



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑO DE UN ALIMENTADOR DE
BOTELLAS PARA UNA LÍNEA DE
PRODUCCIÓN DE LICORES.**

Autor:

Manuel Alejandro Jiménez Perales

Urb. Yuma II, calle N.º 3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (master) – Fax: (0241) 8712394



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UN ALIMENTADOR DE BOTELLAS PARA UNA LÍNEA DE
PRODUCCIÓN DE LICORES.**

Proyecto del Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

Autor:
Manuel Alejandro Jiménez Perales
C.I: 29.615.904
Tutor:
Ing. Giovanni Pizzella Pierro
C.I: 4.455.859

San Diego, marzo del 2024



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
COORDINACIÓN DE PASANTÍA Y TRABAJO DE GRADO

ACTA DE APROBACIÓN

INFORME DE PASANTÍA

TRABAJO DE GRADO

El jurado designado por la Facultad de Ingeniería para la evaluación del Informe de Pasantía o Trabajo de Grado titulado:

DISEÑO DE UN ALIMENTADOR DE BOTELLAS PARA UNA
LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE LICORES

Realizado por el (la) Br. JIMENEZ PERALES, MANUEL ALEJANDRO

C.I. N° 29615404 cursante de la carrera de Mecánica

hace constar, después de haber analizado su contenido y oída la exposición oral, considera que el mismo ha sido:

APROBADO

NO APROBADO

El Jurado

[Signature]

Tutor Académico (Coordinador)
Nombre: GIAMINI PIZZELLA P
C.I.: 4455859

[Signature]

Jurado
Nombre: DOMATO ROMANELLO
C.I.: 4131877

[Signature]

Jurado
Nombre: WISLORTEGA
C.I.: 3476801

Fecha: 10/04/2024





UNIVERSIDAD
JOSÉ ANTONIO PÁEZ

REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA

UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

FACULTAD DE INGENIERÍA

FI-N-013-2023-2CR-TG

San Diego, 01 de diciembre de 2023

Ciudadano(s):
JIMÉNEZ PERALES, MANUEL ALEJANDRO
C.I.: 29615904

Presente. -

Cumplo con informarle que la comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería, en su reunión N° 17-2023 de fecha 3/11/2023, aprobó el proyecto de grado titulado:

**DISEÑO DE UN ALIMENTADOR DE BOTELLAS PARA UNA LÍNEA DE
PRODUCCIÓN DE LICORES.**

Presentado por usted(es) como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Tutor Académico que lo asesorará en el desarrollo de este proyecto al profesor Pizzella Pierro, Giovanni, titular de la cédula de identidad V-4455859.



Atentamente,

Dra. Laura Aurora Sáenz Palencia
Decana de la Facultad de Ingeniería

c.c. Coordinación de Pasantía y Trabajo de Grado de la Facultad de Ingeniería

Agradecimientos

A la Santísima Trinidad por guiarme a lo largo de toda la carrera y por la realización del trabajo de investigación actual y a San José por haber hecho posible la entrega del presente trabajo en el tiempo reglamentado. A mi papá Víctor Jiménez, a mí mamá Ismar Perales y a mi hermano Víctor Jiménez por siempre estar a mi lado, a mis abuelos Rubén Perales y mi abuela Marcela de Perales por el apoyo desde la distancia y, al Pbro. Javier Sánchez y a mi novia Ana Torrealba por ser mi apoyo y darme fuerzas durante la realización de este trabajo y durante toda mi carrera.

Dedicatoria

A la **Santísima Trinidad, Santa Teresita del Niño Jesús, la Virgen María y San José** por hacer posible el cumplimiento de ésta gran meta en mi vida y, por haberme acompañado y haberme llevado a cumplir cada meta y tarea, por más pequeña que fuese, a lo largo de toda la carrera, a ella sea todo el poder y la gloria.

A mi papá, **Víctor Jiménez**, por todo el esfuerzo con el que ha podido hacer realidad éste gran sueño, cada gota de sudor que derramó, hoy se aprecia, cada una fue aprovechada al máximo.

A mi mamá, **Ismar Perales**, por toda la paciencia que pudo tener conmigo durante toda esta etapa de estudiante universitario y por celebrar a mi lado cada uno de mis logros.

A mi querido hermanito, **Víctor Jiménez**, por cada vez que me ayudó con mis qué haceres en el hogar, por cada vez que se caló mis trasnochos, por cada vez que se quedó con las ganas de jugar conmigo y por cada vez me ayudó a salir del estrés mediante una sonrisa.

A mis abuelos, **Rubén Perales y Marcela de Perales**, por haberme brindado tanto apoyo desde la distancia, por todas sus palabras de aliento y por cada oración que dedicaron por mí y mis estudios.

Al pbro. **Javier Sánchez**, a mi novia **Ana Torrealba** y al grupo juvenil **En las Manos de Dios**, por ser mi motor de arranque en cada momento difícil por el que atravesé a lo largo de mi carrera y, por todos los conocimientos y la nutrición espiritual que me ha permitido persistir a lo largo de mi carrera.

A todos y cada uno de **mis compañeros cercanos de estudio**, ellos han hecho realmente especial esta etapa de estudiante, sin ustedes nunca hubiera sido tan especial estos años de estudio.

Al profesor **Giovanni Pizzella Piero**, por haber sido una persona icónica por su sentido del humor, por todas las materias que me dio y por haberse preocupado y aceptar y trabajar con tanta dedicación mi trabajo especial de grado, me alegro enormemente de haber tenido la dicha de contar con su formación, con su tutoría y con la cercanía que me regaló como profesor.

A la profesora **Zhandra López**, por el gran cariño, amor y apoyo mostrado durante mi trayectoria como estudiante, profundamente agradecido con Dios por haber visto clases con usted.

A cada uno de los **profesores** que se han comportado a la altura y se han preocupado por mi formación, sin ustedes éste logro sería vacío, a ustedes les debo mucho por la gran formación que me han inculcado.

A todas aquellas personas que se han alegrado de mis logros, que han orado por mi perseverancia y que, por sus buenos deseos me han llevado a donde estoy.

Ustedes han sido mi sostén, mis más sinceros agradecimientos.

MANUEL A. JIMÉNEZ P.

ÍNDICE GENERAL

CONTENIDO	pp.
ÍNDICE DE CUADROS.....	Xv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	Xvi
ÍNDICE DE APÉNDICES.....	Xvii
RESUMEN	Xxii
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO

I EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del Problema.....	3
1.2 Formulación del Problema.....	6
1.3 Objetivos de la Investigación.....	6
1.3.1 Objetivo General.....	6
1.3.2 Objetivos Específicos.....	6
1.4 Justificación.....	7
1.5 Alcance.....	8

II MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes.....	8
2.2. Teorías Centrales de la Investigación.....	12
2.2.1. Teoría de la Distorsión de Von Mises.....	12
2.2.2. Teoría de Control.....	13
2.2.3. Teoría de la Computación.....	13
2.3 Bases Teóricas.....	14
2.3.1. Vidrio.....	14
2.3.1.1. Resistencia a compresión.....	15
2.3.1.2 Resistencia a tracción.....	15
2.3.1.3 Resistencia a flexión.....	15

2.3.2	Diseño en ingeniería mecánica.....	16
2.3.3	Teorías de falla.....	16
	2.3.3.1 Teoría de Tensión Normal Máxima o Teoría de Rankine.....	17
	2.3.3.2 Teoría de Tensión de Corte Máxima o Teoría de Tresca.....	17
	2.3.3.3 Teoría de Von Mises – Hencky.....	18
2.3.4	La hidrostática.....	18
2.3.5	Neumática.....	19
2.3.6	Oleohidráulica.....	19
2.3.7	Sistemas de elevación y transporte.....	19
	2.3.7.1 Sistemas de elevación y transporte mecánicos.....	20
	2.3.7.2 Sistemas de elevación y transporte eléctricos.....	20
	2.3.7.3 Sistemas de elevación y transporte neumáticos...	20
	2.3.7.3.1 Compresor.....	21
	2.3.7.3.2 Tanques de aire comprimido.....	21
	2.3.7.3.3 Mangueras.....	22
	2.3.7.3.4 Unidad de secado de aire.....	22
	2.3.7.3.5 Unidad de mantenimiento.....	22
	2.3.7.3.6 Manómetros.....	22
	2.3.7.3.7 Válvulas direccionales.....	23
	2.3.7.3.8 Actuadores.....	23
	2.3.7.4 Sistemas de elevación y transporte hidráulicos.....	23
	2.3.7.4.1 Bomba.....	24
	2.3.7.4.2 Tanque.....	24
	2.3.7.4.3 Tuberías.....	25
	2.3.7.4.4 Filtros.....	25
	2.3.7.4.5 Termómetros.....	25
	2.3.7.4.6 Actuadores.....	26
2.3.8.	Posicionadores de botellas.....	26
	2.3.8.1. Posicionadores lineales.....	26
	2.3.8.2. Posicionadores rotativos.....	27

2.3.9. Sistema de control.....	27
2.3.10 Pandeo según Euler.....	27
2.4 Bases Legales.....	28
2.4.1. Asociación Americana de Fabricantes de Engranaje (American Gear Manufacturers Association AGMA).....	28
2.4.2. Instituto Americano de Construcción de Acero (American Institute of Steel Construction AISC).....	28
2.4.3. Instituto Americano de Hierro y de Acero (American Iron and Steel Institute AISI).....	28
2.4.4. Instituto Americano Nacional de Normas (American Society for Metals ASM).....	28
2.4.5. Sociedad Americana para Metales (American Society for Metals ASM).....	28
2.4.6. Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical ASME).....	28
2.4.7. Sociedad Americana de Pruebas y Materiales (American Society of testing and Materials ASTM).....	29
2.4.8. Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society AWS).....	29
2.4.9. Asociación de Fabricación de Cojinetes Antifricción (Anti-Friction Bearing Manufactures Association AFBMA).....	29
2.4.10. Instituto Británico de Normas (British Standards Institute BSI).....	29
2.4.11. Instituto de Sujetadores Industriales (Industrial Fasteners Institute IFI).....	29
2.4.12. Institución de Ingenieros Mecánicos (Institution of Mechanical Engineers I. Mech. E.).....	29
2.4.13. Oficina Internacional de Pesos y Medidas (International Bureau of Weights and Measures BIPM).....	29
2.4.14. Organización de Normas Internacionales (International Standars Organization ISO).....	29
2.4.15. Sociedad de Ingenieros Automotrices (Society of Automotive Engenieers SAE).....	29

2.5 Definición de Términos.....	29
---------------------------------	----

III MARCO METODOLÓGICO

3.1. Enfoque de la investigación.....	32
3.2 Tipo de Investigación.....	32
3.3 Diseño de la Investigación.....	33
3.4 Nivel de la Investigación.....	33
3.5. Población y Muestra.....	34
3.5.1. Población.....	34
3.5.2. Muestra.....	34
3.6. Técnicas e Instrumentos de recolección de datos.....	34
3.6.1. Observación directa.....	35
3.6.2. Revisión documental.....	35
3.6.3. Entrevista estructurada.....	35
3.7. Técnicas de análisis de datos.....	36
3.7.1. Matriz Foda.....	36
3.7.2. Diagrama de Ishikawa.....	36
3.8. Validación de los Instrumentos.....	37
3.9. Fases Metodológicas.....	37
3.10. Cuadro de Operacionalización de Variables.....	39

IV RESULTADOS

4.1. Diagnóstico de la situación actual de alimentación de botellas a la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.....	40
4.1.1 Observación directa.....	40
4.1.2 Revisión documental.....	42
4.1.2.1 Paleta.....	43
4.1.2.2 Fosa.....	43
4.1.2.3 Botella de 0,70 L.....	44
4.1.2.4 Empaque de botellas de 0,70 L.....	45
4.1.2.5 Botella de 1 L.....	45
4.1.2.6 Empaque de botellas de 1 L.....	46
4.1.3 Entrevista estructurada.....	46

4.1.4 Análisis de la observación directa, de la revisión documental y de la entrevista estructurada.....	49
4.2 Propuesta de las diversas alternativas de solución para la alimentación de botellas en la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.....	50
4.2.1 Propuestas de diseño.....	50
4.2.1.1 Sistema transportador de botellas a las cadenas transportadoras mediante el empleo de un brazo robot.....	50
4.2.1.2 Sistema de elevación mediante actuadores oleohidráulicos verticales y transportación a la línea de producción mediante actuador oleohidráulico horizontal.....	51
4.2.1.3 Sistema de elevación de botellas y transportador a línea de producción mediante un pistón horizontal.....	52
4.2.2 Selección de la mejor propuesta de diseño.....	53
4.2.2.1 Aplicación de las restricciones a las probables soluciones.....	53
4.2.2.2 Ponderación de criterios.....	54
4.2.2.3 Ponderación de soluciones respecto a cada criterio.....	55
4.2.2.4 Ponderación final.....	57
4.2.3 Descripción en detalle del funcionamiento del sistema diseñado..	59
4.3 Diseñar en detalle los componentes mecánicos y el sistema de control de la alternativa seleccionada para el transporte de botellas.....	61
4.3.1 Diseño en detalle de los componentes mecánicos de la alternativa seleccionada.....	61
4.3.1.1 Esquema hidráulico.....	61
4.3.1.2 Diseño de la estructura soporte.....	62
4.3.1.2.1 Peso de la paleta a granel en su carga a tope.	62
4.3.1.2.2 Diseño de la estructura base.....	62
4.3.1.3 Selección de los rieles del elevador hidráulico.....	66
4.3.1.4 Selección del fluido hidráulico.....	69
4.3.1.5 Selección de los actuadores verticales.....	70
4.3.1.6 Selección del actuador horizontal.....	75

4.3.1.7 Diseño de la base del actuador horizontal.....	78
4.3.1.7.1 Diseño de la barrera de contacto con las botellas.....	81
4.3.1.7.2 Diseño de la base.....	83
4.3.1.7.3 Diseño de las 4 columnas soporte.....	84
4.3.1.8 Selección del motor eléctrico.....	86
4.3.1.9 Selección de la bomba oleohidráulica.....	88
4.3.1.10 Selección de las mangueras.....	90
4.3.1.11 Selección de las válvulas de control del sistema.....	95
4.3.1.11.1 Válvula reguladora de caudal.....	96
4.3.1.11.2 Válvula reguladora de presión.....	97
4.3.1.11.3 Electroválvula de 4 vías 3 posiciones con centro cerrado, accionada por electroimán o accionamiento manual con retorno por muelle en ambos extremos.....	98
4.3.1.11.4 Electroválvula de 2 vías 2 posiciones accionada por electroimán o accionamiento manual con retorno por muelle.	99
4.3.1.11.5 Válvula reguladora de presión.....	100
4.3.1.11.6 Válvula reguladora de caudal	101
4.3.1.12 Selección del tanque.....	103
4.3.1.13 Selección del manómetro.....	111
4.3.1.14 Selección de las cadenas.....	112
4.3.1.15 Diseño del eje de la corona.....	116
4.3.1.15.1 Diseño del rodamiento del eje de la corona..	119
4.3.1.16 Diseño del elemento curvo de final de cadena.....	126
4.3.1.17 Diseño del eje del piñón.....	128
4.3.1.18 Diseño de los soportes del eje del piñón.....	133
4.3.1.19 Diseño de la base de los actuadores verticales y de los soportes de los ejes de los piñones.....	135
4.3.1.20 selección del rodamiento del eje del piñón.....	135
4.3.1.21 Diseño del eje de la guía paralela a la base.....	141

4.3.1.21.1 Selección del rodamiento del eje de la guía paralela a la base.....	142
4.3.1.22 Diseño de las barras de reacción del eje.....	149
4.3.1.23 Diseño del eje de la guía perpendicular a la base....	149
4.3.1.24 Diseño de la estructura del Sensor A.....	149
4.3.1.25 Selección del tipo de tornillería.....	150
4.3.1.25.1 Tornillo unión del Acero y el Nylon en la superficie de impacto del cilindro horizontal.....	150
4.3.1.25.2 Tornillo unión de los actuadores con su base	154
4.3.1.26 Selección del tipo de pintura.....	155
4.3.2 Diseño en detalle de los componentes electrónicos de la alternativa seleccionada.....	156
4.3.2.1 Sensor A.....	156
4.3.2.2 Sensor B.....	157
4.3.2.3 Sensor C.....	158
4.3.2.4 Finales de carrera.....	158
4.3.2.5 PLC.....	160
4.4 Elaboración de la relación costo-beneficio del proyecto.....	162
V CONCLUSIONES.....	165
RECOMENDACIONES.....	166
REFERENCIAS.....	167
APÉNDICES.....	142
ANEXOS.....	149

LISTA DE CUADROS

DESCRIPCIÓN

CUADRO	DESCRIPCIÓN	pp.
1	Matriz FODA del sistema de alimentación de botellas actual.....	49
2	Cuadro comparativo de las posibles soluciones que cumplen con las restricciones presentes en el sistema a diseñar.....	54
3	Ponderación e importancia de los criterios seleccionados.....	55
4	Soluciones evaluadas respecto al criterio C ₁ (fabricación).....	56
5	Soluciones evaluadas respecto al criterio C ₂ (mayor tiempo de vida del sistema).....	56
6	Soluciones evaluadas respecto al criterio C ₃ (facilidad de operación del sistema).....	56
7	Soluciones evaluadas respecto al criterio C ₄ (velocidad baja con alta potencia).....	57
8	Soluciones evaluadas respecto al criterio C ₅ (recomendaciones en la entrevista).....	57
9	Valor final de la solución S2.....	58
10	Valor final de la solución S3.....	58

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	DESCRIPCIÓN	pp.
1	Fachada de la empresa Industrial ServiBottle C.A.....	3
2	Paleta de botellas a granel.....	4
3	Representación de sistemas de control de lazo cerrado y de lazo abierto.	13
4	Tipos de pandeo que puede presentar una columna.....	28
5	Inicio de la línea de producción y mesa empleada durante el proceso de alimentación.....	40
6	Botellas empleadas en Industrial ServiBottle C.A., de 0,35 L, 0,7 L y 1 L respectivamente.....	42
7	Plano de las botellas de 0,7 L.....	42
8	Plano de las botellas de 1L.....	44
9	Diagrama de Ishikawa con los datos recolectados.....	45
10	Propuesta de diseño de transportación mediante brazo robot obtenido del software KUKA Sim Pro 1.1.....	46
11	Sistema de elevación mediante actuadores oleohidráulicos verticales y transportación a la línea de producción mediante actuador oleohidráulico horizontal.....	49
12	Propuesta de diseño de transportación mediante elevador y pistón vertical.....	51
13	Boceto del sistema diseñado, tomando, en líneas generales, todas las variables que abarca el sistema.....	52
14	Esquema del circuito hidráulico diseñado.....	53
15	Esquema de las reacciones en la base que soportará el peso de las paletas con la carga distribuida.....	60
16	Esquema de las reacciones en la base que soportará el peso de las paletas con la carga centrada.....	61
17	Viga con perfil tipo C.....	63
18	Cargas sobre la fila de botellas.....	64
19	Dimensiones del actuador horizontal.....	66

20	Esquema del actuador horizontal con su estructura.....	66
21	Dimensiones y características de la bomba seleccionada.....	67
22	Esquema del circuito hidráulico diseñado seccionado en tramos de mangueras.....	68
23	Partes de un carter o tanque hidráulico.....	68
24	Diseño en SolidWorks del rodamiento 6408.....	69
25	Dimensiones del eje del piñón y de su estructura.....	75
26	Distribución de cargas entre el eje del piñón y el de la corona.....	78
27	Soporte del eje del piñón.....	80
28	Distancia entre piñón y corona.....	80
29	Dimensiones de la base.....	83
30	Diseño en SolidWorks del rodamiento *6006.....	83
31	Diseño en SolidWorks del rodamiento *6301.....	84
32	Tipos de sensores de radar.....	85
33	Esquema identificando los sensores y finales de carrera.....	85
34	Esquema hidráulico identificando las electroválvulas y la botonera de emergencia del sistema.....	89
35	Esquema del circuito hidráulico diseñado seccionado en tramos de mangueras.	92
36	Esquema hidráulico identificando las electroválvulas y la botonera de emergencia del sistema.....	104
37	Caras del tanque hidraulico	105
38	Respirador del tanque	107
39	Simulación de esfuerzos sobre el eje diseñado	117
40	Simulación de deformación sobre el eje diseñado	118
41	Diseño en solidworks del rodamiento 6408	125
42	Dimensión del eje del piñón	128
43	Distribución de cargas entre el eje del piñón y de la corona	128
44	Eje del piñón con las ranuras para los anillos de retención	131
45	Esfuerzos en el eje del piñón.....	131
46	Esfuerzos concentrados en las ranuras en el eje del piñón	132
47	Diagrama de esfuerzos cortantes del eje del piñón	132
48	Diagrama de momentos del eje del piñón.....	133

49	Deformación unitaria del eje del piñón.....	133
50	Soporte del eje del piñón.....	134
51	Distancia entre el piñón y Corona.....	135
52	Dimensiones de la base.....	135
53	Diseño en solidworks del rodamiento 6301.....	148
54	Rendimiento final del sistema.....	156
55	Tipos de sensores de radar.....	157
56	Esquema identificando los sensores y finales de carrera	161
57	Programación del PLC mediante la cual se controla todo el sistema diseñado.	161
58	Esquema hidráulico identificando las electroválvulas y la botonera de emergencia del sistema.....	161

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO	DESCRIPCIÓN	pp.
1	Relación entre la carrera y la carga a transportar del actuador seleccionado según la posición de trabajo	75
2	Gráfica de relación de caudal con rpm y presión con par torsor.....	89
3	Temperatura que soportan las mangueras seleccionadas.	91
4	Gráfica que relaciona rpm con potencia en hp y dientes del piñón....	113
5	Gráfica que relaciona rpm con el diámetro medio del rodamiento...	121
6	Gráfica que relaciona la temperatura con la viscosidad requerida en el rodamiento.....	122
7	Gráfica que relaciona el factor $nc^*(Pu/P)$ con el factor askf.....	124
8	Gráfica que relaciona rpm con el diámetro medio del rodamiento...	137
9	Gráfica que relaciona la temperatura con la viscosidad requerida en el rodamiento.....	138
10	Gráfica que relaciona el factor $nc^*(Pu/P)$ con el factor askf.....	140
11	Gráfica que relaciona rpm con el diámetro medio del rodamiento...	144
12	Gráfica que relaciona la temperatura con la viscosidad requerida en el rodamiento.....	145
13	Gráfica que relaciona el factor $nc^*(Pu/P)$ con el factor askf.....	147

LISTA DE TABLAS

DESCRIPCIÓN

TABLA		pp.
1	Algunas propiedades del vidrio.....	16
2	Algunas propiedades del perfil C75 x 9.....	65
3	Propiedades del Aceite Hidráulico HLP 68.....	66
4	Velocidad de los fluidos hidráulicos en los circuitos.....	66
5	Relación entre el factor de carga y la velocidad del pistón.....	67
6	Algunos modelos de cilindros.....	69
7	Cilindro de brida trasera rectangular modelo CH2HFZ.....	70
8	Carga máxima soportada por el actuador seleccionado (diámetro = 100mm).....	71
9	Datos del actuador horizontal seleccionado.....	73
10	Pesos de las partes de los actuadores seleccionados.....	75
11	Accesorio: Horquilla macho.....	76
12	Características de los tubos pulidos rectangulares.....	77
13	Propiedades mecánicas del acero ASTM-A366.....	77
14	Tabla de datos de los motores trifásicos.....	80
15	Tabla de dimensiones de los motores trifásicos.....	81
16	Características de la bomba hidráulica BZ.....	82
17	Algunos tipos de mangueras.....	83
18	Propiedades de la manguera seleccionada.....	84
19	Atributos especiales de la manguera seleccionada.....	85
20	Selección de la tubería.....	87
21	Ficha técnica de la válvula reguladora seleccionada.....	88
22	Ficha técnica de la válvula reguladora seleccionada.....	90
23	Ficha técnica de la válvula distribuidora seleccionada.....	90
24	Ficha técnica de la válvula distribuidora seleccionada.....	
25	Límite de litros para la elección del tipo de carter.....	92

26	Dimensiones del manómetro seleccionado.....	94
27	Valores de presión manejados por los manómetros PGI modelo D.....	95
28	. Tabla de factor de servicio de cadenas.....	95
29	Tabla de valores de potencia de los ramales.....	97
30	Tabla de selección del número de serie del filtro seleccionado, éste fue elegido según el caudal manejado.....	99
31	Tabla de rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 40 y 60mm.....	101
32	Tabla de los límites de viscosidad cinemática de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 40 y 60mm.....	104
33	Datos del rodamiento 6408 (rodamiento seleccionado).....	106
34	Datos para la selección del elemento curvo necesario.....	107
35	Tabla de rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 25 y 35mm.....	112
36	Tabla de los límites de viscosidad cinemática de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas.....	115
37	Datos del rodamiento *6006 (rodamiento seleccionado).....	117
38	Tabla de rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 12 y 22mm.....	119
39	Tabla de los límites de viscosidad cinemática de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 12 y 22mm.....	122
40	Datos del rodamiento *6301 (rodamiento seleccionado).....	124
41	Datos de perfiles rectangulares.....	125
42	Datos de perfiles cuadrados.....	126
43	Ficha técnica del tornillo seleccionado.....	127
44	Ficha técnica de la arandela seleccionada.	128
45	Ficha técnica de la tuerca seleccionada.	128
46	Ficha técnica del actuador seleccionado.	129
47	Ficha técnica del tornillo seleccionado.....	130
48	Tabla que plasma los datos técnicos del tipo de pintura seleccionado....	131
49	Tabla para la elección del tipo de sensor fotoeléctrico.....	132
50	Tabla de selección del tipo final de carrera necesario.....	133

51	Producción de botellas de los últimos meses de la empresa Industrial Servi Botlle C. A.....	136
52	Presupuesto del sistema realizado.....	137
53	Datos del rodamiento *6006 (rodamiento seleccionado).....	141
54	Tabla de rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 12 y 22mm	143
55	Tabla de los límites de viscosidad cinemática de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 12 y 22mm.	146
56	Datos del rodamiento *6301 (rodamiento seleccionado)	148
57	Datos de perfiles rectangulares.....	149
58	Datos de perfiles.....	150
59	Ficha técnica del tornillo seleccionado.....	152
60	Ficha técnica de la arandela seleccionada.....	153
61	Ficha técnica de la tuerca seleccionada.....	153
62	Ficha técnica del actuador seleccionado.....	154
63	Ficha técnica del tornillo seleccionado.....	155
64	Tabla que plasma los datos técnicos del tipo de pintura seleccionado.	156
65	Tabla para la elección del tipo de sensor fotoeléctrico.....	158
66	Producción de botellas de los últimos meses de la empresa Industrial Servi Botlle C. A	162
67	Presupuesto del sistema realizado	163



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

DISEÑO DE UN ALIMENTADOR DE BOTELLAS PARA UNA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE LICORES.

Autor: Manuel Alejandro Jiménez Perales

Tutor: Ing. Giovanni Pizzella Pierro

Fecha: Abril 2024

RESUMEN

La empresa Industrial ServiBottle C.A., busca automatizar el sistema de alimentación de las botellas a las cadenas transportadoras, el cual es manual. El objetivo de la presente investigación es proponer el diseño un sistema automatizado para la alimentación, dosificación y llenado de botellas en la línea de producción de la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A. La metodología está basada en una investigación de proyecto factible, bajo un diseño documental de campo con un enfoque cuantitativo. La población del estudio es la línea de producción de la empresa estudio y la muestra el sistema específico empleado para transportar las botellas a las cadenas trasportadoras. Se recolectaron datos mediante la observación directa, la revisión documental y la entrevista estructurada, y se analizaron mediante el diagrama de Ishikawa, la matriz Foda y el criterio de selección de Vílchez N. Estos datos recolectados llevaron a proponer posibles soluciones, elegir la mejor mediante la técnica de Vílchez y realizar el diseño tanto mecánico como electrónico de la posible solución elegida. Como principal conclusión, se realizó un sistema que cumple con todas las exigencias establecidas por la empresa estudio, además puede ser sometido a cargas mayores y la empresa recuperará su inversión en 5,37 meses.

Descriptor: Tiempo de producción, automatización, sistema de alimentación de botellas.

ABSTRAC

The Industrial ServiBottle C.A. company seeks to automate the bottle feeding system to the conveyor chains, which is manual. The objective of this research is to propose the design of an automated system for feeding, dosing and filling bottles in the production line of the liquor company Industrial ServiBottle C.A. The methodology is based on a feasible project investigation, under a field documentary design with a quantitative approach. The study population is the production line of the study company and is sampled by the specific system used to transport the bottles to the conveyor chains. Data was collected through direct observation, documentary review and structured interview, and analyzed using the Ishikawa diagram, the SWOT matrix and Vílchez N's selection criterion. These collected data led to proposing possible solutions, choosing the best one through the Vílchez technique and carry out both the mechanical and electronic design of the possible chosen solution. As the main conclusion, a system was created that meets all the requirements established by the study company; it can also be subjected to greater loads and the company will recover its investment in 5.37 months.

Descriptors: Production time, automation, bottle feeding system.

INTRODUCCIÓN

Un transportador de botella es un tipo de equipo de fabricación utilizado para transportar botellas a través de la planta de una fábrica o embotelladora. Mientras que comparte muchas características con una cinta transportadora estándar, el transportador de botellas requiere un diseño especializado para mantener las botellas en posición vertical y evitar derrames. Estos transportadores se incorporan a menudo en un sistema de línea de montaje, que incluye un equipo de llenado, etiquetado y embalaje utilizado para completar el proceso de embotellado. Diferentes tipos de transportadores de botella se puede utilizar para mover las botellas en una variedad de tamaños y formas, y algunos son incluso ajustable para sostener una variedad de diseños de botellas. Un transportador de botellas se puede encontrar en las instalaciones que producen bebidas y refrescos, así como líquidos no potables, como los productos químicos y productos de limpieza domésticos.

Los transportadores de botellas deben ser monitoreados cuidadosamente para asegurarse de que las botellas no se vuelquen y causen atascos en las maquinarias de la línea de producción. Algunos sistemas transportadores cuentan con sensores manuales que detienen automáticamente el sistema y todos los equipos relacionados si se vuelca alguna botella o se produce algún atasco, lo que es el deber ser, otros sistemas incorporan un sistema de eyección que descarta botellas deformes o caídas a través de aberturas a lo largo de los lados de la cinta transportadora. En una pequeña planta embotelladora, los empleados pueden ser necesarios para evitar atascos, especialmente a lo largo de las áreas donde puedan ocurrir problemas.

En la empresa Industrial ServiBottle C.A., la cual es la empresa para la cual se propone el diseño a realizar en el presente trabajo de grado, presenta un sistema de alimentación de botellas manual, en donde las botellas son suministradas a granel en la mesa de alimentación, siendo trasladadas por medio de las cadenas transportadoras de la línea de producción hasta la estrella de entrada de la llenadora, la cual se encarga de entregarlas sincronizadamente a los tubos de llenado, una vez llenadas con la especie alcohólica correspondiente y tapadas, son trasladadas a la maquina etiquetadora-prescindadora, siendo recibidas por el tornillo sinfín alimentador, el cual se encarga de entregarlas a la estrella de entrada de la etiquetadora y esta, lo hace a su vez, sincronizadamente a las tulipas de centrado, terminando en el sistema de empaquetado de las botellas.

El presente trabajo de grado está estructurado en cuatro (4) capítulos distribuidos de la siguiente manera: El Capítulo I está conformado por el planteamiento del problema, en donde

se define la situación actual; se presentan los objetivos, el general como los específicos y también la justificación de la investigación, el alcance y las limitaciones del mismo. El Capítulo II corresponde al marco teórico, el cual ofrece las bases teóricas en la que se sustenta la investigación, así como los antecedentes consultados. Seguidamente, el Capítulo III define el marco metodológico señalándose el tipo de investigación que sustenta el proyecto y las 4 fases necesarias para la ejecución del mismo. Finalmente, en el Capítulo IV, la ejecución de las fases y las conclusiones a las que éstas llevan.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del Problema

Industrial ServiBottle, C.A., es una empresa dedicada a la Elaboración de Bebidas Alcohólicas, reside en Valencia, San Diego Edo. Carabobo, que tiene existencia desde el 03 noviembre de 1997, gracias a la dificultad existente en un nivel del mercado en cuanto a la capacidad de adquisición de bebidas alcohólicas y la diversidad de estas. Esta empresa se inició elaborando y distribuyendo cuatro productos: Un Licor Seco a base de Ron marca Ventarrón, Aguardiente marca El Recio, Anisado marca Aguacerito y un Anís marca Aguacerito, productos los cuales marcan la pauta en el mercado.



Figura 1. Fachada de la empresa Industrial ServiBottle C.A.

Fuente: Jiménez M (2023)

La empresa en estudio, desde el año 1998 empezó a promocionar con una gran visión las bebidas mencionadas a continuación: Ginebra marca Hastings, Vodka marca Nastrovia y el Licor seco con sabor a limón marca Ventarrón Limón, siendo posible éste crecimiento latente en tan solo un año de creación de la empresa por el apoyo de un gran aliado comercial llamado Tamayo & Cía. C.A., logrando de ésta manera tomar posesión en el mercado venezolano, creando una diversidad de productos enfocados al alcance de todos los niveles, en búsqueda de satisfacer la diversidad de gustos de los consumidores.

