimiento, se puede observar el parámetro QH resultante de este dispositivo y comparar el resultado de distintos sistemas.

Control por estrangulamiento

El método de estrangulamiento requiere una válvula conectada en serie con una bomba. Consulte la figura 4.1.6a. Esta conexión actúa como una nueva bomba con una altura máxima sin cambios, pero con un menor caudal. Puede consultar en la figura 4.1.6b la curva de la bomba H_n , la curva de la válvula y la curva que correspondiente al sistema completo - H_x .

Control de derivación

Cuando hay una válvula conectada a lo largo de la bomba (consulte la figura 4.1.7a), este conjunto actúa como una nueva bomba con una menor altura máxima y una curva QH que tiene una característica modificada. La curva tenderá a ser más lineal que cuadrática. Consulte la figura 4.1.7b.

Cambio del diámetro del impulsor

El método de reducir el impulsor no requiere ningún componente extra. La figura 4.1.8 muestra las características de la curva QH reducida (H_x) y la curva original (H_n).

Control de velocidad

El método de control de velocidad (figura 1.4.9) da como resultado una nueva curva QH con menor altura y caudal. Las características de las curvas permanecen sin cambios. No obstante, cuando se reduce la velocidad las curvas se aplanan, puesto que la altura se reduce en mayor grado que el caudal.

Comparado con los otros métodos, el método de control de la velocidad permite ampliar el rango de rendimientos de la bomba por encima de la curva QH nominal simplemente aumentando la velocidad por encima del nivel de velocidad nominal de la bomba. Consulte la curva H_y en la figura 4.1.9. Si se utiliza este funcionamiento supersíncrono, es preciso tener en cuenta el tamaño del motor.

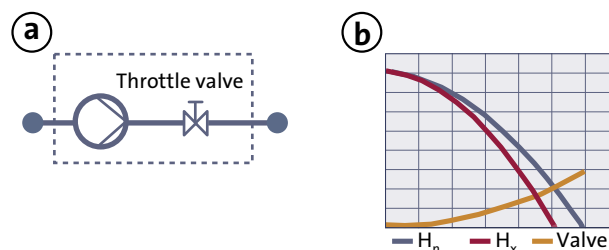


Fig. 4.1.6: Válvula de mariposa conectada en serie con una bomba
Consulte el texto en PDF

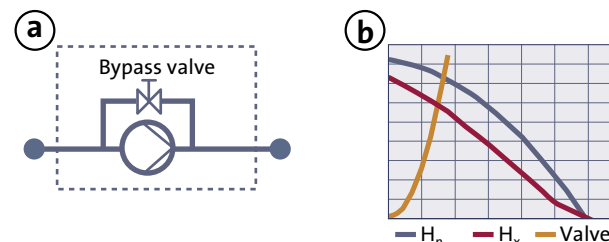


Fig. 4.1.7: Válvula de derivación conectada sobre la bomba
Consulte el texto en PDF

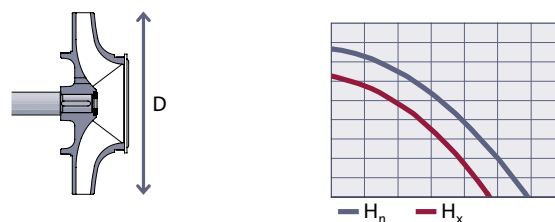


Fig. 4.1.8: Ajuste del diámetro del impulsor
Consulte el texto en PDF

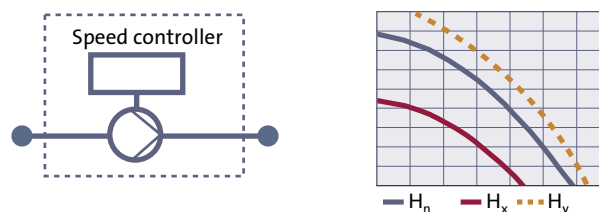


Fig. 4.1.9: Controlador de velocidad conectado a una bomba
Consulte el texto en PDF



4.1.6 Rendimiento global del sistema de bombeo

Tanto el método de estrangulamiento como el de derivación introducen algunas pérdidas de potencia hidráulica en las válvulas ($P_{\text{perdidas}} = k Q H$). Tanto el método de estrangulamiento como el de derivación introducen algunas pérdidas de potencia hidráulica en las válvulas $D_x/D_n > 0.8$ no tiene un impacto significativo sobre el rendimiento de la bomba. Por consiguiente, este método no tiene una influencia negativa sobre el rendimiento global del sistema.

El rendimiento de las bombas de velocidad controlada sólo se ve afectado hasta cierto límite, siempre y cuando la reducción de la velocidad no caiga por debajo del 50% de la velocidad nominal. Más adelante se explicará que el rendimiento sólo se reduce unos pocos puntos porcentuales y que ello no afecta al ahorro global en los sistemas de velocidad controlada.

4.1.7 Ejemplo: Consumo relativo cuando el caudal se reduce en un 20%

En una instalación dada, el caudal se debe reducir de $Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ a $50 \text{ m}^3/\text{h}$. En el punto de arranque original ($Q = 60 \text{ m}^3/\text{h}$ y $H = 70 \text{ m}$), la potencia de entrada a la bomba se ajusta relativamente al 100%. Dependiendo del método de ajuste del rendimiento, variará la reducción del consumo. Ahora comprobaremos cómo afecta el consumo a cada uno de los métodos de ajuste del rendimiento.

Apartado 4.1

Ajuste del rendimiento de las bombas

Control por estrangulamiento

El consumo se reduce cerca del 94% cuando disminuye el caudal. El estrangulamiento da como resultado una mayor altura. Consulte la figura 4.1.10. Para algunas bombas, el consumo máximo se produce para un caudal menor que el caudal máximo. En este caso, el consumo aumenta con el estrangulamiento.

Control de derivación

Para reducir el caudal en el sistema, la válvula tiene que reducir la altura de la bomba hasta 55 m. Esto sólo se puede conseguir aumentando el caudal en la bomba. Como se deduce de la figura 4.1.11, el caudal se aumenta en consecuencia hasta 81 m³/h, lo que da como resultado un aumento del consumo de hasta un 10% respecto al consumo original. El grado de aumento depende del tipo de la bomba y del punto de servicio. Por lo tanto, en algunos casos el aumento en P_2 es igual a cero y en unos pocos casos, infrecuentes, P_2 podría incluso disminuir un poco.

Cambio del diámetro del impulsor

Cuando se reduce el diámetro del impulsor, disminuyen tanto el caudal como la altura de la bomba. Con una reducción del caudal de un 20%, el consumo se reduce hasta alrededor del 67% de su consumo original. Consulte la figura 4.1.12.

Control de velocidad

Cuando se controla la velocidad de la bomba, se reducen tanto el caudal como la altura. Consulte la figura 4.1.13. En consecuencia, el consumo se reduce hasta alrededor del 65% del consumo original.

Cuando se trata de obtener el mejor rendimiento posible, el método de ajuste del diámetro del impulsor o el método de control de la velocidad de la bomba son los más adecuados para reducir el caudal en la instalación. Cuando la bomba tiene que funcionar en un punto de servicio modificado fijo, el método de ajuste del diámetro del impulsor es la mejor solución. Sin embargo, cuando se trata de una instalación en la que varía el caudal requerido, la bomba de velocidad controlada es la mejor solución.

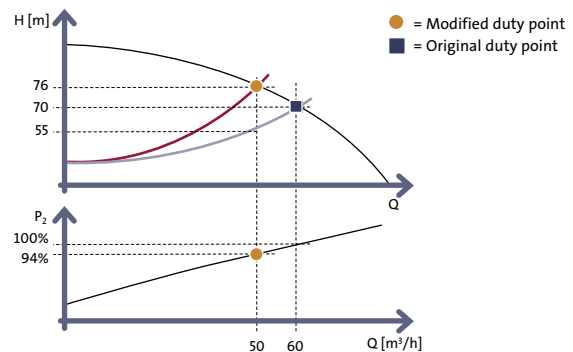


Fig. 4.1.10: Consumo relativo - control por estrangulamiento
Consulte el texto en PDF

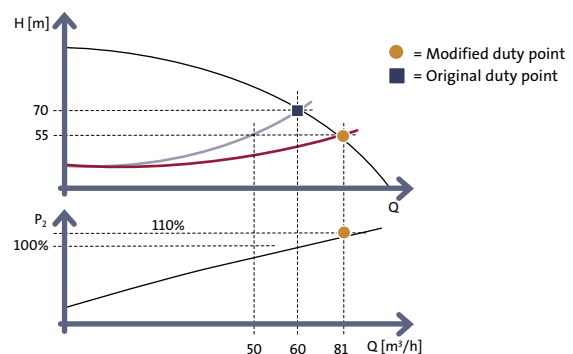


Fig. 4.1.11: Consumo relativo - control de derivación
Consulte el texto en PDF

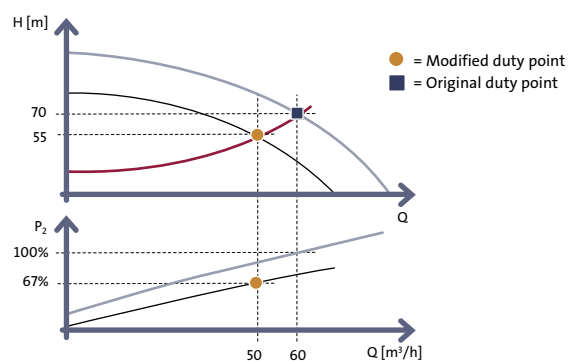


Fig. 4.1.12: Consumo relativo - cambio del diámetro del impulsor
Consulte el texto en PDF

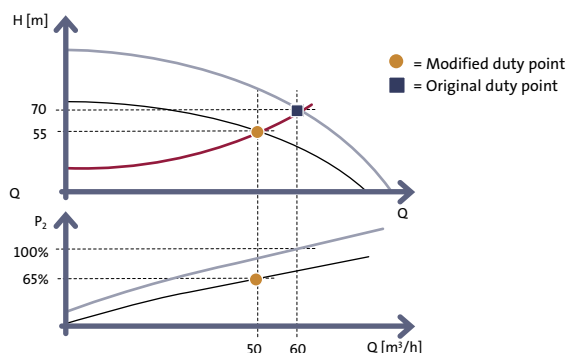


Fig. 4.1.13: Consumo relativo - control de velocidad
Consulte el texto en PDF

Resumen

La figura 4.1.14 ofrece una visión de conjunto de los distintos métodos de ajuste presentados en el apartado anterior. Cada método tiene ventajas e inconvenientes que deben tenerse en cuenta al seleccionar un método de ajuste para un sistema.


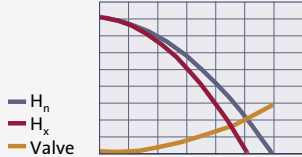
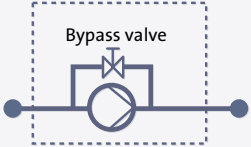
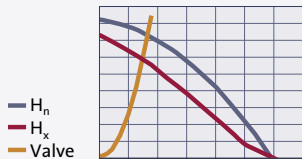
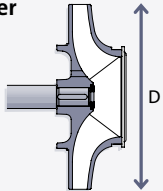
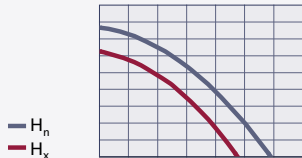
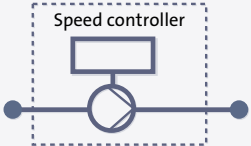
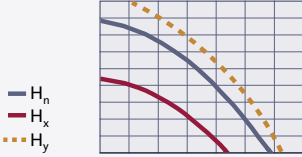
Method	Continuous adjustment possible?	The resulting performance curve will have	Overall efficiency of the pump system	Relative power consumption by 20% reduction in flow
Throttle control 	Yes	Reduced Q 	Considerably reduced	94%
Bypass control 	Yes	Reduced H and changed curve 	Considerably reduced	110%
Modifying impeller diameter 	No	Reduced Q and H 	Slightly reduced	67%
Speed control 	Yes	Reduced Q and H 	Slightly reduced	65%

Fig. 4.1.14: Características de los métodos de ajuste
Consulte el texto en PDF

Apartado 4.2

Sistemas con bombas de velocidad controlada

Como se ha explicado en el apartado previo, el control de la velocidad de las bombas es un método eficiente para ajustar el rendimiento de la bomba al requerido por el sistema. En este apartado examinaremos las posibilidades de combinar bombas de velocidad controlada mediante sistemas de control PI y sensores que miden parámetros del sistema, como la presión, la presión diferencial y la temperatura. En las siguientes páginas se presentarán las distintas opciones por medio de ejemplos.

4.2.1 Control de presión constante

Una bomba tiene que suministrar agua corriente desde un depósito de separación a distintos grifos de un edificio.

La demanda de agua corriente es variable, por lo tanto la característica del sistema varía en función del caudal requerido. Debido a cuestiones de comodidad y ahorro de energía, es recomendable disponer de una presión de suministro constante.

Como se deduce de la figura 4.2.1, la solución es una bomba de velocidad controlada con un sistema de control PI. El sistema de control p_1 compara la presión necesaria p_{set} con la presión suministrada real p_1 que mide un transmisor de presión PT.

Si la presión real es superior al valor establecido, el sistema de control p_1 reduce la velocidad y, en consecuencia, el rendimiento de la bomba, hasta $p_1 = p_1 = p_{set}$. La figura 4.2.1 muestra qué sucede cuando se reduce el caudal desde Q_{max} a Q_1 .

El sistema de control comprueba que la velocidad de la bomba se ha reducido desde n_n a n_x para garantizar que la presión de descarga requerida sea $p_1 = p_{set}$. La instalación de la bomba garantiza que la presión de suministro será constante en el rango de caudales entre 0 y Q_{max} . La presión de suministro es independiente del nivel (h) en el depósito de separación. Si cambia h , el sistema de control PI ajustará la velocidad de la bomba para que p_1 siempre se corresponda con el valor de referencia.

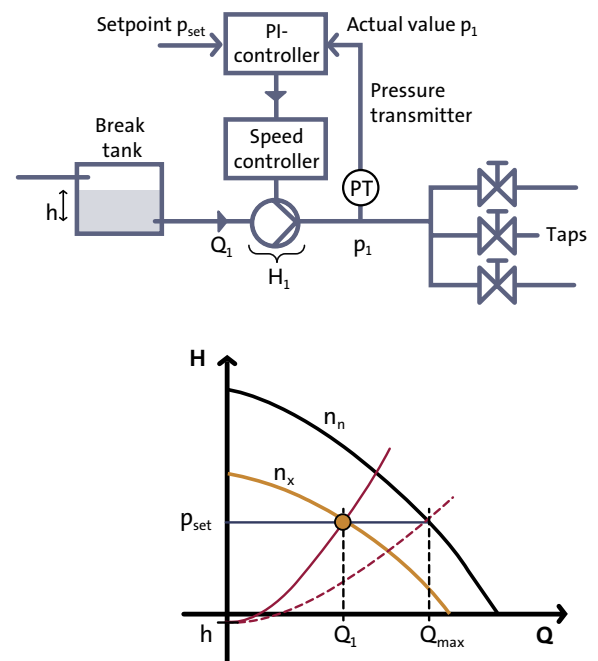


Fig. 4.2.1: Sistema de conducción de agua con bomba de velocidad controlada que produce una presión constante en el sistema
Consulte el texto en PDF

4.2.2 Control de temperatura constante

El ajuste del rendimiento por medio del control de la velocidad resulta

adecuado para diversas aplicaciones industriales. La figura 4.2.2 muestra un sistema con una máquina de moldeo por inyección que debe ser refrigerada por agua para garantizar una producción de alta calidad.

Esta máquina se enfría con agua a 15 oC procedente de una planta de refrigeración. Para garantizar que la máquina de moldeo funciona correctamente y está suficientemente refrigerada, la temperatura de la tubería de retorno debe mantenerse a un nivel constante, $t_r = 20^\circ\text{C}$. La solución es una bomba de velocidad controlada, gobernada por un sistema de control PI. El sistema de control PI compara la temperatura necesaria t_{set} con la temperatura real t_r , de la tubería de retorno, que se mide mediante un transmisor de temperatura TT. Este sistema tiene una característica del sistema fija y, por lo tanto, el punto de servicio de la bomba se encuentra sobre la curva entre Q_{min} y Q_{max} . Cuanto mayores sean las pérdidas de calor en la máquina, mayor será el caudal de agua de refrigeración necesario para garantizar que la temperatura de la tubería de retorno se mantiene a un nivel constante de 20°C .

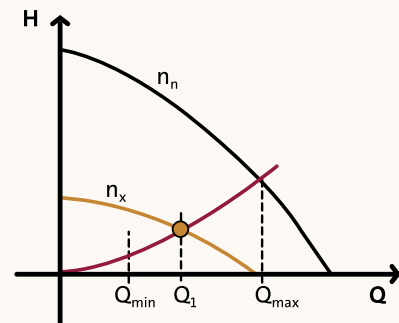
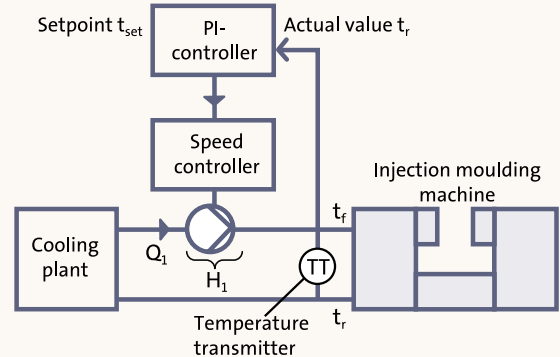


Fig. 4.2.2: Sistema con máquina de moldeo por inyección y bomba de circulación controlada por temperatura que garantiza una temperatura constante en la tubería de retorno
Consulte el texto en PDF

4.2.3 Presión diferencial constante en un sistema circulante

Los sistemas circulantes (sistemas cerrados) descritos en el capítulo 3 resultan muy adecuados para instalaciones con bombas de velocidad controlada. Es una ventaja que de los sistemas circulantes con características del sistema variables dispongan de una bomba de circulación controlada por presión diferencial. Consulte la figura 4.2.3.

La figura muestra un sistema de calefacción que consta de un intercambiador de calor donde se calienta el agua circulante y se entrega a tres consumidores, p. ej., radiadores, por medio de una bomba de velocidad controlada. En serie con cada uno de los consumidores se conecta una válvula de control para controlar el caudal en función de las necesidades de calor.