Con la finalidad de estar en la constante búsqueda de satisfacer las necesidades de sus consumidores y refrescar la imagen y marca de la empresa, en el 2012 se incorporaron nuevas especies alcohólicas como Licor de Ron, Licor de Brandy, Licor de Whisky, Licor Dulces y Vodka, proyectados a obtener mayor presencia en el Mercado Nacional y dar a conocer a la empresa en mercado Internacional. Industrial ServiBottle, C.A. a su vez presta servicio de maquilado a otras empresas licoreras 2 de estas empresas son Ronés Añejos de Venezuela, C.A. y Destilería Veroes, C.A.

Como consecuencia de los problemas económicos por los que ha atravesado Venezuela en los últimos 10 años, el mercado licorero ha presentado una caída abrupta respecto al que se manejaba, impactando negativamente en la producción y las marcas de licores de toda la industrial licorera; a la empresa Industrial ServiBottle C.A., le impacto al punto de la salida del mercado de varias de sus marcas licoreras y otras quedando con una producción por debajo de mil cajas diarias, hoy en día solo se está trabajando con las marcas del Ventarrón y El Recio, lo cual llevó a potenciar la realización de maquilas a diversas empresas a nivel nacional, con el detalle de que el realizar maquilas aumenta la necesidad de tener un producto terminado en menor tiempo y con calidad alta, siendo ésta la competencia con respecto al resto de empresas que realizan éste servicio.

El sistema de producción de la empresa Industrial ServiBottle C.A., empieza con sacar las botellas de la paleta donde vienen suministradas por el proveedor para alimentar a las cadenas transportadoras, las cuales se encargan de llevar a las botellas por todas las maquinarias necesarias para tener el producto terminado; el primer proceso por el que pasan las botellas después de entrar a la línea de producción es el del llenado, las botellas pasan por una llenadora que se encarga de suministrar el volumen exacto necesario de licor, seguido las botellas pasan por la tapadora la cual se encarga de roscar la tapa a la botella con la suficiente fuerza para que el precinto de seguridad quede en posición, luego a las botellas se les pegan las etiquetas mediante la etiquetadora y por último pasan por un horno termoencogible para quedar empaquetadas y poder pasar al almacén.



Figura 2. Paleta de botellas a granel.

Fuente: Jiménez M (2023)

El sistema de alimentación de botellas que se emplea para trasladar las botellas de la paleta a la cadena transportadora es un sistema manual; en ésta empresa no se cuenta con un sistema de alimentación de botellas automático, ni siquiera semiautomático, presentándose así la necesidad de un sistema automático que se encargue de alimentar a la cinta transportadora con la finalidad de optimizar el tiempo de alimentación, se cuenta con el espacio necesario y la visión del proyecto más no se ha tomado como una prioridad, lo que limita el tiempo de producción a las capacidades humanas de las personas que se encargan de alimentar las botellas a la cinta transportadora.

El ritmo de producción ideal en la empresa Industrial ServiBottle, C.A., está estipulado en 7200 botellas por hora o, lo que es lo mismo, 57600 botellas por día, tomando en cuenta que el tiempo óptimo de trabajo es de 7,5 horas laborales; el trabajador encargado de alimentar la línea con las botellas tendría que poner 128 botellas en un minuto, lo cual, por capacidades humana, no es posible lograr alcanzar y mantener como para lograr un ritmo apropiado de producción, por esta razón se utiliza a más de un trabajador en éste puesto de trabajo; cuando se usan dos trabajadores, por cada uno de ellos se tendrán que poner en la línea 64 botellas y, si se usan tres trabajadores se debe tener como mínimo un ritmo de 43 botellas por minuto, pero, se debe tomar en cuenta que por las limitaciones del espacio de la entrada en la línea dos trabajadores es el máximo que pueden realizar ésta labor.

En el pasado, se mantenía sin problema éste ritmo mencionado debido a que las botellas eran suministradas por el proveedor en cajas de 12 botellas, no a granel como sucede hoy en día, esto permitía que con dos personas alimentando las cadenas transportadoras, se mantuviera el ritmo de producción necesario; la razón es que al venir 12 botellas por caja, para tener el ritmo de 128 botellas por minuto solo se necesitaban vaciar 13 cajas lo cual con dos personas se lograba y mantenía un tiempo óptimo de producción, ahora, al venir las botellas a granel es mucho más complicado mantener éste ritmo, el tener que agarrar la botella de una paleta y ponerla parada en la cadena disminuye notoriamente la cantidad de botellas que se pueden suministrar en un minuto, siendo mucho más complicado lograr la velocidad de 128 botellas por hora.

Como se acaba de mencionar, en la empresa Industrial ServiBottle C.A., se emplea un sistema de alimentación de botellas netamente manual, los sistemas de alimentación manuales son aquellos en los que solo se utiliza la mano de obra de uno o varios trabajadores para trasladar las botellas o envases desde las paletas donde vienen empacadas hasta las cadenas

transportadoras de la línea de producción; ahora, los procesos semiautomáticos son aquellos procesos en los cuales se realiza la alimentación de las botellas o envases a las cadenas transportadoras de la línea de producción en forma parcial, siendo necesaria la intervención de la mano del hombre para terminar de realizar el traslado y, los procesos automáticos llevan las botellas hasta las cadenas transportadoras de la línea de producción mediante mecanismos electromecánicos sin necesidad de la mano del hombre.

Los sistemas de alimentación de botellas semiautomáticos y automáticos agilizan y vuelven más eficiente el proceso productivo en el que las botellas pasan de las paletas en que vienen suministradas por los proveedores de botellas normalmente a granel, hasta las cadenas transportadoras de la línea de producción, por ésta razón son empleados comúnmente en la industria de los alimentos, cosmética, farmacéutica, entre otras. Éstos sistemas requieren una inversión inicial de la empresa que a largo plazo generará muchas ganancias por las velocidades que se pueden alcanzar en la línea de producción, claro está que el sistema que tenga la empresa depende de los recursos que ésta posea, en la empresa Industrial ServiBottle C.A., por el latente deseo de optimizar la velocidad de producción se desea cambiar el sistema de alimentación actual por un sistema de alimentación automático.

1.2 Formulación del Problema

Considerando lo expuesto anteriormente, surge la siguiente interrogante: ¿Cómo se puede mejorar el tiempo de alimentación de botellas a la línea de producción de la empresa Industrial ServiBottle C.A.?

1.3 Objetivos de la Investigación

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un sistema automatizado para la alimentación, dosificación y llenado de botellas en la línea de producción de la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Diagnosticar la situación actual de alimentación de botellas a la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.
2. Proponer las diversas alternativas de solución para la alimentación de botellas en la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.
3. Diseñar en detalle los componentes mecánicos y el sistema de control de la alternativa seleccionada para el transporte de botellas.
4. Elaborar la relación costo-beneficio del proyecto.

1.4 Justificación de la investigación

La elección del presente proyecto, se ha tenido en cuenta tanto por el estudiante autor como del especialista de envasado en la empresa debido a que éste trata de un proyecto que abarca un campo de la ingeniería interesante por el hecho del rediseño de un sistema que actualmente no cumple con las características de diseño que son requeridas para el transporte de los envases de forma continua y eficiente. La modificación de las variables o parámetros críticos que condicionan el proceso actual están regidas por el estudio de los principios ideales de diseño para este tipo de sistema de transporte, aplicación de teoría de máquinas, basamento de proyectos de ingeniería, utilización de ingeniería gráfica, estructuras industriales, entre otros.

El desarrollo del diseño de un sistema alimentador de botellas en la presente investigación le contribuye al autor con la consolidación de los conocimientos que ha adquirido a lo largo de la carrera universitaria, consolidaría la adquisición de experiencia en el diseño de sistemas y equipos industriales, contribuiría con la ejecución y correcta realización de la técnica de selección de Vólchez y además ayudaría a lograr la culminación de su trabajo de grado, alcanzando la meta de graduarse como ingeniero mecánico de la República Bolivariana de Venezuela.

El diseño y realización de la presente investigación ayudaría a la empresa Industrial ServiBottle, C.A., en su desarrollo tecnológico y mejorando su condición laboral, aumentando el valor de ésta, su producción y proporcionando beneficios económicos y a sus trabajadores tales como reducción de accidentes laborales al mejorar las condiciones de trabajo, adquiriendo una buena posición ante las empresas que solicitan maquilados, las cuales son de un papel sumamente importante ya que rigen la demanda latente.

Un sistema alimentador de botellas automático le brinda una mayor comodidad a las personas designadas para realizar el traslado de las botellas desde las paletas donde son empaquetadas y suministradas hasta la cadena transportadora, pasando de trabajar bajo una presión constante por mantener un ritmo de trabajo rápido y frecuente a presentar un sistema que automatiza el proceso que se realizaba de forma manual, creando una vacante de empleo como supervisor de equipos en la empresa Industrial ServiBottle C.A.

La empresa Industrial ServiBottle C.A., presenta una reducción notoria de sus productos envasados con botellas plásticas hasta el punto en que hoy en día solo producen “El Recio” con botellas plásticas, la razón es que las botellas, a pesar de que son menos delicadas que las botellas de vidrio durante su envasado y transporte, son más contaminantes y nocivas

para el medio ambiente y el ser humano, por ésta razón se trabaja mayormente con botellas de vidrio y, por lo tanto, el diseño que se plantea en el presente trabajo trabajará con botellas de vidrio.

1.5 Alcance

El alcance de esta investigación está en realizar un sistema elevador y transportador de botellas que lleve las botellas de vidrio hasta la cadena transportadora de la línea de producción de la empresa Industrial ServiBottle, C.A., a una velocidad de dosificación controlada por la velocidad de llenado de la tapadora, llegando éste alcance hasta la cadena transportadora de botellas, sistema por el que se trasladan las botellas una vez son depositadas en él. El estudio del sistema de la cadena transportadora, el resto de maquinarias que trabajan con las botellas a lo largo de la línea de producción y la implementación de este proyecto queda por parte de la empresa Industrial ServiBottle C.A. Finalmente, el informe de la investigación será obligatorio como trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico en la Universidad José Antonio Páez.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Para poder llevar un correcto desarrollo de ésta investigación se toman en cuenta trabajos de grado regionales, nacionales e internaciones realizados en un lapso menor a cinco años, en los que se han diseño sistemas como el que se desea diseñar en la presente o, trabajos que pueden realizar un aporte por presentar un desarrollo en una línea de investigación relacionada a la línea de investigación que se lleva en el presente trabajo, todo esto se hace con la finalidad de mantener una constante innovación partiendo de estudios que han realizado tesis anteriormente, los antecedentes que en los cuales se basa la siguiente investigación son los siguientes:

Velázquez C. (2020) realizó un trabajo de investigación titulado “**Diseño de un sistema de transporte automático para el manejo de envases en una línea de envasado**”, trabajo de investigación que llevó al autor a obtener el grado en Ingeniería Mecánica en la Universidad José Antonio Páez, San Diego, Venezuela. En este trabajo especial de grado el autor busca dar solución a la problemática de haber un mal transporte al inicio de 2 líneas de producción en la planta de Alimentos Berrios ALBECA, C.A., para ello el autor diseñó una línea que satisficiera la necesidad presentada en ambas líneas de producción.

Para poder solucionar lo problemática planteada, Velázquez estudió el tipo de envases a los que estaría destinada a transportar la línea y el comportamiento que presentaban las líneas afectadas y el que deberían presentar mediante el análisis de variables como la velocidad lineal de las bandas, de los envases y la de las llenadoras, con la finalidad de entender cuál era realmente el problema que presentaban las líneas y la razón de éste, una vez el autor logró hacer el estudio pertinente e identificar las fallas de mantenimiento presentes en los equipos decidió, para solucionar el problema, investiga y selecciona realizar un diseño que implique bandas transportadoras modulares, selecciona éste tipo de bandas transportadoras porque permite cumplir con las condiciones de operación requeridas para el aporte a su trabajo de grado. El presente trabajo de grado se puede beneficiar de éste antecedentes por los cálculos realizados, por su estructura y porque el diseño que se realizará llega hasta las cadenas transportadoras.

También, Napolitano F. (2023) realizó un trabajo de investigación titulado “**Diseño de la transportación para cuerpos de lata tipo esbeltos 12oz en una empresa manufacturera de cilindros de aluminio**”, trabajo de investigación que llevó al autor a obtener el grado en

Ingeniería Mecánica en la Universidad José Antonio Páez, San Diego, Venezuela. En este trabajo especial de grado el autor busca mejorar la producción y las condiciones de operatividad de la línea de envasado de latas de una empresa manufacturera de cilindros de aluminio.

Para cumplir con cada uno de los objetivos planteados en éste trabajo de grado, el autor presente el diseño de un sistema de transportación para cuerpos de lata del tipo esbeltos 12oz. Este tipo de latas, a lo largo de toda su transportación, presentan inercia al éstos pasar por las bandas hasta su proceso de lavado y, como consecuencia, se tienden a caer, a empujarse entre las mismas latas y hasta a caerse en serie, generando pérdidas de tiempo en el proceso y paradas de la máquina, este estudio le sirvió al autor de aporte para su trabajo de grado. El presente trabajo de grado se puede beneficiar de éste antecedentes por su estructura, por sus bases teóricas y legales y por el diseño transportador que en él realizó el autor.

Así mismo, Sáenz O. (2023) realizó un trabajo de investigación titulado “**Diseño de un sistema de compactación automático de residuos sólidos reciclables utilizando un PLC para reducir el costo de transporte**”, trabajo de investigación que le permitió al autor la obtención del grado de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, Chiclayo, Perú. El autor en éste trabajo especial de grado observó una problemática existente en Perú, aproximadamente el 1,9% de residuos sólidos desechados en el Perú son reciclados, dando lugar de ésta manera a una gran contaminación volumétrica.

El autor para aportar una solución a esta problemática, investigó la razón de que se recicle con un porcentaje tan bajo y llegó a la contaminación de que la contaminación está dada por falta de consciencia del tratado del material de desperdicio y por falta de maquinaria para tratarlo. Tomando en cuenta ésta conclusión, el autor vio que una buena alternativa para aportar una solución era el diseño de una compactadora en bloques, consistiendo su trabajo especial de grado en diseñar todo el sistema mecánico y todo el sistema automatizado para que el sistema trabajara con la menor interacción de mano del hombre posible, disminuyendo las posibilidades de accidentes laborales, de ésta manera el autor buscó disminuir no solo la contaminación volumétrica si no también facilitar el transporte de los materiales reciclados como aporte a su trabajo de grado. El presente trabajo de grado se puede beneficiar de éste antecedentes por el diseño electrónico empleado.

Paz R. y Valerio D. (2019) realizaron un trabajo especial de grado titulado como “**Diseño de un transportador electromecánico recto de una hilera con bandas para botellas con bebidas gasificadas**”, trabajo especial de grado que le permitió a los autores

llegar a la obtención del grado en Ingeniería Electromecánica en la Universidad Tecnológica del Perú, Lima, Perú. Con éste trabajo especial de grado los autores buscan aportar una solución a la problemática presentada por la dificultad de obtener de transportadores electromecánicos para la agilización y automatización de los procesos en las empresas del Perú por sus elevados costos, la ausencia de planes de mantenimiento y la dificultad en la obtención de repuestos.

Para aportar una grata solución a la problemática planteada, los autores con su trabajo especial de grado se plantearon el diseño y fabricación de un sistema electromecánico, Paz R. y Valerio D. (2019) se plantearon esto porque les permitiría “desarrollar la industria y emplear técnicos calificados que presten el servicio de fabricación e instalación de equipos para líneas de embotellado”, de ésta manera los autores se proyectaron a disminuir los costos de obtención de éstos sistemas transportadores en el Perú y, aumentar el personal capacitado para realizar el correcto mantenimiento que necesitan éstos equipos como aporte a su trabajo de grado. El presente trabajo de grado se puede beneficiar de éste antecedentes por ser un diseño electromecánico, permitiendo servir como guía por el diseño mecánico y el diseño electrónico realizado.

Por último, Castro O. (2019) realizó un trabajo de investigación titulado “**Diseño de una carretilla de carga industrial**”, trabajo de investigación que llevó al autor a la obtención del grado en Ingeniería Mecánica en la Universidad de los Andes, Bogotá, Colombia. En éste trabajo especial de grado el autor busca dar solución a la problemática de la ausencia de un sistema industrial que ayude al transporte, carga y descarga de objetos, maquinarias y atracciones de diversos tamaños en la industria del entretenimiento.

Para aportar una solución viable a ésta problemática latente en Colombia, Castro O. estudia en su trabajo especial de grado el peso aproximado y el máximo que puede llegar a cargar el sistema y si éste es viable para los operadores, los terrenos variables por los cuales se tendría que trasladar el sistema, las condiciones irregulares del terreno como puede ser pasto húmedo o mojado, barro, entre otros; las condiciones ambientales que se pueden presentar durante la jornada de carga y descarga, el volumen a levantar y a la altura que se podría levantar teniendo en cuenta que debe ser capaz de levantarla hasta la altura de los camiones de carga, todas éstas variables para determinar el diseño que presentaría el sistema de una carretilla de carga industrial como aporte en el trabajo de grado del autor. El presente trabajo de grado se puede beneficiar de éste antecedentes por las similitudes en los temas, es una máquina de elevación que se asemeja al funcionamiento que tendrá el diseño a realizar.

2.2 Teorías centrales de la investigación

2.2.1 Teoría de la Distorsión de Von Mises

Denominada también como Teoría de la Energía de Distorsión, Teoría de Von Mises-Henky o como Teoría de la Energía de Corte, Tassoni D. (2007). Es una teoría propuesta inicialmente por M. Hueber en 1904, pero fueron R. Von Mises y H. Henky quienes, contribuyeron más a ésta teoría, en los años 1904 y 1913 respectivamente. Esta teoría indica que la condición de falla está netamente en función de las diferencias entre las Tensiones Principales, sin importar sus valores absolutos. Es la teoría de falla más conveniente a emplear para el caso en que se tenga presencia de elementos de máquina con materiales dúctiles, tales como son los aceros, a la hora de realizar un diseño determinado. La expresión de esta teoría de falla es la siguiente:

$$2S_y^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \quad \text{Ec. 1}$$

Donde:

σ_1, σ_2 y σ_3 son los esfuerzos principales

Si se tiene en consideración un sistema bidimensional de tensiones (es decir, si se presenta que $\sigma_3 = 0$):

$$2S_y^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2)^2 + (\sigma_1)^2$$

$$2S_y^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2$$

Si, a conveniencia, expresamos esta expresión en función de los esfuerzos experimentados en las direcciones del plano cartesiano, tenemos:

$$S_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_x^2} \quad \text{Ec. 2}$$

Según esta teoría, cuando el sistema de carga que actúa sobre el elemento de máquina produce tensiones de TORSIÓN PURA (tensiones de corte; $\sigma_x = \sigma_y = 0$), de la Ec. 3 se obtiene que la falla del material y por ende de la pieza, se inicia cuando se alcanza si:

$$S_y = \sqrt{3\tau^2} \quad \Rightarrow \quad \tau = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0,577S_y \quad \text{Ec. 3}$$

Pero el inicio de la falla por torsión pura, no es más que haber alcanzado el límite de fluencia a corte del material de fabricación de la pieza, S_{ycorte} ; es decir, que se puede escribir, a partir de Ec. 4 que:

$$S_{ycorte} = 0,577S_y$$

Ec. 4

2.2.2 Teoría de Control

Según Abarca P. (2018) un sistema de control “Es un conjunto de dispositivos encargados de administrar, ordenar, dirigir o regular el comportamiento de otro sistema, con el fin de reducir las probabilidades de fallo y obtener los resultados deseados”, según Ogata K. (2010), los beneficios de los sistemas de control modernos están en que “La teoría de control moderna simplificó el diseño de los sistemas de control porque se basa en un modelo del sistema real que se quiere controlar. Sin embargo, la estabilidad del sistema depende del error entre el sistema real y su modelo.” Los sistemas de control se dividen en sistemas de control de lazo abierto y de lazo cerrado, los sistemas de control de lazo abierto son sistemas en los que el proceso en sí solo actúa sobre la señal de entrada del proceso y no se toma en cuenta la de salida, lo que hace que sean sistemas que no presentan retroalimentación; Los sistemas de control de lazo cerrado son sistemas en los que si se toma en cuenta la señal de salida del proceso y por ende, ésta tiene efecto sobre la acción de control, los procesos en los sistemas de control de lazo cerrado son realimentados.

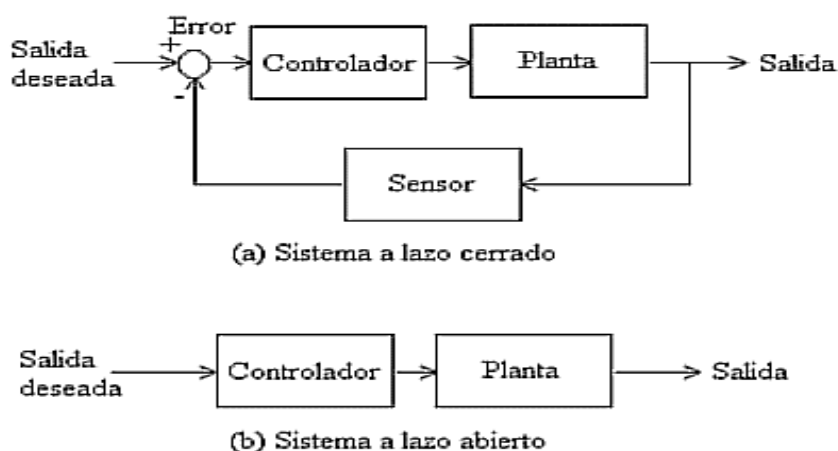


Figura 3. Representación de sistemas de control de lazo cerrado y de lazo abierto.

Fuente: *Características de la realimentación — Diseño y ajuste de sistemas de control.*

(s. f.). https://gonmolina.github.io/DSFyC_book/sources/notebooks_sources/modulo3/realimentacion/carateristicas%20de%20la%20realimentacion.html

2.2.3 Teoría de la Computación

La teoría de la Computación estudia, explica y da las pautas que deben presentar los modelos abstractos de los dispositivos que se emplean y son conocidos como computadoras.

Esta teoría se divide en 2 ramas, estas ramas son la rama de lenguajes y gramáticas y la rama de los modelos de la computación. En los lenguajes y gramáticas se comprenden todas las expresiones que permiten realizar las conmutaciones en las computadoras, estas conmutaciones se realizan bajo un alfabeto específico empleado en esta teoría, Navarro G. (2016) explica que “se llama alfabeto a cualquier conjunto finito no vacío. Usualmente lo denotaremos como Σ . Los elementos de Σ se llamarán símbolos o caracteres”, cabe resaltar que los elementos de Σ pueden ser números, símbolos o letras; En la rama de los modelos de la computación se estudian los autómatas y máquinas de Turing que emplean y ejecutan los lenguajes y gramáticas estudiados en la rama anterior.

2.3 Bases Teóricas

En las bases teóricas es donde están sustentadas todas las leyes, principios, fórmulas, teoremas y guías conceptuales que guían al lector a saber cuáles son los aspectos relevantes y los basamentos que presenta el tema a tratar; la obtención de éstos basamentos se realiza con las bases adquiridas a lo larga de la carrera de ingeniería mecánica, investigación en libros especializados de bibliotecas virtuales y físicas, apoyo de los antecedentes citados y conocimiento que aportan los profesores en apoyo al trabajo de investigación. El tema a estudio en el presente trabajo es el del accionamiento de un sistema de elevación y transporte mediante un accionamiento hidráulico, en este tema se emplean teorías que dan aporte en la neumática, en el diseño de elementos de máquinas y en el sistema de control del sistema. Las bases teóricas que sustenta este trabajo de investigación son las mencionadas a continuación:

2.3.1 Vidrio

El vidrio es un material duro, pero extremadamente frágil, con una deformación muy mínima imperceptible para el ojo humano y hecho de forma inorgánica. Puede ser transparente o tener diferentes tonalidades según su composición química. El vidrio se utiliza en ventanas, lentes, botellas y otros productos. Su composición química contiene, según González (2020), arena de sílice, compuesto por Silicio y Oxígeno (SiO_2), carbonato de sodio, compuesto de Sodio, Carbono y Oxígeno (Na_2CO_3) y caliza, que está compuesto por Calcio, Carbono y Oxígeno (CaCO_3). Su estructura molecular es amorfa. Dependiendo del tipo de vidrio, su composición y método de formación pueden variar. El vidrio, a pesar de sus semejanzas con los materiales cerámicos, no entra en la clasificación de los materiales cerámicos si no que es directamente considerado como un material compuesto. Las propiedades mecánicas del vidrio son las siguientes:

2.3.1.1 Resistencia a compresión

El vidrio, es conocido por su notable resistencia a la compresión, ya que los estudios realizados en probetas de vidrio sometidas a ensayos de compresión han demostrado que la rotura del vidrio ocurre solo bajo cargas extremadamente altas, lo que sugiere que su resistencia es excepcionalmente alta, alcanzando hasta 10.000 daN/cm². Ésta gran resistencia que presenta el vidrio ante la compresión se debe a la estructura molecular de éste (amorfa), la cual le permite absorber mucha carga, al igual que sucede con los materiales cerámicos, tienen una alta resistencia a la compresión por su estructura amorfa, esto tomando en cuenta que el vidrio no entra en la categoría de los materiales cerámicos, como se expuso anteriormente.

2.3.1.2 Resistencia a tracción

A pesar de poseer una alta resistencia a la compresión, el vidrio, tal cual como todos los materiales cerámicos, no tienen una resistencia a la tracción tan alta como a la compresión, en los materiales cerámicos la resistencia a la compresión es aproximadamente 3 veces la resistencia a la tensión, en el vidrio no, la resistencia a la compresión es notoriamente elevada comparada con la resistencia a la tracción y ésta es una clara razón por la cual en las aplicaciones que no involucren estética y requieran una alta resistencia se emplean los cerámicos sobre el vidrio. A la hora de realizar botellas plásticas, el vidrio cumple con la resistencia deseada y, por ser más estético, se prefiere ante los cerámicos. Los tratamientos térmicos posteriores del vidrio inciden notablemente sobre esta propiedad:

- ✓ Vidrio recocido: 400 daN/cm²
- ✓ Vidrio templado: 1.000 daN/cm²

2.3.1.3 Resistencia a flexión

Para realizar este determinado estudio, en este caso, se toma una cara del vidrio y se le somete directamente a tensiones de tracción y, a la otra del vidrio, se le somete a tensiones de compresión. La resistencia a rotura será la de la resistencia menor, que es la de tracción:

- ✓ Vidrio recocido sin defectos visibles: 400 daN/cm²
- ✓ Vidrio templado: 1.000 daN/cm²

Otras propiedades del vidrio son:

Características	Símbolo	Valor numérico y unidad
Densidad (a 18°C)	ρ	2500 daN/m ³
Dureza		6 unidades (escala de Mohr)
Módulo de Young	E	6,6x10 ⁸ daN/cm ²
Índice de Poisson	μ	0.2
Calor específico	c	0.72 x10 ³ J/(kg.K)
Coefficiente medio de dilatación lineal entre 20 y 300°C	α	9x10-6 K ⁻¹

Tabla 1. Algunas propiedades del vidrio

Fuente: https://vitalba.com/wp-content/uploads/2018/09/propiedades_mecanicas_del_vidrio_plano.pdf

2.3.2 Diseño en ingeniería mecánica

El diseño en ingeniería mecánica es un proceso fundamental que implica la creación, desarrollo y optimización de productos, sistemas y componentes mecánicos. Es una disciplina crucial en el campo de la ingeniería, ya que abarca desde pequeños dispositivos hasta grandes estructuras y maquinarias. El objetivo principal del diseño en ingeniería mecánica es crear soluciones eficientes y funcionales que cumplan con los requisitos técnicos, económicos y de seguridad. Para lograr esto, los ingenieros mecánicos aplican principios científicos y técnicas avanzadas para conceptualizar, modelar, analizar y fabricar productos mecánicos.

El proceso de diseño comienza con la identificación de una necesidad. Los ingenieros mecánicos trabajan en estrecha colaboración con otros profesionales, como diseñadores industriales, para comprender los requisitos estéticos y ergonómicos del producto. Luego, se procede a la etapa de conceptualización, donde se generan ideas y se selecciona la mejor solución. Una vez que se ha definido el concepto básico, se utilizan herramientas de modelado y simulación para crear representaciones virtuales del producto. Estas representaciones permiten a los ingenieros evaluar el rendimiento, la resistencia estructural, el flujo de fluidos y otros aspectos clave antes de pasar a la etapa de fabricación. Es importante tener en cuenta que en el diseño en ingeniería mecánica se emplea un criterio de diseño básico, el cual está definido por las siguientes expresiones:

$$\sigma_{Adm} = \frac{S_y}{N} \quad y \quad \tau_{Adm} = \frac{S_{ycorte}}{N} \quad \text{Ec. 5}$$

2.3.3 Teorías de falla

En el ámbito del diseño de elementos de máquinas, se han propuesto diversas teorías de falla que se utilizan para evaluar la resistencia de los materiales y predecir posibles fallas. Estas teorías, que varían según los autores y los materiales de aplicación, son fundamentales para el desarrollo de criterios de diseño de las piezas a diseñar. En el contexto de la presente

investigación, nos enfocaremos en detallar tres de estas teorías de falla, las cuales son ampliamente utilizadas en el diseño mecánico. A continuación, analizaremos en detalle cada una de estas teorías y su aplicación en el diseño de elementos de máquinas.

2.3.3.1 Teoría de Tensión Normal Máxima o Teoría de Rankine

La teoría de falla conocida como Teoría de Tensión Normal o Teoría de la Tensión Directa Máxima, propuesta por W.J.M. Rankine en 1845, es ampliamente utilizada en el diseño de elementos de máquinas y ha demostrado ser efectiva para materiales frágiles, no se puede utilizar para predecir fallas con materiales dúctiles, Tassoni D. (2007). Esta teoría compara directamente la magnitud de la tensión normal máxima en el material con su resistencia a la tensión para determinar si ocurrirá una falla, esto mediante las expresiones que se muestran a continuación:

$$\sigma \leq S_y \quad \text{y} \quad \tau \leq S_{y \text{ corte}} \quad \text{Ec. 6}$$

Si empleamos esta teoría de falla como criterio de diseño para materiales frágiles, tenemos:

$$\sigma \leq \sigma_{Adm} = \frac{S_y}{N} \quad \text{ó} \quad \tau \leq \tau_{Adm} = \frac{S_{y \text{ corte}}}{N} \quad \text{Ec. 7}$$

2.3.3.2 Teoría de Tensión de Corte Máxima o Teoría de Tresca

También conocida como la Teoría del Máximo Esfuerzo Cortante, también conocida como la teoría de falla más antigua, fue originalmente propuesta por el francés C. A. Coulomb (1736 - 1806). Posteriormente, en 1864, fue estudiada y repropuesta por Tresca, quien era el Vice-Director del Museo de Artes y Oficios de Francia, dándole argumentación. Sin embargo, fue J. Guest en Inglaterra quien realizó ensayos en el año 1900, logró demostrar que esta teoría es válida para materiales dúctiles, como latones, bronces y aluminios Tassoni D. (2007). Según Tresca, la falla ocurre cuando cualquier tensión de corte dada por:

$$\tau_1 = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}; \quad \tau_2 = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \quad \text{y} \quad \tau_3 = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Es tal que $(\tau_i)_{max} = \frac{S_y}{2}$; con $i = 1,2,3$

$$\text{Si } \sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3; \quad \text{entonces} \quad \tau_{max} = \tau_3 = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}; \quad \text{Ec. 8}$$

Es decir, esta teoría establece que:

$$\tau_{max} = S_{y\text{corte}} = \frac{S_y}{2}; \quad \text{con} \quad S_{y\text{corte}} = 0,5 S_y \quad \text{Ec. 9}$$

Para el estado bidimensional de tensiones $\sigma_1 > \sigma_2$ y $\sigma_3 = 0$, tenemos:

$$\tau_{max} = \tau_3 = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{S_y}{2} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} (\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_x^2} \right] \quad \text{Ec. 10}$$

Si empleamos esta teoría de falla como criterio de diseño para materiales frágiles, tenemos:

$$\tau_{max} \leq \tau_{Adm} = \frac{S_y}{2N} = \frac{S_{y\text{corte}}}{N} \quad \text{Ec. 11}$$

2.3.3.3 Teoría de Von Mises – Hencky

La Teoría de Von Mises, también conocida como la Teoría del Máximo Esfuerzo Cortante, Teoría de la Energía de Corte o la Teoría de la Energía de Distorsión, fue propuesta originalmente por M.T. Hueber en 1904 en Polonia. Sin embargo, su desarrollo y contribuciones posteriores fueron hechas por R. Von Mises en 1913 y H. Hencky en 1925. Aunque S. Timoshenko atribuyó esta teoría a J.C. Maxwell de Inglaterra en 1856 en su libro "History of Strength of Materials" publicado por McGraw-Hill en Nueva York en 1953. Cabe destacar que fue en 1900 cuando Guest demostró que la teoría de Tresca no era válida para los aceros, lo que llevó a un mayor desarrollo y comprensión de la teoría del máximo esfuerzo cortante. Esta teoría se aplica principalmente a materiales dúctiles, como latones, bronces, aluminios y aceros laminados y recocidos, Tassoni D. (2007).