La bomba se controla según una presión diferencial constante que se mide sobre la bomba. Esto significa que el sistema de bombeo ofrece presión diferencial constante en el rango Q de $0 - Q_{max}$, tal como describe la línea horizontal de la figura 4.2.3. figure 4.2.3.

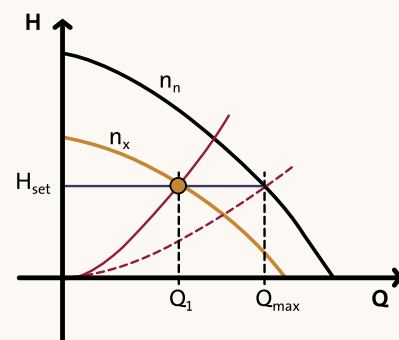
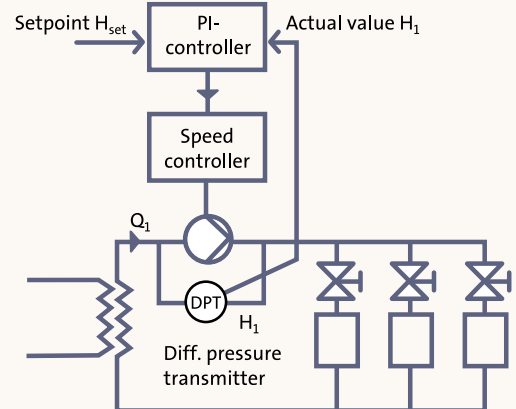


Fig. 4.2.3: Sistema de calefacción con bomba de circulación de velocidad controlada que produce una presión diferencial constante en el sistema
Consulte el texto en PDF

Apartado 4.2

Bombas de velocidad controlada en diferentes sistemas

4.2.4 Control de presión diferencial compensada por caudal

La función principal del sistema de bombeo de la figura 4.2.4 es mantener una presión diferencial constante entre las válvulas de control de los consumidores, p. ej., radiadores. Para conseguirlo, la bomba debe poder vencer las pérdidas por fricción en las tuberías, intercambiadores de calor, acoplamientos, etc.

Como se explicó en el capítulo 3, la pérdida de presión en un sistema es proporcional al caudal al cuadrado. El mejor modo de controlar una bomba de circulación en un sistema como el que muestra la figura de la derecha, es permitir a la bomba entregar una presión que aumenta al incrementarse el caudal.

Cuando la demanda de caudal sea pequeña, las pérdidas de presión en tuberías, intercambiadores de calor, acoplamientos, etc. también serán pequeñas y la bomba sólo suministrará una presión equivalente a la que requiera la válvula de control, $H_{set} - H_f$. Cuando aumente la demanda de caudal, las pérdidas de presión aumentarán con su cuadrado y, por lo tanto, la bomba deberá aumentar la presión entregada; se representa como la curva azul de la figura 4.2.4.

Un sistema de bombeo de ese tipo se puede diseñar de dos modos distintos:

- El sensor de presión diferencial se sitúa sobre la bomba y el sistema funciona con control de presión diferencial compensada por caudal – DPT_1 . Consulte la figura 4.2.4.
- El sensor de presión diferencial se sitúa cerca de los consumidores y el sistema funciona con control de presión diferencial – DPT_2 en la fig. 4.2.4.

La ventaja del primer sistema es que la bomba, el sistema de control PI, el control de velocidad y el sensor se encuentran cerca entre sí, facilitando la instalación.

Esta instalación hace que sea posible tener todo el sistema como una sola unidad. Consulte el apartado 4.4. Para poner el sistema en funcionamiento, es preciso almacenar

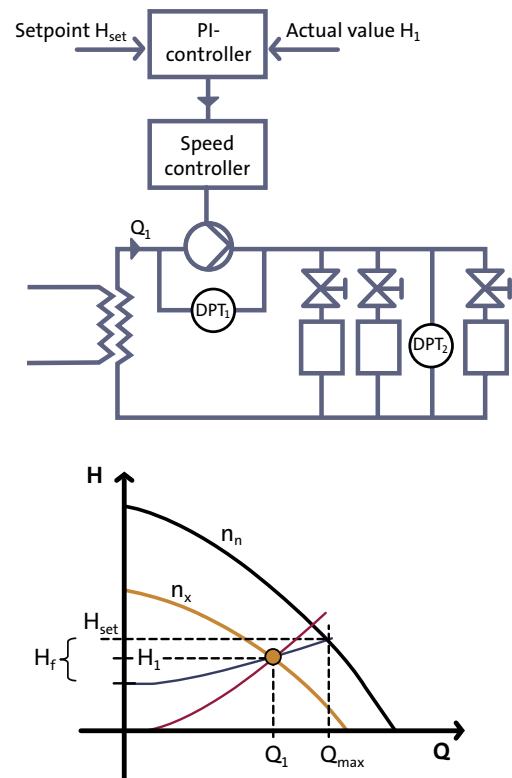


Fig. 4.2.4: Sistema de calefacción con bomba de circulación de velocidad controlada que produce una presión diferencial compensada por caudal en el sistema
Consulte el texto en PDF

en el sistema de control los datos de la curva de la bomba. Estos datos se utilizan para calcular el caudal y también para calcular cuánto se debe reducir el valor de referencia H_{set} para un caudal dado, de modo que se garantice que el rendimiento de la bomba sea conforme a la curva azul requerida de la figura 4.2.4.

El segundo sistema, con el sensor colocado en la instalación, requiere mayores costes de instalación porque el sensor debe montarse en el lugar de la instalación y también es preciso tender el cableado necesario. El rendimiento de este sistema es más o menos similar al del primer sistema. El sensor mide la presión diferencial en el consumidor y compensa automáticamente el aumento de la presión requerida para vencer el aumento de las pérdidas de presión en las tuberías de suministro, etc.

Apartado 4.3

Ventajas del control de la velocidad



Un gran número de aplicaciones de las bombas no requieren su pleno rendimiento 24 horas al día. Por lo tanto, es una ventaja poder ajustar automáticamente el rendimiento de la bomba en el sistema. Como se indicó en el apartado 4.1, el mejor modo posible de adaptar el rendimiento de una bomba centrífuga es por medio del control de la velocidad de la bomba. Este control normalmente se consigue utilizando un convertidor de frecuencia.

En las siguientes páginas examinaremos las bombas de velocidad controlada en sistemas cerrados y abiertos. Pero antes de profundizar en el mundo del control de la velocidad, presentaremos las ventajas que ofrecen el control de la velocidad y las bombas de velocidad controlada con convertidor de frecuencia.

Menor consumo de energía

Las bombas de velocidad controlada sólo utilizan la cantidad de energía necesaria para realizar un trabajo específico de la bomba. Comparado con otros métodos de control, la velocidad controlada por frecuencia ofrece el mayor rendimiento y, por lo tanto, la utilización más eficiente de la energía. Consulte el apartado 4.1.

Bajos costes del ciclo vital

Como se verá en el capítulo 5, el consumo de energía de una bomba es un factor muy importante en los costes del ciclo vital de una bomba. Por consiguiente, es importante mantener al menor nivel posible los costes de funcionamiento de un sistema de bombeo. Un funcionamiento eficiente conduce a un menor consumo energético y, por lo tanto, a menores costes de funcionamiento. En comparación con las bombas de velocidad fija, con una bomba de velocidad controlada se puede reducir el consumo de energía hasta en un 50%.

Protección del entorno

Las bombas más eficientes contaminan y dañan menos el entorno.

Mayor confort

El control de velocidad en distintos sistemas de bombeo ofrece un mayor confort: En sistemas de abastecimiento de agua, las bombas con control automático de presión y los dispositivos de arranque suave reducen el ruido y el golpeteo del agua generados por presiones demasiado altas en el sistema. En sistemas circulantes, las bombas de velocidad controlada garantizan que la presión diferencial se mantiene a un cierto nivel, de modo que se minimiza el ruido en el sistema.

Reducción de costes del sistema

Las bombas de velocidad controlada pueden reducir la necesidad de válvulas de control y puesta en marcha del sistema.

Por consiguiente, se pueden reducir los costes totales del sistema.

Section 4.4

Advantages of pumps with integrated frequency converter

Para muchas aplicaciones, las bombas con convertidor de frecuencia integrado son la solución óptima. El motivo es que estas bombas reúnen las ventajas de las bombas de velocidad controlada con las ventajas que se obtienen al combinar en una sola unidad una bomba, un convertidor de frecuencia, un sistema de control PI y, en ocasiones, un sensor/transmisor de presión. Consulte la figura 4.4.1.

Una bomba con un convertidor de frecuencia integrado no es solamente una bomba, sino un sistema que puede resolver problemas prácticos o ahorrar energía en diversas instalaciones de bombas. En cuanto a la sustitución, las bombas con convertidores de frecuencia integrados son excelentes, ya que se pueden instalar en lugar de bombas de velocidad fija sin costes de instalación extra. Todo lo que se requiere es una conexión de alimentación eléctrica y un acople para adaptar la bomba con convertidor de frecuencia integrado al sistema de tuberías, y la bomba estará lista para funcionar. Una vez que el sistema esté operativo todo lo que debe hacer el instalador es ajustar el valor de referencia (presión) requerido.

A continuación se describen brevemente las ventajas que ofrecen las bombas con convertidor de frecuencia integrado.

Fáciles de instalar

Las bombas con convertidor de frecuencia integrado se instalan con la misma facilidad que las bombas de velocidad fija. Solamente requieren conectar el motor a la alimentación eléctrica y la bomba estará en funcionamiento. El fabricante ya ha hecho todos los ajustes y las conexiones internas.

Ahorro óptimo de energía

Puesto que la bomba, el motor y el convertidor de frecuencia están diseñados con la máxima compatibilidad, el sistema de bombeo tiene un menor consumo.

Un solo proveedor

Un solo proveedor puede suministrar la bomba, el convertidor de frecuencia y el sensor, lo cual facilita el dimensionamiento, la selección, así como los procedimientos de pedido, mantenimiento y reparación.

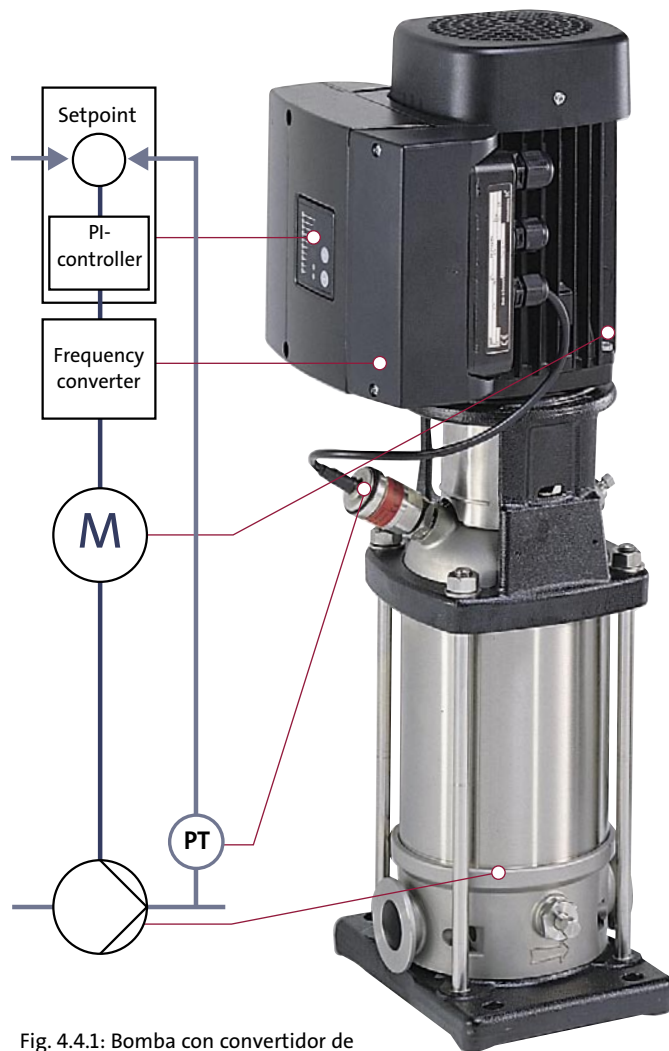


Fig. 4.4.1: Bomba con convertidor de frecuencia y transmisor de presión integrados
Consulte el texto en PDF

Amplio rango de rendimientos

Las bombas con convertidor de frecuencia integrado tienen un rango de rendimientos muy amplio, que les permite funcionar eficientemente bajo condiciones muy variadas y cumplir una amplia gama de requisitos. De este modo, con sólo unas pocas bombas podrá reemplazar muchos tipos de bombas de velocidad fija y estrechos márgenes de rendimiento.

4.4.1. Curvas de rendimiento de las bombas de velocidad controlada

Ahora veremos con detalle cómo leer la curva de rendimiento de una bomba de velocidad controlada.

La figura 4.4.2 muestra un ejemplo de curvas de rendimiento de una bomba de velocidad controlada. La primera curva muestra la variación de QH y la segunda curva muestra el consumo correspondiente.

Las curvas de rendimiento se indican para cada 10% de disminución de la velocidad desde el 100% al 50%. Del mismo modo, también se muestra la curva mínima representada por el 25% de la velocidad máxima. Como se indica en el diagrama, se puede señalar un punto de servicio QH específico y calcular a qué velocidad se puede alcanzar ese punto de servicio y cuál es el consumo P_1 .

4.4.2 Bombas de velocidad controlada en diferentes sistemas

Las bombas de velocidad controlada se utilizan en una amplia gama de sistemas.

El cambio en el rendimiento de la bomba y, en consecuencia, el posible ahorro de energía depende de cada sistema concreto.

Como se explicó en el capítulo 3, la característica de un sistema es una indicación de la altura equivalente que debe conseguir una bomba para transportar una cierta cantidad de líquido a través de un sistema. La figura 4.4.3 muestra la curva de rendimiento y la característica del sistema para un sistema cerrado y otro abierto.

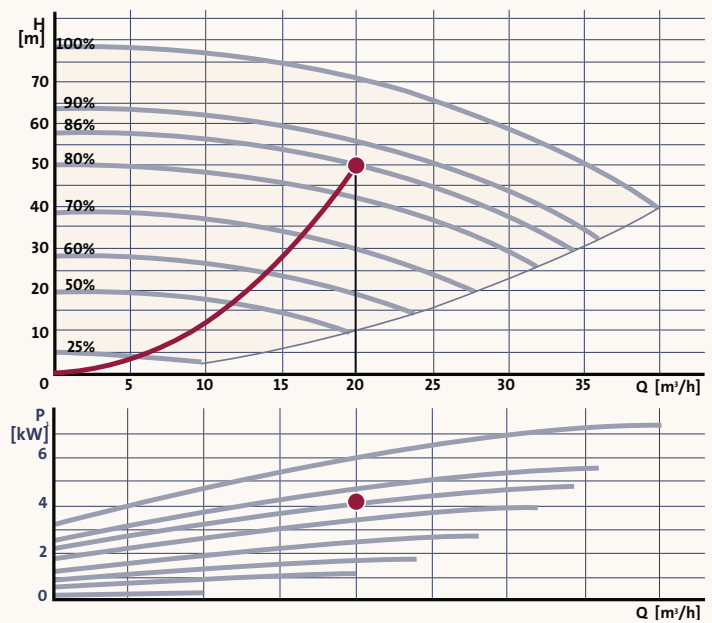


Fig. 4.4.2: Curva de rendimiento para una bomba de velocidad controlada
Consulte el texto en PDF

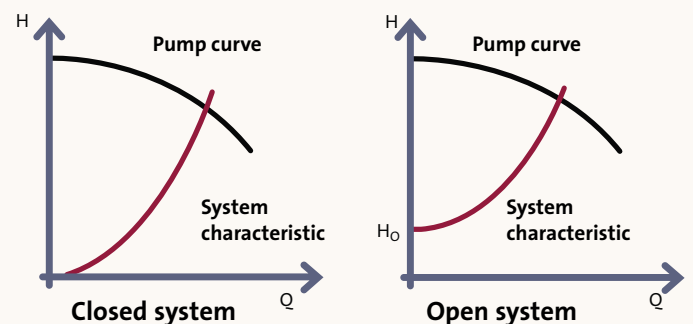


Fig. 4.4.3: Punto característico del sistema para un sistema abierto y un sistema cerrado
Consulte el texto en PDF

Apartado 4.4

Ventajas de las bombas con convertidor de frecuencia integrado

Bombas de velocidad controlada en sistema cerrados

En sistema cerrados, como sistemas de calefacción y aire acondicionado, la bomba sólo tiene que vencer las pérdidas por fricción en tuberías, válvulas, intercambiadores de calor, etc. En este apartado presentaremos un ejemplo que analiza el funcionamiento de una bomba de velocidad controlada en un sistema cerrado. La pérdida total por fricción de un caudal de $15 \text{ m}^3/\text{h}$ es de 16 m . Consulte la figura 4.4.4.

La característica del sistema comienza en el punto (0,0), la línea roja de la figura 4.4.5. Las válvulas de control del sistema siempre requieren una cierta presión de funcionamiento, por tanto la bomba no puede funcionar según la característica del sistema. Este es el motivo por el que algunas bombas de velocidad controlada ofrecen la función de control de presión proporcional, que garantiza que la bomba funcionará como indica la línea naranja que muestra la figura. Como se deduce de la figura 4.4.5, el rendimiento mínimo es aproximadamente el 57% del correspondiente a la velocidad máxima. En un sistema circulante, el funcionamiento en la curva mínima (25% de la velocidad máxima) puede ser importante en algunas situaciones, por ejemplo cuando se trata del régimen nocturno de algunos sistemas de calefacción.