Si empleamos esta teoría de falla como criterio de diseño para materiales frágiles, tenemos:

Partiendo de que $\sigma_1 > \sigma_2$ y $\sigma_3 = 0$ en la **Ec. 1**, entonces:

$$\sigma = \sigma_{Adm} = \frac{S_y}{N} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_x^2} \quad \text{Ec. 12}$$

2.3.4 La hidrostática

La hidrostática es una rama de la física que se dedica al estudio de los fluidos en equilibrio. Dos teoremas importantes en este campo son el principio de Pascal y el principio de Arquímedes. El principio de Pascal, formulado por el científico francés Blaise Pascal, establece que cuando se aplica una presión a un fluido incompresible contenido en un recipiente indeformable, esta presión se transmite por igual a todas las partes del fluido. En el sistema internacional, la unidad de presión es el Pascal (Pa), ésta se define como la fuerza ejercida por un newton sobre un metro cuadrado de superficie. Por otro lado, el principio de Arquímedes establece que cualquier objeto sólido sumergido o depositado en un fluido experimentará un

empuje hacia arriba igual al peso del volumen del líquido desplazado. No es necesario que el objeto esté completamente sumergido, ya que, si recibe un empuje mayor a su peso aparente, flotará y solo estará parcialmente sumergido.

2.3.5 Neumática

La neumática es la técnica del empleo del aire comprimido como medio de obtención de fuerza y potencia. La neumática a nivel industrial se enfoca en el uso de gas presurizado para operar diferentes mecanismos, utilizando gases como el aire comprimido, nitrógeno u otros gases inertes como medios de transmisión de energía. En la actualidad, se emplea para facilitar el movimiento mecánico en entornos como naves, fábricas y talleres, donde se instala a través de tuberías para distribuir aire comprimido a herramientas, maquinaria de montaje, sistemas de limpieza, entre otros. El avance de la neumática ha tenido un impacto significativo tanto en las labores domésticas como en los sistemas industriales de automatización.

2.3.6 Oleohidráulica

La oleohidráulica o hidráulica es la técnica del empleo del aceite comprimido como medio de obtención de fuerza y potencia. El término hidráulica responde a la transformación de la energía, ya sea de mecánica o eléctrica, con el fin de obtener un beneficio en con resultado en energía mecánica al finalizar el proceso. El uso en gran medida del aceite ha dado lugar a otras tecnologías como la Oleodinámica u Oleólica. Básicamente la hidráulica consiste en hacer aumentar la presión de un líquido por medio de elementos del circuito hidráulico, por ejemplo, con un compresor. Los sistemas oleohidráulicos son sistemas cerrados, que no pueden presentar ningún tipo de fuga a comparación con los sistemas neumáticos, que presentan sellos especiales y, en general, el sistema hidráulico es más complejo que el neumático.

2.3.7 Sistemas de elevación y transporte

Gusmeroli D. (2009) dijo que los sistemas de elevación y transporte “Son sistemas que permiten realizar trabajos que presentan una gran dificultad para el hombre a una gran velocidad”, estos sistemas permiten levantar y trasladar cargas que el ser humano normalmente no podría cargar o que lo haría con posibilidades de presentar problemas de salud. Los sistemas de elevación y transporte se clasifican según su principio de funcionamiento en:

- Mecánicos.
- Eléctricos.
- Neumáticos.
- Hidráulicos.

2.3.7.1 Sistemas de elevación y transporte mecánicos

Éstos son el tipo de sistemas de elevación y transportes más viejo y, por ende, son los que más se han empleado a lo largo de la historia del hombre, éstos sistemas permitieron dar vida a la revolución industrial y, en la actualidad, con la automatización industrial se han logrado optimizar y llevarlos a disminuir notoriamente los sistemas de producción industrial manuales, éstos sistemas están presentes en todos los sistemas de elevación y transporte, tanto en los neumáticos, como en los hidráulicos, como en los eléctricos, y esto se debe a que, para que los sistemas que no se clasifican como sistemas mecánicos funcionen, éstos deben tener presencia de componentes y principios mecánicos. Estos sistemas también presentan una clasificación, según Gusmerali D. (2009) “Los equipos de elevación y transporte suelen clasificarse, en general, por su recorrido en horizontal, inclinados o mixtos y verticales”, siendo éstos 3 sistemas empleados a gran escala en áreas industriales específicas.

2.3.7.2 Sistemas de elevación y transporte eléctricos

Éstos sistemas son sistemas sencillos que cumplen con los principios mecánicos y, para poder efectuar el movimiento del sistema hacen uso de componentes mecánicos como lo pueden ser tornillos sin fin, engranes, correas, cadenas, ejes, rodamientos, entre otros; Pero, se distinguen de los sistemas de elevación y transporte mecánicos porque presentan una serie de componentes eléctricos y electrónicos, tales como resistencias, solenoides, transformadores, capacitores, PLC, relés, sensores, motores eléctricos, bombillos, fuentes, entre otros, los cuales están conectados simultáneamente con un orden determinado con la finalidad de crear circuitos eléctricos capaces de modificar y transportar señales electrónicas que controlen debidamente el sistema.

2.3.7.3 Sistemas de elevación y transporte neumáticos

Según Creus A. (2011) “La palabra neumática se refiere al estudio del movimiento del aire y así en sus comienzos el hombre utilizó el viento en... El uso de los molinos para moler grano y bombear agua”, lo cual nos deja ver que, aunque en épocas más recientes la neumática ha ido revolucionando los procesos industriales, ésta no es una ciencia reciente, la neumática es empleada desde hace muchos siglos para el desarrollo del hombre, la clave del desarrollo que ha implicado la neumática en los procesos industriales está en que, como dice Creus A. (2011) “Es a partir de 1950 que la neumática se desarrolla ampliamente en la industria con el desarrollo paralelo de los sensores.”

Los sistemas accionados por compresores para proveer aire comprimido generan movimientos con alta precisión y presiones de hasta 10 bares, controlados mediante válvulas y sensores, capaces de energizar lo suficiente como para proporcionar movimiento a pistones de activación neumática y motores neumáticos, brindándonos aplicaciones en herramientas, máquinas-herramientas, martillos neumáticos, prensas neumáticas, robots industriales, herramientas de impacto, frenos neumáticos como los empleados por camiones, pistolas para pintar, pistolas de aire comprimido, sistemas de empaquetado, elevadores y transportadores de cargas.

Los circuitos o sistemas neumáticos están compuestos por una serie de elementos que permiten procesar el aire, disminuyendo su volumen y aumentando su presión, para luego transportarlo a través de mangueras neumáticas. Este proceso se controla mediante diversas válvulas, hasta llegar al actuador, donde se lleva a cabo el movimiento mecánico deseado. Este sistema se instala en entornos industriales como naves, fábricas y talleres, donde se distribuye aire comprimido a herramientas, maquinaria de montaje, sistemas de limpieza y otros equipos. El avance de la neumática ha tenido un impacto significativo tanto en las labores domésticas como en los sistemas industriales de automatización, facilitando el movimiento mecánico y mejorando la eficiencia en diferentes procesos. Un sistema neumático está conformado principalmente por los siguientes componentes:

2.3.7.3.1 Compresor

Se trata de un dispositivo que captura el aire del entorno, lo comprime y lo libera con mayor fuerza. El aire comprimido se expulsa a alta presión, lo que permite utilizar su energía para asistir a otras herramientas neumáticas, limpiar superficies o inflar. Este tipo de compresor utiliza unos rotores de émbolos rotativos para comprimir el aire. Su funcionamiento se basa en el giro de los dos rotores que se encuentran en el interior de la carcasa, los rotores giran sincronizadamente y en sentido contrario, formando una cámara entre ellos en la cual entra el aire.

2.3.7.3.2 Tanques de aire comprimido

También conocidos como tanques pulmón, se emplean para almacenar aire comprimido en procesos que no pueden ser abastecidos directamente por un compresor o para mantener el compresor no siempre en su máxima potencia, regulándolo, así como para compensar cambios de presión en sistemas neumáticos. También es importante destacar que los tanques de aire comprimido son piezas fundamentales en los sistemas de aire comprimido, ya que sirven para

almacenaje y para amortiguar en caso de que se tenga la presencia de algún pico de consumo en el sistema.

2.3.7.3.3 Mangueras

Son mangueras especiales, diseñadas para soportar alta presión. La selección de la manguera debe ser hecha de tal manera que la presión de trabajo publicada de la manguera sea igual o mayor que la máxima presión del sistema. Los picos de presión transitorios en el sistema deben estar por debajo de la presión máxima de trabajo de la manguera establecida por el proveedor. Se emplean mangueras en vez de tuberías porque es más cómodo y no presenta algunas problemáticas que presentan las tuberías como la cavitación y corrosión por humedad presente en el aire o en el ambiente de trabajo.

2.3.7.3.4 Unidad de secado de aire

Los secadores de aire son dispositivos que tienen la función de eliminar la humedad o el agua durante el proceso de compresión del aire, con el propósito de prevenir daños en los equipos y conservar la calidad del aire requerida para su funcionamiento óptimo. Este proceso es fundamental para garantizar la eficiencia y durabilidad de los sistemas neumáticos. Típicamente, un sistema de aire comprimido instalado apropiadamente y eficientemente, incluye algunos tipos de secadores para remover cualquier humedad que pueda presentarse en el suministro.

2.3.7.3.5 Unidad de mantenimiento

La unidad de mantenimiento o FRL (Filtro Regulador Lubricador) neumático, es un sistema que está compuesto por diversos elementos cuyo propósito es el de preparar el aire comprimido proveniente de un compresor. Su objetivo principal es asegurar que el aire comprimido que llega a los diferentes componentes de los circuitos neumáticos tenga una presión constante y uniforme. Las funciones principales de una unidad de mantenimiento o FRL son las de filtrar el aire para mantenerlo libre de impurezas, atrapando contaminantes como agua, polvo y aceite. Regular constantemente la presión del aire para asegurar que los equipos reciban el suministro necesario.

2.3.7.3.6 Manómetros

Un manómetro de presión es un instrumento analógico que se emplea para la medición de la presión de un fluido, ya sea gas o líquido, como agua, aceite o aire. A diferencia de los transductores de presión convencionales, los manómetros son dispositivos analógicos que cuentan con un dial circular y un puntero accionado mecánicamente, y han sido utilizados desde

hace muchos años. Las máquinas neumáticas utilizan un manómetro para medir la presión de trabajo, que se expresa en bares, pascales o psi a través del desplazamiento de una aguja sobre una escala graduada.

2.3.7.3.7 Válvulas direccionales

Las válvulas direccionales desempeñan un papel crucial en la modificación de la dirección del flujo de aire comprimido que se dirige hacia una variedad de dispositivos, como cilindros, pinzas neumáticas, músculos neumáticos y otros dispositivos similares. Estas válvulas neumáticas son esenciales para dirigir y regular el aire comprimido, ya que controlan aspectos como la salida y entrada de aire, el cierre o habilitación del flujo, la dirección en la que se dirige el aire, así como la presión y el caudal del mismo, por ende, las válvulas neumáticas son fundamentales para garantizar un funcionamiento eficiente y preciso de los sistemas neumáticos en una amplia gama de aplicaciones industriales.

2.3.7.3.8 Actuadores

Los actuadores o accionadores son responsables de convertir la energía almacenada en el aire comprimido en movimiento, ya sea lineal o rotativo, siendo por ende completamente diferentes a los cilindros y motores. Los actuadores se utilizan típicamente en aplicaciones industriales y de manufactura. Dispositivos como válvulas, motores, interruptores y bombas dependen ampliamente de ellos. Cada tipo de actuador cuenta con distintas versiones y se ofrece en diferentes tamaños, estilos y modos de operación, de acuerdo con cada aplicación en específico.

2.3.7.4 Sistemas de elevación y transporte hidráulicos

El principio de funcionamiento de los sistemas hidráulicos está regido por los principios de la hidrostática y difiere con el que presentan los sistemas neumáticos tomando en cuenta que los sistemas neumáticos realizan trabajo empleando aire que tiene una compresibilidad del 100% mientras que los sistemas hidráulicos emplean un fluido hidráulico o aceites que, algunos de éstos pueden llegar a una compresibilidad del 1%, por ende, se consideran como fluidos no compresibles, también difieren en que los sistemas hidráulicos son sistemas cerrados, a diferencia de los sistemas neumáticos, y se debe tener mucho cuidado de que no se presenten fugas a lo largo de todos los componentes que conforman el sistema puesto a que, la presencia de fugas llevaría a pérdida de potencia en el sistema y a aumento en la posibilidad de accidentes laborales. Los sistemas hidráulicos requieren de filtros, carter, bomba, válvulas y actuadores como mínimo, todo en un circuito cerrado para evitar las fugas del fluido.

2.3.7.4.1 Bomba

Las bombas hidráulicas son dispositivos que suministran energía mecánica a un fluido, ya sea en forma de energía cinética, que aumenta la velocidad del fluido y afecta el caudal, o en forma de energía de presión, que puede ser geodésica para elevar el fluido a una altura determinada o piezométrica para superar las diferencias de presión en las tuberías. Estas bombas pueden ser de varios tipos, adaptándose a las diferentes condiciones de uso, como el tipo de fluido a utilizar, las presiones de funcionamiento, las temperaturas y las características del sistema en el que se utilizan. Se clasifican según su principio de funcionamiento y sus características de construcción.

Dentro de la categoría de bombas volumétricas, se encuentran aquellas que se caracterizan por el movimiento alternativo de las partes móviles, transfiriendo la energía mecánica al líquido y aumentando directamente su presión. Por otro lado, las bombas cinéticas se distinguen por la transferencia de energía cinética al líquido a través de una parte móvil que gira, la cual luego se transforma en energía de presión. Además de estas categorías principales, también existen bombas especiales diseñadas para aplicaciones específicas, como bombas de desplazamiento positivo, bombas de pistón, bombas de tornillo, bombas de engranajes, entre otras. En resumen, las bombas hidráulicas son esenciales para el movimiento y control de fluidos en una amplia gama de aplicaciones industriales, comerciales y domésticas, adaptándose a las necesidades específicas de cada sistema en el que se utilizan.

2.3.7.4.2 Tanque

La capacidad del depósito se dimensiona en función de las necesidades de presión, caudal y ciclo de funcionamiento, ya que actúa como un intercambiador de calor. Si el balance térmico lo indica, se puede utilizar un enfriador de aceite refrigerado por agua o por aire. Los depósitos estándar varían desde 25 hasta 120 litros, e incluso es posible fabricar tanques de hasta 3000 litros. El diseño del circuito hidráulico se adapta al ciclo de trabajo, es decir, a la fuerza y secuencia de los movimientos, dimensionando los cilindros y las válvulas necesarias. Para aplicaciones con requerimientos muy pequeños o para equipos portátiles, pueden emplearse minicentrales con depósitos que van desde 2 hasta 20 litros. Los motores eléctricos con los que se manejan estas minicentrales pueden ser de 12 o 24 voltios de corriente continua, monofásicos o trifásicos.

2.3.7.4.3 Tuberías

Las tuberías son un elemento crucial en la generación de energía hidráulica, ya que transportan el fluido como aceite o agua a alta presión desde el tanque hasta la entrada de los actuadores. Estas tuberías están diseñadas para soportar la presión del fluido y garantizar un flujo constante y controlado hacia los actuadores, donde se convierte en energía mecánica. La selección del material y el diseño de estas tuberías depende de varios factores, como la presión máxima del fluido, la distancia de transporte, y las condiciones ambientales. Por lo tanto, es fundamental realizar un análisis detallado para determinar el tipo de tubería más adecuado para cada proyecto oleohidráulico. Además, es importante considerar la eficiencia energética y la seguridad al diseñar y construir estas tuberías. Se deben implementar medidas para minimizar las pérdidas de carga y evitar posibles fugas o daños en la infraestructura, por ende, se puede notar que las tuberías desempeñan un papel fundamental en la generación de energía a través de la hidráulica y, su diseño y construcción requieren un enfoque cuidadoso y detallado para garantizar un funcionamiento óptimo y seguro.

2.3.7.4.4 Filtros

Los filtros hidráulicos son esenciales en los sistemas hidráulicos, ya que son la única defensa contra el desgaste una vez que el sistema se contamina. Su función es controlar y eliminar las partículas sólidas, tanto externas como internas, que pueden causar desgaste y pérdida de energía en la maquinaria. El mantenimiento y la sustitución oportuna de estos filtros son fundamentales para garantizar un rendimiento óptimo y duradero de los equipos, evitando daños por filtración deficiente. Es importante elegir filtros de calidad para mantener el aceite hidráulico en buen estado, prolongar la vida útil del lubricante y retrasar el reemplazo de piezas por deterioro, lo que conlleva ahorros en mantenimiento. Existen tres tipos de filtros utilizados en sistemas hidráulicos: los de aspiración, que eliminan partículas grandes; los de presión, que suprimen partículas minúsculas y protegen componentes sensibles a altas presiones; y los de retorno, que filtran las impurezas del aceite antes de que regrese al depósito. Es crucial elegir filtros de calidad para garantizar un funcionamiento óptimo del sistema hidráulico.

2.3.7.4.5 Termómetros

Los termómetros bimetálicos son instrumentos que se emplean para medir la temperatura mediante el uso de dos láminas de metales diferentes con coeficientes de dilatación distintos. En los sistemas hidráulicos, se utilizan estos termómetros para monitorear la temperatura del aceite en el depósito. Están diseñados con una construcción sellada herméticamente, lo que los hace adecuados tanto para aplicaciones en interiores como en

exteriores, y ofrecen diversas opciones de rangos de temperatura según las necesidades específicas de cada aplicación.

2.3.7.4.6 Actuadores

Los actuadores en los sistemas hidráulicos son dispositivos que convierten la energía hidráulica en movimiento mecánico. Estos dispositivos son fundamentales en aplicaciones industriales, maquinaria pesada, equipos de construcción, vehículos y muchos otros sistemas que requieren movimientos precisos y potentes. Los actuadores hidráulicos funcionan mediante el uso de un fluido hidráulico presurizado que se transmite a través de un sistema de tuberías y cilindros. Cuando se aplica presión al fluido, este actúa sobre un pistón dentro del cilindro, generando un movimiento lineal o rotativo, dependiendo del diseño del actuador.

Existen diferentes tipos de actuadores hidráulicos, como cilindros hidráulicos, motores hidráulicos y bombas hidráulicas, cada uno diseñado para aplicaciones específicas. Los cilindros hidráulicos son los más comunes y se utilizan para generar fuerza lineal, mientras que los motores hidráulicos se utilizan para convertir la energía hidráulica en movimiento rotativo. Los actuadores hidráulicos ofrecen una serie de ventajas en comparación con otros tipos de actuadores, como su capacidad para generar grandes fuerzas con un tamaño compacto, su alta precisión y control de movimiento, su capacidad para operar en ambientes hostiles y su durabilidad y resistencia al desgaste.

2.3.8 Posicionadores de botellas

Según Traktech (2022), “Los posicionadores de botellas son un tipo de sistema industrial que permite que, al pasar las botellas por ellos, sean separadas y las posiciona en las cadenas o bandas transportadoras de una línea de producción específica, haciendo que las botellas vayan ordenadas”. Hay dos modelos de posicionadores de botellas y todos cumplen con la finalidad deseada, la elección de un modelo u otro depende de diversas variables como que, dependiendo del modelo seleccionado, el sistema ocupará más o menos espacio, acogerá el sistema más o menos botellas al mismo tiempo, la velocidad será mayor o menor, entre otros. Los modelos de posicionadores de botellas vacías son:

2.3.8.1 Posicionadores lineales.

Los posicionadores lineales para envases vacíos son especialmente utilizados en la industria para pequeñas o medianas producciones, esto se debe a que no trabajan con altos volúmenes de trabajo al mismo tiempo. Este tipo de posicionador presenta rapidez en el cambio de formato de las botellas (botellas con diversos volúmenes). Los posicionadores lineales, por

su limitado volumen de trabajo, permiten trabajar con una cantidad máxima aproximada de 4000 BPH (Botellas Por Hora).

2.3.8.2 Posicionadores rotativos.

Los tipos de posicionadores para botellas vacías más demandados son los posicionadores rotativos, la razón está en que los posicionadores rotativos son un modelo que permite trabajar con volúmenes más grandes y velocidades de producción mayores a los que presentan los posicionadores lineales. Estas máquinas orientadoras de envases están diseñadas para procesos de hasta alta producción como pueden ser producciones de hasta 18.500 BPH (Botellas Por Hora), siendo ésta la razón por la cual son más empleados en la industrial que los posicionadores lineales de envases.

2.3.9 Sistema de control

Según Abarca, P. (2018), es un conjunto de dispositivos encargados de administrar, ordenar, dirigir o regular el comportamiento de otro sistema, con el fin de reducir las probabilidades de fallo y obtener los resultados deseados. Como se mencionó en la teoría de control, ubicada en las teorías centrales de la presente investigación, existen dos tipos de sistemas de control los cuales son los sistemas control de lazo abierto y los sistemas de control de lazo cerrado. En los sistemas de control de lazo abierto la salida se genera dependiendo de la entrada; mientras que en los sistemas de lazo cerrado la salida depende de las consideraciones y correcciones realizadas por la retroalimentación. Un sistema de lazo cerrado es llamado también sistema de control con realimentación.

2.3.10 Pandeo según Euler

Euler hace el estudio de pandeo partiendo de lo que se denomina como la carga crítica, la cual es representada como P_{cr} . La P_{cr} de un elemento largo o corto que experimenta longitudinalmente una carga externa hace que este elemento, según las dimensiones que presente y según la carga que soporte, se “pandee” o presente curvatura, si la carga que soporta el elemento presenta sobre el elemento un esfuerzo mayor al permitido por éste, la carga va a ser que el elemento falle por pandeo. Esta curvatura o pandeo es tomada en cuenta por Euler, para diseñar elementos sometidos a pandeo, Euler propone las siguientes expresiones matemáticas las cuales varían en función de los casos que puede presentar un elemento sometido a una carga.

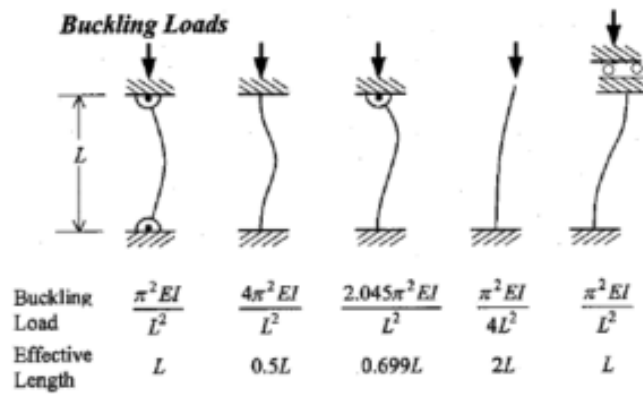


Figura 4. Tipos de pandeo que puede presentar una columna.

Fuente: *Redirect notice.* (s. f.-b).

<https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fcadsolution.s.pe%2Fblog%2Ffa-falla-pandeo-analisis-solidworks-simulation%2F&psig=AOvVaw2Jn-DsrOwETg7PBYPBeRMUh&ust=1708311049425000&source=images&cd=vfe&opi=89978449&ved=0CBiQjRxqFwoTCJiJifHws4QDFQA AAAAdAAAAABAR>

2.4 Bases Legales

La presente investigación se rige y está bajo la intervención de normas nacionales e internacionales en sus diferentes numerales y rigen a los sistemas de elevación y transporte, éstos numerales rigen las características de los sistemas mecánicos, eléctricos, neumáticos e hidráulicos de todos los tipos utilizados para la circulación de productos en la industria y para el diseño de los sistemas por donde éstos van a pasar, dado que se diseñará un sistema elevador y transportador de botellas, este debe ser diseñado a través de dichas normas ya que proporcionan estimaciones de la incertidumbre de medición y las reglas para la conversión, dentro de ciertos límites establecidos en los experimentos o ensayos a realizar en relación a las variaciones de velocidad y presión, el tipo de fluido transportado y las dimensiones. Las instituciones bajo las cuales estará rígida la siguiente investigación son:

- Asociación Americana de Fabricantes de Engranaje (American Gear Manufacturers Association AGMA).
- Instituto Americano de Construcción de Acero (American Institute of Steel Construction AISC).
- Instituto Americano de Hierro y de Acero (American Iron and Steel Institute AISI).
- Instituto Americano Nacional de Normas (American Society for Metals ASM).
- Sociedad Americana para Metales (American Society for Metals ASM).
- Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical ASME)

- Sociedad Americana de Pruebas y Materiales (American Society of testing and Materials ASTM).
- Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society AWS).
- Asociación de Fabricación de Cojinetes Antifricción (Anti-Friction Bearing Manufactures Association AFBMA).
- Instituto Británico de Normas (British Standards Institute BSI).
- Instituto de Sujetadores Industriales (Industrial Fasteners Institute IFI).
- Institución de Ingenieros Mecánicos (Institution of Mechanical Engineers I. Mech. E.).
- Oficina Internacional de Pesos y Medidas (International Bureau of Weights and Measures BIPM).
- Organización de Normas Internacionales (International Standards Organization ISO).
- Sociedad de Ingenieros Automotrices (Society of Automotive Engineers SAE).

2.5 Definición de términos

Bomba hidráulica

La bomba hidráulica es un sistema que se acopla a un motor eléctrico para convertir la energía mecánica desarrollada por el éste en energía de presión hidráulica.

Cadenas transportadoras

Son sistemas mecánicos que consisten en una serie de eslabones interconectados que forman una cadena continua. Estos eslabones pueden ser de acero, plástico u otros materiales resistentes al desgaste y las condiciones ambientales.

Central hidráulica

Una central hidráulica consiste en un circuito formado por una motobomba, un tanque, un acumulador hidráulico y una red de tuberías para alimentar los dispositivos hidráulicos de un sistema.

Desplazamiento de un fluido

Caudal del fluido necesario para alcanzar una determinada velocidad de rotación.

Envase

Es un objeto o recipiente diseñado específicamente para contener, proteger y facilitar el transporte de productos. Puede estar hecho de diversos materiales como plástico, vidrio, metal o cartón, y puede presentar diferentes formas y tamaños según el producto a envasar.

Índice de viscosidad

Es una medida de los cambios de viscosidad con la temperatura. Un alto índice de viscosidad representa cambios pequeños en la viscosidad cuando la temperatura cambia, mientras que un bajo índice indica grandes cambios en la viscosidad al variar la temperatura.

Las botellas

Los envases empleados para almacenar los licores en la empresa Industrial ServiBottle C.A., varían sus presentaciones dependiendo de la marca, estas presentaciones son de 0,35 litros, 0,75 litros, de 1 litro y de 1,25 litros.

Mesas de acumulación

Son sistemas que garantizan un pleno funcionamiento sin interrupciones de la línea de envase en un espacio reducido, consiguiendo así la mayor eficiencia posible en la producción.

Par de un motor

Par de rotación generado por el motor hidráulico para convertir la potencia del motor en fuerza mecánica por medio de la rotación del eje.

Presión de operación

Presión a la que trabaja un sistema, se maneja comúnmente haciendo referencia a motores hidráulicos y compresores neumáticos.

Temperatura de operación de un motor hidráulico

Temperatura a la cual el motor hidráulico trabaja de forma segura y eficiente.

Transporte por acumulación de envases

Es un método utilizado en las fábricas y almacenes para mover y organizar eficientemente muchos envases o cajas a lo largo de una línea de producción o sistema logístico.

Transportadores aéreos

Son transportadores neumáticos con estructuras de acero inoxidable y regulación de barandas automáticas o manual. Se recomiendan emplear en empresas con producciones altas para el transporte de envases vacíos.

Transporte por charnelas modulares con chasis de aluminio

Utilizan curvas de radio inferior a 150mm, permitiendo la acumulación de envases en poco espacio, presentan la ventaja de no necesitar un mantenimiento frecuente y se instalan en zonas secas.

Velocidad de operación de un motor

Velocidad a la que giran los componentes internos que presenta un motor.

Viscosidad de un fluido

Viscosidad que presenta un fluido de trabajo utilizado en sistemas o estudios hidráulico.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

Arias (2016) definió el marco metodológico como el “conjunto de pasos, técnicas y procedimientos que se emplean para formular y resolver problemas” (p.16), es decir, el marco metodológico es una serie de métodos basados en la formulación de hipótesis con la finalidad de que éstas puedan ser directamente descartadas o confirmadas por los medios de investigación a emplear y que son relacionados con la problemática. Otros autores como lo son Tamayo y Tamayo (2012) establecen que el marco metodológico es un proceso que, mediante el método científico, procura obtener información relevante para entender, verificar, corregir o aplicar el conocimiento, dicho conocimiento se adquiere para relacionarlo con las hipótesis presentadas ante los problemas planteados. La metodología con la que se trabajará en el presente trabajo de investigación es la siguiente:

3.1 Enfoque de la Investigación

El presente trabajo maneja una investigación con un paradigma de enfoque cuantitativo, el diseño de la investigación cuantitativa constituye el método experimental común de la mayoría de las disciplinas científicas. El objetivo de una investigación cuantitativa es adquirir conocimientos fundamentales y la elección del modelo más adecuado que nos permita conocer la realidad de una manera más imparcial, ya que se recogen y analizan los datos a través de los conceptos y variables medibles. La investigación cuantitativa es una forma estructurada de recopilar y analizar datos obtenidos de distintas fuentes, lo que implica el uso de herramientas informáticas, estadísticas, y matemáticas para obtener resultados (Neill y Suarez, 2018, p.69).

3.2 Tipo de Investigación

Arias (2016) dice que con tipo de investigación “Se refiere al grado de profundidad con que se aborda un fenómeno u objeto de estudio”, tomando en cuenta esto y debido a los objetivos planteados, a lo establecido en el planteamiento del problema y a los límites establecidos en el alcance de la investigación del presente trabajo de investigación, ésta etapa está basada en la modalidad de un proyecto factible, UPEL (2010) nos dice que un proyecto factible “Consiste en la investigación, elaboración y desarrollo de una propuesta de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales; puede referirse a la formulación de programas, tecnologías, métodos o procesos. El proyecto debe tener apoyo en una investigación de tipo documental, de campo o un diseño que incluya ambas modalidades” (p. 21).

3.3 Diseño de la Investigación

Arias (2012) establece que el diseño de una investigación “Es la estrategia general que adopta el investigador para responder al problema planteado, dividiéndolo en documental, de campo y experimental”. Ésta no es la única definición y clasificación que hay del diseño de una investigación, hay, por ejemplo, una en la que solo se clasifica el diseño de una investigación en investigación experimental (pre-experimental, experimentos puros y cuasi experimentos) y la investigación no experimental (transeccionales o longitudinales), esta clasificación fue realizada por Hernández, Fernández y Baptista (2015), en el presente trabajo se trabajará con la clasificación marcada por Arias.

En la perspectiva que aquí se adopta, el diseño del presente trabajo de investigación es documental y de campo, esto se debe a que sus bases están en la investigación, en el análisis e interpretación de fuentes documentales de diversos autores. Palella S. y Martins, F. (2006) nos dicen que un trabajo tipo documental “Se concreta exclusivamente en la recopilación de información en diversas fuentes. Indaga sobre un tema en documentos-escritos u orales- uno de, los ejemplos más típicos de esta investigación son las obras de historia” (p.90).

3.4 Nivel de la Investigación

La investigación que se realiza en el presente trabajo de grado tiene un nivel en esencia descriptivo, esto se debe a que se busca el observar y describir el comportamiento de un sujeto u objeto. Arias, F. (2012) dice que un enfoque descriptivo “Consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento. Los resultados de este tipo de investigación se ubican en un nivel intermedio en cuanto a la profundidad de los conocimientos se refiere” (p. 24). La finalidad que presenta una investigación con un nivel descriptivo es el llegar a ciertas características fundamentales precisas presentes en conjuntos homogéneos de fenómenos, esto se desarrollará partiendo de la descripción de los parámetros que involucran el proceso de elevación y transporte de botellas de un empaque a granel a las cadenas transportadoras de la línea de producción.

Valderrama S. (2017), establece que según “Su naturaleza o profundidad, el nivel de una investigación se refiere al grado de conocimiento que posee el investigador en relación con el problema, hecho o fenómeno a estudiar” (p.42). Por ende, cada nivel de investigación presenta estrategias específicas y adecuadas para poder tener un correcto desarrollo de la investigación a trabajar. Estas estrategias y el nivel de enfoque a tener en el presente trabajo de

investigación fueron consideradas para la elección del nivel de la investigación del presente trabajo de grado.

3.5 Población y Muestra

3.5.1 Población

Tamayo y Tamayo (2009) indican que “La población se define como la totalidad del fenómeno a estudiar donde las unidades de población poseen una característica común la cual se estudia y da origen a los datos de la investigación” (p. 114), es decir, La población de un trabajo de investigación se refiere al conjunto total de individuos, objetos, eventos o fenómenos que comparten una característica común y que son objeto de estudio. La definición de la población en un trabajo de investigación tiene importancia para poder obtener resultados precisos y representativos. Tomando en cuenta lo establecido por Tamayo y Tamayo en su definición de la población de un trabajo y que el presente trabajo es un trabajo de investigación en ingeniería mecánica, la población que se empleará en el presente trabajo de investigación son los sistemas de elevación y transporte.