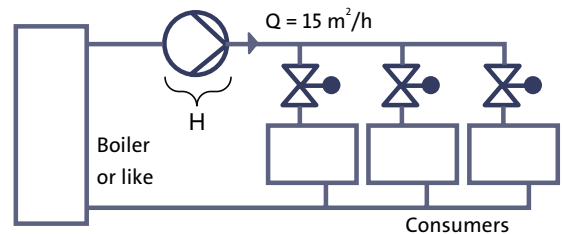


Fig. 4.4.4: Sistema cerrado

Consulte el texto en PDF

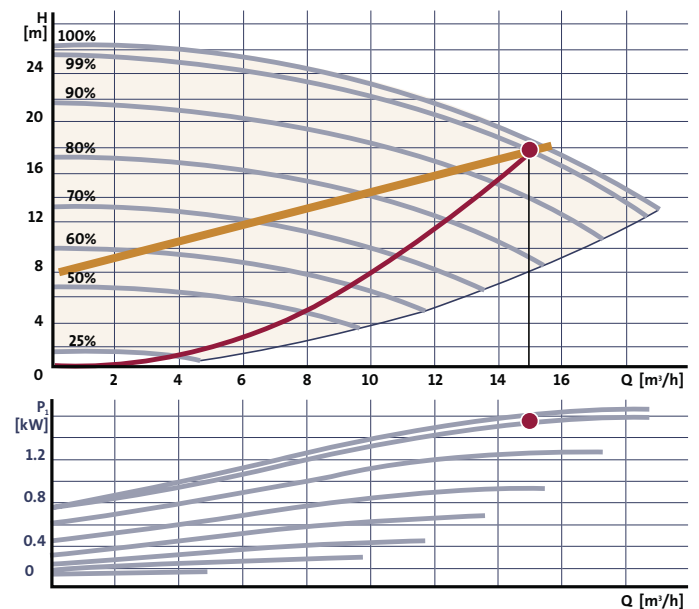


Fig. 4.4.5: Bomba de circulación de velocidad controlada en un sistema cerrado

Consulte el texto en PDF

Bombas de velocidad controlada en sistemas abiertos

La característica del sistema, al igual que el rango de funcionamiento de la bomba, dependerá del tipo de sistema en cuestión.

La figura 4.4.6 muestra una bomba en un sistema de conducción de agua / aumento de presión. La bomba debe suministrar $Q = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$ a la toma, que está colocada a $h = 20 \text{ m}$ sobre la bomba. La presión de entrada a la bomba p_s es de 1 bar, la presión en la toma p_t tiene que ser de 2 bares y las pérdidas totales por fricción en el sistema con el caudal p_f máximo deben ser de 1,3 bares.

La figura 4.4.7 muestra la curva QH de una bomba que puede cumplir los requisitos descritos. Se puede calcular la altura requerida para caudal cero (H_0) utilizando la ecuación de la derecha.

Si se precisa calcular la altura máxima para un caudal (Q) de $6.5 \text{ m}^3/\text{h}$, se debe utilizar la siguiente ecuación:

$$H_{\max} = H_0 + \frac{p_f}{\rho \cdot g} = 30.2 + \frac{1.3 \cdot 10^5}{998 \cdot 9.81} = 43.5 \text{ m}$$

Para cubrir esta aplicación desde un caudal cero a un caudal máximo de $Q = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$ the pump operates in a relative narrow speed band, that is from about 65% of the full speed and up to 99% la bomba funciona en un rango de velocidades relativamente estrecho, desde alrededor del 65% de la velocidad máxima hasta el 99% de la velocidad máxima. En sistemas con menos pérdidas por fricción, la variación de la velocidad será incluso menor. Si no hay pérdidas por fricción, la velocidad mínima en el caso anterior es de alrededor del 79% de la velocidad.

Como se puede deducir de los dos ejemplos previos, la variación posible de la velocidad y, en consecuencia, del consumo, es mayor en sistemas cerrados. Por lo tanto, los sistemas cerrados son los que tienen mayor potencial de ahorro de energía.

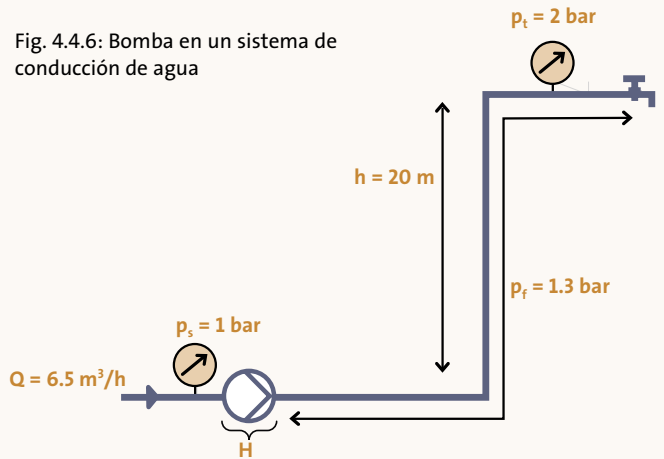


Fig. 4.4.6: Bomba en un sistema de conducción de agua

- p_t - Presión en el punto de extracción
- p_s - Presión de succión
- p_f - Pérdidas por fricción
- Q - Caudal
- h - Elevación estática

$$H_0 = h + \frac{p_t - p_s}{\rho \cdot g} = 20 + \frac{(2-1) \cdot 10^5}{998 \cdot 9.81} = 30.2 \text{ m}$$

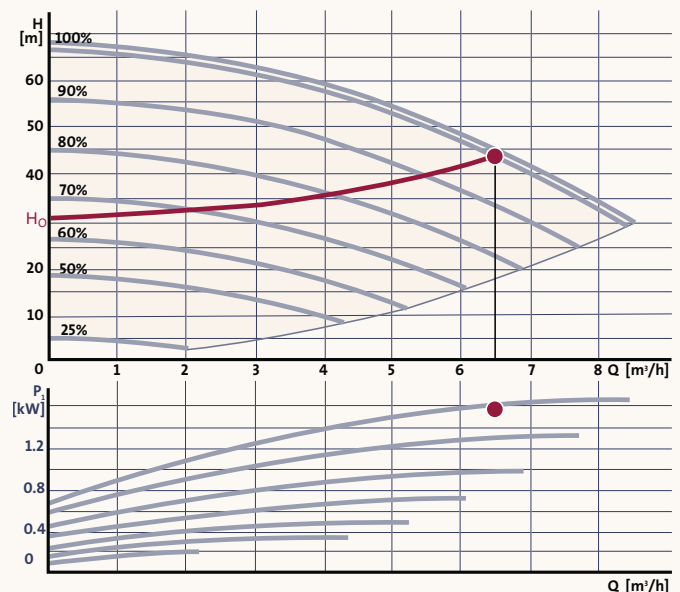


Fig. 4.4.7: Bomba de velocidad controlada en un sistema abierto

Consulte el texto en PDF

Apartado 4.5

Convertidores de frecuencia

Como se ha mencionado anteriormente, el control de la velocidad de las bombas implica un convertidor de frecuencia. Por consiguiente, es interesante estudiar con más detalle los convertidores de frecuencia, su funcionamiento y las precauciones relacionadas con el uso de este dispositivo.

4.5.1 Características y funciones básicas

Es un hecho bien conocido que la velocidad de un motor asíncrono depende ante todo del número de polos del motor y de la frecuencia de la tensión suministrada. La amplitud de la tensión suministrada y la carga en el eje del motor también influyen sobre la velocidad del motor, aunque no en el mismo grado. En consecuencia, cambiar la frecuencia de la tensión de alimentación es un excelente método para controlar la velocidad de los motores asíncronos. Para poder garantizar la magnetización correcta del motor, también es necesario cambiar la amplitud de la tensión.

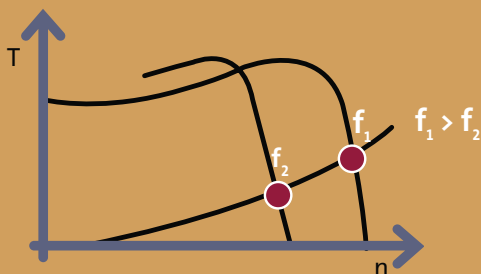


Fig. 4.5.1: Desplazamiento de la característica del par motor. Consulte el texto en PDF

Un control de la frecuencia/tensión da como resultado un desplazamiento de la característica del par, por medio del cual se cambia la velocidad. La figura 4.5.1 muestra la característica del par del motor (T) en función de la velocidad (n) para dos frecuencias/tensiones distintas. En el mismo diagrama también se ha dibujado la característica de carga de la bomba. Como se deduce de la figura, la velocidad cambia al cambiar la frecuencia/tensión del motor.

El convertidor de frecuencia cambia la frecuencia y la tensión, por lo tanto se puede inferir que la tarea básica de un convertidor de frecuencia es cambiar una tensión/frecuencia fija suministrada, p. ej., 3x400 V/ 50 Hz, a una tensión/frecuencia variable.

4.5.2. Componentes de un convertidor de frecuencia

En principio, todos los convertidores de frecuencia constan de los mismos bloques funcionales. Como se ha mencionado previamente, su función básica es convertir la tensión de la red eléctrica en una nueva tensión de CA con otra frecuencia y amplitud.

En primer lugar, el convertidor de frecuencia rectifica la tensión de la red eléctrica y almacena la energía en un circuito intermedio que utiliza un condensador. A continuación, la tensión de CC se convierte en una nueva tensión de CA con otra frecuencia y amplitud.

Debido al circuito intermedio del convertidor de frecuencia, la frecuencia de la tensión de la red no tiene influencia directa sobre la frecuencia de salida y, en consecuencia, sobre la velocidad del motor. No importa si la frecuencia es de 50 Hz o 60 Hz, el rectificador puede procesar ambas situaciones. Además, la frecuencia entrante no tendrá influencia sobre la frecuencia de salida ya que ésta se define por el modelo de tensión/frecuencia establecido en el inversor. Teniendo en cuenta estos factores mencionados, el uso de un convertidor de frecuencia en el caso de los motores asíncronos ofrece las siguientes ventajas:

- El sistema se puede utilizar en áreas con redes eléctricas de 50 o 60 Hz sin necesidad de modificaciones
- La frecuencia de salida del convertidor de frecuencia es independiente de la frecuencia de entrada
- El convertidor de frecuencia puede suministrar frecuencias de salida superiores a la frecuencia de la red eléctrica, permitiendo el funcionamiento hipersíncrono. Como se deduce de la figura 4.5.2, el convertidor de frecuencia a su vez consta de otros tres componentes: un filtro EMC, un circuito de control y un inversor.

Suministro eléctrico de CA

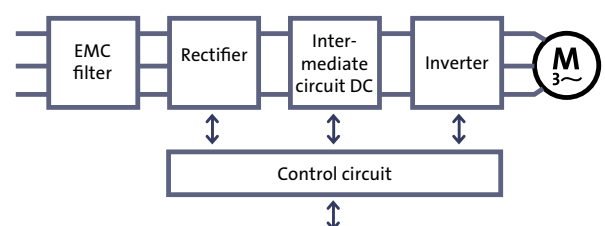


Fig. 4.5.2: Bloques funcionales del convertidor de frecuencia. Consulte el texto en PDF



El filtro EMC

Este bloque no forma parte de la función principal del convertidor de frecuencia y, por lo tanto, en principio podría no estar incluido en el convertidor de frecuencia. No obstante, para cumplir los requisitos de la directiva EMC de la Unión Europea u otros requisitos locales, este filtro resulta necesario.

El filtro EMC garantiza que el convertidor de frecuencia no enviará señales inaceptables de alto ruido a la línea de alimentación eléctrica que perturbarían otros equipos conectados a la red eléctrica. A la vez, este filtro garantiza que las señales de ruido presentes en la red eléctrica generadas por otros equipos no pasarán a los dispositivos electrónicos del convertidor de frecuencia causando daños o interferencias.

El circuito de control

El bloque del circuito de control tiene dos funciones: Controla el convertidor de frecuencia y a la vez se encarga de las comunicaciones entre el producto y el entorno.

El inversor

La tensión de salida de un convertidor de frecuencia no es sinusoidal como la tensión normal de la red de alimentación. La tensión suministrada al motor está formada por impulsos de ondas cuadradas. Consulte la figura 4.5.3. El valor medio de estos impulsos forma una tensión sinusoidal que tiene la frecuencia y la amplitud deseadas. Dependiendo de la marca, la frecuencia de conmutación puede ser desde unos pocos kHz hasta 20 kHz. Para evitar la generación de ruido en los devanados del motor, es preferible utilizar un convertidor de frecuencia con una frecuencia de conmutación por encima del rango de audición (~16 kHz).

Este principio de funcionamiento del inversor se denomina control por modulación por duración de impulso, PWM (Pulse Width Modulation) y es el principio de control que se utiliza más a menudo en los convertidores de frecuencia actuales. La propia corriente del motor es casi sinusoidal. Esto se muestra en la figura 4.5.4 (a) que indica la corriente (parte superior) y la tensión del motor. En la figura 4.5.4 (b) se muestra una sección de la tensión del motor. Indica cómo cambia la relación de tensión de los impulsos/pausas.

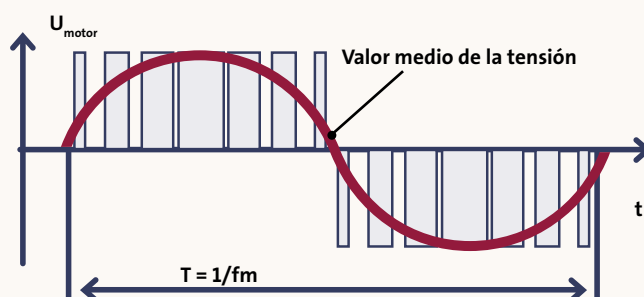


Fig. 4.5.3: Tensión de la CA con frecuencia variable (f_m) y tensión variable (U_{motor})
Consulte el texto en PDF

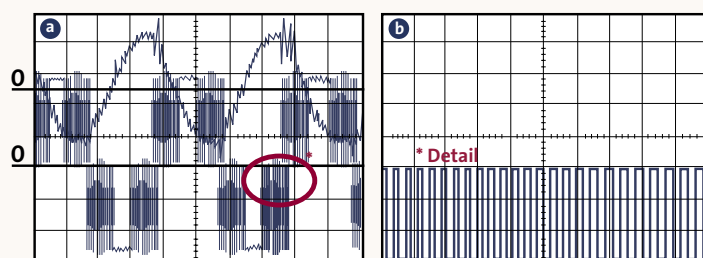


Fig. 4.5.4: a) Corriente (top) y tensión del motor con control de modulación por duración de impulso PWM (Pulse Width Modulation).
b) Sección de la tensión del motor
Consulte el texto en PDF

4.5.3 Condiciones especiales relativas a los convertidores de frecuencia

Al instalar y utilizar convertidores de frecuencia o bombas con convertidores de frecuencia integrados, el instalador y el usuario deberán conocer algunas condiciones. Respecto a un motor asíncrono estándar, un convertidor de frecuencia se comportará de distinto modo en el lado de la red de alimentación eléctrica. Esta característica se describe con detalle a continuación.

Convertidores de frecuencia alimentados con potencia de entrada trifásica no sinusoidal

Un convertidor de frecuencia designado de esta manera no recibirá corriente sinusoidal de la red eléctrica. Entre otras cosas, este hecho influye sobre el dimensionamiento del cable de alimentación, el interruptor de red, etc. La figura 4.5.5 muestra el aspecto que tienen la corriente y tensión de la red eléctrica para un:

- A) motor asíncrono estándar bipolar trifásico
- B) motor asíncrono estándar bipolar trifásico con convertidor de frecuencia.

En ambos casos, el motor suministra 3 kW al eje.

Una comparación de la corriente para estos dos casos muestra las siguientes diferencias. Consulte la figura 4.5.6:

- La corriente para el sistema con el convertidor de frecuencia es no sinusoidal
- La corriente máxima es mucho más elevada (aprox. 52% más alta) para el sistema con convertidor de frecuencia

Esto es debido al diseño del convertidor de frecuencia, que conecta la red eléctrica a un rectificador seguido de un condensador. La carga del condensador se produce durante períodos de tiempo cortos en los que la tensión rectificadora es superior a la tensión en el condensador en ese momento.

Como se ha mencionado anteriormente, la corriente no sinusoidal produce otras condiciones en el lado de la red eléctrica del motor. En el recuadro de la derecha se muestra la relación entre tensión (U), corriente (I) y potencia (P) para un motor estándar sin convertidor de frecuencia. No se puede utilizar esa misma fórmula para calcular la potencia de entrada relacionada con motores que dispongan de convertidores de frecuencia.

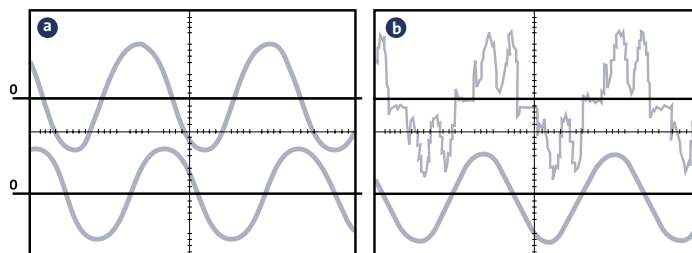


Fig. 4.5.5 a): Motor asíncrono estándar bipolar trifásico
Consulte el texto en PDF

Fig. 4.5.5 b): Motor asíncrono estándar bipolar trifásico con convertidor de frecuencia
Consulte el texto en PDF

	Standard motor	Motor with frequency converter
Mains voltage	400 V	400 V
Mains current RMS	6.4 A	6.36 A
Mains current, peak	9.1 A	13.8 A
Power input, P1	3.68 kW	3.69 kW
cos φ, power factor (PF)	cos φ = 0.83	PF = 0.86

Fig. 4.5.6: Comparación de la corriente de un motor estándar y un convertidor de frecuencia
Consulte el texto en PDF

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi$$

U - the voltage between two phases
I - the phase current
 Both effective values (RMS values), apply for U and I
cos φ - the phase displacement between current and voltage

Calculation example:
 U = 400 V, I = 6.4 A, cos φ = 0.83
 The result is a power input of P = 3.68 kW.

De hecho, en este caso no hay un método seguro para calcular la potencia de entrada basándose en mediciones simples de la corriente y tensión, ya que no son sinusoidales. En lugar de esto, la potencia se debe calcular por medio de instrumentos y basándose en mediciones instantáneas de corriente y tensión.

Si se conoce la potencia (P) además del valor RMS de la corriente y tensión, se puede calcular el denominado factor de potencia (PF) utilizando la fórmula de la derecha.

A diferencia de lo que sucede cuando la corriente y la tensión son sinusoidales, el factor de potencia no tiene relación directa con el modo en el que se desplazan la corriente y la tensión en el tiempo.

Cuando se mide la corriente de entrada en relación con la instalación y el servicio de un sistema con convertidor de frecuencia, es necesario utilizar un instrumento que sea capaz de medir corrientes “no sinusoidales”. En general, los instrumentos de medición de corriente para convertidores de frecuencia deben ser del tipo que mide valores “RMS reales” (valor eficaz verdadero).