3.5.2 Muestra

Arias, F. (2012) señala que la población “es el conjunto de elementos con características comunes que son objetos de análisis y para los cuales serán válidas las conclusiones de la investigación” y, también Arias, F. (2012) indica que la muestra “es un subconjunto representativo y finito que se extrae de la población accesible” (p. 83). Es decir, la muestra de un trabajo de investigación es un porcentaje (generalmente 30%) o porción de la población que facilita la determinación de las problemáticas presentes, esto se debe a que puede generar datos con los cuales se es capaz de realizar la identificación de fallas dentro del proceso. Tomando en cuenta estas definiciones dadas por Arias y la población que se estableció, la muestra con la que se trabajará son los sistemas de elevación y transporte de botellas de vidrio.

3.6 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos

La importancia de los instrumentos de recolección de datos está en que, como dicen Bostwisk y Kyte (2006), “La función de los instrumentos de medición es establecer una relación entre el mundo real y el mundo conceptual”, teniendo en cuenta que, en la investigación, el mundo real proporciona evidencia empírica y el mundo conceptual proporciona modelos teóricos que dan sentido a los fenómenos y principios del mundo real. Las técnicas están explicadas por Arias (2015), Arias nos dice que “Las técnicas de recolección de datos son las distintas formas o maneras de obtener la información” (p.53). Por ende, son

ejemplos de las técnicas que nos ayudarán en la obtención de la información necesaria para la realización de una correcta investigación, estas técnicas pueden ser el análisis documental, encuesta, cuestionarios, entrevistas, la observación directa, análisis de contenido, entre otras. Las técnicas e instrumentos a emplear son:

3.6.1 Observación directa

Hernández, Fernández y Baptista (2015), dicen que “la observación directa consiste en el registro sistemático, válido y confiable de comportamientos o conducta manifiesta” (p.316), tomando en cuenta esta definición, se empleará esta técnica de recolección de datos debido a que nos permite recolectar información para el diseño del sistema realizando inspecciones personalmente del área. Para tener una correcta recolección de datos, durante esta técnica se hace empleo del teléfono y/o una cámara fotográfica para ir tomando fotos que permitan describir de una manera eficaz el lugar a trabajar y los equipos de estudio, y, de un cuaderno para ir tomando apuntes y las medidas del lugar donde estará el sistema y los equipos que estarán próximos a los alrededores de éste y así, de esta manera poder seleccionar, organizar y relacionar los datos presentes.

3.6.2 Revisión documental

Esta técnica de recolección de datos, Según Hernández, Fernández y Baptista (2015) “Se concibe como una herramienta que permite preparar el marco teórico, en el cual se evidenciarán las características del problema en estudio”. Esta técnica implica examinar diversos tipos de documentos, como libros, artículos científicos, informes, registros históricos, políticas gubernamentales, informes financieros y otros materiales impresos o digitales relevantes para el tema de investigación. El objetivo principal es obtener datos y evidencias que respalden o complementen la investigación en curso.

3.6.3 Entrevista estructurada

Según Bartomeu P. (2016), una entrevista estructurada es “Una técnica de recogida de información que además de ser una de las estrategias utilizadas en procesos de investigación, tiene ya un valor en sí misma”. Ahora, la entrevista estructurada se caracteriza por seguir un guion o cuestionario previamente diseñado (ver apéndice A), que abarca los temas clave que se desean investigar. Este enfoque ofrece consistencia en la recopilación de datos, ya que todos los participantes reciben las mismas preguntas y opciones de respuestas y, al ser una técnica estandarizada, permite reducir la influencia del sesgo del entrevistador, ya que se evita la interpretación subjetiva de las preguntas. Para llevar a cabo una entrevista estructurada, el

investigador debe seguir un protocolo establecido y asegurarse de que las preguntas sean claras y comprensibles para los participantes. Es importante también garantizar un ambiente cómodo y confidencial para fomentar respuestas sinceras.

3.7 Técnicas de Análisis de Datos

Balestrini (2006), dice que “La información estadística constituye un medio o herramienta que permite cuantificar (variables) aspectos de la realidad en un momento dado, sobre algún fenómeno o problema determinado, con el fin que se puedan inferir conclusiones y que conlleven a tomar decisiones”, mientras que Hurtado (2015) dice que “Una vez obtenidos los datos es necesario analizarlos con base a los objetivos planteados al principio de la investigación, por ello el investigador debe especificar a este nivel de la investigación que tipo de análisis utilizara”. Las técnicas de análisis de datos que serán empleadas en el presente trabajo son el diagrama de Pareto y la matriz Foda.

3.7.1 Matriz Foda

Alicia Raeburn nos dice que “El análisis FODA (DAFO por sus siglas en español) te permite identificar las fortalezas, las oportunidades, las debilidades y las amenazas de un proyecto específico o de tu plan de negocios general”, es decir, la matriz FODA es una herramienta de análisis estratégico que evalúa tanto los factores internos (fortalezas y debilidades) como los factores externos (oportunidades y amenazas) que impactan a una empresa. Esta herramienta ayuda a identificar los aspectos más importantes para la toma de decisiones y el desarrollo de estrategias efectivas. Al comprender y aprovechar las fortalezas, abordar las debilidades, aprovechar las oportunidades y enfrentar las amenazas, una empresa puede mejorar su desempeño y adaptarse mejor a su entorno competitivo.

3.7.2 Diagrama de Ishikawa

Según Latam S. (2022), “El diagrama de Ishikawa, también conocido como de espina de pescado, es una herramienta visual que tiene un formato de gráfico. Además, su principal función es ayudar en los análisis de organización. La mayoría de las veces se lo emplea para encontrar la causa de un problema en su raíz.”. Su estructura visual, similar a la forma de una espina de pescado, permite representar claramente el problema en la cabeza del pescado y organizar las diversas categorías de causas a lo largo de la columna vertebral y las espinas laterales. Al utilizar este diagrama, se puede explorar exhaustivamente las diferentes áreas que podrían estar influyendo en el problema, lo que facilita la identificación de soluciones efectivas

y la toma de decisiones informadas para abordar la raíz del problema y mejorar los resultados deseados.

3.8 Validación de los Instrumentos

Validación de instrumentos hace referencia al proceso de evaluar y confirmar las herramientas utilizadas para recolectar datos en una investigación, como cuestionarios, escalas de medición o entrevistas. Prieto y otros (2010) dicen que “La validez no debe ser una característica propia del test, sino de las generalizaciones y usos específicos de las medidas que el instrumento proporciona”. Es decir, lo que se somete a validación no es el test en sí, si no las posibles inferencias a realizar partiendo de los resultados obtenidos (ver apéndice B).

3.9 Fases Metodológicas

En las fases metodológicas se busca la descripción de los procedimientos a efectuar a lo largo de todo el desarrollo del trabajo de investigación, en el caso particular del presente trabajo de grado, se dividió en 5 fases, estas fases buscarán proporcionar un debido cumplimiento de los 5 objetivos específicos mencionados en el Capítulo I, para ellos se desglosará debidamente cada fase. las 5 fases que se desarrollaran en el presente trabajo son:

Fase I. Diagnóstico de la situación actual de alimentación de botellas a la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.

La finalidad de ésta primera fase será el estudio y detección de cómo se realiza en la actualidad la alimentación de botellas en las cadenas transportadoras de la empresa Industrial ServiBottle C.A. las variables que se diagnosticarán en ésta fase son el sistema de alimentación, cómo se ejecuta el proceso, cuánto tiempo dura el sistema en trasladar todas las botellas de un empaque a granel a las cadenas trasportadoras, la velocidad máxima y la mínima de alimentación de botellas a la que se puede llegar, la cantidad de personas que intervienen en el proceso y los riesgos de seguridad presentes con el sistema alimentación actual.

Fase II. Propuesta de las diversas alternativas de solución para la alimentación de botellas en la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.

Una vez identificada y diagnosticadas cada una de las problemáticas existentes en el sistema de elevación y transporte de la empresa Industrial ServiBottle C.A., se emplean cada una de éstas para realizar varios diseños distintos con la finalidad de abordar el problema con soluciones que abarquen diversos enfoques y ataquen el problema de manera diferente, tomando en cuenta que la principal variable a tomar en cuenta es la seguridad del operador y

la velocidad de alimentación de las botellas; después de proponer las diversas alternativas, con la metodología de Vílchez se procede a elegir la mejor solución de todas las planteadas.

Fase III. Diseñar en detalle los componentes mecánicos y el sistema de control de la alternativa seleccionada para el transporte de botellas.

Una vez elegida la mejor solución empleando la metodología de Vílchez, se procede a realizar detalladamente el diseño de cada uno de los componentes del sistema elevador y transportador, tomando en cuenta que éste estará restringido con las dimensiones del lugar donde se va a construir el sistema, y, que el sistema debe adaptarse a el tipo de botella con la que se va a trabajar, ya sea de 0,35L, 0,75L o de 1L. En esta fase se empleará el software de SolidWorks para diseñar los componentes mecánicos, para evaluar los esfuerzos a los que éstos estarán sometidos y para evaluar si el sistema presenta alguna falla durante su operación.

En esta fase también se buscará realizar un sistema de control que sea capaz de controlar el sistema con las velocidades operacionales que se desean tener, que sea capaz de adaptar al sistema a el tipo de botella que se empleará durante la producción y que funcione en estado óptimo con cualquiera de los 4 tipos de botellas empleadas en la empresa Industrial ServiBottle C.A., además, el sistema de ser de fácil parada ante alguna falla a lo largo de la línea de producción.

Fase IV. Elaboración de la relación costo-beneficio del proyecto.

Una vez diseñados en detalle todos los componentes del sistema mecánicos y todos los componentes del sistema de control e identificado los tipos de componentes necesarios en el diseño del sistema, se realizará la viabilidad del proyecto y así obtener la relación costo-beneficio del proyecto, lo cual consiste en determinar los precios de cada componente por separado y luego del sistema en general y, si es posible, cambiar los componentes seleccionados para ser empleados durante la Fase III por componentes que cumplan la función deseada y que presenten un costo menor a los seleccionados originalmente.

3.10 Cuadro de Operacionalización de Variables

OBJETIVO ESPECÍFICO 1	VARIABLE	DIMENSIÓN	INDICADORES	ÍTEMS	FUENTE DE INFORMACIÓN
Diagnosticar la situación actual de alimentación de botellas a la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A. para poder proponer diversas alternativas y brindar una mayor velocidad de producción.	Sistema actual	Proceso de inspección	Rapidez de los sistemas de elevación y transporte	1	Técnica: Entrevista Instrumento: Guion de entrevista
			Velocidad de producción	2	
	Alternativa de solución	Manejo de los sistemas de elevación y transporte	Diseño	3	
			Accionamiento	4	
			Potencia	5	

Fuente: Jiménez M. (2023)

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1 Diagnóstico de la situación actual de alimentación de botellas a la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.

4.1.1 Observación directa

Se realizó una observación directa en la empresa estudio con la finalidad de entender a detalle cómo es la alimentación de las botellas a las cadenas transportadoras, durante este proceso se tomaron diversas imágenes, las cuales se presentan a continuación:



Figura 5. Inicio de la línea de producción y mesa empleada durante el proceso de alimentación.

Fuente: Jiménez M (2023)

La alimentación de botellas en las cadenas transportadoras es realizada por dos personas, una persona se encarga de sacar las botellas a granel de la paleta donde viene empacada y colocarlas en una mesa ubicada justo al lado de las cadenas transportadoras en su inicio, la segunda persona se encarga de pasar las botellas de la mesa donde fueron colocadas a las cadenas transportadoras. Además de esto, también se pudo apreciar con esta técnica de

recolección de datos que hay suficiente espacio como para la aplicación de un sistema automatizado, de hecho, la paleta que se encuentra debajo de la mesa está tapando un agujero rectangular de 1.3 x 2 x 1.6 m, éste agujero fue realizado con el diseño de la empresa, con la finalidad de en un futuro realizar un sistema automatizado como el planteado en el presente trabajo, también se pudo apreciar que hay suficiente espacio a los alrededores como para instalar un sistema y que su operador lo maneje con comodidad. La altura de la línea de producción es de 1m. La empresa a estudio mantiene sus zonas de trabajo limpias y de fácil acceso, además de que cuenta con personal con los conocimientos suficientes como para presentar un correcto desenvolvimiento. También se pudo determinar mediante la observación directa las medidas y el volumen de las presentaciones de botellas que se emplean en la empresa estudio, las cuales son en presentaciones de 0,35 L, 0,7 L y 1 L, tal como se muestra en la imagen a continuación.



Figura 6. Botellas empleadas en Industrial ServiBottle C.A., de 0,35 L, 0,7 L y 1 L respectivamente.

Fuente: Jiménez M (2023)

Cabe resaltar que la gran parte de la información recolectada es complementada directamente por información brindada por el ingeniero gerente de operaciones, quien es el encargado y lidera los proyectos en la línea de producción desde la creación de la empresa. Una información muy importante a tener en cuenta es que durante la recolección de información a lo largo de ésta Fase I se notó que no habían botellas de 0,35 L de producción reciente en el almacén, siendo aclarado por el gerente de operaciones que ésta presentación se emplea muy poco y se sugirió no tomar en cuenta en el diseño ésta presentación, por ende, a

pesar de que inicialmente se había tomado en cuenta éste diseño en el presente trabajo de investigación, las Fases siguientes se realizarán tomando en cuenta netamente las botellas de 0,70 L y de 1 L. Los procesos a los cual son sometidas las botellas a lo largo de la línea de producción están explicados a continuación.

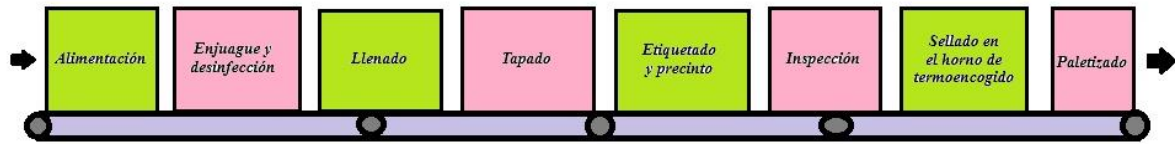


Figura 7. Procesos de la línea transportadora.

Fuente: Industrial ServiBottle C.A.

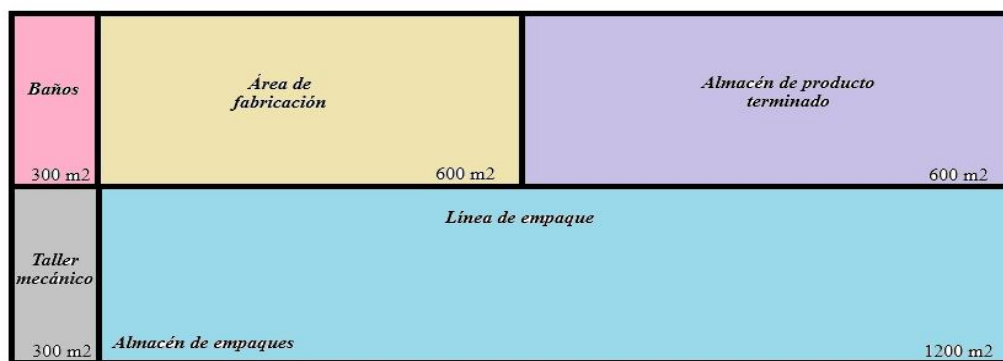
4.1.2 Revisión documental

Mediante los catálogos y la documentación de la empresa caso estudio, como la reseña histórica y el plan de trabajo, se comprendió la razón por la cual el proceso de alimentación siempre fue y se mantuvo hasta la actualidad netamente manual, aún y cuando se han tenido muy altas producciones y con una alta eficiencia del proceso. Para mantener una alta producción y así satisfacer las demandas del mercado, la empresa a estudio empleaba un sistema manual de alimentación de botellas pero, las botellas que se empleaban no venían a granel, las botellas venían en cajas y en posición inversa, es decir, con el pico de la botella tocando el fondo de la caja, con la finalidad de que, para alimentar la línea de producción, solo se tuviera que abrir la caja y voltearla en las cadenas transportadoras, siendo éste un sistema bastante rápido y que no produce caídas en la producción.

Hoy en día el cartón con el que son fabricadas las cajas aumentó notoriamente su valor monetario, siendo poco conveniente para la empresa su empleo, por esta razón se comenzó a empaquetar las botellas con un proceso de termo encogido, disminuyendo costos y sustituyendo la adquisición de botellas en cajas por botellas a granel. Además de esto, con la revisión documental se pudo apreciar que se presentan correctos planes de mantenimiento de todos los sistemas de la línea de producción, es muy poco frecuente algún accidente laboral y, por la alimentación de botellas no ha habido accidentes laborales, esto además de que se cumple con un alto porcentaje de salubridad por las inspecciones sanitarias, lo que se ve reflejado en el alto grado de limpieza que presentan los elementos de máquina que están en contacto directo con las botellas, por ejemplo de uno de éstos elementos es la banda de la cinta transportadora, y también por las normas de salubridad, la mayoría de las estructuras y de los elementos de máquina metálicos son de acero inoxidable.

A través de la evaluación directa mediante la revisión documental de los planos de las botellas, las paletas, el paquete de botellas y los separadores de cartón de las botellas y de la fosa, fosa que está ubicada en el inicio de la línea de producción con la finalidad del diseño de un sistema de elevación y transporte automatizado, tal como se mencionó en la observación directa y se puede visualizar que está tapada con una paleta en la figura 4, se logró la obtención de las medidas y propiedades necesarias para realizar el diseño, como son la altura y el ancho de la fosa y de las paletas donde vienen las botellas y el alto y el diámetro de las botellas además de sus propiedades, tales como peso y el volumen de cada tipo de botellas. La obtención de estos datos es con la finalidad de realizar el diseño en función a los valores específicos con los que se cuenta.

A continuación, se aprecia toda la información que se recolectó mediante la revisión documental de la empresa. Lo primero que se obtiene es la disposición en general de los espacios de la empresa, tal y como se muestra en la figura a continuación, tomando en cuenta que el área total de la empresa es de 3 000m². Además de ésta información, también es importante, antes de empezar a hablar de las botellas en sí, traer al frente el nombre del proveedor de las botellas, la cual es la empresa VIDOSA (Vidrios Domésticos MAV, C.C.S).



Área total = 3000 m²

Figura 8. Distribución y medidas en el galpón de la empresa.

Fuente: Industrial ServiBottle C.A.

4.1.2.1 Paleta

- Alto = 235 mm = 0,235 m
- Ancho = 1100 mm = 1,10 m
- Profundidad = 1400 mm = 1,40 m

Es decir, las medidas de la paleta son 0,235 x 1,10 x 1,40

4.1.2.2 Fosa

- Alto = 2000 mm = 2 m
- Ancho = 1300 mm = 1,30 m
- Profundidad = 1600 mm = 1,60 m

Es decir, las medidas de la fosa son 2 x 1,30 x 1,60

4.1.2.3 Botella de 0,70 L

Las especificaciones de este tipo de botella son:

- Diámetro = $76,5 \pm 1,6$ mm
- Alto = $275,43 \pm 1,6$ mm
- Peso = 426 ± 18 g
- Volumen = 0,70 L

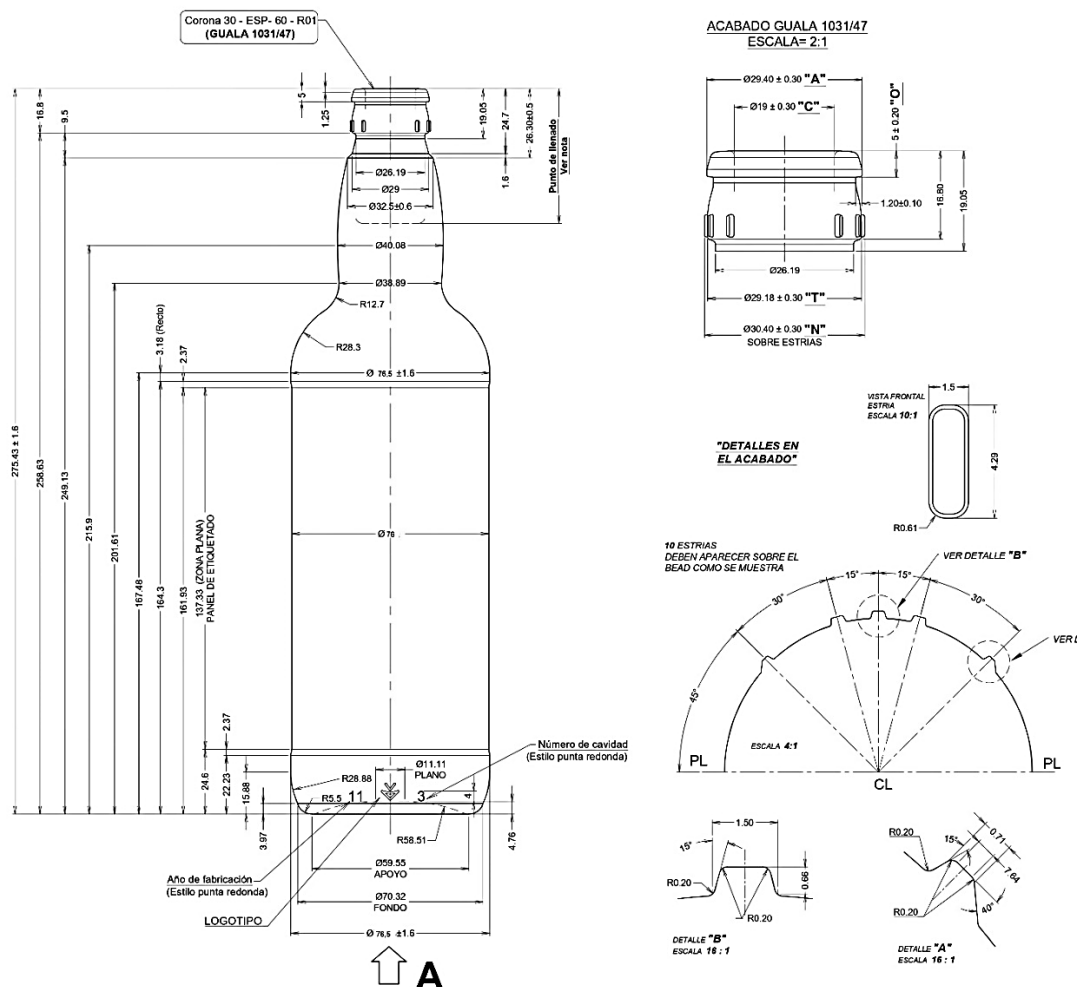


Figura 9. Plano de las botellas de 0,7 L.

Fuente: Industrial ServiBottle C.A.

4.1.2.4 Empaque de botellas de 0,70 L

Las botellas tienen una altura de $275,43 \pm 1,6$ mm, las tomamos con la altura máxima que pueden tener que es de 277,03mm. Como ya se sabe, el ancho del separador de cartón de las filas de botellas es de 50 mm, lo que da una altura aproximada de 327,03 mm por fila. El empaque está conformado por 7 filas, 8 separadores de cartón y, por una paleta de altura

150mm, al calcular la altura aproximada del empaque de las botellas de 0,70 L se tiene un aproximado de 2490 mm o, lo que es igual 2,490 m, por empaque de botellas de 0,70 L. El ancho y la profundidad del empaque es el mismo que el que tiene la paleta, es decir, 1100 x 1400 mm.

4.1.2.5 Botella de 1 L

Las especificaciones de este tipo de botella son:

- Diámetro = $80,92 \pm 1,60$ mm
- Alto = $302 \pm 1,60$ mm
- Peso = 520 ± 18 g
- Volumen = 1 L

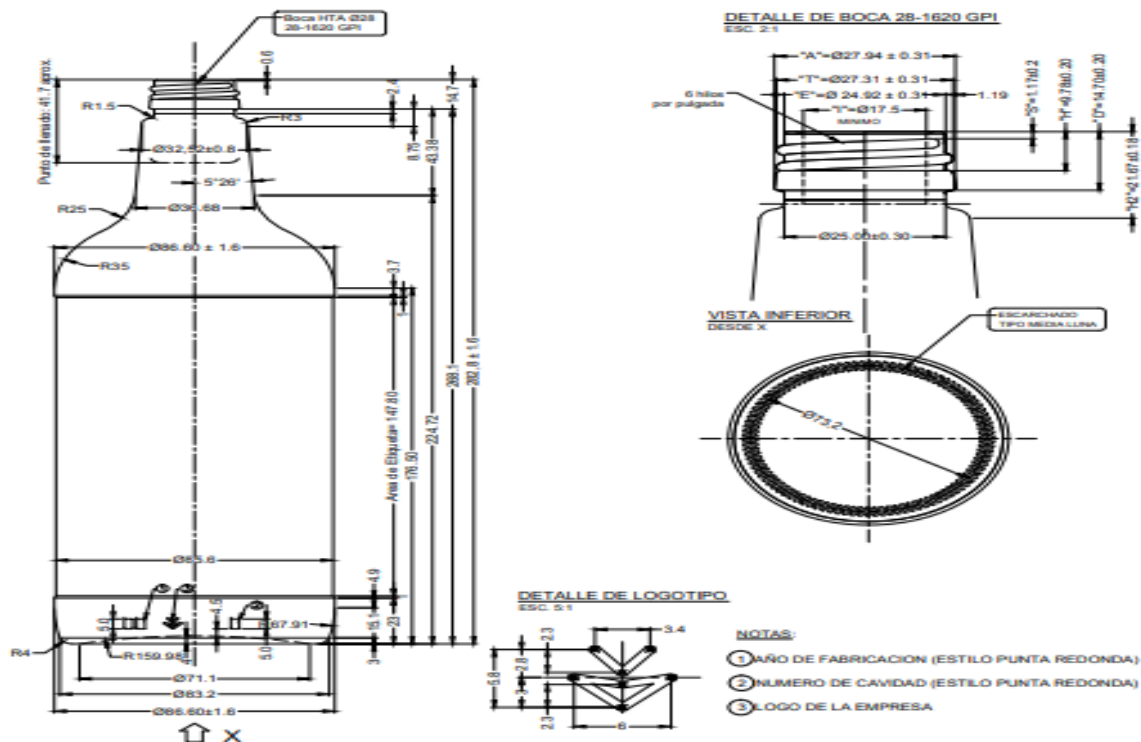


Figura 10. Plano de las botellas de 1L

Fuente: Industrial ServiBottle C.A.

4.1.2.6 Empaque de botellas de 1 L

Las botellas tienen una altura de $302 \pm 1,60$ mm, el ancho del separador de cartón de las filas de botellas es de 50 mm, lo que da una altura aproximada de 353,60 mm por fila. El empaque está conformado por 6 filas, 7 separadores de cartón y una paleta de altura 150mm, al calcular la altura aproximada del empaque de las botellas de 1 L se tiene un aproximado de

2272 mm o, lo que es igual, 2,272 m por empaque de botellas de 1 L. El ancho y la profundidad del empaque es el mismo que el que tiene la paleta, es decir, 1100 x 1400 mm.

4.1.3 Entrevista estructurada

Se realizó una entrevista estructurada con el ingeniero Víctor Jiménez, el cual es el gerente de operaciones de la empresa estudio. La entrevista fue realizada en base a las preguntas del guion de la entrevista (Apéndice B), así pues, el Ing. Víctor Jiménez leyó, detalló, analizó, interpretó y brindó una respuesta a cada una de las preguntas que se le plantearon. El ingeniero encuestado realizó sugerencias y fue conciso con las preguntas, las respuestas brindadas por el ingeniero Víctor Jiménez son las siguientes:

1. En su opinión, ¿Qué tan rápido son los sistemas de elevación y transporte manuales, como el empleado en la empresa Industrial ServiBottle C.A., en comparación con el sistema neumático, eléctricos e hidráulicos?

Respuesta:

Lógicamente hay una diferencia muy significativa por lo que se ha pensado en la adaptación de un sistema de elevación y transporte que permita mejorar la situación actual de alimentación manual de las botellas. Las botellas al ser alimentadas manualmente representan un proceso lento y engorroso, además de cansón para el personal que realiza el trabajo, con un sistema de elevación que permita colocar las botellas en las cadenas transportadoras se lograría mejorar significativamente la velocidad y la eficiencia de la línea de producción.

2. De acuerdo a su experiencia, ¿Qué tanto puede afectar la velocidad de producción del tipo de sistema empleado para alimentar las cadenas transportadoras de una línea de producción de licores?

Respuesta:

La velocidad de producción afecta porque, lógicamente de forma manual, el sistema no es tan rápido y es más cansón para el personal que un sistema automatizado. Actualmente la velocidad de producción es baja por el sistema de alimentación manual de botellas que se tiene, en este sistema de alimentación el proceso tiene que adaptarse al personal que hace el trabajo manual y mantener la línea de producción a la velocidad de las personas que alimentan las cadenas transportadoras. Con un sistema automatizado, con un sistema hidráulico en mi opinión, ya el proceso puede ser más continuo y rápido, aumentando la velocidad de producción significativamente debido a que el proceso va a ser más contínuo y no va a depender tanto del personal que

manualmente está poniendo las botellas en la transportadora si no que va a depender es de como el sistema (hidráulico en este caso) alimente las botellas al transportador.

3. Desde su opinión, considerando la velocidad de operación y fuerza de los sistemas de elevación y transporte, ¿Cómo debe ser el sistema a diseñar?

Respuesta:

El sistema a diseñar debe ser un sistema hidráulico que permita la elevación de la paleta contentiva de las botellas a ser alimentadas a la línea de producción, este sistema debe permitir la elevación paso a paso de las camadas que posee la paleta, en este caso, con las botellas agrupadas en fila y las cuales serán trasladadas ordenadamente a las cadenas transportadoras. Estas botellas deben ser alimentadas de una manera longitudinal con un sistema de empuje de tal manera que el proceso termine con la botella siendo trasladada a las cadenas transportadoras.

4. De acuerdo a su conocimiento en seguridad industrial, ¿Cuál sistema de accionamiento es preferible emplear en una empresa del ramo alimenticio?

Respuesta:

Por la automatización, sabemos que tenemos la opción de los sistemas neumático y la de los sistemas hidráulicos, los sistemas neumáticos, claro, dependiendo de la presión suministrada, pueden brindar la fuerza necesaria en el sistema, pero, es conveniente el empleo de un sistema hidráulico a pesar de las fugas que éstos pueden llegar a presentar. Es conveniente el empleo de un sistema hidráulico por el sistema de control de velocidad y movimiento porque, en el sistema neumático a pesar de que se puede graduar el caudal, la velocidad que se maneja es bastante rápida, una velocidad rápida no conviene porque provocaría accidentes laborales con las botellas y podría así poner en riesgo al operador del sistema, pero en cambio, en los sistemas hidráulicos se tiene más posibilidades de graduar el sistema operativo, es decir, se puede graduar a conveniencia la presión, la velocidad y la fuerza del sistema.

El sistema hidráulico, mientras no posea ningún tipo de fuga de aceite no debe producir ningún tipo de contaminación en las botellas, considerando además de que el sistema en sí no debe tener ningún contacto directo con los envases, y por ende no se debe ocasionar ningún tipo de contaminación que pueda ser perjudicial al momento de trabajar con los envases; en este caso las botellas deben ser trasladadas mediante un sistema de empuje que no va puede estar en contacto directo con las botellas. Evitando así dar lugar a una posible contaminación por derrame o fuga de aceite.

5. Desde sus conocimientos y experiencia, ¿Cuál sistema de elevación y transporte presenta una potencia más conveniente como para ser empleado en un sistema alimentador de botellas?

Respuesta:

El sistema hidráulico con sus controles, válvulas y su bomba de accionamiento sería la más indicada para este proceso ya que, con este tipo de sistema, se podría controlar y regular las posiciones y los movimientos de los elementos que vayan a estar en contacto con las botellas, permitiendo un desarrollo del proceso suave, pero con la suficiente potencia para que no se quede sin fuerza en ningún momento el sistema y sin ningún tipo de golpes que pueda ocasionar rotura o daño a las botellas.

El ingeniero Víctor Jiménez, además de responder a las preguntas que se le plantearon, es importante resaltar como recomendó en la mayoría de las preguntas que se debe trabajar con el diseño de un sistema hidráulico debido a la velocidad, el control y la precisión con la que cuentan estos sistemas, a nivel de seguridad industrial, pero a nivel de sanidad que el sistema hidráulico no puede estar en contacto directo con los envases porque, si hay algún tipo de fuga, se contaminarían los envases y se dañarían.