Convertidores de frecuencia e interruptores de cortocircuito de fuga a tierra (ELCB)

Los interruptores de cortocircuito de fuga a tierra se utilizan cada vez más como protección extra en instalaciones eléctricas. Si una de esas instalaciones debe tener conectado un convertidor de frecuencia, se debe garantizar que el ELCB instalado es de un tipo que frenará con seguridad, también en el caso de que se produzca el fallo en el lado de CC del convertidor de frecuencia. Con el fin de garantizar que el ELCB siempre frenará en caso de que aparezca una corriente de fuga a tierra, el ELCB que se utilice asociado a un convertidor de frecuencia debe estar etiquetado con los símbolos que se muestran en las figuras 4.5.7 y 4.5.8.

Actualmente están disponibles en el mercado ambos tipos de interruptores de cortocircuito de fuga a tierra.

$$PF = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot U \cdot I}$$



Fig. 4.5.7: Etiquetado del ELCB para convertidores de frecuencia monofase
Consulte el texto en PDF



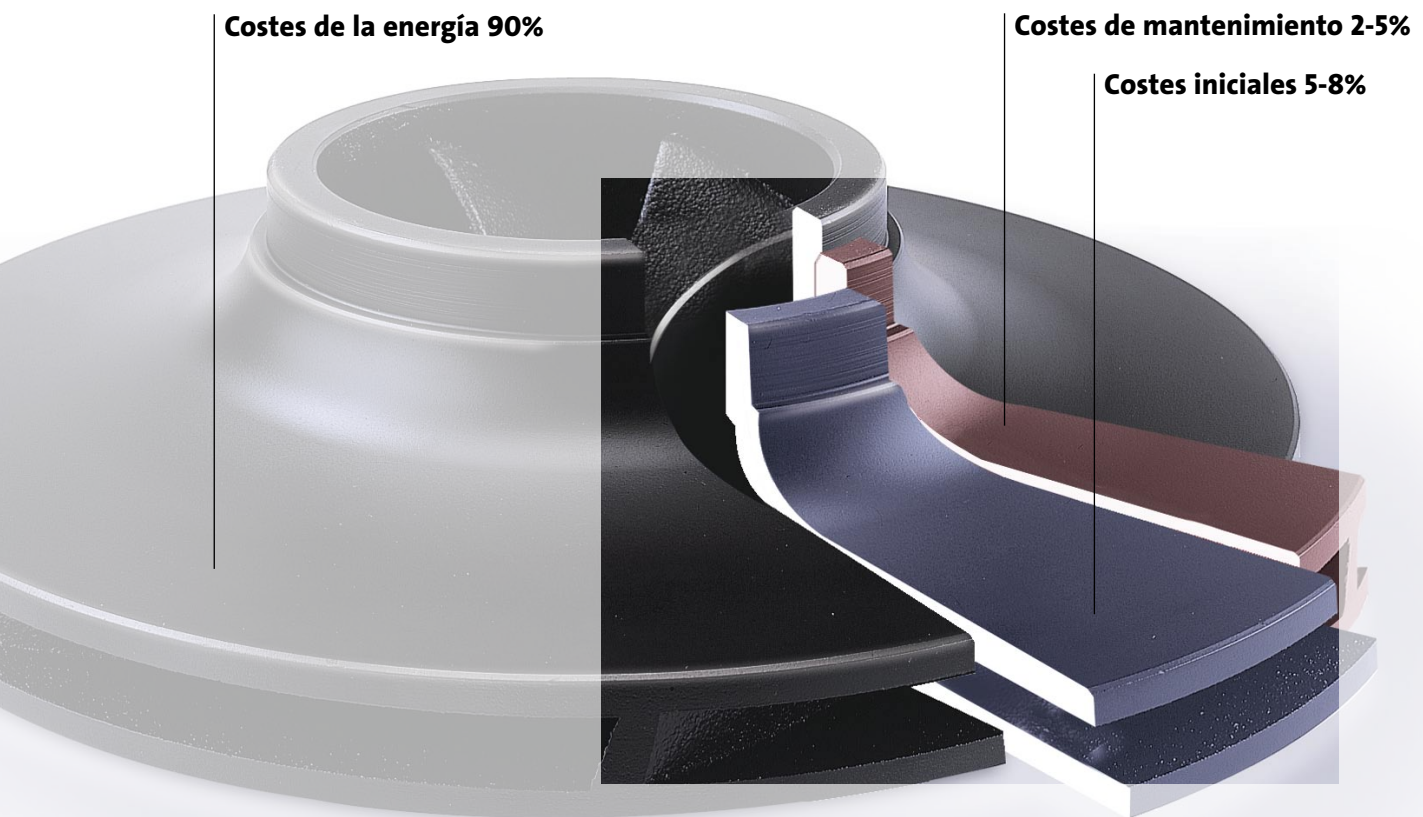
Fig. 4.5.8: Etiquetado del ELCB para convertidores de frecuencia trifásicos
Consulte el texto en PDF

Capítulo 5. Cálculo de los costes del ciclo vital

Apartado 5.1: Ecuación de los costes del ciclo vital

- 5.1.1 Costes iniciales, precio de adquisición (C_{ic})
- 5.1.2 Costes de instalación y puesta en marcha (C_{in})
- 5.1.3 Costes de energía (C_e)
- 5.1.4 Costes de funcionamiento (C_o)
- 5.1.5 Costes ambientales (C_{env})
- 5.1.6 Costes de mantenimiento y reparación (C_m)
- 5.1.7 Costes de paralización (pérdidas de producción) (C_s)
- 5.1.8 Costes de retirada de servicio y eliminación (C_r)

Apartado 5.2: Cálculo de los costes del ciclo vital - ejemplo



Apartado 5.1

Ecuación de los costes del ciclo vital

En este apartado nos centraremos en los elementos que constituyen los costes del ciclo vital (LCC) para comprender qué es el concepto LCC, qué factores hay que considerar para calcularlo y cómo calcularlo. Por último, ilustraremos con un ejemplo el concepto de costes del ciclo vital. Pero, antes de profundizar en los costes del ciclo vital, debemos comprender qué cubre este concepto.

El coste del ciclo vital de una bomba es una forma de indicar cuánto cuesta adquirir, instalar, utilizar, mantener y desechar una bomba durante su vida útil.

Los organismos Hydraulic Institute, Eurobomb y Department of Energy de EEUU han elaborado una herramienta denominada Costes del ciclo vital (LCC) de una bomba. Consulte la figura 5.1.1. Esta herramienta está diseñada para ayudar a las empresas a minimizar el despilfarro y a maximizar el rendimiento de la energía en distintos sistemas, incluyendo los sistemas de bombeo.

Los cálculos de los costes del ciclo vital constituyen una herramienta para tomar decisiones que se puede utilizar en el diseño de nuevas instalaciones o en la reparación de instalaciones existentes.

Los costes del ciclo vital (LCC) constan de los siguientes elementos:

C_{ic}	Costes iniciales, precio de adquisición
C_{in}	Costes de instalación y puesta en marcha
C_e	Costes de energía
C_o	Costes de funcionamiento (costes operativos)
C_{emv}	Costes medioambientales
C_m	Costes de mantenimiento y reparación
C_s	Costes de paralización (pérdidas de producción)
C_d	Costes de retirada del servicio y eliminación

En los siguientes párrafos, se describe cada uno de estos elementos. Como se deduce de la figura 5.1.2, los costes de la energía, los costes iniciales y los costes de mantenimiento son los más importantes.

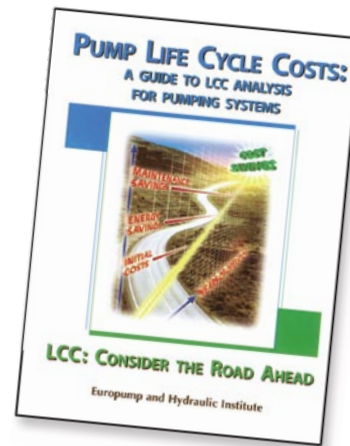


Fig. 5.1.1: Guía de análisis de los costes del ciclo vital para sistemas de bombeo
Consulte el texto en PDF

Costes típicos del ciclo vital

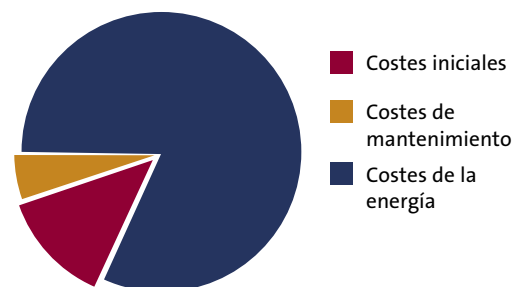


Fig. 5.1.2: Costes típicos del ciclo vital de un sistema circulante para la industria

LCC se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_{emv} + C_d$$



5.1.1 Costes iniciales, precio de adquisición (C_{ic})

Los costes iniciales (C_{ic}) de un sistema de bombeo incluyen todo el equipo y los accesorios necesarios para que funcione el sistema, es decir, las bombas, los convertidores de frecuencias, los paneles de control y los transmisores. Consulte la figura 5.1.3.

A menudo se debe encontrar un equilibrio entre los costes iniciales y los costes de energía y mantenimiento. Esto sucede porque en muchos casos los componentes más caros tienen un mayor tiempo de vida o un menor consumo de energía que los componentes más económicos.

5.1.2 Costes de instalación y puesta en marcha (C_{in})

Los costes de instalación y puesta en marcha incluyen los siguientes costes:

- Instalación de las bombas
- Base
- Conexiones del cableado eléctrico e instrumentación
- Instalación, conexión e instalación de transmisores, convertidores de frecuencia, etc.
- Evaluación de la puesta en marcha inicial

Del mismo modo que en el caso de los costes iniciales, es importante comprobar las opciones de equilibrio. En relación con las bombas con convertidor de frecuencia integrado, muchos de los componentes ya están integrados en el producto. Por consiguiente, esta clase de bombas a menudo tienen mayores costes iniciales y menores costes de instalación y puesta en marcha.

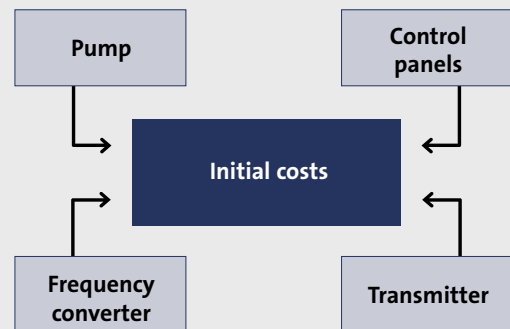


Fig. 5.1.3: Equipos que forman un sistema de bombeo
Consulte el texto en PDF

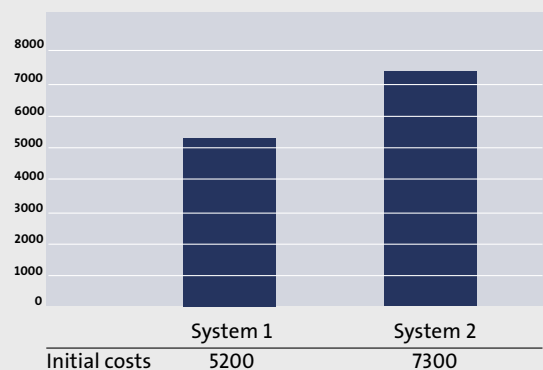


Fig. 5.1.4: Costes iniciales de un sistema de bombeo de velocidad constante (sistema 1) y de un sistema de bombeo de velocidad controlada (sistema 2)
Consulte el texto en PDF

Apartado 5.1

Ecuación de los costes del ciclo vital

5.1.3 Costes de energía (C_e)

En la mayoría de los casos, el consumo de energía es el mayor coste dentro del ciclo vital de los sistemas de bombeo ya que, con frecuencia, las bombas funcionan durante más de 2000 horas al año. En realidad, alrededor del 20% del consumo eléctrico mundial se utiliza en sistemas de bombeo. Consulte la figura 5.1.5.

A continuación se incluye una lista de algunos de los factores que influyen en el consumo de energía de un sistema de bombeo:

- Perfil de carga
- Rendimiento de la bomba (cálculo del punto de servicio). Consulte la figura 5.1.6
- Rendimiento del motor (el rendimiento del motor con carga parcial puede variar significativamente entre motores de alto rendimiento y motores de rendimiento normal)
- Dimensionamiento de la bomba (a menudo, los márgenes y el redondeo tienden a proponer bombas sobredimensionadas)
- Otros componentes del sistema, como tuberías y válvulas
- Uso de sistemas con velocidad controlada. Al utilizar en la industria bombas de velocidad controlada, se puede reducir el consumo de energía hasta en un 50%

5.1.4 Costes de funcionamiento (C_o)

Los costes de funcionamiento cubren los costes operativos en relación con el funcionamiento del sistema de bombeo. En la mayoría de los casos, los costes de funcionamiento relacionados con las bombas son reducidos. Hoy en día hay distintos tipos de equipos de supervisión que permiten conectar el sistema de bombeo a una red de ordenadores, haciendo que los costes de funcionamiento sean bajos.

5.1.5 Costes medioambientales (C_{env})

Los costes medioambientales cubren la eliminación de las piezas y la contaminación del líquido bombeado. La contribución de los factores medioambientales al coste del ciclo vital de un sistema de bombeo en la industria es reducida

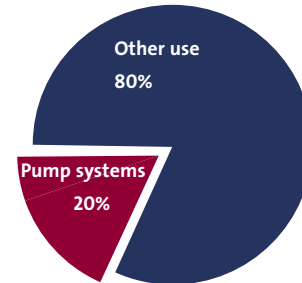


Fig. 5.1.5: Consumo mundial de energía
Consulte el texto en PDF

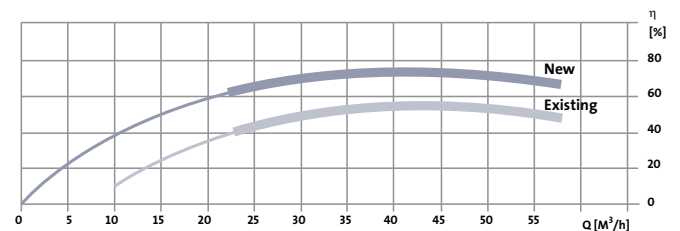


Fig. 5.1.6: Comparación del rendimiento de una bomba nueva y una existente
Consulte el texto en PDF



5.1.6 Costes de mantenimiento y reparación (C_m)

Los costes de mantenimiento y reparación, tal como implica su nombre, están relacionados con el mantenimiento y la reparación del sistema de bombeo, como por ejemplo: costes operativos, repuestos, transporte y limpieza.

El modo de conseguir una vida operativa óptima para una bomba y evitar averías es realizar mantenimiento preventivo.

5.1.7 Costes de paralización, costes de pérdidas de producción (C_p)

Los costes de paralización son extremadamente importantes cuando se trata de sistemas de bombeo utilizados en procesos de producción. El motivo es simple: detener la producción resulta muy costoso, incluso durante periodos de tiempo cortos. Aún cuando una sola bomba sea suficiente para satisfacer el rendimiento requerido de bombeo, siempre es una buena idea instalar una bomba de reserva que pueda tomar el relevo y garantice que la producción continuará aunque se produzca un fallo inesperado en el sistema de bombeo. Consulte la figura 5.1.7.

5.1.8 Costes de retirada de servicio y eliminación (C_d)

Dependiendo del fabricante de la bomba, los costes de retirada del servicio y eliminación de un sistema de bombeo están sujetos a ciertas variaciones. En consecuencia, a menudo este coste no se tiene en cuenta.

Cálculo de los costes del ciclo vital

Los costes del ciclo vital de un sistema de bombeo constan de la suma de todos los componentes mencionados anteriormente durante el tiempo de vida del sistema. Normalmente, se considera que el tiempo de vida útil está comprendido entre 10 y 20 años. En la industria de las bombas, los costes del ciclo vital normalmente se calculan mediante una fórmula más simplificada que tiene en cuenta menos elementos. Esta fórmula se muestra a la derecha.

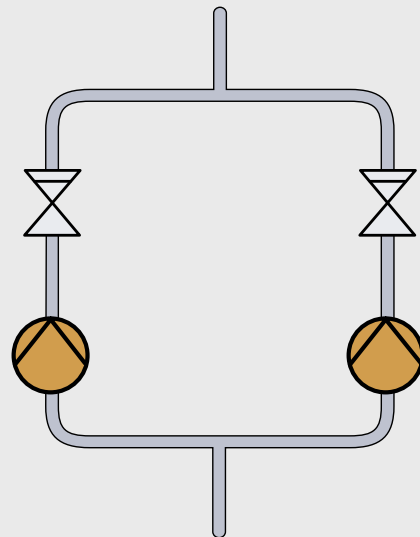


Fig. 5.1.7: Una bomba de reserva garantiza que la producción continuará en caso de avería de la bomba principal
Consulte el texto en PDF

$$LCC = C_{ic} + C_e + C_m$$

Apartado 5.2

Cálculo de los costes del ciclo vital – ejemplo

Veamos un ejemplo que utiliza la fórmula mencionada: Una industria necesita una nueva bomba para el abastecimiento de agua y se están analizando dos posibles soluciones:

- Una bomba centrífuga multicelular con velocidad fija
- Una bomba centrífuga multicelular con velocidad variable

Los cálculos muestran que, comparada con la bomba de velocidad fija, la bomba de velocidad variable consume un 40% menos de energía. Sin embargo, el coste inicial (C_{ic}) de la bomba de velocidad variable es el doble que el coste de la bomba de velocidad fija.

Los cálculos de costes del ciclo vital ayudarán a determinar qué bomba se debe instalar en el sistema. La aplicación tiene las siguientes características:

- 12 horas de funcionamiento al día
- 220 horas de funcionamiento al año
- Tiempo de vida de 10 años (período de cálculo)

Basándose en estos datos, se pueden calcular los costes del ciclo vital de estos dos sistemas.

Aunque los costes iniciales de una bomba de velocidad variable son el doble si se comparan con los costes de una bomba de velocidad fija, después de 10 años los costes totales de la primera solución planteada son el 25% inferiores a los costes de la solución con una bomba de velocidad fija.

Además del menor coste del ciclo vital, la bomba de velocidad variable proporciona, tal como se explicó en el capítulo 4, algunas ventajas operativas, p. ej., una presión constante en el sistema.

El tiempo de amortización del sistema con una bomba de velocidad variable es un poco mayor, ya que la bomba es más cara. Como se deduce de la figura 5.1.9, el tiempo de amortización es de alrededor de dos años y medio, y para aplicaciones industriales en general, esto se considera una buena inversión.