4.1.4 Análisis de la observación directa, de la revisión documental y de la entrevista estructurada

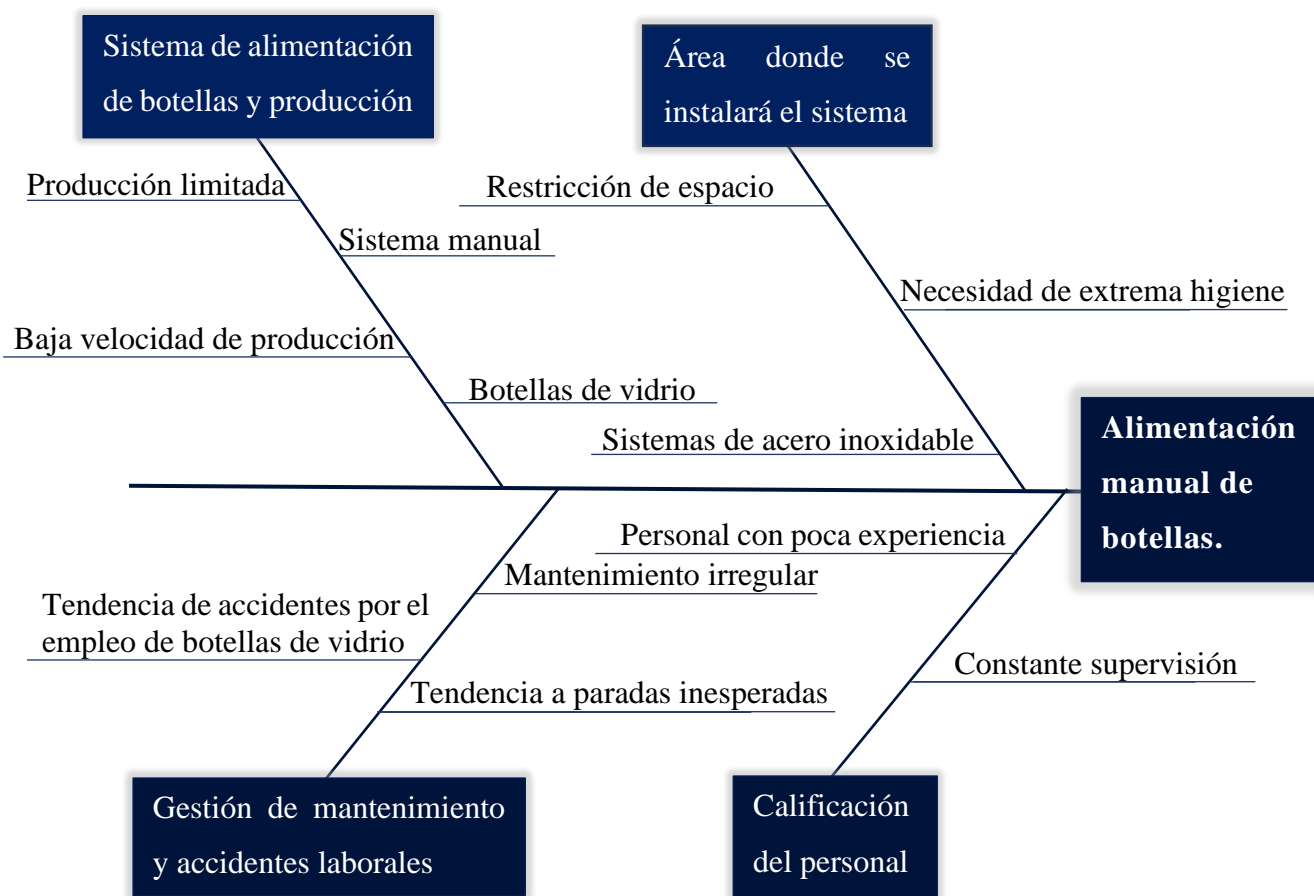


Figura 11. Diagrama de Ishikawa con los datos recolectados.

Fuente: Jiménez M (2023)

	Fortalezas	Debilidades
Oportunidades	FO: Diseño de un sistema que no requiera de una dedicada gestión de mantenimiento.	DO: Diseño de un sistema que aumente la producción notoriamente.
Amenazas	FA: Diseño de un sistema que no requiera necesariamente de la presencia de un operador con mucha experiencia.	DA: Diseño de un sistema higiénico que disminuya notoriamente la posibilidad de sufrir algún accidente por parte del operador.

Cuadro 1. Matriz FODA del sistema de alimentación de botellas actual.

Fuente: Jiménez M (2023)

4.2 Propuesta de las diversas alternativas de solución para la alimentación de botellas en la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.

4.2.1 Propuestas de diseño

Se tienen 3 propuestas de diseño totalmente diferentes para solucionar la problemática presente en la empresa a estudio, las 3 propuestas son viables y son empleadas en diversas empresas en distintos sistemas, la finalidad de plantear 3 propuestas de diseño tan diferentes es el abordar la problemática existente desde 3 puntos o posibles soluciones totalmente diferentes y así poder cubrir el problema con una solución no condicionada a las ideas que ya se pueden tener si no condicionada a lo que mejor se pueda acoplar a las necesidades que se tienen, a continuación se presentan las 3 propuestas de diseño:

4.2.1.1 Sistema transportador de botellas a las cadenas transportadoras mediante el empleo de un brazo robot

Consiste en emplear uno o dos brazos robots de funcionamiento eléctrico o neumático para transportar las botellas desde la paleta inicial donde son almacenadas hasta las cadenas transportadoras de la línea de producción. Es un proceso que puede contar con una alta velocidad, dependiendo de la configuración con la que se instalen los robots, y también con una baja posibilidad de daños por accidentes laborales, como desventaja se tiene que no se alcanzarían las velocidades pico con las que cuenta un sistema de alimentación que funcione con pistones y, además, es un sistema que implica una muy alta inversión inicial de capital por parte de la empresa.

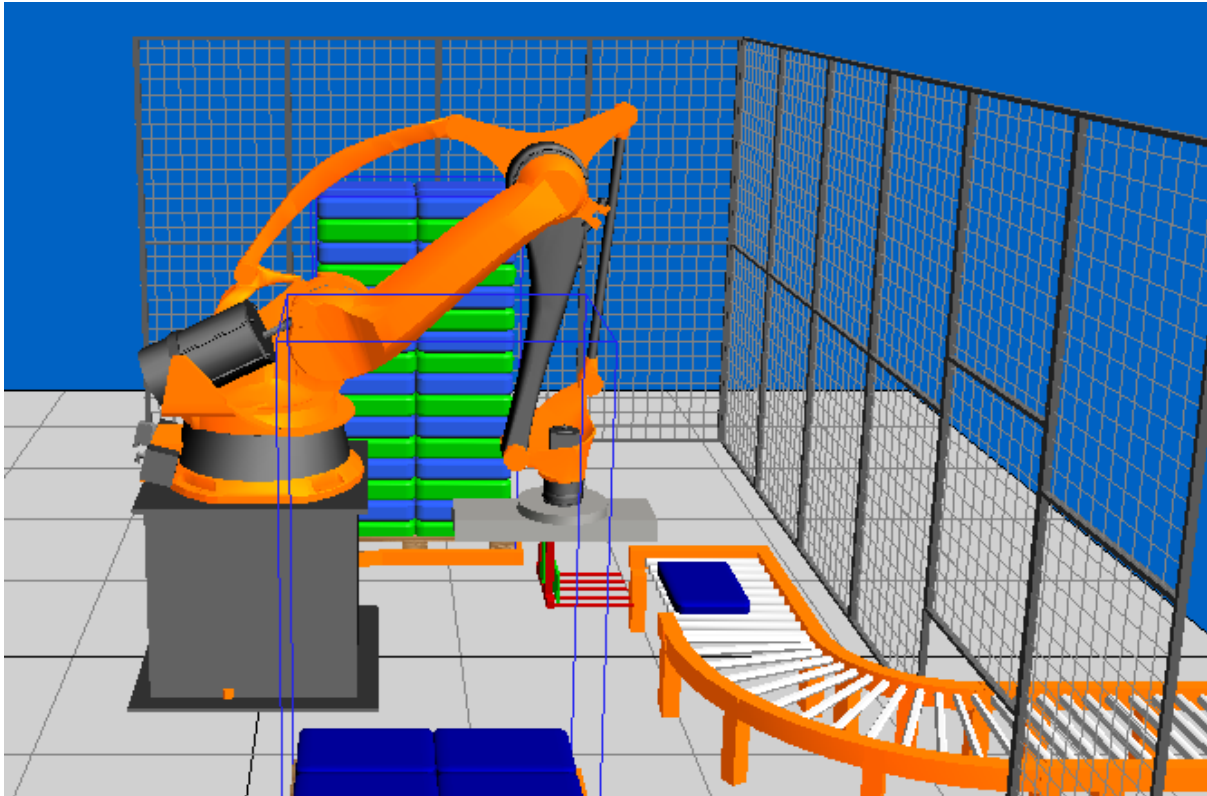


Figura 12. Propuesta de diseño de transportación mediante brazo robot obtenido del software KUKA Sim Pro 1.1.

Fuente: Jiménez M (2023)

4.2.1.2 Sistema de elevación mediante actuadores oleohidráulicos verticales y transportación a la línea de producción mediante actuador oleohidráulico horizontal

Esta propuesta de diseño consiste en que un sistema de elevación conformado por dos actuadores pistón central y una base con guías a los lados de la fosa para que la paleta con botellas se eleve uniformemente y sin riesgo alguno, el pistón se elevaría y se contraería a la vez que realiza el mismo efecto en la carga a transportar, las cuales en este caso serían las paletas con botellas. Este pistón central estaría en el fondo de la fosa y tendría la finalidad de, una vez le sea depositada la paleta de botellas sobre su base, bajar la paleta hasta que la última fila (la que esté más arriba) quede a la par de las cadenas transportadoras y seguido de esto parar el sistema, una vez la fila esté alineada con las cadenas y se haya detenido el sistema, otro pistón empujaría las botellas de forma horizontal con el fin de depositar las botellas en las cadenas transportadoras.

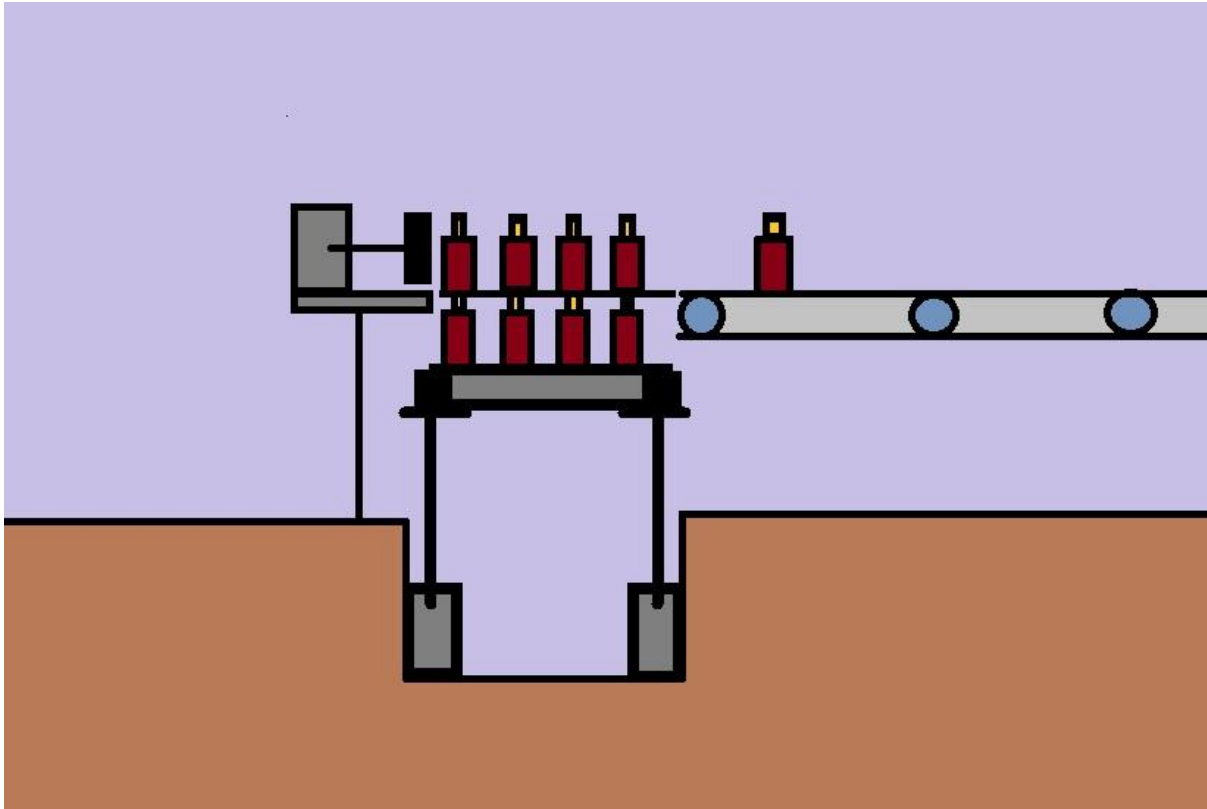


Figura 13. Sistema de elevación mediante actuadores oleohidráulicos verticales y transportación a la línea de producción mediante actuador oleohidráulico horizontal.

Fuente: Jiménez M (2023)

4.2.1.3 Sistema de elevación de botellas y transportador a línea de producción mediante un pistón horizontal

Esta propuesta de diseño consiste en un sistema de elevación por guías, a semejanza de cómo funcionan los elevadores de cargas, la función de este sistema sería, una vez puesta la paleta con botellas en él, bajar las botellas hasta que la última fila (fila más arriba) quede en posición con las cadenas transportadoras, una vez esto suceda, se detiene el sistema y un pistón empuja horizontalmente las botellas hasta que éstas sean depositadas en las cadenas transportadoras.

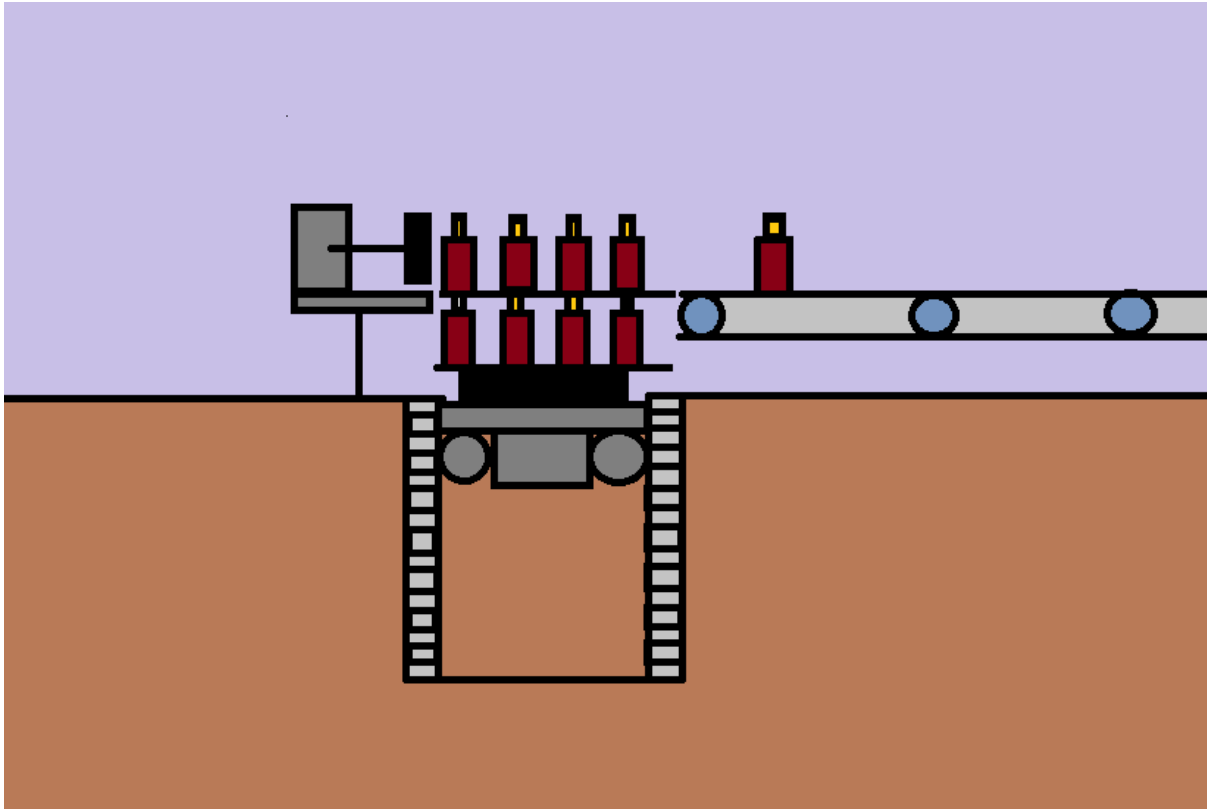


Figura 14. Propuesta de diseño de transportación mediante elevador y pistón vertical.
Fuente: Jiménez M (2023)

4.2.2 Selección de la mejor propuesta de diseño

Para hacer una elección acertada y que cumpla con la gran mayoría de los criterios que se deben manejar en el diseño, se empleará la técnica de selección de Vílchez, el cual deja claro que las pautas que establecen en la etapa de selección en el diseño mecánico lo que buscan es realizar una evaluación crítica sobre cada posible solución planteada para descubrir realmente cuál es la mejor solución, siendo ésta la que concuerde con las exigencias que se tienen para el sistema final a diseñar; teniendo en cuenta que para que una posible solución se convierta en solución, debe poder cumplir con todas las restricciones aplicadas al diseño.

4.2.2.1 Aplicación de las restricciones a las probables soluciones

Un procedimiento esencial para realizar la selección de la mejor solución consiste en la aplicación de las restricciones a las probables soluciones. En este apartado se procederá a aplicar la nomenclatura propuesta en relación a las probables soluciones $(PS)_n$, siendo $(PS)_1$ la primera probable solución planteada, $(PS)_2$ Es la segunda probable solución planteada y $(PS)_3$ es la tercera probable solución planteada, es decir, son las siguientes:

- ✓ $(PS)_1$: Sistema de transporte de las botellas a las cadenas transportadoras mediante el empleo de brazos robots.

- ✓ (PS)₂: Sistema de elevación mediante actuadores oleohidráulicos verticales y transportador a la línea de producción mediante un actuador oleohidráulico horizontal.
- ✓ (PS)₃: Elevador eléctrico de botellas y transportador mediante un pistón horizontal a línea de producción.

Las restricciones (R_n) serán:

- ✓ R₁: Sistema seguro con menores posibilidades de accidentes laborales en comparación con el sistema actual.
- ✓ R₂: Sistema capaz de llevar un ritmo de producción notoriamente más alto que el sistema actual.
- ✓ R₃: Sistema capaz de emplear la menor cantidad de mano de obra posible (1 persona o menos).
- ✓ R₄: Sistema que presente un costo relativamente bajo y se recupere la inversión en poco tiempo.
- ✓ R₅: Sistema capaz de tener una larga vida útil.

<i>Restricciones</i>	<i>Probables soluciones</i>		
	(PS) ₁	(PS) ₂	(PS) ₃
R₁	Si	Si	Si
R₂	Si	Si	Si
R₃	Si	Si	Si
R₄	No	Si	Si
R₅	Si	Si	Si

Cuadro 2. Cuadro comparativo de las posibles soluciones que cumplen con las restricciones presentes en el sistema a diseñar.

Fuente: Jiménez M (2023)

Es notorio que las soluciones que cumplen con todas las restricciones son la (PS)₂ y la (PS)₃.

4.2.2.2 Ponderación de criterios

Ya obtenidas las probables soluciones que cumplen con todas las restricciones ((PS)₂ y (PS)₃) y, por ende, las soluciones a nuestras problemáticas planteadas, procedemos a aplicarle a nuestras dos soluciones una escala de criterios. La escala de criterios que se le aplicarán a nuestras dos soluciones tendrá una numeración ponderada en un rango del 1 al 5, siendo el número 1 en nuestra escala de criterio un criterio con poca importancia y el número 5 el criterio

con mayor importancia. Para el proyecto de diseño que se está estudiando en este informe los criterios escogidos (C_n) y sus ponderaciones $(PC)_n$ serán:

- ✓ C_1 : Fabricación.
- ✓ C_2 : Mayor tiempo de vida del sistema.
- ✓ C_3 : Facilidad de operación del sistema.
- ✓ C_4 : Velocidad baja con alta potencia.
- ✓ C_5 : Recomendaciones en la entrevista.

Siendo C_5 la comprobación más importante, es decir, tiene una ponderación de 5 puntos y C_1 el menos importante, es decir, tiene una ponderación de 1 punto, tal y como se muestra en la tabla a continuación:

$(PC)_n$	X	<i>Orden de importancia.</i>
$(PC)_1$	1	Quinto.
$(PC)_2$	2	Cuarto.
$(PC)_3$	3	Tercero.
$(PC)_4$	4	Segundo.
$(PC)_5$	5	Primero.

Cuadro 3. Ponderación e importancia de los criterios seleccionados.

Fuente: Jiménez M (2023)

4.2.2.3 Ponderación de soluciones respecto a cada criterio

Partiendo de las probables soluciones que fueron determinadas soluciones finales en el apartado anterior, se procede a relacionar los criterios entre sí para obtener valores lógicos de comprobación, para ello, primero exponemos las dos posibles soluciones que cumplen con todas las restricciones y los criterios a evaluar. Posibles soluciones:

- ✓ $(PS)_2$: Sistema de elevación hidráulico con pistón central y transportador mediante un pistón horizontal a la línea de producción.
- ✓ $(PS)_3$: Elevador eléctrico de botellas y transportador mediante un pistón horizontal a línea de producción.

Criterios de evaluación:

- ✓ C_1 : Fabricación.
- ✓ C_2 : Mayor tiempo de vida del sistema.
- ✓ C_3 : Facilidad de operación del sistema.

- ✓ C₄: Velocidad baja con alta potencia.
- ✓ C₅: Recomendaciones en la entrevista.

Teniendo presente las dos soluciones que cumplen con todas las restricciones, se evalúa mediante cuadros comparativos las ponderaciones que tendrán ambas soluciones respecto a cada criterio (P_{XK}), donde P_{XK} es la ponderación de cada posible solución como resultado de someterla al criterio de evaluación, ponderación de máximo 2 puntos y de mínimo 1 punto:

C ₁	S ₂	S ₃	Número de veces	P _{x1} = N
S ₂			0	P ₂₁ = 1
S ₃			1	P ₃₁ = 2
Orden de aceptación	1ero	2do		

Cuadro 4. Soluciones evaluadas respecto al criterio C₁ (fabricación).

Fuente: Jiménez M (2023)

C ₂	S ₂	S ₃	Número de veces	P _{x2} = N
S ₂			1	P ₂₂ = 2
S ₃			0	P ₃₂ = 1
Orden de aceptación	2do	1ero		

Cuadro 5. Soluciones evaluadas respecto al criterio C₂ (mayor tiempo de vida del sistema).

Fuente: Jiménez M (2023)

C ₃	S ₂	S ₃	Número de veces	P _{x3} = N
S ₂			1	P ₂₃ = 2
S ₃			1	P ₃₃ = 2
Orden de aceptación	1ero	1ero		

Cuadro 6. Soluciones evaluadas respecto al criterio C₃ (facilidad de operación del sistema).

Fuente: Jiménez M (2023)

C ₄	S ₂	S ₃	Número de veces	P _{x4} = N
S ₂			1	P ₂₄ = 2
S ₃			0	P ₃₄ = 1
Orden de aceptación	2do	1ero		

Cuadro 7. Soluciones evaluadas respecto al criterio C₄ (velocidad baja con alta potencia).

Fuente: Jiménez M (2023)

C ₅	S ₂	S ₃	Número de veces	P _{x5} = N
S ₂			1	P ₂₅ = 2
S ₃			0	P ₃₅ = 1
Orden de aceptación	2do	1ero		

Cuadro 8. Soluciones evaluadas respecto al criterio C₅ (recomendaciones en la entrevista.).

Fuente: Jiménez M (2023)

4.2.2.4 Ponderación final

Para obtener la ponderación final de las dos soluciones que tenemos a estudio se hará uso de la fórmula dada en el libro de Vílchez:

$$(PC)_1P_{P1} + (PC)_2P_{P2} + \dots + (PC)_K P_{PK} = X_P \quad \text{Ec. 13}$$

Para calcular la “X_P” de cada una de las dos soluciones que tenemos, realizamos una tabla y calculamos la “X_P” de cada una de las soluciones por separado y, la que tengo una numeración mayor es la mejor solución.

Soluciones:

- ✓ S₂: Sistema de elevación hidráulico con pistón central y transportador mediante un pistón horizontal a la línea de producción.

$(PC)_n$	P_{2x}	$(PC)_n * P_{2x}$
$(PC)_1 = 1$	$P_{21} = 1$	$(PC)_1 * P_{21} = 1$
$(PC)_2 = 2$	$P_{22} = 2$	$(PC)_2 * P_{22} = 4$
$(PC)_3 = 3$	$P_{23} = 2$	$(PC)_3 * P_{23} = 6$
$(PC)_4 = 4$	$P_{24} = 2$	$(PC)_4 * P_{24} = 8$
$(PC)_5 = 5$	$P_{25} = 2$	$(PC)_5 * P_{25} = 10$
		$\sum(PC)_n * P_{2x} = 29$

Cuadro 9. Valor final de la solución S₂.

Fuente: Jiménez M (2023)

- ✓ S₃: Elevador eléctrico de botellas y transportador mediante un pistón horizontal a línea de producción.

$(PC)_n$	P_{3x}	$(PC)_n * P_{3x}$
$(PC)_1 = 1$	$P_{31} = 2$	$(PC)_1 * P_{31} = 2$
$(PC)_2 = 2$	$P_{32} = 1$	$(PC)_2 * P_{32} = 2$
$(PC)_3 = 3$	$P_{33} = 2$	$(PC)_3 * P_{33} = 6$
$(PC)_4 = 4$	$P_{34} = 1$	$(PC)_4 * P_{34} = 4$
$(PC)_5 = 5$	$P_{35} = 1$	$(PC)_5 * P_{35} = 5$
		$\sum(PC)_n * P_{3x} = 19$

Cuadro 10. Valor final de la solución S₃.

Fuente: Jiménez M (2023)

Se tiene que $\sum(PC)_n * P_{2x} = 29$ y que $\sum(PC)_n * P_{3x} = 19$, es decir, la sumatoria de las ponderaciones que obtuvo en la evaluación de criterios la solución S₂ da un total de 29 puntos y la sumatoria de los puntos que obtuvo la solución S₃ en la evaluación de criterios de un total de 19 puntos, por ende, la solución S₂ es la mejor solución y la más adecuada para cumplir con todos los criterios y satisface todas las necesidades que directamente afectaran el diseño a elegir.

4.2.3 Descripción en detalle del funcionamiento del sistema diseñado

Se diseñó un sistema con el mismo principio de funcionamiento, pero con algunos detalles diferentes que el planteado y elegido mediante la técnica Vélchez, todo esto a fin de mejoría. El sistema diseñado se encarga, una vez es depositada la paleta a granel en la base del sistema, de descender la paleta hasta el fondo de una fosa ubicada justo en el comienzo de la línea de producción. El sistema diseñado funciona mediante la acción de fluido no compresible, es decir, por esfuerzo hidráulico, el cual se encarga de accionar en 1^{era} instancia 2 actuadores oleohidráulicos posicionados verticalmente, los cuales tienen cada uno en la punta del vástago un eje con dos coronas dentadas en las cuales pasan cadenas que van ancladas a la base donde va la paleta en un extremo y, en el otro extremo de la cadena ésta pasa por otro piñón y luego se ancla al mismo eje de la corona mediante un elemento curvo (éste juego de poleas se realizó con la finalidad de disminuir la carrera de los actuadores verticales).

La finalidad de la cadena es que, al retraerse el actuador, se procede al descenso de la paleta y, al elongarse el actuador, se levante la paleta sin necesidad de que los actuadores estén dentro de la fosa y se complica su acceso y mantenimiento. Los actuadores bajan y suben la paleta a granel que consta de 7 filas de botellas de vidrio separadas por separadores de cartón con el propósito de alinear la 1^{era} fila de botellas (contando de arriba a abajo) presente en la paleta a granel, con las cadenas transportadoras de la línea de producción, una vez la primera fila de botellas es puesta en posición paralela con las cadenas transportadoras de la línea de producción, para llevar a la fila de botellas hasta las cadenas transportadoras, un actuador oleohidráulico posicionado horizontalmente empujará las botellas y, una vez depositadas en la línea de producción, éste se retraerá y el sistema volverá a subir la paleta, poniendo la nueva 1^{era} fila de botellas paralela con las cadenas transportadoras, repitiéndose así el proceso.

Cuando el sistema deposita la última fila de botellas en la línea de producción, automáticamente el sistema procede a prepararse para recibir el cambio de la paleta vacía por otra paleta con carga, al depositar la nueva paleta y accionar el sistema, la plataforma baja la paleta nuevamente, repitiéndose el proceso descrito anteriormente. Es importante tener en cuenta que, durante el proceso, justo después de que el actuador horizontal deposite las botellas en la línea de producción, es necesario que el operador quite el separador de cartón que quedó encima de la última capa de botellas.

El sistema de control consta de 5 botones biestables (EMERGENCY_STOP, P1, P2, P3 y P4), de 4 finales de carrera (FC1, FC2, FC3 y FC4), 3 sensores (SENSOR A, SENSOR B y

SENSOR C), 3 electroválvulas (EV1, EV2 Y EV3) y un PLC (controla el proceso). El botón EMERGENCY STOP es un pulsador normalmente cerrado, controla todo el sistema, al presionarse se corta la energía de todo el sistema; los botones P1 y P2 se encargan de la elongación (manual) y pare de la elongación (manual) de los cilindros verticales, los pulsadores P1 y P2 son normalmente abierto y cerrado; los botones P3 y P4 se encargan de la contracción (manual) y pare de la contracción (manual) los cilindros verticales; Los finales de carrera FC1 y FC2 detectan si la paleta llegó al tope superior o inferior del sistema, mientras que FC3 y FC4 son los finales de carrera del actuador horizontal; El SENSOR A es un sensor de radar que determina si las botellas llegaron a la posición deseada, el SENSOR B es un sensor óptico que detecta si hay una paleta en la base, el SENSOR C determina si la base está en la fosa.

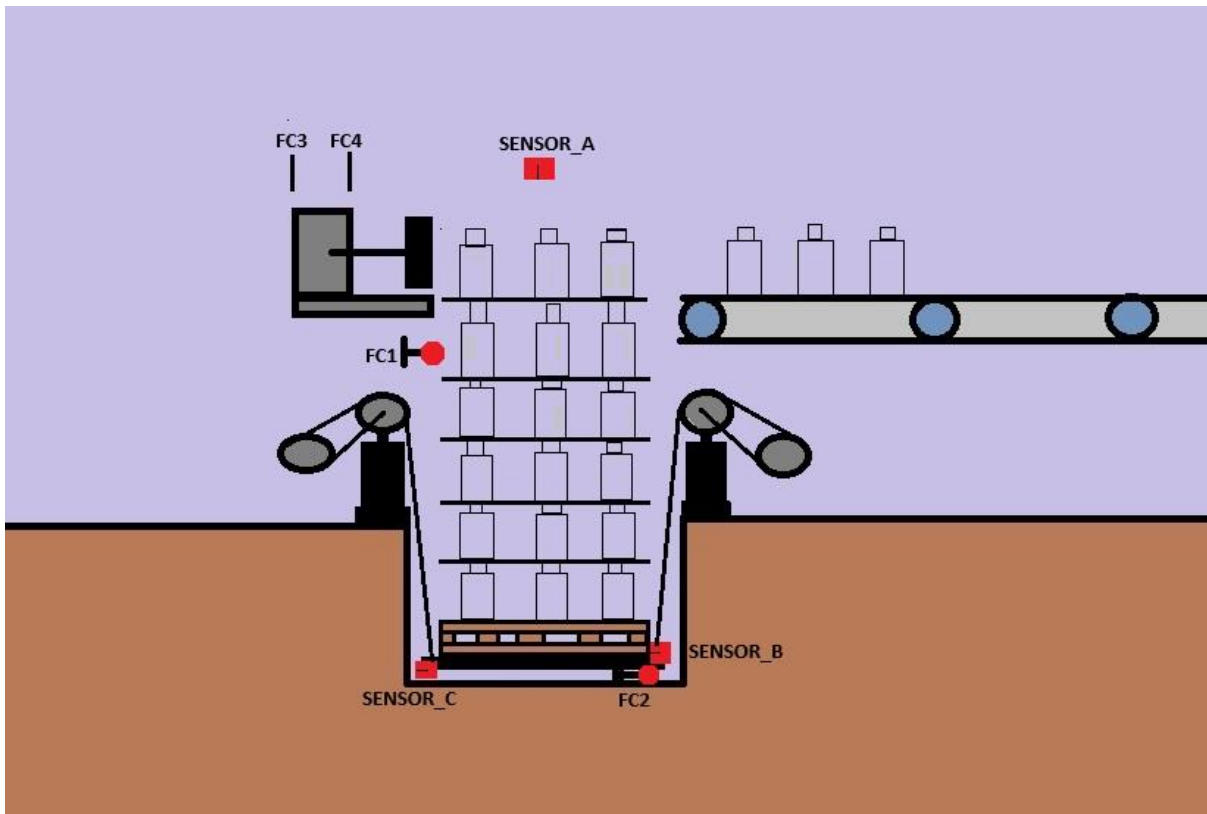


Figura 15. Boceto del sistema diseñado, tomando, en líneas generales, todas las variables que abarca el sistema.

Fuente: Jiménez M (2023)

4.3 Diseño en detalle de los componentes mecánicos y el sistema de control de la alternativa seleccionada para el transporte de botellas

4.3.1 Diseño en detalle de los componentes mecánicos de la alternativa seleccionada

Es importante considerar que en todos los elementos de máquina donde se debió elegir un material, se eligió acero AISI 1020 laminado en frío, el cual presenta las siguientes propiedades:

$$S_y = 393 \text{MPa}$$

$$S_u = 469 \text{MPa}$$

$$E = 206,86 \text{GPa}$$

4.3.1.1 Esquema hidráulico

Se plantea a continuación el esquema del circuito hidráulico mediante el cual se procederá a realizar los cálculos correspondientes necesarios y a la selección de todos los elementos que lo constituyen.

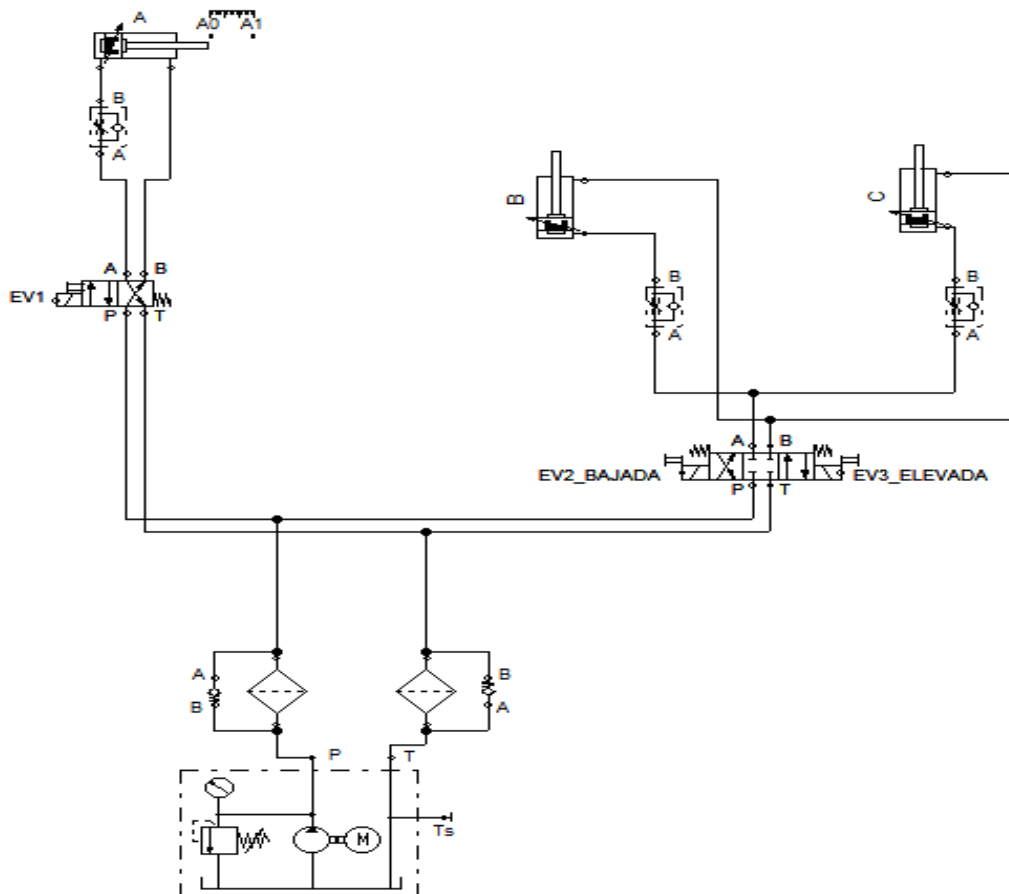


Figura 16. Esquema del circuito hidráulico diseñado.

Fuente: Jiménez M (2023)

Donde:

1. Central hidráulica o grupo motriz.
2. Sistema de filtrado.
3. Electroválvula de 2 vías 2 posiciones accionada por electroimán o accionamiento manual con retorno por muelle.
4. Electroválvula de 3 vías 3 posiciones con centro cerrado, accionada por electroimán o accionamiento manual con retorno por muelle en ambos extremos de la válvula.
5. Válvulas de regulación de caudal.
6. Actuadores.
7. Válvula de accionamiento de emergencia (normalmente abierta)

4.3.1.2 Diseño de la estructura soporte

4.3.1.2.1 Peso de la paleta a granel en su carga a tope

Se tiene que, en el empaque de las botellas de 0,70L (por sugerencia de la empresa solo se diseñará un sistema y será con este tipo de botellas, esto debido a que solo se está trabajando con esta presentación en la actualidad), hay 7 filas de botellas, 8 separadores de cartón, una paleta y 2 016 botellas, los separadores pesan 200g aproximadamente c/u y la paleta pesa aproximadamente 8kg, por lo tanto, podemos suponer que entre la paleta y los separadores se tienen 10kg. El peso de cada botella de 0,7L es de 426 ± 18 g, para el presente cálculo asumiremos el peso de cada botella en 427g, el peso total de las 2016 botellas es de 860 832g o 860,83kg, por lo tanto, el transportador hidráulico debe soportar y elevar empaques con un peso de hasta 871kg durante la jornada laboral, esta cantidad, a conveniencia, se redondea a 900kg, ésta es la masa de la paleta, la fuerza que ejerce esta masa es:

$$F = m \cdot g \quad \text{Ec.12}$$

$$F = \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) (900kg) = 8\,829N = 8,8kN$$

4.3.1.2.2 Diseño de la estructura base

Para diseñar la altura de la estructura base donde está apoyada directamente la paleta con las botellas a granel, se selecciona un Acero AISI 1020 laminado en frío, se toman las mismas dimensiones que las paletas: ancho = 1,10m y profundidad = 1,40m. Se parte de la carga distribuida que ejerce la paleta sobre la base lo cual es apreciable en la figura 15, ésta carga se reduce a una sola carta en la figura 16.

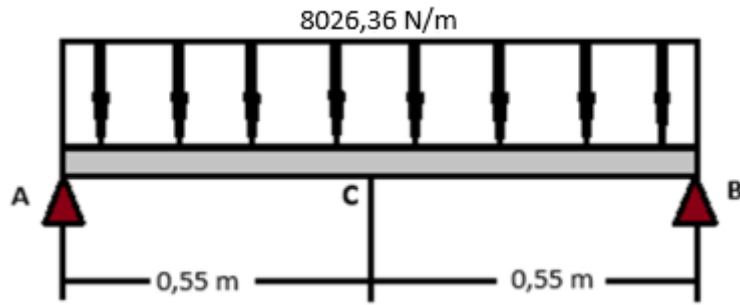


Figura 17. Esquema de las reacciones en la base que soportará el peso de las paletas con la carga distribuida.

Fuente: Jiménez M (2023)

Tomando un Acero AISI 1020 laminado en frío, el cual presenta las siguientes propiedades extraídas del Anexo A:

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$S_u = 469 \text{ MPa}$$

$$E = 206,86 \text{ GPa}$$

Para centrar la carga distribuida:

$$P = \frac{\text{Carga distribuida}}{\text{distancia de distribución de la carga}} \quad \text{Ec. 13}$$

$$P = \frac{8\,026,36 \text{ N/m}}{1,10 \text{ m}} = 8\,829 \text{ N}$$

$$\sum M_b = 0 \quad \text{Ec. 14}$$

$$\sum M_b = 0,55m(8829N) - 2(0,55m)RA$$

$$RA = 4\,414,5 \text{ N} = RB \text{ (pieza simétrica)}$$

$$M_{AB} = \frac{F(x)}{2} \quad \text{Ec. 15}$$

Esta expresión matemática fue extraída del Anexo D.

$$M_{AB} = M_{\text{máx}} = \frac{8829N(0,55 \text{ m})}{2} = 2\,427,975 \text{ N.m}$$

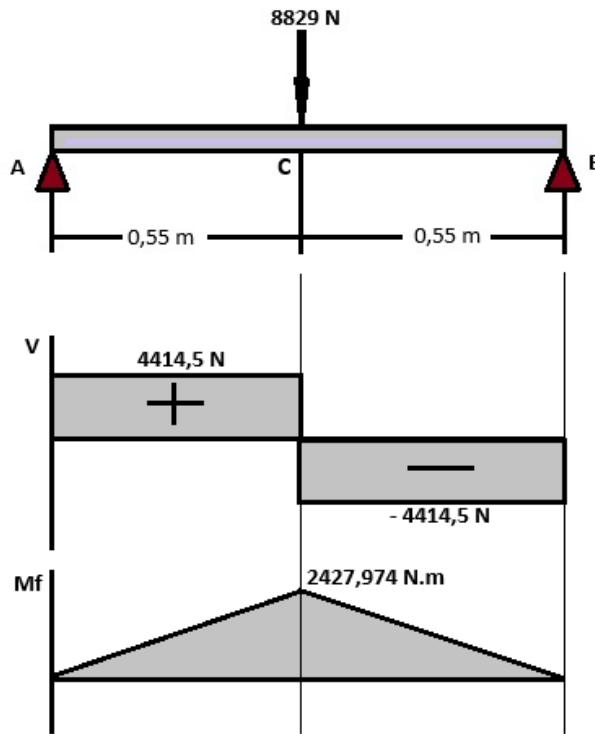


Figura 18. Esquema de las reacciones en la base que soportará el peso de las paletas con la carga centrada.

Fuente: Jiménez M (2024)

$$\sigma = \frac{M_{\text{máx}}}{S} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde:

$$S = \frac{I}{c} \quad \text{Ec. 17}$$

Del Anexo B se obtiene la inercia de una sección rectangular, c es la mitad de la longitud de la viga.

$$S = \frac{\frac{bh^3}{12}}{\frac{h}{2}} = 0,16666h^3$$

Tomando σ como el esfuerzo de fluencia (S_y), se tiene que:

$$393MPa = \frac{2\,427,975\,N.m}{0,16666h^3}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{2\,427,975\,N.m}{0,16666(393MPa)}}$$

$$h = 0,033m = 3,3cm$$

El lado de la base no se tomó de 1,10m, tal y como se empleó en los cálculos, se usó 1,20m (se le añadió 5cm a cada lado por la conexión con la cadena y para la disposición del sensor de detección de la paleta) y, a cada lado se le abrieron 2 perforaciones de 1 3/8”, esto para enganchar los elementos curvos que enganchan la base con las cadenas, este cálculo y selección se realiza en el punto. Para el cálculo del peso de la base se debió considerar que la densidad del acero AISI 1020 laminado en frío es 780 kg/m³

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{Ec. 18}$$

$$m = 780 \frac{kg}{m^3} * 3,3(10)^{-2} m * 1,60 m * 1,30 m$$

$$m = 539,51 \text{ kg}$$

$$F = m \cdot g$$

$$F = (539,51kg)(9,81 \frac{m}{s^2})$$

$$F = 5\,293 \text{ N}$$

A continuación, se muestra la simulación realizada para comprobar que la base no falla por esfuerzos ni por deformación, en ella se aprecia que el esfuerzo máximo al que se somete la base es de 28MPa, cuando el límite elástico es de 350MPa.

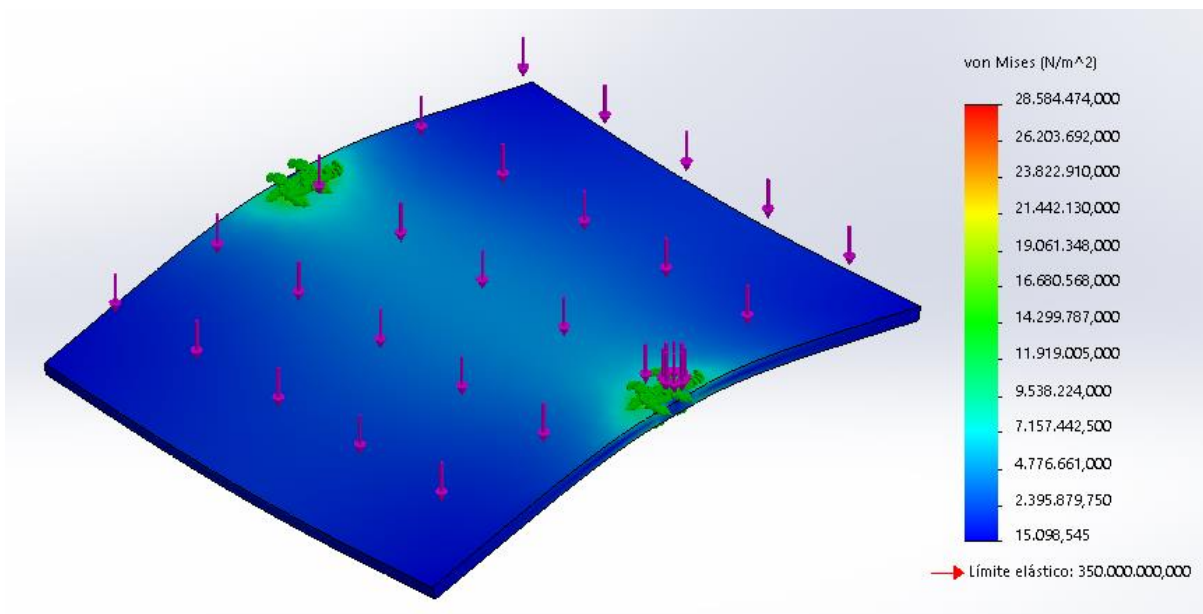


Figura 19. Simulación de los esfuerzos sobre la base de las botellas.

Fuente: Jiménez M (2024)

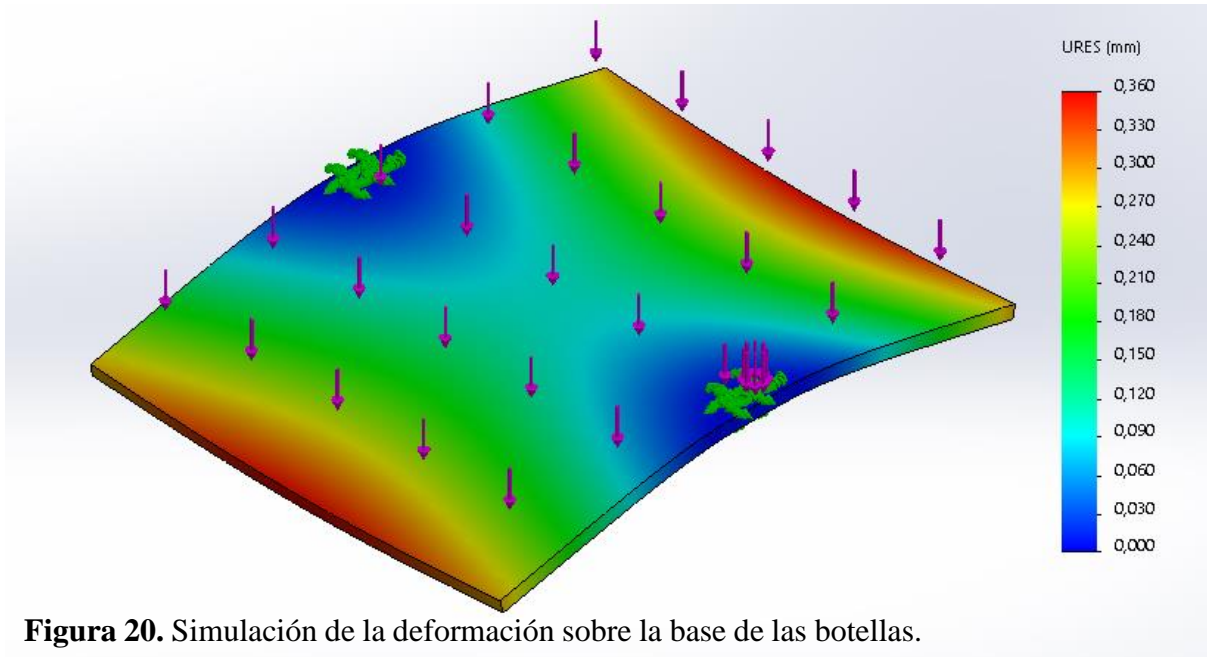


Figura 20. Simulación de la deformación sobre la base de las botellas.

Fuente: Jiménez M (2024)

4.3.1.3 Selección de los rieles del elevador hidráulico

En esta sección del diseño del sistema hidráulico se elige a criterio propio la viga con perfil C a emplear como riel, esto es así y no se selecciona bajo cálculos que comprueben la validez de la elección realizada debido a que el sistema no ejerce presión sobre el riel, solo lo emplea como guía. Se seleccionó del Anexo E un perfil C75 x 9 debido a que es la más pequeña con un patín lo suficientemente largo como para presentar una correcta guía.

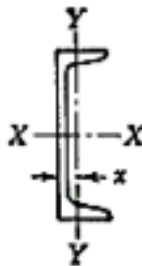


Figura 19. Viga con perfil tipo C.

Fuente: Anexo E

Perfil	Masa (Kg/m)	Área transversal (mm ²)	Altura (mm)	Ancho (mm)	Espesor (mm)	Espesor de alma (mm)
C75 x 9	8,8	1120	76	40	6,9	9,0

Tabla 2. Algunas propiedades del perfil C75 x 9.

Fuente: Anexo E

Ahora, para determinar el largo que presentarán las vigas, las cuales son de Acero ASTM A-36, se toma en cuenta que debe estar más alta que la altura de la fosa y la altura de la cinta, el largo de las vigas está definido por la Ec. 19.

$$Largo = \sum \text{Altura de la fosa} + \text{Altura de la cinta} + \text{Altura de la guía} \quad \mathbf{Ec. 19}$$

Donde la guía es donde estará anclado el rodamiento que correrá en la viga de tal manera de mantener al sistema en la vía donde debe permanecer, esta guía tiene una altura de 30cm.

$$Largo = \sum 2m + 1m + 0,30m$$

$$Largo = 3,30m$$

El sistema tiene 4 vigas, una por cada esquina para mantener una mayor estabilidad de la plataforma, por ende, se tienen 4 vigas de perfil C75 x 9 de 3,30m.

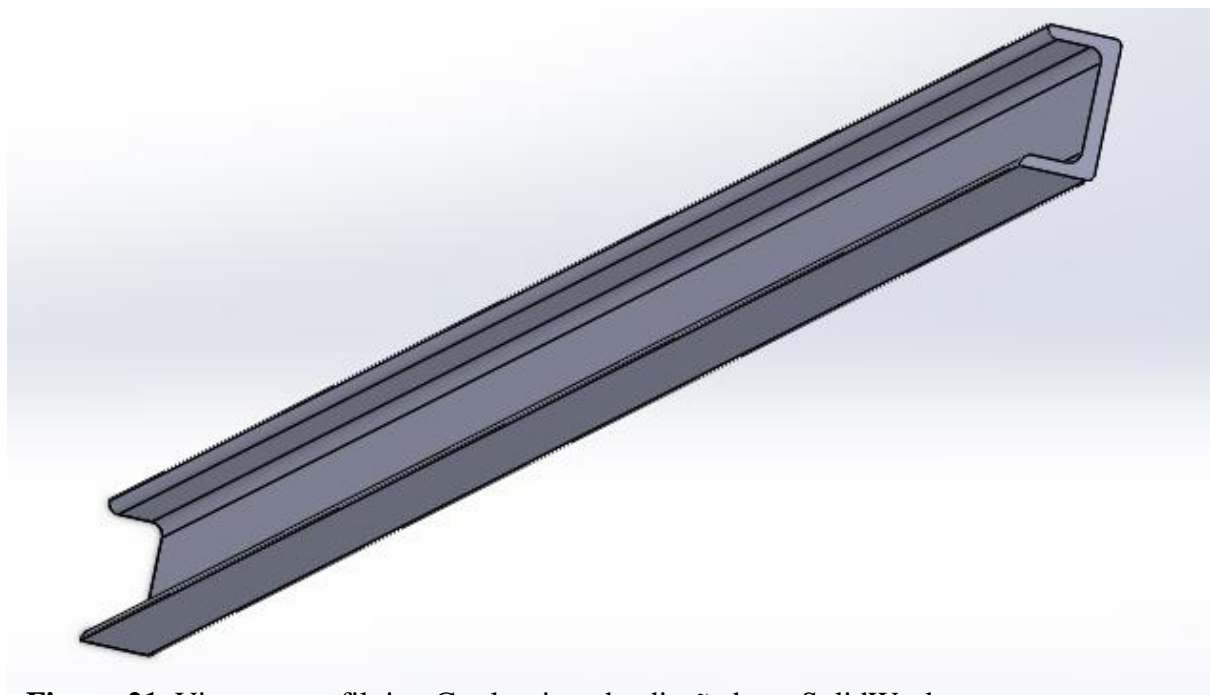


Figura 21. Viga con perfil tipo C seleccionada, diseñada en SolidWorks.

Fuente: Jiménez M (2024)

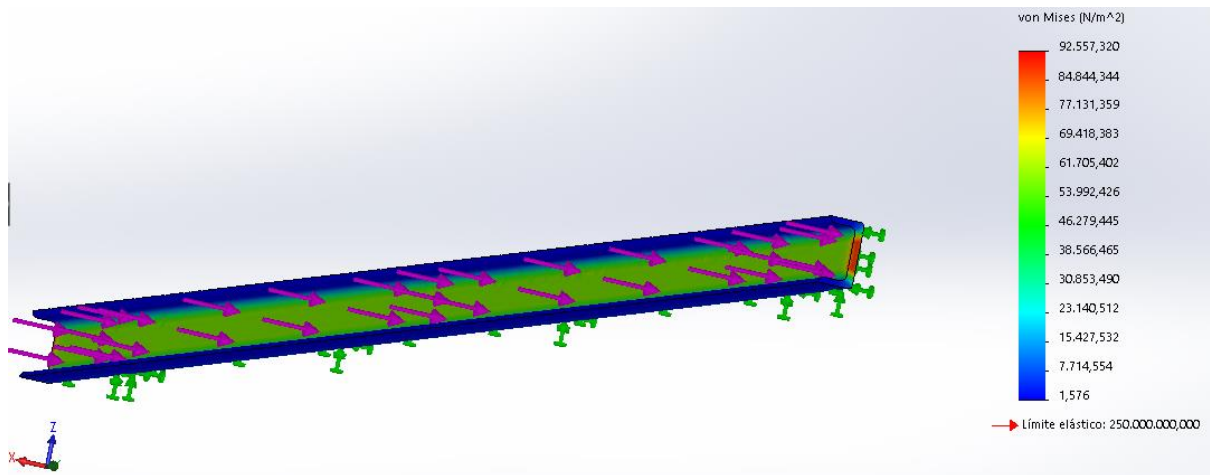


Figura 22. Simulación de esfuerzos de la viga con perfil C seleccionada mediante SolidWorks.

Fuente: Jiménez M. (2024)

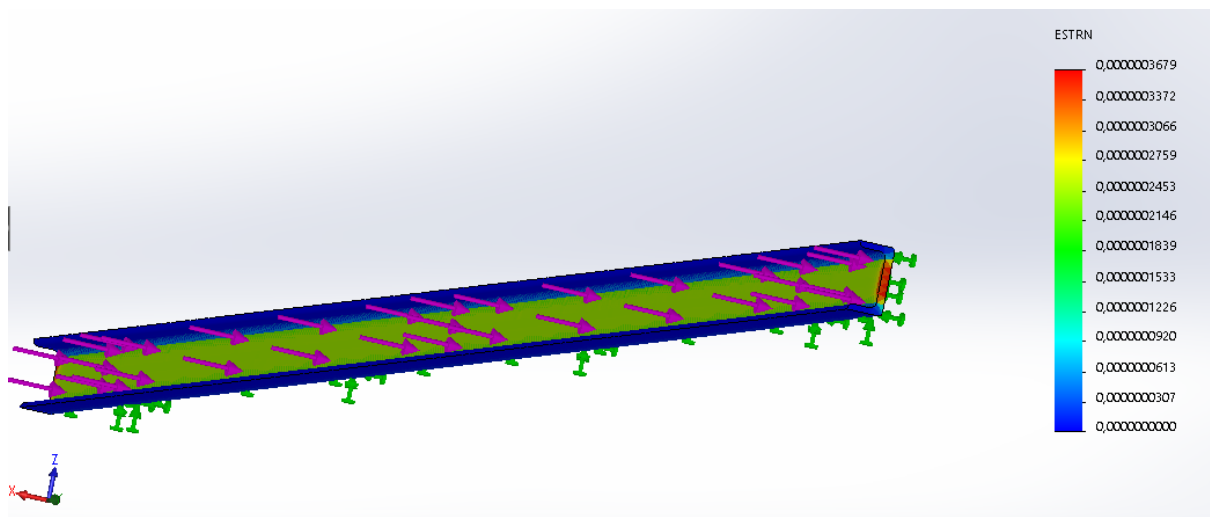


Figura 23. Simulación de deformación de la viga con perfil C seleccionada mediante SolidWorks.

Fuente: Jiménez M. (2024)

4.3.1.4 Selección del fluido hidráulico

El sistema diseñado trabaja con un aceite hidráulico SAE 68, el cual funciona bajo la normativa DIN 51524, tomando en cuenta esto, se seleccionó el aceite hidráulico HLP 68, del catálogo del Aceite Hidráulico HLP 68 de Liqui Moly en el Anexo C. El fluido seleccionado es un aceite apropiado para el sistema diseñado puesto a que presenta un buen rendimiento y es diseñado para su empleo en sistema hidráulicos de maquinarias industriales como elevadores, entre otros, con las condiciones y exigencias de éstos, con valores de viscosidad cinemática apropiados como para tener un tiempo de respuesta rápido ante los accionamientos y detenidas constantes que presenta el sistema. Del Anexo C se extraen los datos de la tabla 3.

Se tiene que tomar en cuenta que el fluido HLP 68 según las normas DIN 51524 y DIN 51525 es empleado para los sistemas hidráulicos porque sus letras significan:

- H = aceite hidráulico.
- L = aditivos que aumentan la protección contra la corrosión y la estabilidad al envejecimiento.
- P = aditivos que reducen o aumentan la capacidad de tolerancia a las cargas del circuito.
- 68 = código de viscosidad definido por la norma DIN 51517.

Clase de Viscosidad	Densidad a 15 °C	Viscosidad a 40 °C	Viscosidad a 100 °C	Índice de viscosidad	Punto de fluidez	Punto de combustión
VG 68 DIN 51519	0,885 g/cm ³ DIN 51757	68 mm ² /s ASTM D 7042-04	8,6 mm ² /s ASTM D 7042-04	97 DIN ISO 2909	-27 °C DIN ISO 3016	240 °C DIN ISO 2592

Tabla 3. Propiedades del Aceite Hidráulico HLP 68

Fuente: Anexo C

Dependiendo del sector en el cual se evalúe la velocidad a lo largo de un circuito hidráulico, la velocidad va variando, la velocidad que presenta el fluido hidráulico a lo largo del sistema está tabulado en la tabla 4.

Equipos	Velocidad m/s
Aspiración de bombas	0,6 – 1,2
Caudal de impulsión	2 – 5
Caudal de retorno	1,5 - 4
Aplicaciones generales	4

Tabla 4. Velocidad de los fluidos hidráulicos en los circuitos.

Fuente: Solé, A. C. (2010). *Neumática e hidráulica*. Marcombo.

4.3.1.5 Selección de los actuadores verticales

La velocidad máxima de botellas que maneja la línea de producción de la empresa estudio es de 6 000 botellas/hora, para calcular la velocidad que debe manejar el sistema hidráulico diseñado se procedió a realizar los siguientes cálculos:

$$V_{\text{máx de línea}} = 6\,000 \text{ botellas/h}$$

$$\phi_{botella\ 0,70L} = 76,5 \pm 1,6\ mm = 78\ mm = 78(10)^{-3}m$$

Por lo tanto:

$$V_{m\acute{a}x\ de\ l\acute{i}nea} = 6\ 000 * 78(10)^{-3}\ m/h = 468\ m/h = 7,8\ m/min = 130\ mm/s$$

Es decir, el sistema debe manejar una velocidad máxima de al menos $7,8\ m/min$, como se cuenta con reguladores de caudal y por ser este sistema es el más nuevo y más novedoso en la empresa caso estudio y a futuro se puede optimizar la velocidad de producción de la línea, se toma como velocidad del sistema:

$$V_{m\acute{a}x\ del\ sistema} = 8\ m/min = 133,3333\ mm/s$$

La presión de servicio del sistema se calcula mediante la siguiente expresión:

$$P_{servicio} = \frac{F}{A} \tag{Ec. 20}$$

Donde:

$$F_{total} = F_{paleta} + F_{base} \tag{Ec. 21}$$

$$F_{total} = 8\ 829N + 5\ 293N = 14\ 122N$$

$$P_{servicio} = \frac{F_{total}}{A}$$

$$P_{servicio} = \frac{14\ 122N}{(1,10m)(1,40m)} = 9\ 170,13Pa = 9,2kPa = 0,092bar$$

Para realizar el calcular la fuerza de salida del cilindro se hizo uso de la tabla de relación entre el factor de carga y la velocidad del pistón para la obtención del factor de carga con los valores que se tienen.

Velocidad del pistón (mm/s)	Factor máximo de carga
8 a 100	70%
101 a 200	30%
201 a 300	10%

Tabla 5. Relación entre el factor de carga y la velocidad del pistón.

Fuente: Sol, A. C. (2010). *Neumática e hidráulica*. Marcombo.

$V_{\text{máx de línea}} = 133,3333 \text{ mm/s}$, por lo tanto, el factor máximo de carga = 30%.

$$F_{\text{salida del cilindro}} = \frac{\text{Carga}}{\text{Factor máximo de carga}} \quad \text{Ec. 22}$$

$$F_{\text{salida del cilindro}} = \frac{14\,122 \text{ N}}{0,30} = 47\,073,33 \text{ N}$$

$$F_{\text{extensión}} = P * 0,9 * \frac{\pi * D^2}{4} \quad \text{Ec. 23}$$

Donde:

- P = Presión de operación (MPa o bar)
- D = Diámetro interior del cilindro (mm)
- 0,9 = Coeficiente de rozamiento de rodamientos, juntas y partes móviles del cilindro

Esta expresión matemática está diseñada para manejar la presión en Mega Pascal por la alta presión que presentan los sistemas hidráulicos. como la presión del sistema está en kilo Pascal ($9,2 \text{ kPa}$), se diseñó con una presión de 7 MPa o 70 bar, ya esta presión estará regulada con los reguladores de presión que presenta el sistema hidráulico en su esquema, el cual se puede visualizar con detenimiento en la figura 4. Despejando la expresión matemática para determinar la medida del diámetro del vástago se tiene que:

$$D = \sqrt{\frac{4 * F_{\text{extensión}}}{0,9\pi * P}} = \sqrt{\frac{4(47\,073,33)}{0,9\pi(7)}} = 97,54 \text{ mm}$$

Se considera un diámetro interior comercial del cilindro de 100 mm. Ahora, partiendo de un diámetro del vástago de 56 mm se tiene que:

$$F_{\text{retracción}} = P * 0,9 * \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} \quad \text{Ec. 24}$$

$$F_{\text{retracción}} = 5 * 0,9 * \frac{\pi * (100^2 - 56^2)}{4} = 24\,259,38 \text{ N}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * F_{\text{retracción}}}{0,9\pi * P}} + d^2 = \sqrt{\frac{4(47\,073,33)}{0,9\pi(7)}} + 56 = 97,82 \text{ mm}$$

El diámetro interior comercial del cilindro es entonces de 100 mm.

Tomando en cuenta que la velocidad del cilindro es de $133,33 \text{ mm/s}$, el caudal del fluido hidráulico requerido en la extensión y retracción de los pistones es:

$$Q(l/min)_{\text{extensión}} = \frac{\pi * D^2 (cm^2)}{4} * V(mm/s) * \frac{60}{1000} \quad \text{Ec. 25}$$

$$Q_{\text{extensión}} = \frac{\pi * (10)^2}{4} * 133,3333 * \frac{60}{1000} = 62,83 \text{ l/min}$$

$$Q(l/min)_{\text{retracción}} = \frac{\pi * (D^2 - d^2) (cm^2)}{4} * V(cm/s) * \frac{60}{1000} \quad \text{Ec. 26}$$

$$Q_{\text{retracción}} = \frac{\pi * (10^2 - 5,6^2)}{4} * 133,3333 * \frac{60}{1000} = 43,13 \text{ l/min}$$

Cilindro hidráulico estándar
Doble efecto con vástago simple Serie **CH2E/CH2F/CH2G/CH2H**



Modelos

Modelo	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Material del tubo	Aleación aluminio	Acero inoxidable	Acero	Acero inoxidable
Presión nominal	3.5MPa	7MPa	14MPa	14MPa
Diámetro	32, 40, 50, 63, 80, 100mm			
Detección magnética	Aplicable	Aplicable	—	Aplicable

Características técnicas

Modelo	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Funcionamiento	Doble efecto con vástago simple			
Fluido	Aceite hidráulico			
Presión nominal	3.5MPa	7MPa	14MPa	
Presión máxima admisible	3.5MPa	Trasera: 9MPa Delantera: Vástago B 13.9MPa : Vástago C 11MPa	Trasera: 18MPa Delantera: Vástago B 18MPa : Vástago C 14MPa	
Presión de prueba	5.0MPa	10.5MPa	21MPa	

Tabla 6. Algunos modelos de cilindros.

Fuente: Anexo F.

Del catálogo de SMC Cilindros Hidráulicos mostrado anteriormente se seleccionó el tipo de cilindro de brida trasera rectangular CH2H, se seleccionó tomando en cuenta que se debe manejar una presión mayor a 10MPa y se debe contar con detección magnética para el correcto control del sistema.

para el cual se entró con el diámetro del cilindro de 100mm, con el diámetro del vástago de 100mm y con una carrera de pistón Z de 1100mm. Los datos que presenta el cilindro seleccionado están en las tablas mostradas durante la selección, el material elegido para el cilindro es Acero Inoxidable, los cilindros tienen una presión nominal de hasta 14 MPa.