Tipos de bombas		Velocidad fija	Velocidad variable
Consumo medio de potencia	kW	18.76	11.31
Horas de funcionamiento al día	hours	12	12
Días de funcionamiento al año	days	220	220
Periodo de cálculo	years	10	10
Consumo total de energía	kWh	495,264	298,584
Precio de la energía eléctrica	Euro/kWh	0.07	0.07
Precio de la bomba	Euro	3,602	7,204
Costes de mantenimiento	Euro	1,417	1,417
Coste de la energía	Euro	33,284	20,066
Costes totales	Euro	38,303	28,688

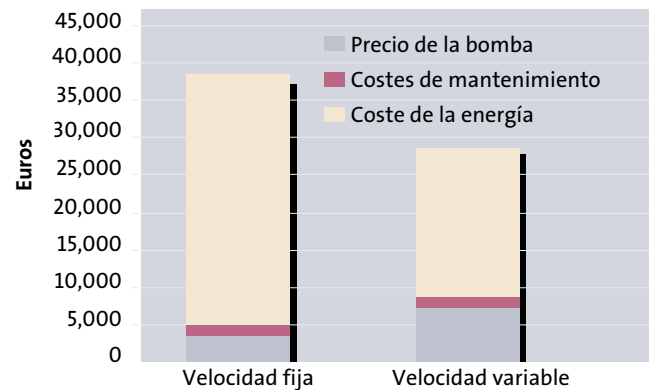


Fig. 5.1.8: Costes del ciclo vital de una bomba de velocidad fija y otra de velocidad variable
Consulte el texto en PDF

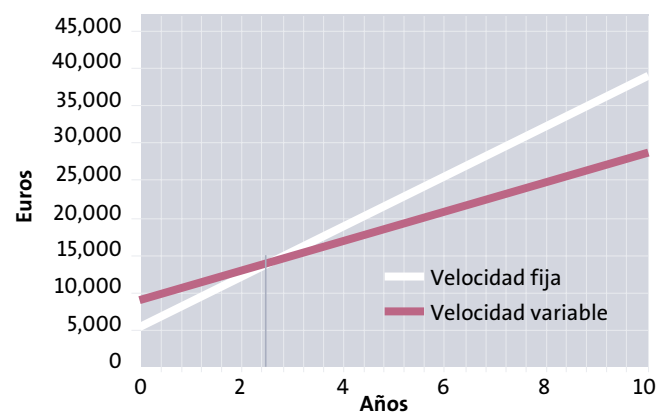


Fig. 5.1.9: Tiempo de amortización para una bomba de velocidad fija y otra de velocidad variable

Apéndice

- A) Notación y unidades
- B) Tablas de conversión de unidades
- C) Prefijos del SI y alfabeto griego
- D) Presión de vapor y densidad del agua a distintas temperaturas
- E) Orificios
- F) Cambios en la presión estática debidos a cambios en el diámetro de las tuberías
- G) Toberas
- H) Nomograma de pérdidas de altura en codos, válvulas, etc.
- I) Nomograma de pérdidas en tuberías para agua limpia a 20 °C
- J) Sistema periódico
- K) Normas de bombas
- L) Viscosidad de distintos líquidos en función de la temperatura del líquido

Notación y unidades

La siguiente tabla proporciona una visión general de la notación y las unidades relacionadas con bombas y sistemas de bombeo que se utilizan normalmente.

Notación	Unidades			Comentarios
	Unidades del SI	Otras unidades usuales		
H	m		Altura	
Q	m ³ /s	m ³ /h, l/s	Flujo volumétrico	
Q _m	kg/s	kg/h	Flujo másico	
p	Pa = N/m ²	hPa, kPa, bar	Presión	1 bar = 10 ⁵ Pa
Δp	Pa	kPa, bar	Diferencia de presiones	
NPSH	m		Altura de aspiración positiva neta	
ρ	kg/m ³	kg/dm ³	Densidad	
ν	m ² /s	cSt (centiStoke), mm ² /s	Viscosidad cinemática	1 cSt = 10 ⁻⁶ m ² /s
μ	Pa·s	Poise	Viscosidad dinámica	1 poise = 0.1 Pa·s
t	°C	°F	Temperatura	
T	K		Temperatura absoluta	
d	m	mm	Diámetro	
D	m	mm	Diámetro	
g	m/s ²		Aceleración de la gravedad	g = 9.81 m/s ²
v	m/s		Velocidad	
η		%	Rendimiento	
n	s ⁻¹	min ⁻¹ , RPM	Velocidad de giro	
t	s	min, h	Tiempo	
P	W	kW	Potencia	
U	V		Tensión	
I	A		Intensidad	
f	Hz		Frecuencia	
cosφ			Coseno del ángulo de fase entre U e I	
PF			Factor de potencia	

Tablas de conversión de unidades

Las tablas de conversión para presión y caudal muestran las unidades más comunes en relación con los sistemas de bombeo

Presión

	Pascal (=Newton por metro ²)	bares	kilopondios por metro ²	metros columna de agua	Atmósfera técnica	Atmósfera física	libras por pulgada cuadrada	
	Pa, (N/m ²)	bares	kp/m ²	mWC	at (kp/cm ²)	atm	psi (libras/pul ²)	
1 Pa	1	10 ⁻⁵	0.1020	1.020 · 10 ⁻⁴	1.020 · 10 ⁻⁵	9.869 · 10 ⁻⁴	1.450 · 10 ⁻⁴	1 Pa
1 bar	10 ⁵	1	10197	10.20	1.020	0.9869	14.50	1 bar
1 kp/m²	9.8067	9.807 · 10 ⁵	1	10 ⁻³	10 ⁻⁴	0.9678 · 10 ⁻⁴	1.422 · 10 ⁻³	1 kp/m²
1 mWC	9806.7	0.09807	10 ³	1	0.1	0.09678	1.422	1 mWC
1 at	98067	0.9807	10 ⁴	10	1	0.9678	14.22	1 at
1 atm	101325	1.013	10333	10.33	1.033	1	14.70	1 atm
1 psi	6895	0.06895	703.1	0.7031	0.07031	0.06804	1	1 psi

Caudal (volumen)

	Metros cúbicos por segundo	Metros cúbicos por hora	Litros por segundo	Galones (RU) por minuto	Galones (RU) por minuto	
	m ³ /s	m ³ /h	l/s	UK GPM	UK GPM	
1 m³/s	1	3600	1000	1320	15651	1 m³/s
1 m³/h	2.778 · 10 ⁻⁴	1	0.2778	3.667	4.403	1 m³/h
1 l/s	10 ⁻³	3.6	1	13.2	15.85	1 l/s
1 UK GPM	7.577 · 10 ⁻⁵	0.02728	0.07577	1	1.201	1 UK GPM
1 US GPM	6.309 · 10 ⁻⁵	0.02271	0.06309	0.8327	1	1 US GPM

Temperatura

Las siguientes fórmulas muestran cómo convertir las unidades utilizadas con mayor frecuencia para la temperatura.

De grados Celsius a Kelvin:

$$T [K] = 273.15 + t [^{\circ}C]$$

De grados Celsius a grados Fahrenheit:

$$t [^{\circ}F] = 32 + 1.8 t [^{\circ}C]$$

Grados Celsius	Grados Kelvin	Grados Fahrenheit
°C	K	°F
0	273.15	32
100	373.15	212
- 17.8	255.35	0

$\Delta T, \Delta t$	Δt	Δt	Δt
	°C	K	°F
1 °C =	1	1	5/9
1 K =	1	1	5/9
1 °F =	9/5	9/5	1

Prefijos del SI y alfabeto griego

Factor		Prefix	Symbol
10^9	1,000,000,000	giga	G
10^6	1,000,000	mega	M
10^3	1,000	kilo	k
10^2	100	hekto	h
10	10	deka	da
10^{-1}	0.1	deci	d
10^{-2}	0.01	centi	c
10^{-3}	0.001	milli	m
10^{-6}	0.000.001	mikro	μ
10^{-9}	0.000.000.001	nano	n

Greek alphabet		
Alfa	A	α
Beta	B	β
Gamma	Γ	γ
Delta	Δ	δ
Epsilon	E	ϵ
Zeta	Z	ζ
Eta	H	η
Theta	Θ	θ
Jota	I	ι
Kappa	K	κ
Lambda	Λ	λ
My	M	μ
Ny	N	ν
Ksi	$\text{K}\Sigma$	$\kappa\sigma$
Omikron	O	\omicron
Pi	Π	π
Rho	P	ρ
Sigma	Σ	σ
Tau	T	τ
Ypsilon	Y	υ
Fi	Φ	ϕ
Khi	X	χ
Psi	Ψ	ψ
Omega	Ω	ω

Presión de vapor y densidad del agua a distintas temperaturas

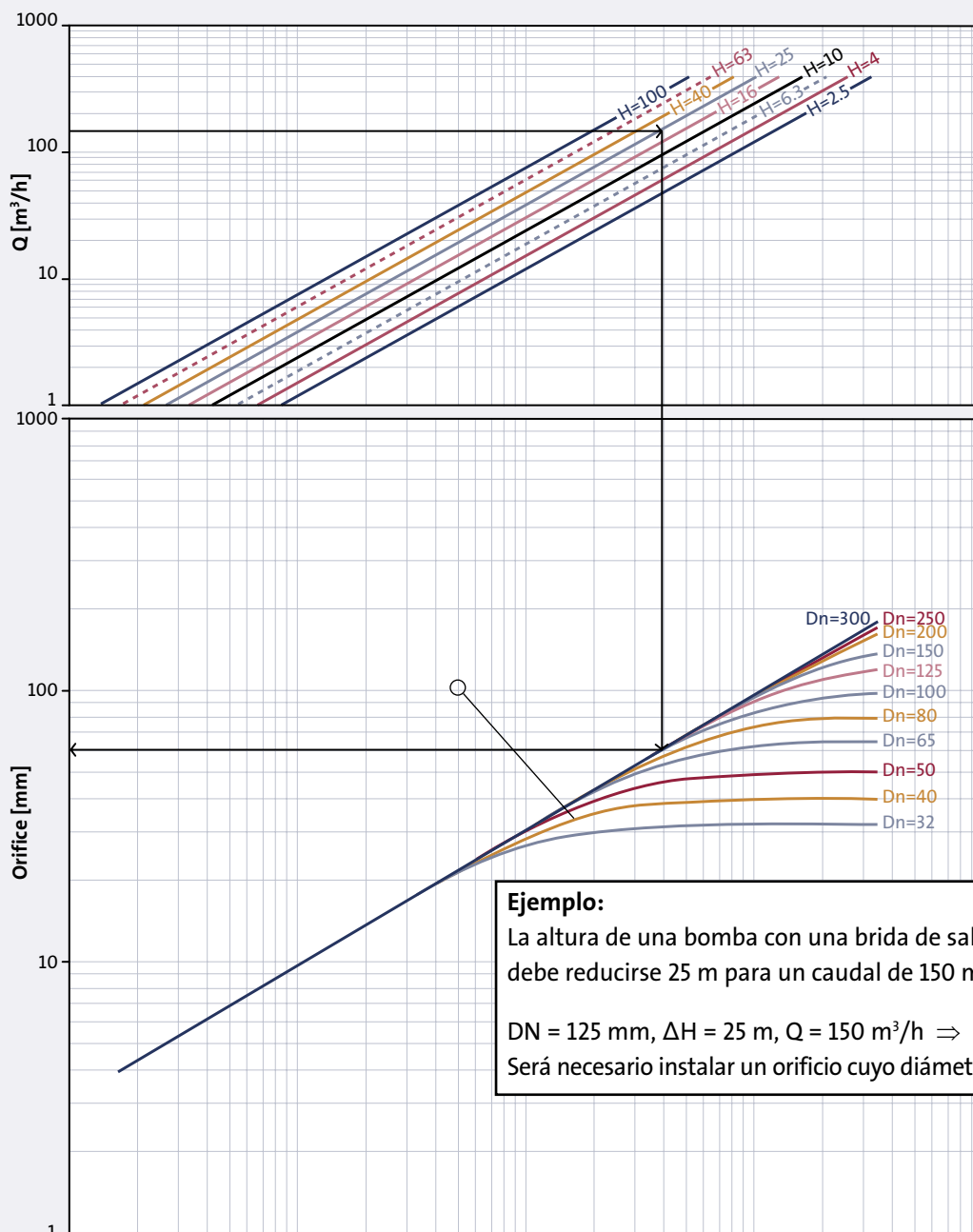
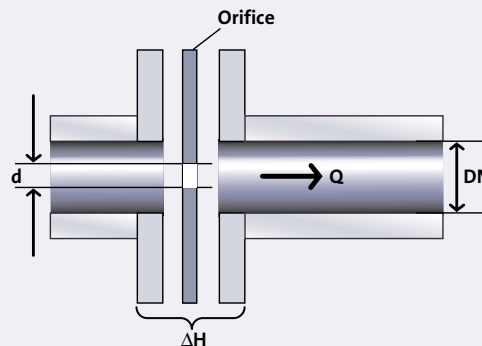
Esta tabla muestra la presión de vapor p [bares] y la densidad ρ [kg/m³] del agua a distintas temperaturas t [°C]. Asimismo, la tabla muestra la temperatura absoluta T [K] correspondiente.

Vapour pressure p and density ρ of water at different temperatures											
t [°C]	T [K]	P [bar]	ρ [kg/m ³]	t [°C]	T [K]	P [bar]	ρ [kg/m ³]	t [°C]	T [K]	P [bar]	ρ [kg/m ³]
0	273.15	0.00611	999.8					138	411.15	3.414	927.6
1	274.15	0.00657	999.9	61	334.15	0.2086	982.6	140	413.15	3.614	925.8
2	275.15	0.00706	999.9	62	335.15	0.2184	982.1	145	418.15	4.155	921.4
3	276.15	0.00758	999.9	63	336.15	0.2286	981.6	150	423.15	4.760	916.8
4	277.15	0.00813	1000.0	64	337.15	0.2391	981.1				
5	278.15	0.00872	1000.0	65	338.15	0.2501	980.5	155	428.15	5.433	912.1
6	279.15	0.00935	1000.0	66	339.15	0.2615	979.9	160	433.15	6.181	907.3
7	280.15	0.01001	999.9	67	340.15	0.2733	979.3	165	438.15	7.008	902.4
8	281.15	0.01072	999.9	68	341.15	0.2856	978.8	170	443.15	7.920	897.3
9	282.15	0.01147	999.8	69	342.15	0.2984	978.2	175	448.15	8.924	892.1
10	283.15	0.01227	999.7	70	343.15	0.3116	977.7				
11	284.15	0.01312	999.7	71	344.15	0.3253	977.0	180	453.15	10.027	886.9
12	285.15	0.01401	999.6	72	345.15	0.3396	976.5	185	458.15	11.233	881.5
13	286.15	0.01497	999.4	73	346.15	0.3543	976.0	190	463.15	12.551	876.0
14	287.15	0.01597	999.3	74	347.15	0.3696	975.3	195	468.15	13.987	870.4
15	288.15	0.01704	999.2	75	348.15	0.3855	974.8	200	473.15	15.50	864.7
16	289.15	0.01817	999.0	76	349.15	0.4019	974.1	205	478.15	17.243	858.8
17	290.15	0.01936	998.8	77	350.15	0.4189	973.5	210	483.15	19.077	852.8
18	291.15	0.02062	998.7	78	351.15	0.4365	972.9	215	488.15	21.060	846.7
19	292.15	0.02196	998.5	79	352.15	0.4547	972.3	220	493.15	23.198	840.3
20	293.15	0.02337	998.3	80	353.15	0.4736	971.6	225	498.15	25.501	833.9
21	294.15	0.02485	998.1	81	354.15	0.4931	971.0	230	503.15	27.976	827.3
22	295.15	0.02642	997.8	82	355.15	0.5133	970.4	235	508.15	30.632	820.5
23	296.15	0.02808	997.6	83	356.15	0.5342	969.7	240	513.15	33.478	813.6
24	297.15	0.02982	997.4	84	357.15	0.5557	969.1	245	518.15	36.523	806.5
25	298.15	0.03166	997.1	85	358.15	0.5780	968.4	250	523.15	39.776	799.2
26	299.15	0.03360	996.8	86	359.15	0.6011	967.8	255	528.15	43.246	791.6
27	300.15	0.03564	996.6	87	360.15	0.6249	967.1				
28	301.15	0.03778	996.3	88	361.15	0.6495	966.5	260	533.15	46.943	783.9
29	302.15	0.04004	996.0	89	362.15	0.6749	965.8	265	538.15	50.877	775.9
30	303.15	0.04241	995.7	90	363.15	0.7011	965.2	270	543.15	55.058	767.8
31	304.15	0.04491	995.4	91	364.15	0.7281	964.4	275	548.15	59.496	759.3
32	305.15	0.04753	995.1	92	365.15	0.7561	963.8	280	553.15	64.202	750.5
33	306.15	0.05029	994.7	93	366.15	0.7849	963.0	285	558.15	69.186	741.5
34	307.15	0.05318	994.4	94	367.15	0.8146	962.4	290	563.15	74.461	732.1
35	308.15	0.05622	994.0	95	368.15	0.8453	961.6	295	568.15	80.037	722.3
36	309.15	0.05940	993.7	96	369.15	0.8769	961.0	300	573.15	85.927	712.2
37	310.15	0.06274	993.3	97	370.15	0.9094	960.2	305	578.15	92.144	701.7
38	311.15	0.06624	993.0	98	371.15	0.9430	959.6	310	583.15	98.700	690.6
39	312.15	0.06991	992.7	99	372.15	0.9776	958.6				
40	313.15	0.07375	992.3	100	373.15	1.0133	958.1	315	588.15	105.61	679.1
41	314.15	0.07777	991.9	102	375.15	1.0878	956.7	320	593.15	112.89	666.9
42	315.15	0.08198	991.5	104	377.15	1.1668	955.2	325	598.15	120.56	654.1
43	316.15	0.08639	991.1	106	379.15	1.2504	953.7	330	603.15	128.63	640.4
44	317.15	0.09100	990.7	108	381.15	1.3390	952.2	340	613.15	146.05	610.2
45	318.15	0.09582	990.2	110	383.15	1.4327	950.7	350	623.15	165.35	574.3
46	319.15	0.10086	989.8					360	633.15	186.75	527.5
47	320.15	0.10612	989.4	112	385.15	1.5316	949.1				
48	321.15	0.11162	988.9	114	387.15	1.6362	947.6	370	643.15	210.54	451.8
49	322.15	0.11736	988.4	116	389.15	1.7465	946.0	374.15	647.30	221.2	315.4
50	323.15	0.12335	988.0	118	391.15	1.8628	944.5				
				120	393.15	1.9854	942.9				
51	324.15	0.12961	987.6								
52	325.15	0.13613	987.1	122	395.15	2.1145	941.2				
53	326.15	0.14293	986.6	124	397.15	2.2504	939.6				
54	327.15	0.15002	986.2	126	399.15	2.3933	937.9				
55	328.15	0.15741	985.7	128	401.15	2.5435	936.2				
56	329.15	0.16511	985.2	130	403.15	2.7013	934.6				
57	330.15	0.17313	984.6								
58	331.15	0.18147	984.2	132	405.15	2.8670	932.8				
59	332.15	0.19016	983.7	134	407.15	3.041	931.1				
60	333.15	0.19920	983.2	136	409.15	3.223	929.4				

Orificios

Tal como se ha explicado en el capítulo 3, el punto de servicio de una bomba se ajusta añadiendo una resistencia conectada en serie con la bomba. En la práctica, esta operación se hace normalmente colocando un orificio en la brida de salida de la bomba.