Serie CH2E, CH2F, CH2G, CH2H Diagramas de los límites de rango de carrera: diámetros ø32 y ø40

Símbolo	Posición de montaje	Símbolo	Posición de montaje	Símbolo	Posición de montaje	Símbolo	Posición de montaje
①		②		③		③	
④		⑤		⑤		⑥	
⑦		⑦		⑧			

Diámetro ø100

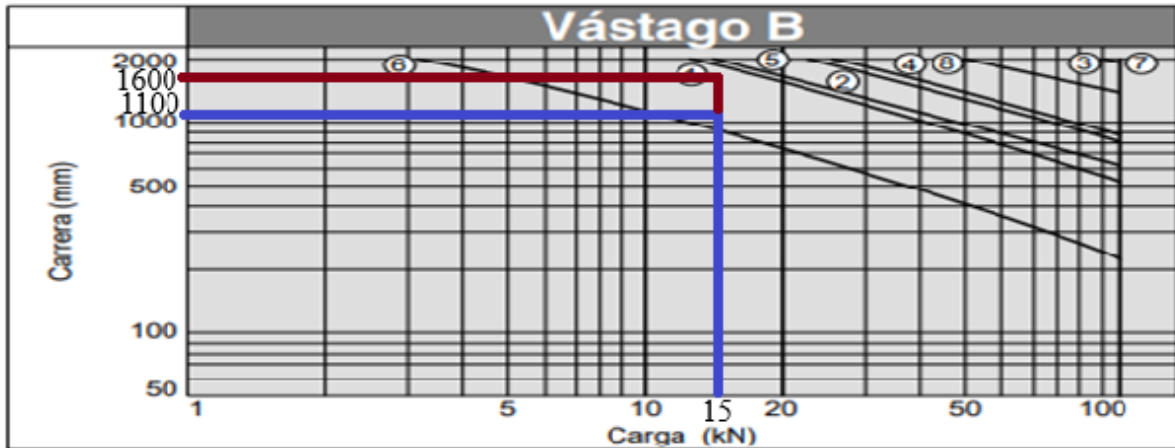


Gráfico 1. Relación entre la carrera y la carga a transportar del actuador seleccionado según la posición de trabajo.

Fuente: Anexo F.

Los actuadores verticales seleccionados trabajan en la posición 4 de la tabla y en la gráfica, la curva de la posición 4, está señalado con color azul.

4.3.1.6 Diseño del actuador horizontal

Lo primero que se tuvo en cuenta es que se tendrá la posición 5 del gráfico anterior (color vinotinto) y que se debe saber la fuerza mínima a ejercer el actuador para poder mover la fila de botellas, para ello, se toman las botellas en conjunto como un bloque sólido y se sacan sus reacciones, tal como lo indica la figura 19, esto tomando en cuenta que el coeficiente de fricción estático que presenta la madera de la paleta contra las botellas es de 0,50.

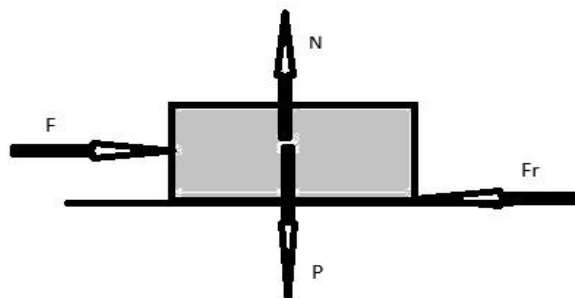


Figura 24. Cargas sobre la fila de botellas.

Fuente: Jiménez M. (2023).

$$F_r = \mu * N \quad \text{Ec. 27}$$

$$N = m * g \quad \text{Ec. 28}$$

$$N = 900kg * 9,81 \text{ m/s}^2 = 8 829 N$$

$$\text{Entonces: } F_r = 0,50 * 8 829 N = 4 414,50 N$$

$$\sum F_x = m. a_x$$

$$m. a_x = F - Fr$$

$$m. a_x + Fr = F$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N - m. g = 0$$

$$N = m. g = 8 829 N$$

$$F_s = \mu_s. m. g$$

$$F_s = 0,50.8 829 N = 4 414,50 N$$

$$\text{Recordando que } F = Fr + m. a_x$$

$$F = 4 414,50 N + 900kg * a_x \quad \text{suponiendo } a_x = 1\text{m/s}^2 \text{ se tiene que:}$$

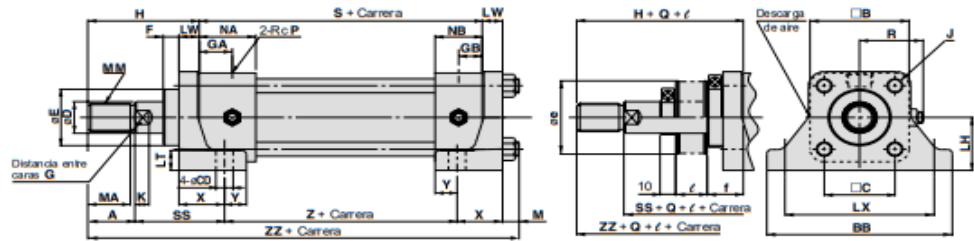
$$F > 5 314,5 N \quad (4 414,50 + 900)$$

Se toma en cuenta que los valores de carga y carrera son prácticamente los mismo que los valores de los cuales se partió para la selección de los actuadores verticales, por ende, se selecciona un actuador con valores parecidos a los actuadores verticales, pero de otro modelo y en la posición 3 de la gráfica 3 y con una carrera de 1,5m (1,4m de largo de la fosa + 0,1 de tolerancia).

Serie CH2E/CH2F/CH2G/CH2H

Dimensiones

Modelo escuadra transaxial: CH2ELA, CH2FLA, CH2GLA, CH2HLA



Carra larga (con anillo de refuerzo del tirante)

Díámetro (mm)	Rango de carrera* (mm)	RT	RY
32	1401 a 1800	28	58
40	1401 a 1800	28	65
50	1401 a 1800	33	75
63	1501 a 1800	43	90
80	—	—	—
100	—	—	—

* Aplicable a las series CH2E, CH2F y CH2H. Póngase en contacto con SMC en lo que respecta a la serie CH2G con las carras anteriormente indicadas.

Díámetro (mm)	Carrera de trabajo (mm)	Con fusible																										
		B	BB	C	F	GA	GB	J	M	NA	NB	P	R	S	CD	LH	LT	LW	LX	X	Y	Z	SS	e	f	Q	ℓ	
32	25 a 1400	58	109	38	14	21	15	M10 x 1,25	11	37	31	3/8	39	130	11	35	14	13	68	29	14	98	57	52	—	21,5	15	—
40	25 a 1400	65	118	45	10	21	15	M10 x 1,25	11	36	30	3/8	42	130	11	37,5	14	13	95	29	14	98	57	52	52	12	15	1/3,5 carrera
50	25 a 1400	76	145	52	10	27	19	M10 x 1,25	11	43	35	1/2	46	142	14	45	17	18	115	35	18	108	60	55	52	15	15	—
63	25 a 1500	90	165	63	10	27	19	M12 x 1,5	14	43	35	1/2	52	148	18	50	19	20	132	41	19	106	71	65	55	15	20	1/4 carrera
80	25 a 1800	110	190	80	11	22	22	M16 x 1,5	16	44	44	3/4	65	166	18	60	24	24	155	45	20	124	74	80	65	17	20	—
100	25 a 1800	135	230	102	11	22	22	M18 x 1,5	18	44	44	3/4	75	172	22	71	27	28	190	53	22	122	85	100	80	19	15	—

Serie de vástago

Díámetro (mm)	Vástago serie B										Vástago serie C									
	MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ		MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ	
32	M16 x 1,5	25	22	18	34	—	7	14	66	220	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40	M20 x 1,5	30	27	22,4	40	-0,025 -0,064	9	19	71	225	M16 x 1,5	25	22	18	36	—	7	14	66	220
50	M24 x 1,5	35	32	28	46	—	11	24	78	249	M20 x 1,5	30	27	22,4	40	-0,025 -0,064	9	19	73	244
63	M30 x 1,5	45	42	35,5	55	-0,030	13	30	95	277	M24 x 1,5	35	32	28	46	—	11	24	85	267
80	M30 x 1,5	50	57	45	65	-0,076	15	41	113	310	M30 x 1,5	45	42	35,5	55	-0,030	13	30	98	304
100	M48 x 1,5	75	72	56	80	-0,06 -0,200	16	50	135	353	M39 x 1,5	60	57	46	65	-0,076	15	41	120	338

Tolerancia

Díámetro (mm)	LH	LX
32	—	—
40	±0,15	±0,18
50	—	—
63	—	±0,20
80	±0,25	—
100	±0,25	±0,23

Tabla 9. Datos del actuador horizontal seleccionado.

Fuente: Anexo F

4.3.1.7 Diseño de la base del actuador horizontal

Tabla de pesos

Unidad: kg

Tipo de montaje		Peso estándar (Carrera 0)									Peso adicional (por 10mm carrera)	
		B	LA	FY, FZ	FC, FD	CA	CB	TC	LB	FA, FB		
Diámetro (mm)	Modelo	Básico	Escuadra transaxial	Brida rectangular	Brida cuadrada	Fijación oscilante macho	Fijación oscilante hembra	Muñón central	Escuadra	Brida rectangular (7MPa)		
	Vástago de la serie B	32	CH2E	2.50	3.49	—	3.35	2.95	3.06	2.99	3.00	2.94
CH2F			2.49	3.48	—	3.34	2.94	3.05	2.98	2.99	2.93	0.04
CH2G			2.59	3.58	3.12	3.44	3.04	3.15	3.08	—	—	0.06
CH2H			2.60	3.59	3.13	3.45	3.05	3.16	3.09	—	—	0.05
40		CH2E	3.27	4.57	—	4.36	3.91	4.12	3.86	3.85	3.86	0.08
		CH2F	3.33	4.63	—	4.42	3.97	4.18	3.92	3.91	3.92	0.08
		CH2G	3.66	4.96	4.36	4.75	4.30	4.51	4.25	—	—	0.10
		CH2H	3.55	4.85	4.25	4.64	4.19	4.40	4.14	—	—	0.10
50		CH2E	4.90	7.50	—	6.86	6.06	6.07	5.74	5.70	5.98	0.09
		CH2F	4.98	7.58	—	6.94	6.14	6.15	5.82	5.78	6.06	0.10
		CH2G	5.49	8.09	6.98	7.45	6.65	6.66	6.33	—	—	0.14
		CH2H	5.32	7.92	6.81	7.28	6.48	6.49	6.16	—	—	0.14
63	CH2E	7.93	11.81	—	10.83	10.67	10.68	9.47	9.55	9.54	0.17	
	CH2F	7.69	11.57	—	10.59	10.43	10.44	9.23	9.31	9.30	0.17	
	CH2G	8.49	12.37	10.64	11.39	11.23	11.24	10.03	—	—	0.20	
	CH2H	8.43	12.31	10.58	11.33	11.17	11.18	9.97	—	—	0.20	
80	CH2E	13.00	18.35	—	17.59	16.40	16.40	15.02	15.36	15.69	0.24	
	CH2F	12.89	18.24	—	17.48	16.29	16.29	14.91	15.25	15.58	0.26	
	CH2G	14.77	20.12	18.34	19.36	18.17	18.17	16.79	—	—	0.34	
	CH2H	14.21	19.56	17.78	18.80	17.61	17.61	16.23	—	—	0.30	
100	CH2E	18.97	29.78	—	26.44	25.15	25.15	22.62	22.39	23.57	0.41	
	CH2F	19.37	30.17	—	26.84	25.55	25.55	23.02	22.79	23.97	0.46	
	CH2G	22.17	32.98	28.62	29.64	28.35	28.35	25.82	—	—	0.49	
	CH2H	21.81	32.62	28.26	29.28	27.99	27.99	25.46	—	—	0.54	

Tabla 10. Pesos de las partes de los actuadores seleccionados.

Fuente: Anexo F.

Se tiene entonces que el actuador CH2HLA presenta un peso de (32,62 + 0,54) kg, la sumatoria de los pesos del cilindro seleccionado (serie CH2HLA) da 33,16 kg. La densidad del fluido hidráulico es de $0,885\text{g/cm}^3 = 885\text{kg/m}^3$, se tuvo presente para el cálculo que el volumen de un cilindro es de $\pi r^2 h$, se tiene que:

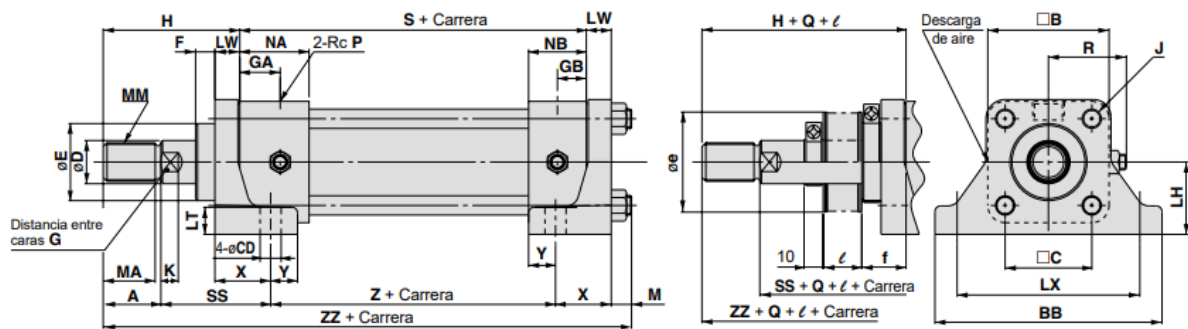


Figura 25. Dimensiones del actuador horizontal.

Fuente: Anexo F.

Se tiene que el Largo = $2 * X (2 * 53) + Z (122) + \text{Carrera} (1600) = 1\ 828\text{mm}$; el alto y la profundidad presentan la misma medida (sección cuadrada), y es B (135mm).

$$\rho = m/V$$

$$V_{aceite} = (135\text{mm} * 135\text{mm} * 1,61\text{m}) - (\pi * 1\,500\text{mm} * (50\text{mm})^2) = 0,018\text{m}^3$$

$$m = \rho * V = \frac{885\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,018\text{m}^3 = 16\text{kg}$$

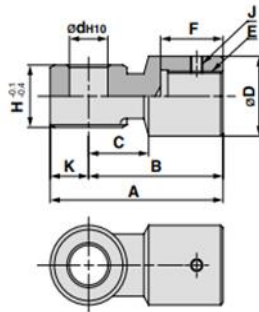
$$P = 33,16\text{kg} + 16\text{kg} = 49,16\text{kg} = 482,26\text{N}$$

Cilindro hidráulico estándar
Doble efecto con vástago simple **Serie CH2E/CH2F/CH2G/CH2H**

Accesorios (opcional)

Horquilla macho

Material: hierro fundido



Vástago	Ref.	Diámetro (mm)										
			A	B	C	D	d	E	F	H	J	K
Serie B	IH2-03B	32	76	60	25	32	16 ^{+0,07} ₀	M16 x 1.5	26	25	M5	16
	IH2-04B	40	76	60	25	32	16 ^{+0,07} ₀	M20 x 1.5	31	25	M5	16
	IH2-05B	50	90	70	30	40	20 ^{+0,084} ₀	M24 x 1.5	36	31.5	M5	20
	IH2-06B	63	145	115	45	60	31.5 ^{+0,1} ₀	M30 x 1.5	50	40	M6	30
	IH2-08B	80	145	115	45	60	31.5 ^{+0,1} ₀	M39 x 1.5	61	40	M6	30
	IH2-10B	100	185	145	57	79	40 ^{+0,1} ₀	M48 x 1.5	76	50	M8	40
Serie C	IH2-03B	40	76	60	25	32	16 ^{+0,07} ₀	M16 x 1.5	26	25	M5	16
	IH2-05C	50	90	70	30	40	20 ^{+0,084} ₀	M20 x 1.5	31	31.5	M5	20
	IH2-06C	63	145	115	45	60	31.5 ^{+0,1} ₀	M24 x 1.5	40	40	M6	30
	IH2-06B	80	145	115	45	60	31.5 ^{+0,1} ₀	M30 x 1.5	50	40	M6	30
	IH2-10C	100	185	145	57	79	40 ^{+0,1} ₀	M39 x 1.5	63	50	M8	40

Tabla 11. Accesorio: Horquilla macho.

Fuente: Anexo F.

Para sostener el eje de la corona, se seleccionó como accesorio para la punta del vástago una horquilla macho serie B para diámetro de 100mm, con H = 50mm. Ésta soporta una carga de 10 591,5N, los cálculos de esta carga están en los cálculos del eje de la corona. El estudio de esfuerzos y deformación unitaria de la horquilla al someterse a su carga es la expresada en las figuras a continuación.

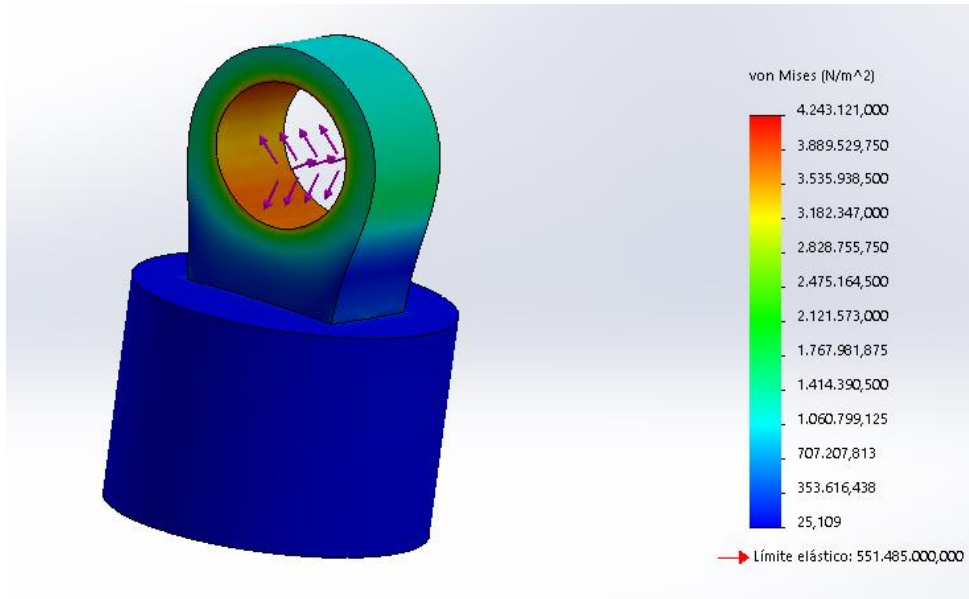


Figura 26. Simulación de esfuerzos sobre la horquilla seleccionada.
Fuente: Jiménez M. (2024).

Se puede apreciar que la horquilla no falla al ser simulado con la fuerza que ejerce el sistema, el punto de mayor esfuerzo en la pieza es de 4,2MPa y es la zona de color rojo (interior de la perforación visible), esto cuando el límite elástico del material es de 551,5MPa, es decir, la pieza puede ser sometida a una mayor fuerza a la diseñada, como por ejemplo por un cambio del tipo de botellas, y aún así trabajaría en su rango elástico, A continuación se aprecia la simulación con la deformación unitaria de la pieza, se aprecia que la pieza tiene una deformación mínima.

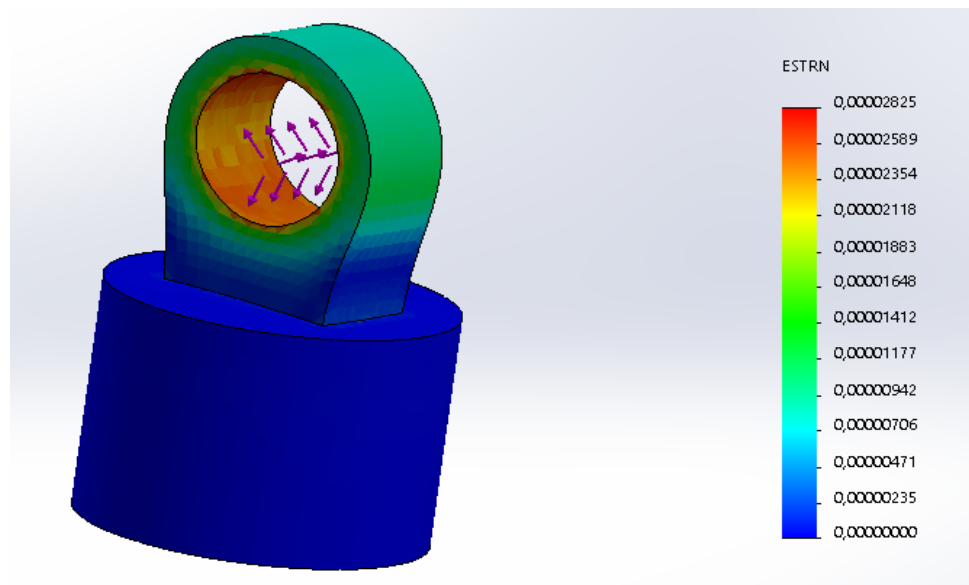


Figura 27. Simulación de deformación unitaria sobre la horquilla seleccionada.
Fuente: Jiménez M. (2024).

4.3.1.7.1 Diseño de la barrera de contacto con las botellas

De largo se debe tener al menos 1,70m, esto debido a que debe cubrir toda la paleta y la fosa, de alto de la barrera se tomó 4cm. La carga P (una fila de botellas) a mover se define tomando en cuenta que paleta tiene 2016 botellas:

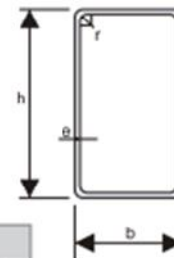
$$\# \text{ botellas por fila} = \frac{2016}{7} = 288 \text{ botellas}$$

Tomando en cuenta que una botella presenta 200g aproximadamente:

$$P = 288 \text{ botellas} * 0,200 \text{ kg} * \frac{9,81\text{m}}{\text{s}^2} = 565,1\text{N}$$

Se seleccionó, del Anexo G un tubo sección rectangular de 1½” x ½”, las especificaciones se ven a continuación.

Tubería pulida rectangular para carpintería metálica y herrería.
Materia prima hasta 1,90 mm, ASTM-A366. Laminado en frío.
Mas de 2,00 mm, ASTM-A569. Laminado en caliente.



TUBOS PULIDOS RECTANGULARES									
Nominales	h	b	Espesor Nominal	Radio de Esquina Exterior	Peso	Largo	Peso/ Pieza	Piezas/ Atado	Peso/ Atado
h x b	h	b	e	r	kg/m	m	kg/pieza	Cant.	kg/atado
pulg x pulg	mm	mm	mm	mm	kg/m	m	kg/pieza	Cant.	kg/atado
1 x 1/2	25,00	12,00	0,90	1,80	0,51	6,00	3,06	128	391,68
1 X 1/2	25,00	12,00	1,10	2,20	0,61	6,00	3,66	128	468,48
1 1/2 X 1/2	27,50	12,00	0,90	1,80	0,69	6,00	4,14	100	414,00
1 1/2 X 1/2	37,50	12,00	1,10	2,20	0,83	6,00	4,98	100	498,00
1 1/2 X 3/4	38,10	19,05	0,90	1,80	0,78	6,00	4,68	98	458,64
1 1/2 X 3/4	38,10	19,05	1,10	2,20	0,94	6,00	5,64	98	552,72
1 1/2 X 3/4	38,10	19,05	1,40	2,80	1,18	6,00	7,08	98	693,84
1 1/2 X 1	37,50	25,00	0,90	1,80	0,87	6,00	5,22	96	501,12
1 1/2 X 1	37,50	25,00	1,10	2,20	1,05	6,00	6,30	96	604,80
1 3/4 X 1/2	44,45	12,70	0,90	1,80	0,78	6,00	4,68	108	505,44
1 3/4 X 1/2	44,45	12,70	1,10	2,20	0,94	6,00	5,64	108	609,12

BARRERAS GUÍA SOPORTE

Tabla 12. Características de los tubos pulidos rectangulares.

Fuente: Anexo G.

El acero ASTM 366 presenta un contenido de carbono máximo de 0,29%, se considera acero suave (contenido de carbono $\leq 0,25\%$), se densidad es de 7850 kg/m^3 . Las propiedades mecánicas del acero ASTM-366 se aprecian a continuación.

Propiedades mecánicas

Límite elástico mínimo, MPa	Límite de resistencia, Mpa	Alargamiento relativo mínimo (probeta de 200 mm), %
250	400-550	20

Tabla 13. Propiedades mecánicas del acero ASTM-A366.

Fuente: Acero ASTM A36: características, propiedades, análogos - Metinvest. (s. f.).
<https://metinvestholding.com/es/products/steel-grades/astma36>

$\sigma > \frac{P}{A}$, tomando en cuenta que $\sigma = 250$ MPa

$$\frac{P}{A} = \frac{565,1 \text{ N}}{(37,50(10)^{-3} * 12(10)^{-3} - 36,40(10)^{-3} * 10,9(10)^{-3})} = 10,61 \text{ MPa}$$

10,61 MPa < 250 MPa (la pieza no falla por fluencia).

$$m = V \rho$$

$$m = 7850(1,10 * (37,50(10)^{-3} * 12(10)^{-3} - 36,40(10)^{-3} * 10,9(10)^{-3})) = 0,46 \text{ kg}$$

Esta barrera lleva una platina de Nylon Grafitado con un grosor de 0,5cm para amortiguar el impacto. El centro de masa de las botellas está aproximadamente a los 12cm de éstas, por ende, la barrera de contacto y las barreras laterales deben mantener una altura a partir de los 10cm (por esto, en el siguiente apartado se parte de una altura de la base de 1,07m), de tal manera de evitar el volcamiento. Las barreras laterales son iguales a la barrera de contacto, están fabricadas con un perfil 1½” x ½”, el largo es de 1,80m; las barreras presentan una platina de Nylon Grafitado de 0,5cm de grosor y de 1,80m de largo. Son 2 barreras laterales, cada una cuenta con la barrera y dos columnas soportes, para ésta se seleccionó un perfil 1x1/2 con h = 25mm, b = 12mm y con e = 0,90mm. En la platina de nylon se presenta un avellanado de 90° entre diámetros de 13 y 7mm, en el perfil de acero se presentan perforaciones de 7mm de diámetro. El peso de las barreras está dado mediante la siguiente expresión

$$\rho = m/V$$

$$m = 7850(1,80 * (37,50(10)^{-3} * 12(10)^{-3} - 36,40(10)^{-3} * 10,9(10)^{-3}))$$

$$m = 0,75 \text{ kg} = 7,36 \text{ N}$$

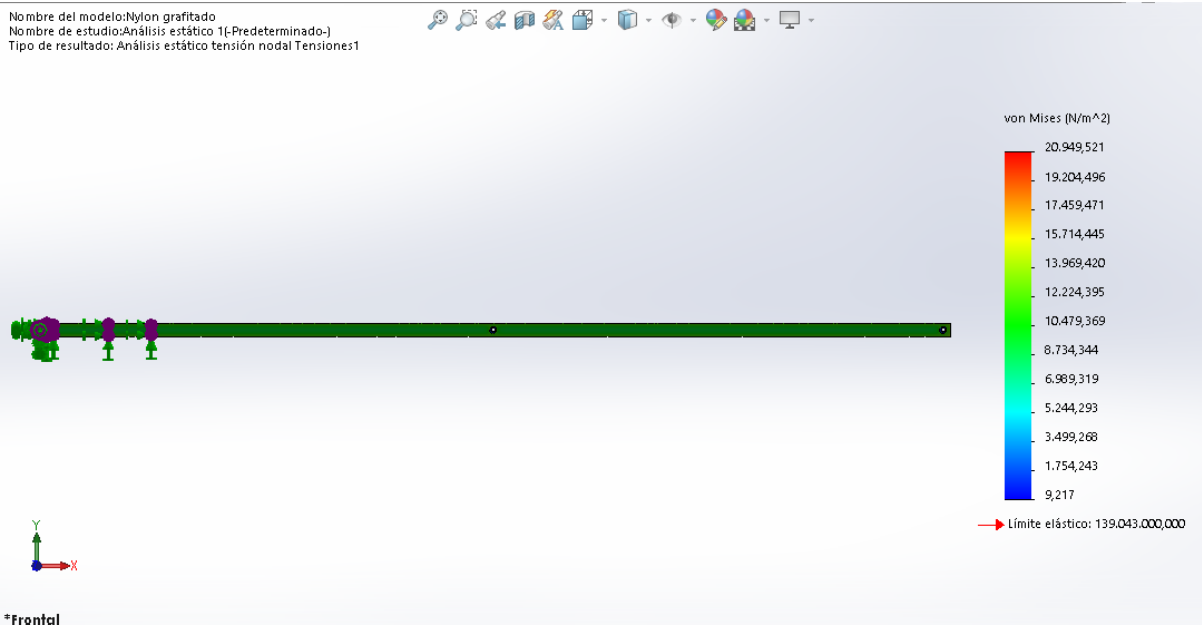


Figura 28. Simulación de esfuerzos sobre las barreras de contacto.

Fuente: Jiménez M. (2024).

4.3.1.7.2 Diseño de la base

Para la base se partió de que se debía contar con un área de 23 x 161cm, para el grosor de la base se empleó 0,8cm (material Acero AISI 1020 laminado en frío).

$$\rho = m/V$$

$$m = 7\,860 \text{ kg/m}^3 * 23(10)^{-2}m * 161(10)^{-2}m * 0,8(10)^{-2}m = 23,28 \text{ kg} = 228,42 \text{ N}$$

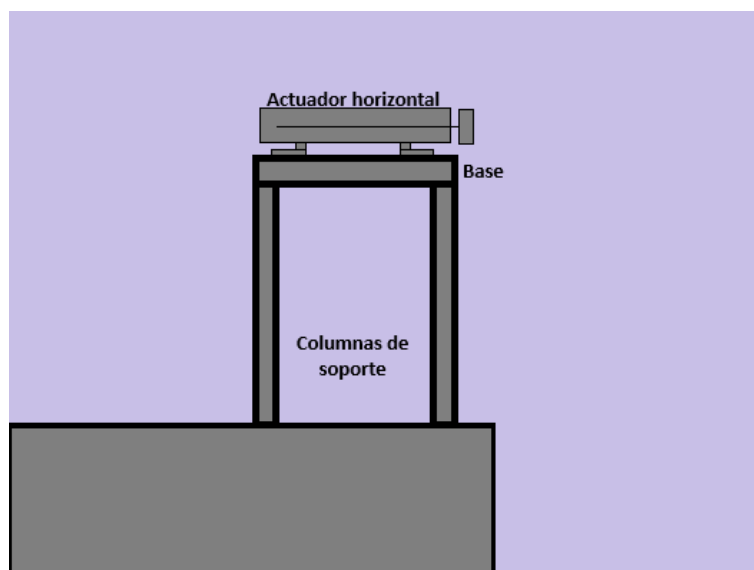


Figura 29. Esquema del actuador horizontal con su estructura.

Fuente: Jiménez M. (2024).

4.3.1.7.3 Diseño de las 4 columnas soporte

Se altura tienen 1,07 m, están fabricadas con un acero 1½” x ½”, extraído de la tabla 9.

$$P = g(\text{peso de la base} + \text{peso del cilindro y del aceite} \\ + \text{peso de la barrera de contacto con las botellas})$$

$$P = 9,81 \text{ m/s}^2 (23,28 \text{ kg} + 0,46 \text{ kg} + 49,16 \text{ kg}) = 72,9 \text{ kg} \\ = 715,14 \text{ N (falta dividir entre 4 columnas)}$$

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{715,14 \text{ N}}{4 * (37,50(10)^{-3} * 12(10)^{-3} - 36,40(10)^{-3} * 10,9(10)^{-3})} = 3,36 \text{ MPa}$$

3,36 MPa < 250 MPa (la pieza no falla por fluencia).

Se cuenta con una base posicionada bajo las 4 columnas soportes, esta base tendrá una dimensión de 165 x 27cm con un espesor de 5mm y su función está en anclar el sistema al piso.

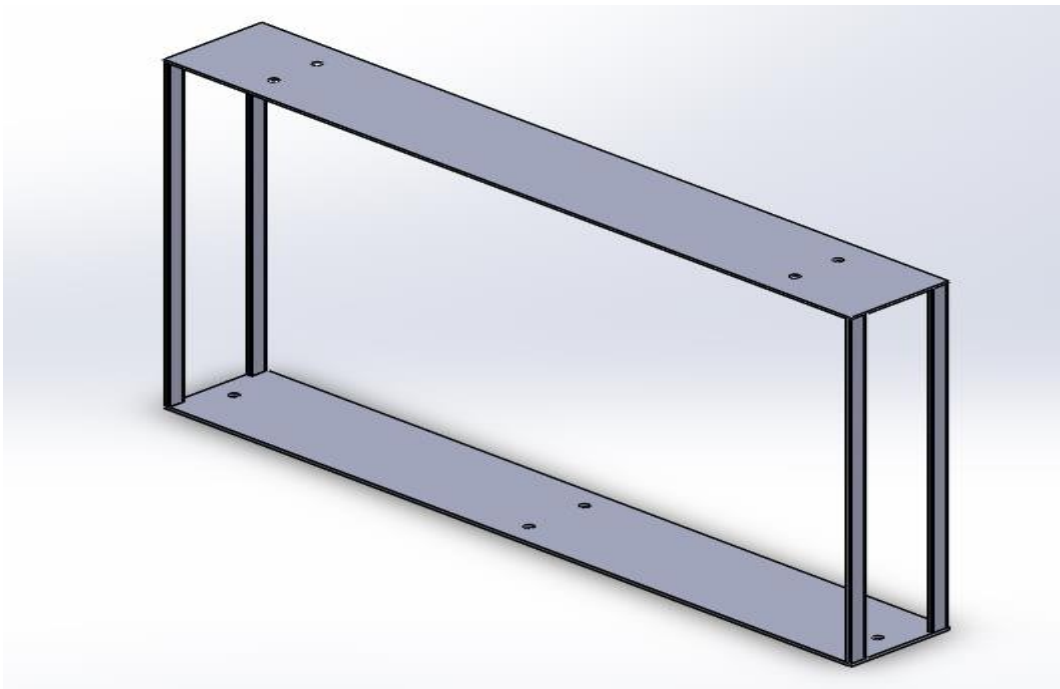


Figura 30. Base del actuador horizontal.