El siguiente gráfico muestra el diámetro del orificio d [mm], basándose en las dimensiones de la tubería/toma DN [mm], el caudal Q [m³/h] y las pérdidas de altura ΔH [m] requeridas.



Ejemplo:
 La altura de una bomba con una brida de salida de 125 mm debe reducirse 25 m para un caudal de 150 m³/h.
 DN = 125 mm, $\Delta H = 25$ m, $Q = 150$ m³/h \Rightarrow
 Será necesario instalar un orificio cuyo diámetro sea de 59 mm.

Cambios en la presión estática debidos a cambios en el diámetro de las tuberías

Tal como se ha descrito en el capítulo 2.2, los cambios en las dimensiones de la tubería dan como resultado cambios en la velocidad del líquido y, en consecuencia, cambios en la presión estática y dinámica.

A la hora de determinar la altura (consulte la página 86), la diferencia en las dos dimensiones de las tomas requiere una corrección de la altura medida.

Es preciso sumar ΔH a la altura medida de la bomba:

$$\Delta H = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} = \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left[\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right]$$

donde:

v_1 es la velocidad del líquido en la toma de entrada en [m/s]

v_2 es la velocidad del líquido en la toma de salida en [m/s]

Q es el valor del caudal en [m³/s]

g es la aceleración de la gravedad en [m/s²]

D_1 es el diámetro de la toma de entrada en [m]

D_2 es el diámetro de la toma de salida en [m]

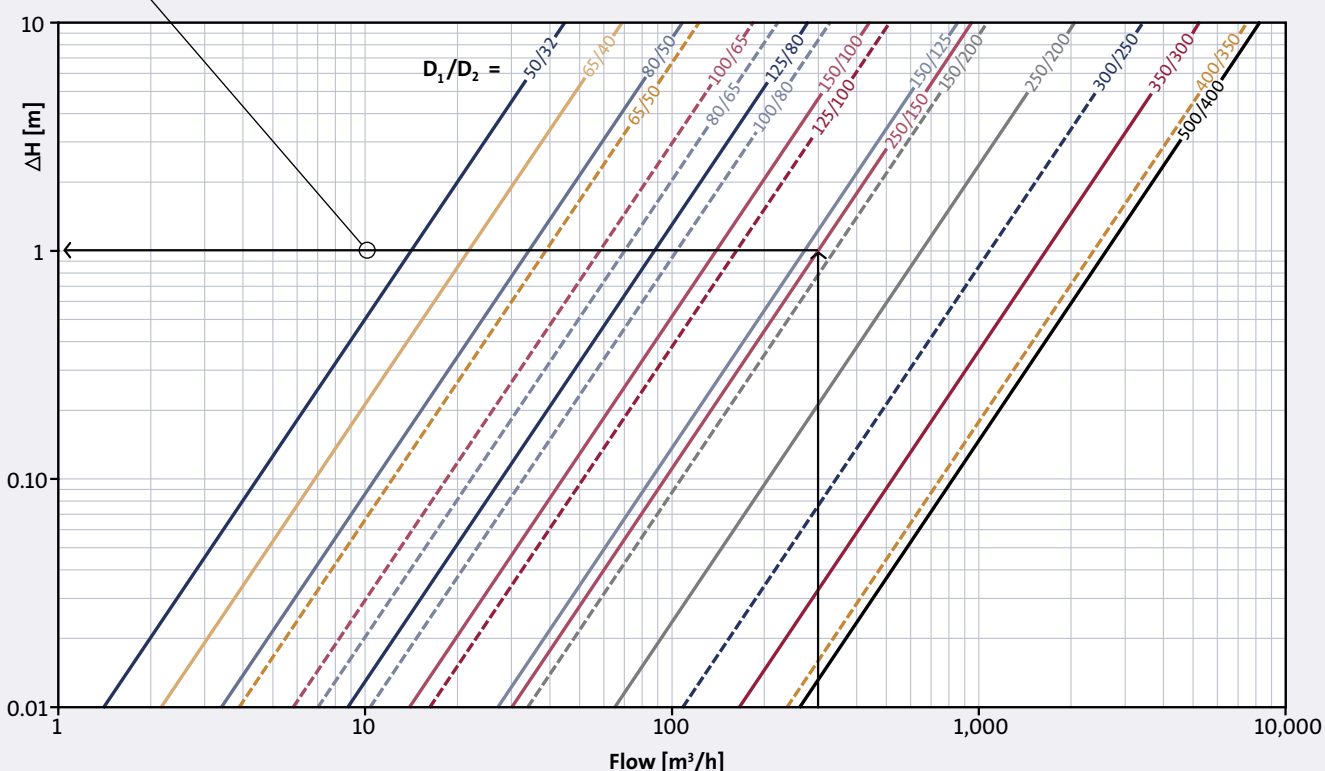
El gráfico muestra el valor de ΔH para conjuntos típicos de dimensiones de tomas D_1/D_2 en función del caudal Q . En este caso, el caudal Q se mide en [m³/h] y ΔH se mide en [m].

Ejemplo:

Una bomba con una toma de entrada de 250 mm y una toma de salida de 150 mm bombea 300 m³/h. ¿En cuánto afecta la diferencia en las dimensiones de la tomas a la altura medida?

$D_1 = 250 \text{ mm}$ $D_2 = 150 \text{ mm}$ $Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$

Como se deduce del gráfico, la diferencia de altura es $\Delta H = 1 \text{ m}$.

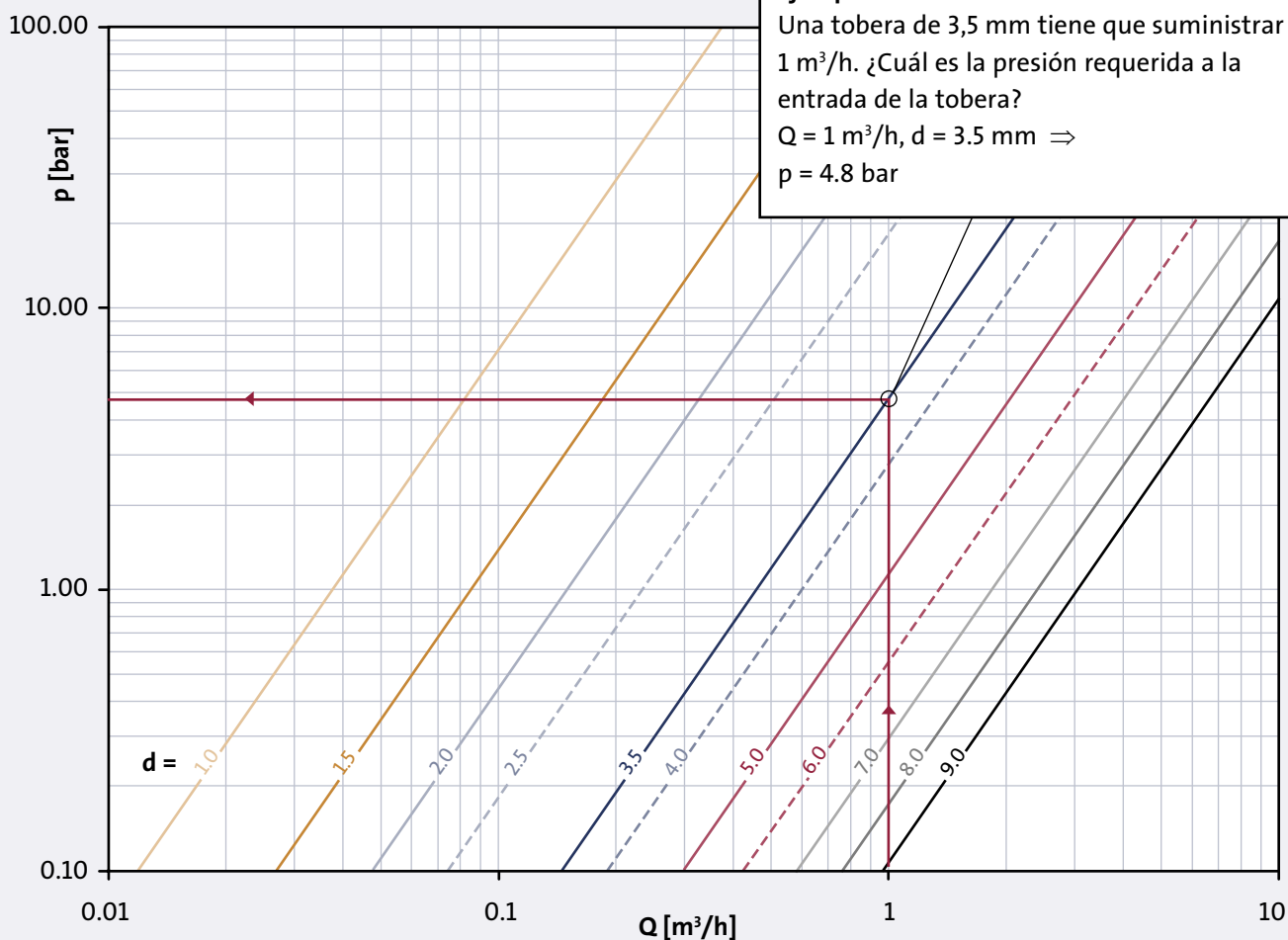
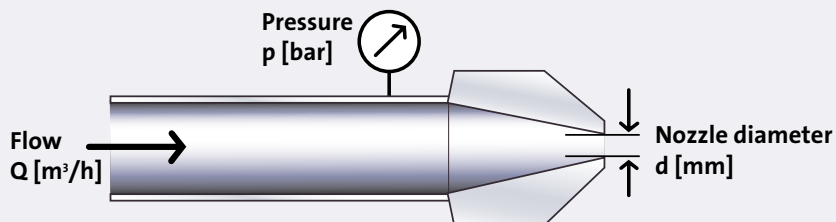


Toberas

La relación entre el diámetro de la tobera d [mm], el caudal requerido Q [m³/h] y la presión requerida antes de la tobera p [bar] se obtiene utilizando el siguiente nomograma. En este caso se considera que la tobera tiene un comportamiento cuadrático:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^n$$

donde $n = 0.5$. Algunas toberas tienen un valor de n inferior (consulte al proveedor).

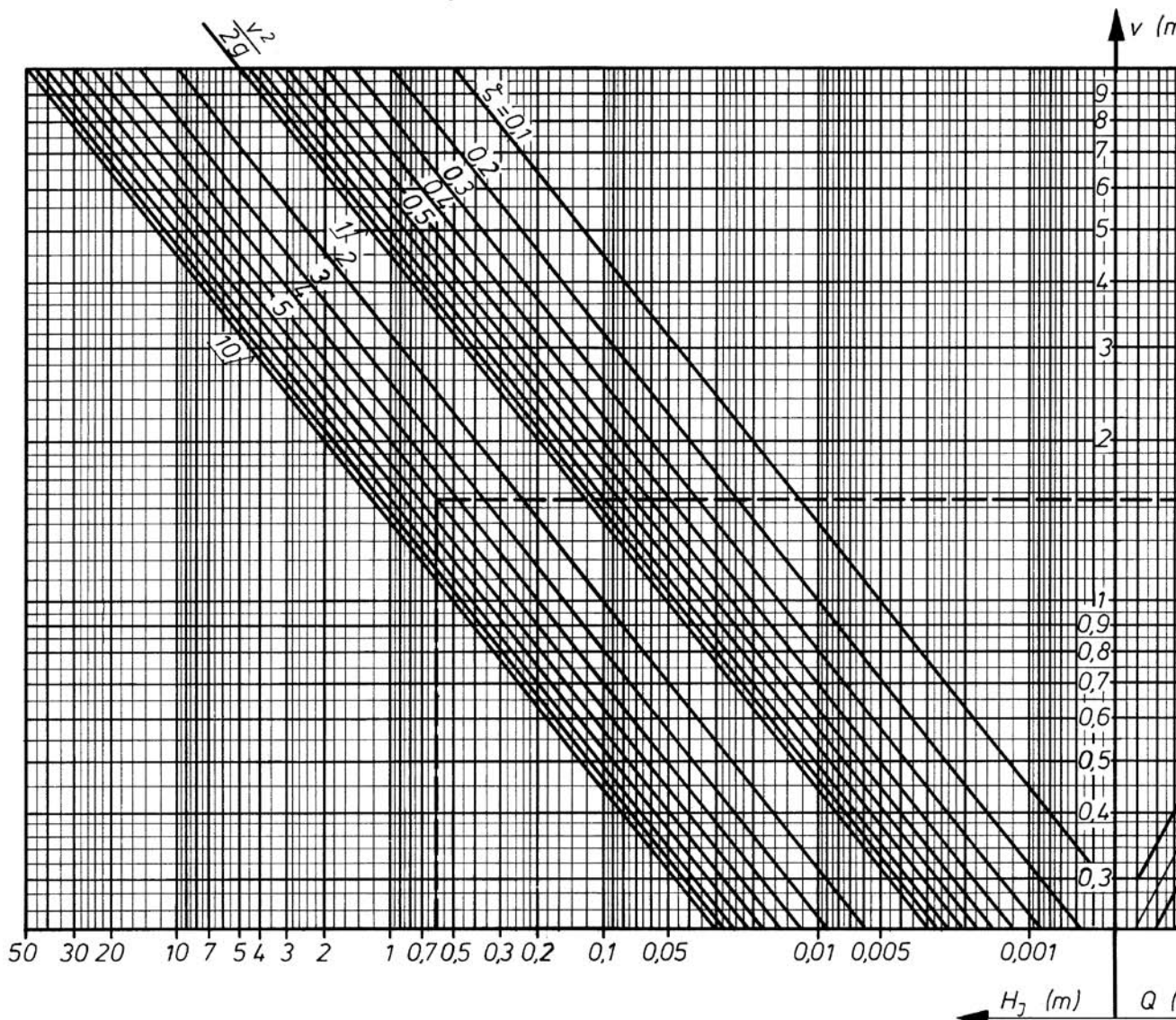


Ejemplo:
 Una tobera de 3,5 mm tiene que suministrar 1 m³/h. ¿Cuál es la presión requerida a la entrada de la tobera?
 $Q = 1 \text{ m}^3/\text{h}, d = 3.5 \text{ mm} \Rightarrow p = 4.8 \text{ bar}$

Nomogram for head losses in bends, valves, etc.

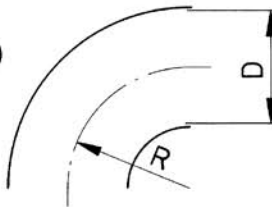
Q = Flow, l/s
 D = Pipe inner diameter, mm
 v = Flow velocity, m/s
 ζ = Loss coefficient
 H_j = Head losses, m

Example
 Q = 12 l/s
 D = 100 mm
 v = 1.55 m/s
 $\Sigma\zeta = 5$
 $H_j = 0.6$ m



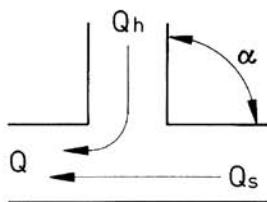
Guide values for head losses in bends, valves, etc .

- Pipe bend 90 °, R/D = 1,5 0.3
- Discharge loss 1.0 (pipe without expansion)
- Swing check valve 1...2
- Ball check valve 0.7...1.2
- Gate valve 0.2



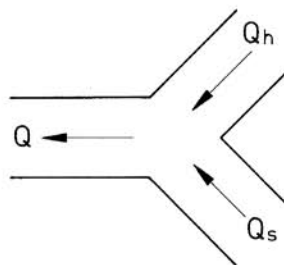
• T-piece

Q _H /Q	α = 90 °		α = 45 °	
	ζ _h	ζ _s	ζ _h	ζ _s
0.0	-1.00	0.04	-0.90	0.04
0.2	-0.40	0.17	-0.38	0.17
0.4	0.08	0.30	0.00	0.19
0.6	0.47	0.41	0.22	0.09
0.8	0.72	0.51	0.37	-0.17
1.0	0.91	0.60	0.37	-0.54

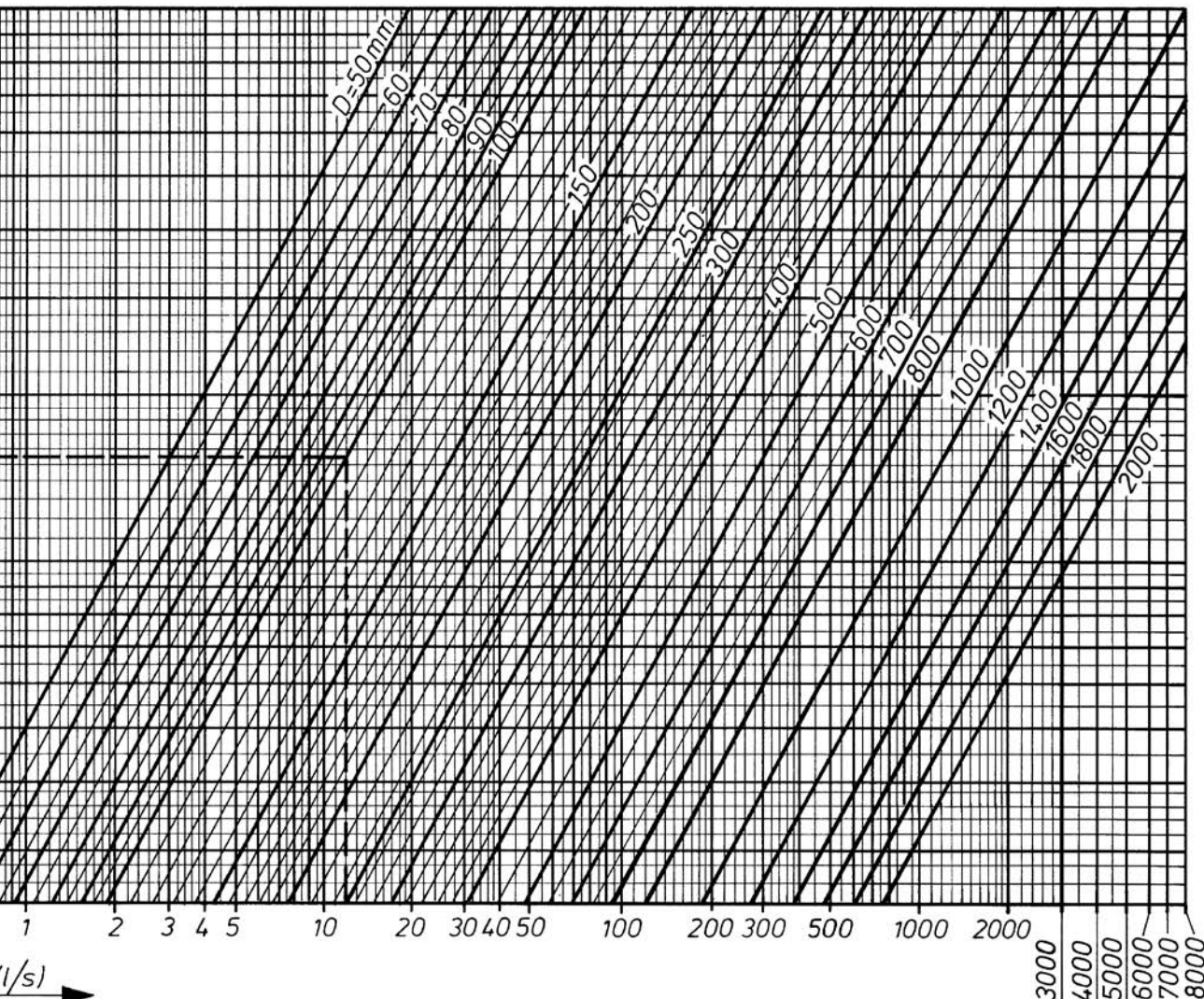


• Y-piece

Q _H /Q	ζ _h	ζ _s
0.0	-	0.6
0.5	0.3	0.3
1.0	0.6	-



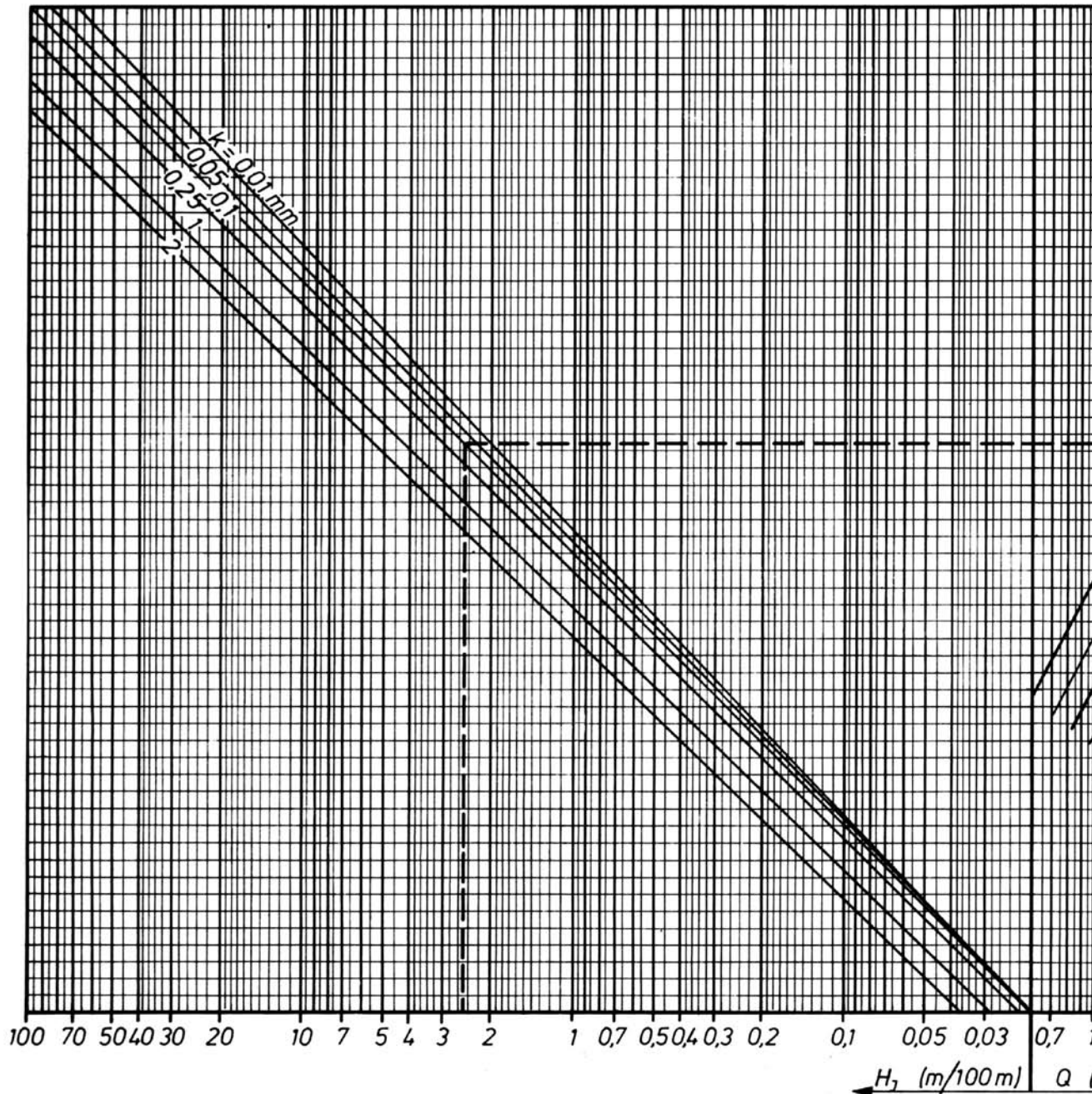
n/s)



Pipe loss nomogram for clean water 20°C

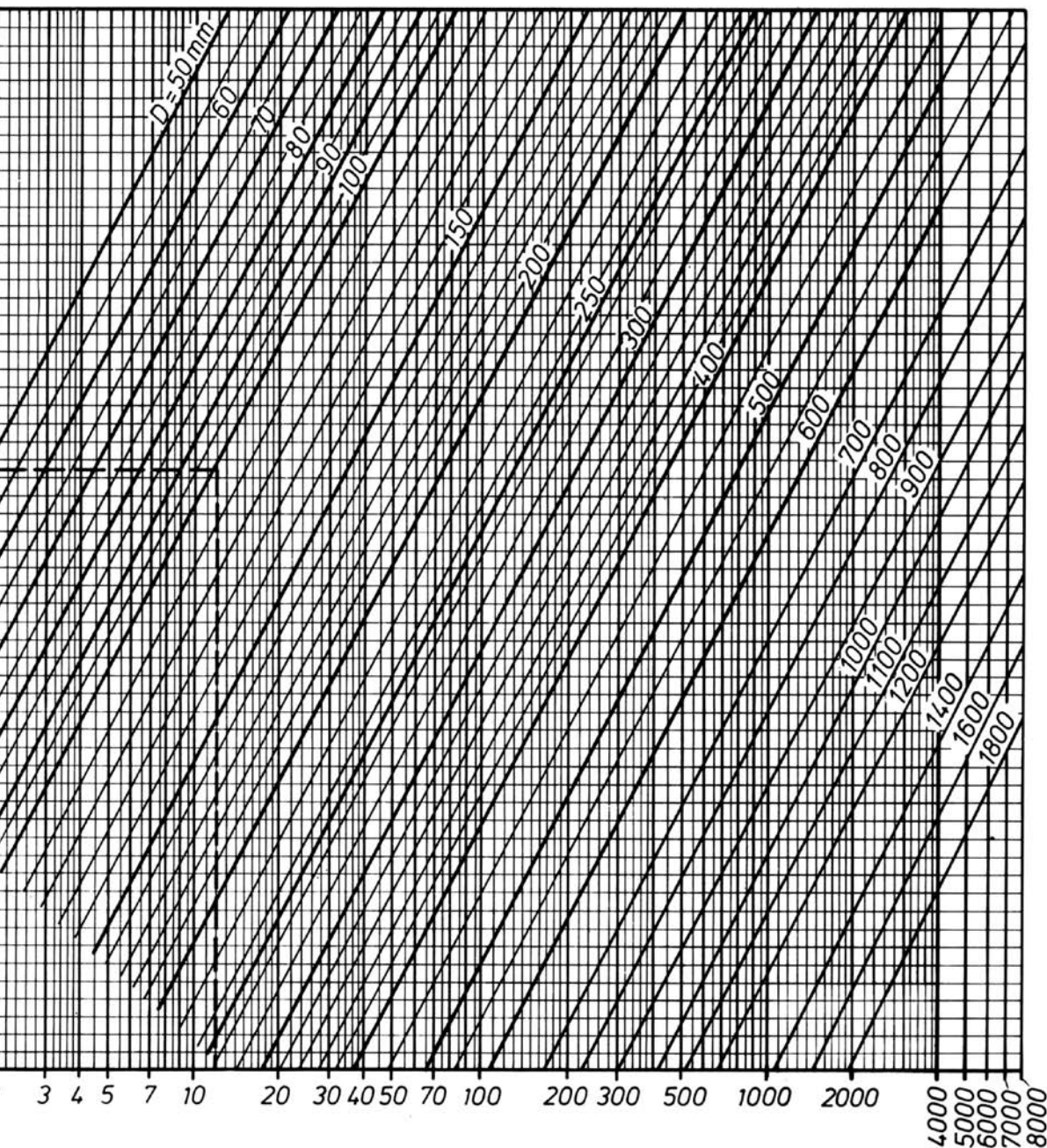
Q = Flow, l/s
 D = Pipe inner diameter, mm
 k = Surface roughness, mm
 H_f = Pipe losses, m/100 m

Example
 $Q = 12$ l/s
 $D = 100$ mm
 $k = 0.1$ mm
 $H_f = 2.5$ m/100 m



Guide values for surface roughness (k) for pipes

pipe material	new pipe k (mm)	old pipe k (mm)
plastic	0.01	0.25
drawn steel	0.05	1.0
welded steel	0.1	1.0
drawn stainless steel	0.05	0.25
welded stainless steel	0.1	0.25
cast iron	0.25	1.0
galvanized steel	0.15	



Sistema periodico

1 H Hydrogen																	2 He Helium
3 Li Lithium	4 Be Beryllium											5 B Boron	6 C Carbon	7 N Nitrogen	8 O Oxygen	9 F Fluorine	10 Ne Neon
11 Na Sodium	12 Mg Magnesium											13 Al Aluminium	14 Si Silicon	15 P Phosphorus	16 S Sulphur	17 Cl Chlorine	18 Ar Argon
19 K Potassium	20 Ca Calcium	21 Sc Scandium	22 Ti Titanium	23 V Vanadium	24 Cr Chromium	25 Mn Manganese	26 Fe Iron	27 Co Cobalt	28 Ni Nickel	29 Cu Copper	30 Zn Zinc	31 Ga Gallium	32 Ge Germanium	33 As Arsenic	34 Se Selenium	35 Br Bromine	36 Kr Krypton
37 Rb Rubidium	38 Sr Strontium	39 Y Yttrium	40 Zr Zirconium	41 Nb Niobium	42 Mo Molybdenum	43 Tc Technetium	44 Ru Ruthenium	45 Rh Rhodium	46 Pd Palladium	47 Ag Silver	48 Cd Cadmium	49 In Indium	50 Sn Tin	51 Sb Antimony	52 Te Tellurium	53 I Iodine	54 Xe Xenon
55 Cs Caesium	56 Ba Barium	57 La Lutetium	72 Hf Hafnium	73 Ta Tantalum	74 W Tungsten	75 Re Rhenium	76 Os Osmium	77 Ir Iridium	78 Pt Platinum	79 Au Gold	80 Hg Mercury	81 Tl Thallium	82 Pb Lead	83 Bi Bismuth	84 Po Polonium	85 At Astatine	86 Rn Radon
87 Fr Francium	88 Ra Radium	89 Ac Actinium	104 Rf Rutherfordium	105 Db Dubnium	106 Sg Seaborgium	107 Bh Bohrium	108 Hs Hassium	109 Mt Meitnerium	110 Ds Darmstadtium	111 Rg Roentgenium	112 Uub Ununbium	113 Uut Ununtrium	114 Uuq Ununquadium				
58 Ce Cerium	59 Pr Praseodymium	60 Nd Neodymium	61 Pm Promethium	62 Sm Samarium	63 Eu Europium	64 Gd Gadolinium	65 Tb Terbium	66 Dy Dysprosium	67 Ho Holmium	68 Er Erbium	69 Tm Thulium	70 Yb Ytterbium	71 Lu Lutetium				
90 Th Thorium	91 Pa Protactinium	92 U Uranium	93 Np Neptunium	94 Pu Plutonium	95 Am Americium	96 Cm Curium	97 Bk Berkelium	98 Cf Californium	99 Es Einsteinium	100 Fm Fermium	101 Md Mendelevium	102 No Nobelium	103 Lr Lawrencium				

Normas de bombas

Normas de bombas

EN 733	Bombas centrífugas de aspiración axial, categoría 10 bares con brida para cojinetes
EN 22858	Bombas centrífugas de aspiración axial (categoría 16 bares) - Denominación, dimensiones y punto de servicio nominal

Normas relacionadas con bombas:

ISO 3661	Bombas centrífugas de aspiración axial - Dimensiones de instalación y bancada
EN 12756	Sellados mecánicos - Códigos de materiales y denominación, dimensiones principales
EN 1092	Bridas y sus uniones - Bridas circulares para tuberías, válvulas, acoplamientos y accesorios, designación de PN
ISO 7005	Bridas metálicas
DIN 24296	Bombas, y bombas para líquidos: Repuestos

Especificaciones, etc.:

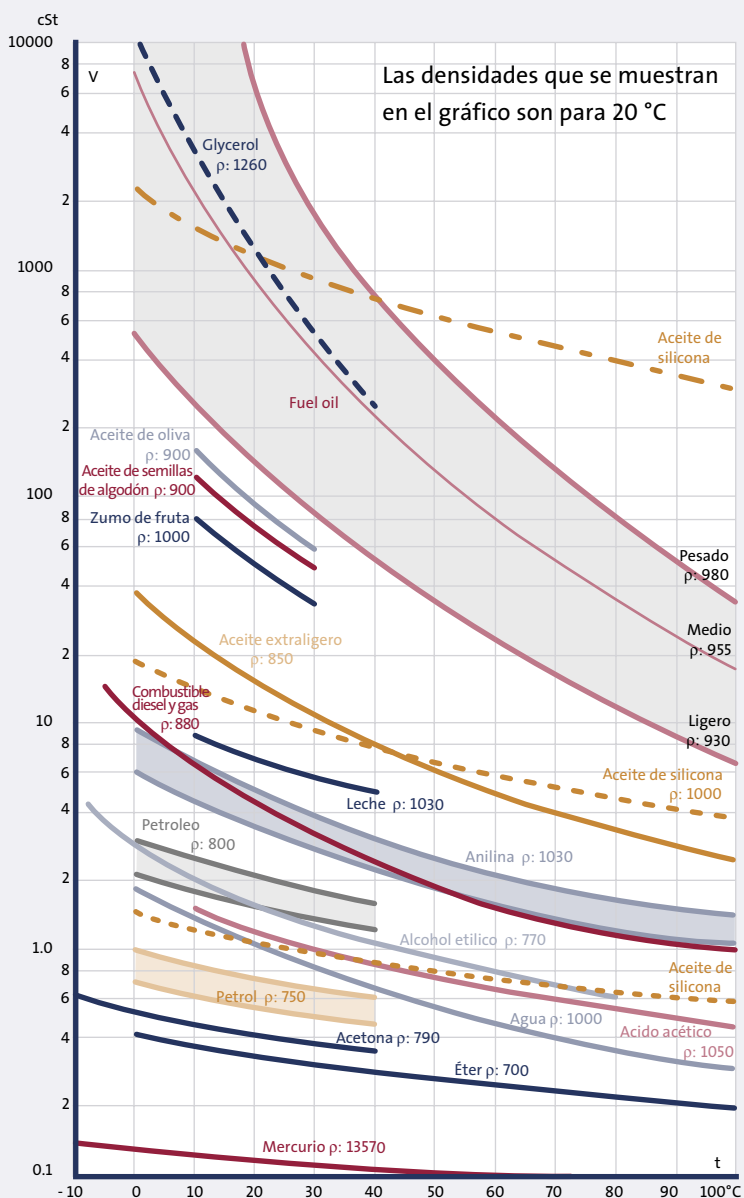
ISO 9905	Especificaciones técnicas para bombas centrífugas - Clase 1
ISO 5199	Especificaciones técnicas para bombas centrífugas - Clase 2
ISO 9908	Especificaciones técnicas para bombas centrífugas - Clase 3
ISO 9906	Bombas rotodinámicas - Pruebas de rendimiento hidráulico - Grados 1 y 2
EN 10204	Productos metálicos - Documentos de tipos de inspección
ISO/FDIS 10816	Vibraciones mecánicas - Evaluación de vibraciones en máquinas mediante mediciones en partes no giratorias

Normas para motores:

EN 60034/IEC 34	Máquinas eléctricas giratorias
-----------------	--------------------------------

Viscosidad de líquidos estándar en función de la temperatura del líquido

El gráfico muestra la viscosidad de distintos líquidos a distintas temperaturas. Como se deduce del gráfico, la viscosidad disminuye al aumentar la temperatura.

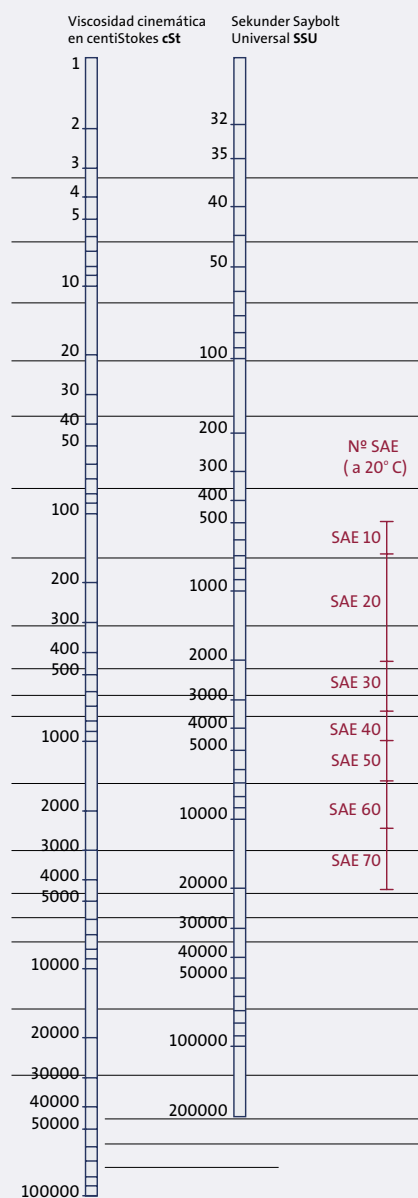


Viscosidad

La viscosidad cinética se mide en centiStokes [cSt] ($1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$). En relación con la viscosidad cinética, también se utilizan las unidades Saybolt Universal Unit [SSU]. El siguiente gráfico muestra la relación entre la viscosidad en [cSt] y la viscosidad en [SSU]. En el gráfico también se indica el número SAE.

Para valores de viscosidad cinética superiores a 60 cSt, la viscosidad universal Saybolt se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$[\text{SSU}] = 4.62 \cdot [\text{cSt}]$$



Ethylene glycol

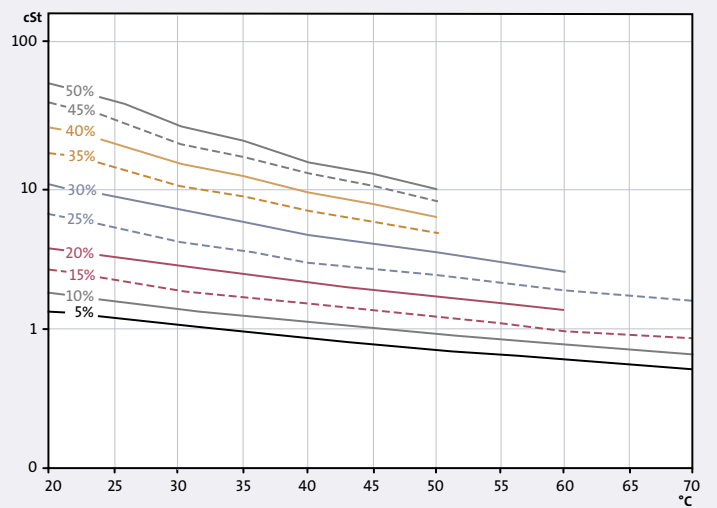
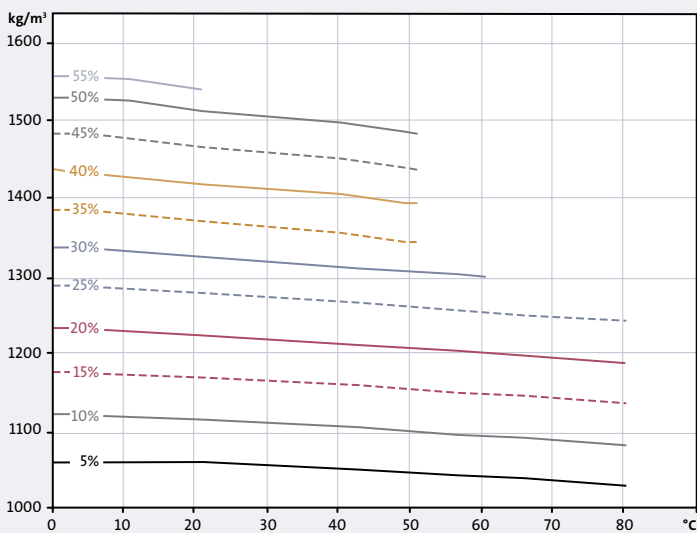
Concentration wt %	10%		15%		20%		25%		30%		35%		40%		45%		50%		55%		60%		
	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	
Temperature																							
-50																						1107	259.7
-45																						1106	173.7
-40																			1098	101.2	1105	118.6	
-35																	1089	57.3	1097	68.9	1104	82.7	
-30															1081	32.3	1089	40.0	1096	48.1	1103	58.8	
-25															1080	23.5	1088	28.7	1095	34.4	1102	42.6	
-20													1072	14.1	1079	17.4	1086	21.1	1094	25.2	1101	31.5	
-15								1055	7.2	1063	8.8	1070	10.9	1078	13.2	1085	15.8	1092	18.8	1099	23.6		
-10						1046	4.9	1054	5.8	1062	7.0	1069	8.5	1077	10.2	1084	12.1	1091	14.3	1098	18.0		
-5			1028	2.9	1036	3.4	1045	4.0	1053	4.7	1060	5.7	1068	6.8	1075	8.1	1082	9.4	1089	11.1	1096	14.0	
0	1018	2.0	1027	2.5	1035	2.9	1043	3.3	1051	3.9	1059	4.7	1066	5.5	1074	6.5	1081	7.5	1088	8.8	1094	11.0	
5	1017	1.7	1026	2.1	1034	2.4	1042	2.8	1050	3.3	1057	3.9	1065	4.5	1072	5.3	1079	6.1	1086	7.1	1092	8.8	
10	1016	1.5	1024	1.8	1032	2.1	1041	2.4	1048	2.8	1056	3.2	1063	3.8	1070	4.4	1077	5.0	1084	5.8	1090	7.1	
15	1014	1.3	1023	1.6	1031	1.8	1039	2.1	1047	2.4	1054	2.8	1061	3.2	1068	3.7	1075	4.2	1082	4.8	1088	5.9	
20	1013	1.1	1021	1.4	1029	1.6	1037	1.8	1045	2.0	1052	2.4	1059	2.7	1066	3.1	1073	3.5	1079	4.0	1086	4.9	
25	1011	1.0	1019	1.2	1027	1.4	1035	1.6	1043	1.8	1050	2.1	1057	2.4	1064	2.7	1071	3.0	1077	3.4	1083	4.1	
30	1009	0.9	1018	1.1	1026	1.2	1033	1.4	1041	1.6	1048	1.8	1055	2.1	1062	2.3	1068	2.6	1075	3.0	1081	3.5	
35	1008	0.8	1016	1.0	1024	1.1	1031	1.2	1039	1.4	1046	1.6	1053	1.8	1059	2.1	1066	2.3	1072	2.6	1078	3.0	
40	1006	0.7	1014	0.9	1021	1.0	1029	1.1	1036	1.2	1043	1.4	1050	1.6	1057	1.8	1063	2.0	1069	2.3	1076	2.6	
45	1003	0.7	1011	0.8	1019	0.9	1027	1.0	1034	1.1	1041	1.3	1048	1.4	1054	1.6	1060	1.8	1067	2.0	1073	2.2	
50	1001	0.6	1009	0.7	1017	0.8	1024	0.9	1031	1.0	1038	1.1	1045	1.3	1051	1.5	1058	1.6	1064	1.8	1070	2.0	
55	999	0.6	1007	0.7	1014	0.7	1022	0.8	1029	0.9	1036	1.0	1042	1.2	1048	1.3	1055	1.5	1061	1.6	1066	1.7	
60	996	0.5	1004	0.6	1012	0.7	1019	0.7	1026	0.8	1033	0.9	1039	1.1	1045	1.2	1052	1.3	1058	1.4	1063	1.5	
65	994	0.5	1001	0.6	1009	0.6	1016	0.7	1023	0.8	1030	0.9	1036	1.0	1042	1.1	1048	1.2	1054	1.3	1060	1.4	
70	991	0.5	998	0.5	1006	0.6	1013	0.6	1020	0.7	1027	0.8	1033	0.9	1039	1.0	1045	1.1	1051	1.2	1056	1.2	
75	988	0.4	996	0.5	1003	0.5	1010	0.6	1017	0.6	1023	0.7	1030	0.8	1036	0.9	1042	1.0	1047	1.1	1053	1.1	
80	985	0.4	992	0.5	1000	0.5	1007	0.5	1014	0.6	1020	0.7	1026	0.8	1032	0.8	1038	0.9	1044	1.0	1049	1.0	
85	982	0.4	989	0.4	997	0.5	1003	0.5	1010	0.5	1017	0.6	1023	0.7	1029	0.8	1034	0.8	1040	0.9	1045	0.9	
90	979	0.3	986	0.4	993	0.4	1000	0.5	1007	0.5	1013	0.6	1019	0.6	1025	0.7	1031	0.8	1036	0.8	1041	0.8	
95	975	0.3	983	0.4	990	0.4	996	0.4	1003	0.5	1009	0.5	1015	0.6	1021	0.6	1027	0.7	1032	0.7	1037	0.8	
100	972	0.3	979	0.4	986	0.4	993	0.4	999	0.4	1005	0.5	1011	0.5	1017	0.6	1023	0.6	1028	0.6	1033	0.7	

Propylene glycol

Concentration wt % ±	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v	ρ	v		
	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]	[kg/m³]	[cSt]		
	10%		15%		20%		25%		30%		35%		40%		45%		50%		55%		60%	
Temperature																						
-50																					1077	2433.5
-45																					1075	1390.3
-40																			1070	468.8	1074	817.6
-35																			1069	291.8	1072	494.4
-30																	1063	157.1	1067	186.7	1071	307.2
-25															1057	87.1	1062	102.5	1066	122.6	1069	196.0
-20													1051	44.9	1056	58.1	1060	68.6	1064	82.6	1067	128.2
-15											1045	22.2	1050	31.1	1054	39.8	1058	47.1	1062	56.9	1065	85.9
-10									1039	11.4	1044	16.2	1048	22.1	1053	27.9	1056	33.2	1060	40.2	1063	58.9
-5			1021	3.8	1027	4.8	1032	6.3	1037	8.7	1042	12.0	1047	16.0	1051	20.1	1054	23.9	1058	29.0	1061	41.4
0	1013	2.6	1020	3.1	1025	3.9	1031	5.1	1036	6.8	1040	9.1	1045	11.9	1049	14.7	1052	17.6	1056	21.4	1059	29.7
5	1012	2.2	1018	2.6	1024	3.2	1029	4.1	1034	5.4	1038	7.0	1043	9.0	1046	11.1	1050	13.2	1053	16.1	1056	21.7
10	1011	1.8	1017	2.2	1022	2.7	1027	3.4	1032	4.3	1036	5.5	1040	6.9	1044	8.5	1048	10.1	1051	12.3	1053	16.2
15	1009	1.6	1015	1.9	1020	2.3	1025	2.8	1030	3.5	1034	4.4	1038	5.5	1042	6.6	1045	7.9	1048	9.6	1051	12.3
20	1008	1.4	1013	1.6	1019	1.9	1023	2.4	1028	2.9	1032	3.6	1036	4.4	1039	5.3	1042	6.3	1045	7.6	1048	9.6
25	1006	1.2	1011	1.4	1017	1.7	1021	2.0	1026	2.5	1030	3.0	1033	3.6	1037	4.3	1040	5.1	1042	6.1	1045	7.5
30	1004	1.1	1009	1.2	1014	1.4	1019	1.7	1023	2.1	1027	2.5	1031	2.9	1034	3.5	1037	4.2	1039	5.0	1042	6.0
35	1002	0.9	1007	1.1	1012	1.3	1017	1.5	1021	1.8	1024	2.1	1028	2.5	1031	2.9	1034	3.5	1036	4.2	1038	4.9
40	1000	0.8	1005	1.0	1010	1.1	1014	1.3	1018	1.5	1022	1.8	1025	2.1	1028	2.5	1031	2.9	1033	3.5	1035	4.0
45	998	0.8	1003	0.9	1007	1.0	1011	1.2	1015	1.4	1019	1.6	1022	1.8	1025	2.1	1027	2.5	1030	3.0	1032	3.4
50	995	0.7	1000	0.8	1005	0.9	1009	1.0	1012	1.2	1016	1.4	1019	1.6	1021	1.8	1024	2.2	1026	2.6	1028	2.9
55	993	0.6	998	0.7	1002	0.8	1006	0.9	1009	1.1	1012	1.2	1015	1.4	1018	1.6	1020	1.9	1022	2.2	1024	2.4
60	990	0.6	995	0.6	999	0.7	1003	0.8	1006	1.0	1009	1.1	1012	1.2	1014	1.4	1017	1.7	1019	1.9	1020	2.1
65	988	0.5	992	0.6	996	0.7	999	0.8	1003	0.9	1006	1.0	1008	1.1	1011	1.3	1013	1.5	1015	1.7	1016	1.9
70	985	0.5	989	0.5	993	0.6	996	0.7	999	0.8	1002	0.9	1005	1.0	1007	1.1	1009	1.3	1011	1.5	1012	1.6
75	982	0.5	986	0.5	989	0.6	993	0.6	996	0.7	998	0.8	1001	0.9	1003	1.0	1005	1.2	1006	1.4	1008	1.5
80	979	0.4	983	0.5	986	0.5	989	0.6	992	0.7	995	0.7	997	0.8	999	1.0	1001	1.1	1002	1.2	1003	1.3
85	976	0.4	979	0.4	982	0.5	985	0.5	988	0.6	991	0.7	993	0.8	995	0.9	996	1.0	998	1.1	999	1.2
90	972	0.4	976	0.4	979	0.4	982	0.5	984	0.6	986	0.6	988	0.7	990	0.8	992	0.9	993	1.0	994	1.1
95	969	0.3	972	0.4	975	0.4	978	0.5	980	0.5	982	0.6	984	0.7	986	0.7	987	0.8	988	0.9	989	1.0
100	965	0.3	968	0.3	971	0.4	974	0.4	976	0.5	978	0.6	980	0.6	981	0.7	983	0.7	984	0.8	984	0.9

Sodium hydroxide

Concentration wt % =	5%		10%		15%		20%		25%		30%		35%		40%		45%		50%		55%	
	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]	ρ [kg/m ³]	ν [cSt]
Temperature																						
0	1060		1117		1174		1230		1285		1334		1384		1435		1483		1530		1559	
5	1058		1115		1172		1227		1283		1332		1381		1429		1480		1528		1556	
10	1057		1113		1170		1224		1280		1330		1377		1423		1478		1525		1553	
15	1056		1111		1167		1222		1277		1326		1372		1420		1471		1518		1546	
20	1054	1.3	1109	1.7	1164	2.5	1219	3.6	1274	6.2	1322	10.1	1367	16.8	1416	25.4	1464	38.2	1511	51.8	1540	
25	1052	1.1	1107	1.5	1162	2.1	1217	3.1	1271	5.1	1319	8.3	1364	13.3	1413	19.9	1461	29.0	1508	39.0		
30	1050	1.0	1104	1.3	1159	1.8	1214	2.7	1268	4.0	1315	6.5	1360	9.9	1410	14.4	1457	19.9	1504	26.2		
35	1048	0.9	1102	1.2	1157	1.6	1211	2.3	1265	3.4	1312	5.5	1357	8.2	1407	11.6	1454	15.9	1501	20.5		
40	1046	0.8	1100	1.1	1154	1.4	1208	2.0	1262	2.8	1309	4.5	1353	6.6	1403	8.9	1450	12.0	1497	14.7		
45	1044	0.7	1097	1.0	1151	1.3	1205	1.8	1259	2.6	1306	3.9	1347	5.6	1396	7.5	1443	9.9	1490	12.1		
50	1042	0.7	1094	0.9	1148	1.2	1202	1.6	1256	2.3	1302	3.3	1340	4.6	1389	6.0	1436	7.8	1483	9.4		
55	1039	0.6	1092	0.8	1145	1.0	1199	1.5	1253	2.0	1299	2.9										
60	1036	0.6	1089	0.7	1143	0.9	1196	1.3	1250	1.8	1295	2.4										
65	1033	0.5	1086	0.7	1140	0.9	1193	1.2	1246	1.6												
70	1030	0.5	1083	0.6	1137	0.8	1190	1.1	1243	1.5												
75	1027		1080		1134		1186		1240													
80	1025		1077		1131		1183		1237													



Calcium chloride

Concentration wt % =	10%		15%		20%		25%	
	ρ [kg/m ³]	v [cSt]	ρ [kg/m ³]	v [cSt]	ρ [kg/m ³]	v [cSt]	ρ [kg/m ³]	v [cSt]
Temperature								
-25							1245	7.7
-20							1244	6.3
-15					1189	4.3	1242	5.2
-10			1138	3.0	1188	3.6	1241	4.4
-5	1090	2.3	1137	2.6	1187	3.1	1239	3.8
0	1088	2.0	1135	2.2	1186	2.6	1237	3.3
5	1086	1.7	1134	1.9	1184	2.3	1235	2.9
10	1085	1.5	1132	1.7	1182	2.0	1233	2.5
15	1083	1.3	1131	1.5	1180	1.8	1230	2.2
20	1082	1.1	1129	1.3	1178	1.6	1228	2.0
25	1082	1.0	1127	1.2	1176	1.4	1226	1.8
30	1081	0.9	1125	1.0	1173	1.3	1223	1.6

Natrium chloride

Concentration wt % =	5%		10%		15%		20%	
	ρ [kg/m ³]	v [cSt]	ρ [kg/m ³]	v [cSt]	ρ [kg/m ³]	v [cSt]	ρ [kg/m ³]	v [cSt]
Temperature								
-15							1162	4.0
-10					1120	2.9	1160	3.2
-5			1082	2.2	1118	2.4	1158	2.7
0	1043	1.8	1080	1.8	1116	2.0	1155	2.3
5	1042	1.5	1079	1.6	1114	1.7	1153	1.9
10	1041	1.3	1077	1.4	1112	1.5	1151	1.7
15	1040	1.1	1075	1.2	1110	1.3	1148	1.5
20	1039	1.0	1074	1.1	1108	1.2	1146	1.3
25	1037	0.9	1072	0.9	1106	1.0	1144	1.2
30	1036	0.8	1070	0.9	1103	0.9	1141	1.1

BE > THINK > INNOVATE >

Being responsible is our foundation
Thinking ahead makes it possible
Innovation is the essence

GRUNDFOS Management A/S
Poul Due Jensens Vej 7
DK-8850 Bjerringbro
Tel: +45 87 50 14 00
www.grundfos.com

GRUNDFOS 

9656328.104