Fuente: Jiménez M. (2024)

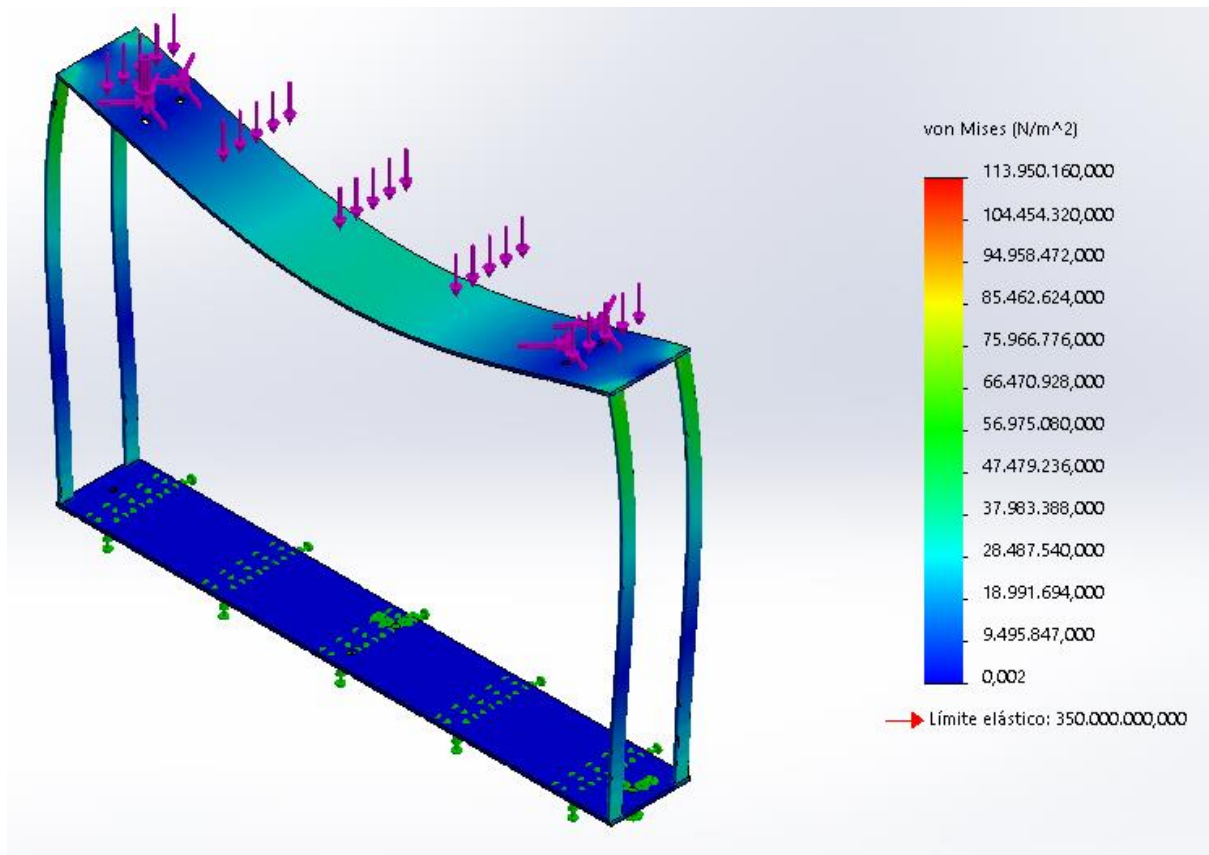


Figura 31. Simulación de esfuerzos sobre la estructura base del actuador horizontal.

Fuente: Jiménez M. (2024).

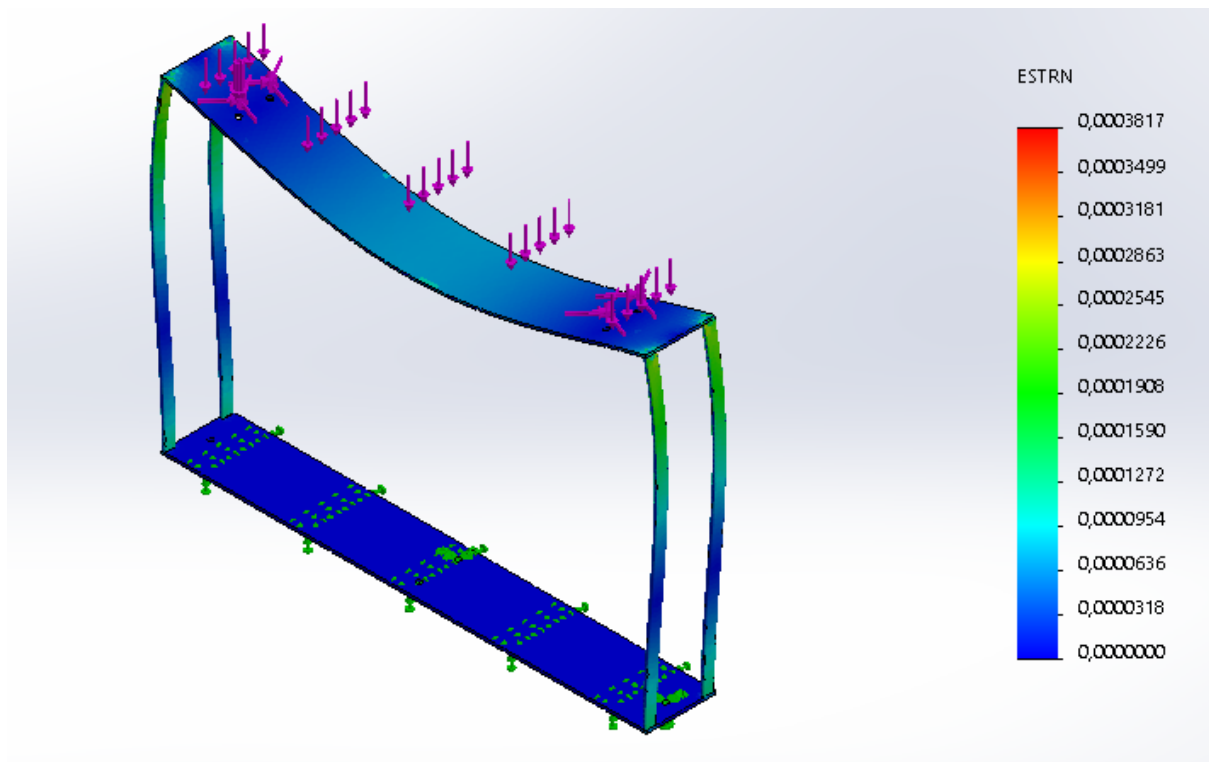


Figura 32. Simulación de deformación unitaria sobre la estructura base del actuador horizontal.

Fuente: Jiménez M. (2024).

4.3.1.8 Selección del motor eléctrico

La potencia eléctrica entregada es:

$$Potencia(kW) = \frac{Presión(bar) * Q(l/min)}{600}$$

Ec. 29

$$Potencia = \frac{70 * 62,83}{600} = 7,33kW = 10 hp$$

Se necesita un motor de 10 hp para mover la bomba y accionar el sistema debidamente.

Motores totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)

Datos típicos característicos en 460V

Alta eficiencia, totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)

Tipos GP10, JM10, SD10

208-230/460V 60Hz. Diseño NEMA B, 40°C ambiente

HP	Velocidad		Armazón	Corriente (A) 460			KW HP	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
	síncrona	asincr. plena carga		en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq.	Max.	
0.5	900	870	143T	1.2	1.3	6.3	M	62	69	72.0	0.31	0.41	0.5	3.0	1.50	2.3	Y
0.75	1800	1750	143T	0.8	1.1	10.0	M	77	81	82.5	0.55	0.67	0.75	2.3	3.30	4.3	Y
	1200	1150	145T	0.7	1.2	6.5	J	78.8	80.7	80.0	0.54	0.67	0.75	3.4	1.80	3.0	Y
	900	860	145T	1.5	2.1	9	K	67.0	71.2	72.0	0.39	0.51	0.61	4.5	1.80	2.5	Y
1	3600	3520	143T	0.8	1.4	14	N	75.5	79.0	80.0	0.63	0.74	0.81	1.5	2.40	4.6	Y
	1800	1750	143T	1	1.5	13	M	80.0	82.5	82.5	0.53	0.66	0.76	3.0	2.9	4.1	Y
	1200	1150	145T	0.95	1.6	9	J	79.5	81.0	80.0	0.53	0.66	0.73	4.6	1.9	3.0	Y
	900	870	182T	1.5	2.1	9	J	77.0	80.0	81.5	0.36	0.47	0.56	6.0	2.1	3.9	Y
1.5	3600	3490	143T	0.9	2	16	L	81.5	83.5	82.5	0.69	0.81	0.85	2.3	2.2	3.8	Y
	1800	1750	145T	1.4	2.2	20	M	82.0	84.0	84.0	0.55	0.69	0.76	4.5	3.4	4.2	Y
	1200	1170	182T	1.4	2.4	15	K	84.0	85.5	85.5	0.52	0.64	0.68	6.7	2.2	4.2	Y
	900	865	184T	2.3	3.0	17	H	78.5	82.0	82.5	0.35	0.47	0.56	9.1	2.2	3.8	Y
2	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	L	82.5	84.5	84.0	0.66	0.78	0.85	3.0	2.3	4.0	Y
	1800	1740	145T	1.8	3.0	25	L	83.0	84.5	84.0	0.54	0.68	0.77	6.0	3.7	4.4	Y
	1200	1170	184T	1.8	3.1	25	K	85.0	87.0	86.5	0.49	0.61	0.70	9.0	2.3	4.0	Y
	900	870	213T	2	3.3	16	H	84.0	84.5	84.0	0.51	0.63	0.68	12.1	1.7	3.4	Y
3	3600	3515	182T	1.5	3.7	32	K	83.0	85.5	85.5	0.67	0.8	0.85	4.5	1.7	3.4	Y
	1800	1750	182T	2	4	32	K	86.5	88.0	87.5	0.59	0.72	0.78	9.0	2.1	3.7	Y
	1200	1170	213T	2.2	4.2	32	K	86.5	87.5	87.5	0.57	0.70	0.76	13.5	2.2	3.6	Y
	900	870	215T	3	4.8	25	H	85.5	86.5	85.5	0.45	0.59	0.68	18.1	2.0	3.1	Y
5	3600	3505	184T	2.3	6.2	46	J	87.0	88.0	87.5	0.72	0.82	0.85	7.5	1.9	4.0	Y
	1800	1735	184T	2.9	6.7	46	J	88.5	88.5	87.5	0.64	0.75	0.79	15.1	1.9	3.2	Y
	1200	1165	215T	3.3	6.8	46	J	88.0	88.5	87.5	0.62	0.74	0.79	22.5	2.0	3.4	Y
	900	875	254T	5.5	8.8	33	F	85.5	87.0	86.5	0.43	0.54	0.62	30.0	1.9	2.0	Y
7.5	3600	3520	213T	3.5	9	63	H	86.5	88.5	88.5	0.75	0.84	0.89	11.2	1.9	3.6	Y
	1800	1750	213T	4.1	9.5	63	H	89.5	90.0	89.5	0.66	0.77	0.82	22.5	2.0	3.4	Y
	1200	1175	254T	5.5	10.5	63	H	88.5	90.0	89.5	0.55	0.68	0.78	33.5	1.6	2.8	Y
	900	875	256T	7.9	13	50	G	87.0	88.0	87.5	0.44	0.55	0.62	45.0	1.9	2.0	Y
10	3600	3515	215T	4	11.5	81	H	90.0	90.5	89.5	0.79	0.86	0.89	14.9	1.9	3.8	Y
	1800	1750	215T	5.2	12.5	81	H	89.5	90.0	89.5	0.66	0.77	0.82	30.0	2.1	3.6	Y
	1200	1175	256T	7	13.5	81	H	89.0	90.0	89.5	0.58	0.69	0.75	44.7	1.7	2.6	Y

Tabla 14. Tabla de datos de los motores trifásicos.

Fuente: Anexo H.

Motores Totalmente Cerrados Con Ventilación Exterior (TCCVE) GP10 (Uso General carcasa en fundición gris)

Dimensiones de motores horizontales en pulgadas

Armazón	S	R	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	AB	U
143T	0.188	0.77	1.41	14.44	3.50	2.75	4.0	2.25	2.25	7.52	8.24	6.49	0.875
145T	0.188	0.77	1.41	14.44	3.50	2.75	5.0	2.25	2.25	7.52	8.24	6.49	0.875
182T	0.250	0.990	1.78	16.71	4.50	3.75	4.5	2.75	2.75	9.15	9.52	6.96	1.125
184T	0.250	0.990	1.78	16.71	4.50	3.75	5.5	2.75	2.75	9.15	9.52	6.96	1.125
213T	0.312	1.2	2.41	20.65	5.25	4.25	5.5	3.50	3.38	10.65	11.42	8.23	1.375
215T	0.312	1.2	2.41	20.65	5.25	4.25	7.0	3.50	3.38	10.65	11.42	8.23	1.375
254T	0.375	1.42	2.91	26.16	6.25	5.00	8.25	4.25	4.0	12.75	13.35	9.29	1.625
256T	0.375	1.42	2.91	26.16	6.25	5.00	10.0	4.25	4.0	12.75	13.35	9.29	1.625

Datos sujetos a cambios sin previo aviso

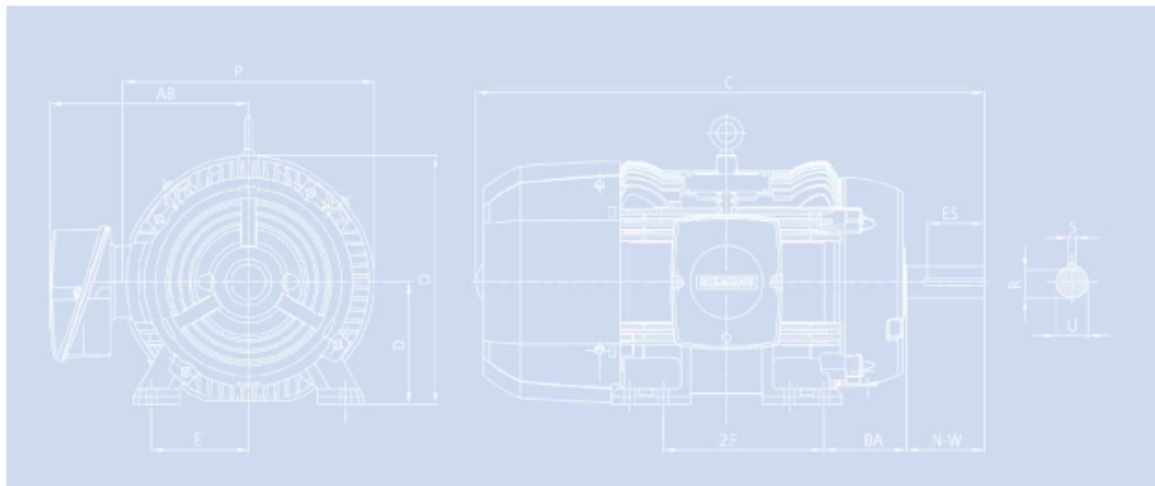


Tabla 15. Tabla de dimensiones de los motores trifásicos.

Fuente: Anexo H.

Se seleccionó un motor de 10 hp y 1200rpm con acople al eje de la bomba (por norma desde el 2011 todos los motores eléctricos cumplen con el requisito de presentar un rendimiento mínimo del 88%).

$$\text{Desplazamiento} \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right) = \frac{1000Q}{n} \quad \text{Ec. 30}$$

$$\text{Desplazamiento} = \frac{1000(62,83)}{1200} = 52,53 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

$$\text{Torque} (\text{Kg. m}) = \frac{\text{Potencia (hp)} * n (\text{rpm})}{716,2} \quad \text{Ec. 31}$$

$$\text{Torque} = \frac{10 * 1200}{716,2} = 16,76 \text{ Kg. m}$$

4.3.1.9 Selección de la bomba oleohidráulica

Se hizo evaluación detallada entre los 4 tipos de bombas hidráulicas existentes, por las exigencias de funcionamiento, de carga y caudal, se decidió emplear una bomba de pistones. Se toma en cuenta que éstas presentan un rendimiento del 98%.

$$rpm = \frac{1000 * Q * r_{dto.volumétrico}}{\text{desplazamiento}} \quad \text{Ec. 32}$$

$$rpm = \frac{1000 * 62,83 * 0,98}{52,53} = 1190,81 = 1200 \text{ rpm}$$

50__06

Bomba Hidráulica Hydraulic Pump

BZ 12/30/40/50/58

bomba pump



Descripción Description

Bomba de pistones en línea con sentido de giro reversible.

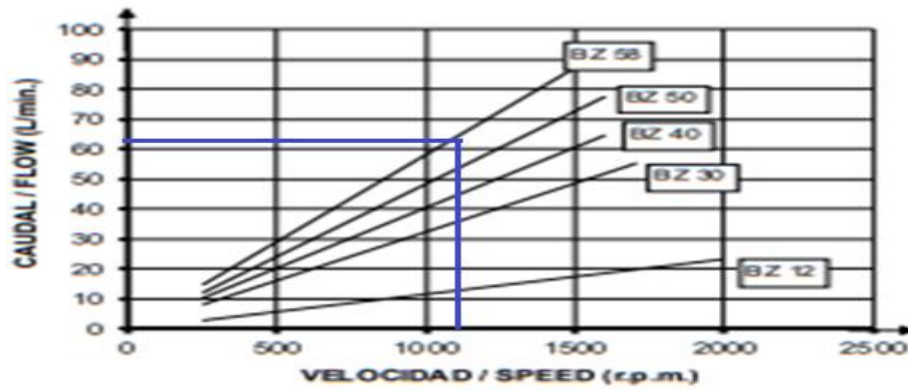
Axial Piston pump with reversible Rotation direction.

Datos Principales Main Data						
Tipo de Bomba Pump Type		BZ 12	BZ 30	BZ 40	BZ 50	BZ 58
Codigo Part Number		506206	500206	500306	500406	5011706
Presión de trabajo Operating pressure (kg/cm2)	Máx			350		320
	Máx. Cont			250		230
	Máx	2000	1700		1600	1500
Velocidad de trabajo Operating Speed (r.p.m)	Máx. Cont	1700	1400		1300	1200
	Desplazamiento Displacement (cm3/rev)	11.7	32.4	40.5	48.5	58.3

Tabla 16. Características de la bomba hidráulica BZ.

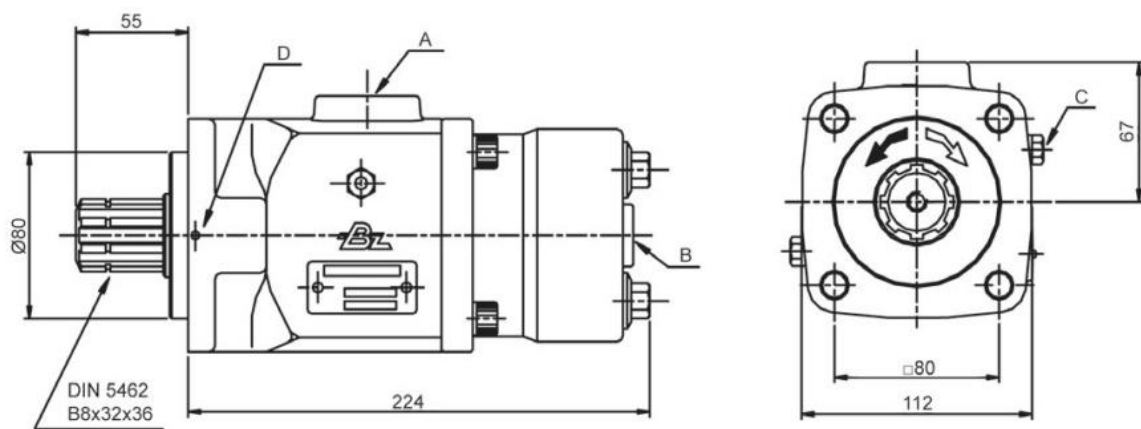
Fuente: Anexo I.

La bomba hidráulica BZ 58 cumple con las exigencias de desplazamiento y las rpm del sistema. En la gráfica a continuación se entra teniendo en cuenta que el caudal es de 62,83 l/min.



Gráfica 1. Gráfica de relación de caudal con rpm y presión con par torsor.

Fuente: Anexo I.



Notas Notes					
A	Entrada de Aceite, rosca	BSP 1"= BZ 12/30 BSP 1 1/4"= BZ 40/50/58	A	Oil Inlet, thread BSP 1 1/2"	BSP 1"= BZ 12/30 BSP 1 1/4"= BZ 40/50/58
B	Salida de aceite, rosca BSP 1/2"		B	Oil outlet, thread BSP 1/2"	
C	Tapón de drenaje del aceite		C	Oil drain plug	
D	Taladro testigo de la rotura de retenes		D	Drain hole (Between shaft-Seals)	

Figura 33. Dimensiones y características de la bomba seleccionada.

Fuente: Anexo I.

En la figura anterior se aprecia que el diámetro de aspiración de la bomba es de 1¼” para la bomba seleccionada y el diámetro de presión es de ½”, para aspiración se selecciona una tubería metálica con el fin de que exista presencia de falla debido a la aspiración, en la presión si se manejan mangueras flexibles.

4.3.1.10 Selección de las mangueras

Tomando en cuenta que el sistema maneja una presión de 10MPa y el diámetro externo de las mangueras es de ½”, se entran en las siguientes tablas:



Tabla 17. Algunos tipos de mangueras.

Fuente: Anexo J.

Se seleccionó la manguera SR1SN, esta manguera se rige najo la norma SAE 100R1AT/1SN. Tal como dice en el catálogo, esta manguera es una manguera reforzada con 1 trenza de media presión, la cual cuenta con diámetros entre ¼” y 1”. La bomba seleccionada cuenta con un diámetro de salida de ½”.

SR1SN		SAE 100R1AT/1SN Mediana Presión																																																																																												
 <ul style="list-style-type: none"> Cumple o excede el desempeño de requerimientos de presiones de SAE 100R1AT y EN853 1SN Cumple con la Designación USMSHA para Resistencia a la Flama Cumple con altas presiones EN/DIN Guarda Costa U.S /SAE J1942 	<p>Aplicación Aplicaciones hidráulicas a mediana presión incluyendo equipos móviles, máquina de herramientas y agricultura, usando fluidos hidráulicos derivados de petróleo o agua</p> <p>Tubo Nitrilo</p>	<p>Refuerzo Una trenza de alambre de acero de alta tensión</p> <p>Cubierta Negra de Policloropreno</p> <p>Rango temperatura -40°F a 212°F (-40°C a 100°C)</p>	<p>Referencia de conexiones Todas las conexiones compatibles con la familia de manguera SR1SN son listadas en la Sección 1 (comenzando en la página 54) del catálogo</p> <p>Marca impresa Ejemplo: Continental ContiTech SR1SN-03 SAE 100R1AT/1SN 3/16" (DN05) W.P. 3630 psi (25 MPa) MSHA 2G-14C/12</p>																																																																																											
	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">No. Descriptivo/ No. Producto</th> <th rowspan="2">No. SAP</th> <th colspan="2">Diámetro Interior</th> <th colspan="2">Diámetro Exterior</th> <th colspan="2">Presión Máx. de Trabajo</th> <th colspan="2">Mín. Radio Curvatura</th> <th colspan="2">Presión Mínima de Ruptura</th> <th rowspan="2">Peso lbs/ft</th> <th rowspan="2">USCG Aprobado</th> </tr> <tr> <th>pulg.</th> <th>mm</th> <th>pulg.</th> <th>mm</th> <th>psi</th> <th>MPa</th> <th>pulg.</th> <th>mm</th> <th>psi</th> <th>MPa</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SR1SN-03</td> <td>20239993</td> <td>3/16</td> <td>4.8</td> <td>0.47</td> <td>11.9</td> <td>3630</td> <td>25.0</td> <td>3.5</td> <td>89</td> <td>14520</td> <td>100.0</td> <td>0.12</td> <td>HF-A</td> </tr> <tr> <td>SR1SN-04</td> <td>20240216</td> <td>1/4</td> <td>6.4</td> <td>0.53</td> <td>13.6</td> <td>3270</td> <td>22.5</td> <td>4.0</td> <td>102</td> <td>13080</td> <td>90.2</td> <td>0.15</td> <td>HF-A</td> </tr> <tr> <td>SR1SN-05</td> <td>20240217</td> <td>5/16</td> <td>7.9</td> <td>0.60</td> <td>15.1</td> <td>3120</td> <td>21.5</td> <td>4.5</td> <td>114</td> <td>12480</td> <td>86.0</td> <td>0.17</td> <td></td> </tr> <tr> <td>SR1SN-06</td> <td>20240218</td> <td>3/8</td> <td>9.5</td> <td>0.69</td> <td>17.5</td> <td>2615</td> <td>18.0</td> <td>5.0</td> <td>127</td> <td>10460</td> <td>72.1</td> <td>0.22</td> <td>HF-A</td> </tr> <tr> <td>SR1SN-08</td> <td>20240219</td> <td>1/2</td> <td>12.7</td> <td>0.81</td> <td>20.7</td> <td>2320</td> <td>16.0</td> <td>7.0</td> <td>178</td> <td>9280</td> <td>64.0</td> <td>0.28</td> <td>H</td> </tr> </tbody> </table>	No. Descriptivo/ No. Producto	No. SAP	Diámetro Interior		Diámetro Exterior		Presión Máx. de Trabajo		Mín. Radio Curvatura		Presión Mínima de Ruptura		Peso lbs/ft	USCG Aprobado	pulg.	mm	pulg.	mm	psi	MPa	pulg.	mm	psi	MPa	SR1SN-03	20239993	3/16	4.8	0.47	11.9	3630	25.0	3.5	89	14520	100.0	0.12	HF-A	SR1SN-04	20240216	1/4	6.4	0.53	13.6	3270	22.5	4.0	102	13080	90.2	0.15	HF-A	SR1SN-05	20240217	5/16	7.9	0.60	15.1	3120	21.5	4.5	114	12480	86.0	0.17		SR1SN-06	20240218	3/8	9.5	0.69	17.5	2615	18.0	5.0	127	10460	72.1	0.22	HF-A	SR1SN-08	20240219	1/2	12.7	0.81	20.7	2320	16.0	7.0	178	9280	64.0	0.28
No. Descriptivo/ No. Producto	No. SAP			Diámetro Interior		Diámetro Exterior		Presión Máx. de Trabajo		Mín. Radio Curvatura		Presión Mínima de Ruptura				Peso lbs/ft	USCG Aprobado																																																																													
		pulg.	mm	pulg.	mm	psi	MPa	pulg.	mm	psi	MPa																																																																																			
SR1SN-03	20239993	3/16	4.8	0.47	11.9	3630	25.0	3.5	89	14520	100.0	0.12	HF-A																																																																																	
SR1SN-04	20240216	1/4	6.4	0.53	13.6	3270	22.5	4.0	102	13080	90.2	0.15	HF-A																																																																																	
SR1SN-05	20240217	5/16	7.9	0.60	15.1	3120	21.5	4.5	114	12480	86.0	0.17																																																																																		
SR1SN-06	20240218	3/8	9.5	0.69	17.5	2615	18.0	5.0	127	10460	72.1	0.22	HF-A																																																																																	
SR1SN-08	20240219	1/2	12.7	0.81	20.7	2320	16.0	7.0	178	9280	64.0	0.28	H																																																																																	

Tabla 18. Propiedades de la manguera seleccionada.

Fuente: Anexo G.

Atributos Especiales de la Manguera Hidráulica

Conecciones	Familia Número de Parte	Descripción de Manguera	Cumple con la Designación USMSHA para Resistencia a la Flama	Cumple con Altas Presiones DIN/EN	USCG Aprobado	ABS Aprobada	Temp. Alta	Temp. Baja	Resistente a la Abrasión	Línea Gemela	No Conductiva	Probada contra el Fuego	SAE J1402/ DOT
	SR15N	SAE 100R1AT/15N											
	Desert*												
	DR15N	SAE 100R1AT/15N			≤1	≤1							

Tabla 19. Atributos especiales de la manguera seleccionada.

Fuente: Anexo J.

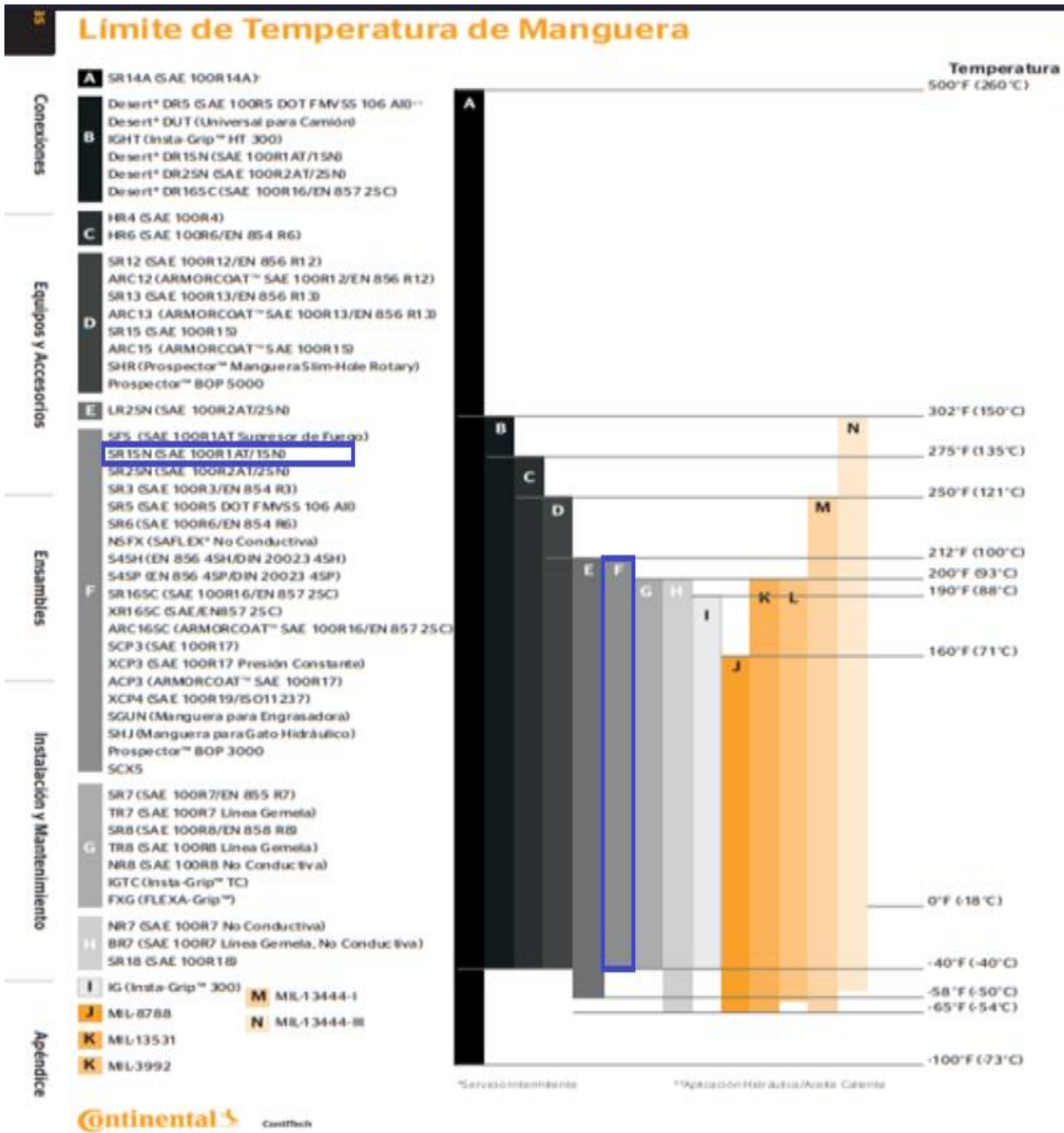


Gráfico 5. Temperatura que soportan las mangueras seleccionadas.

Fuente: Anexo J.

Se selecciona la manguera modelo SR1SN-04, esta manguera cuenta con un diámetro interno de $\frac{1}{4}$ " , con un diámetro externo de 0,53" y una presión máxima de trabajo de 22,5 MPa, además tiene un rendimiento correcto por debajo de los 100 grados centígrados. Para determinar la longitud de las mangueras se dividió el esquema hidráulico en secciones, tal como se indica en la figura a continuación, la finalidad de esto fue estimar la longitud de la manguera en cada sección y así lograr tener un valor acertado.

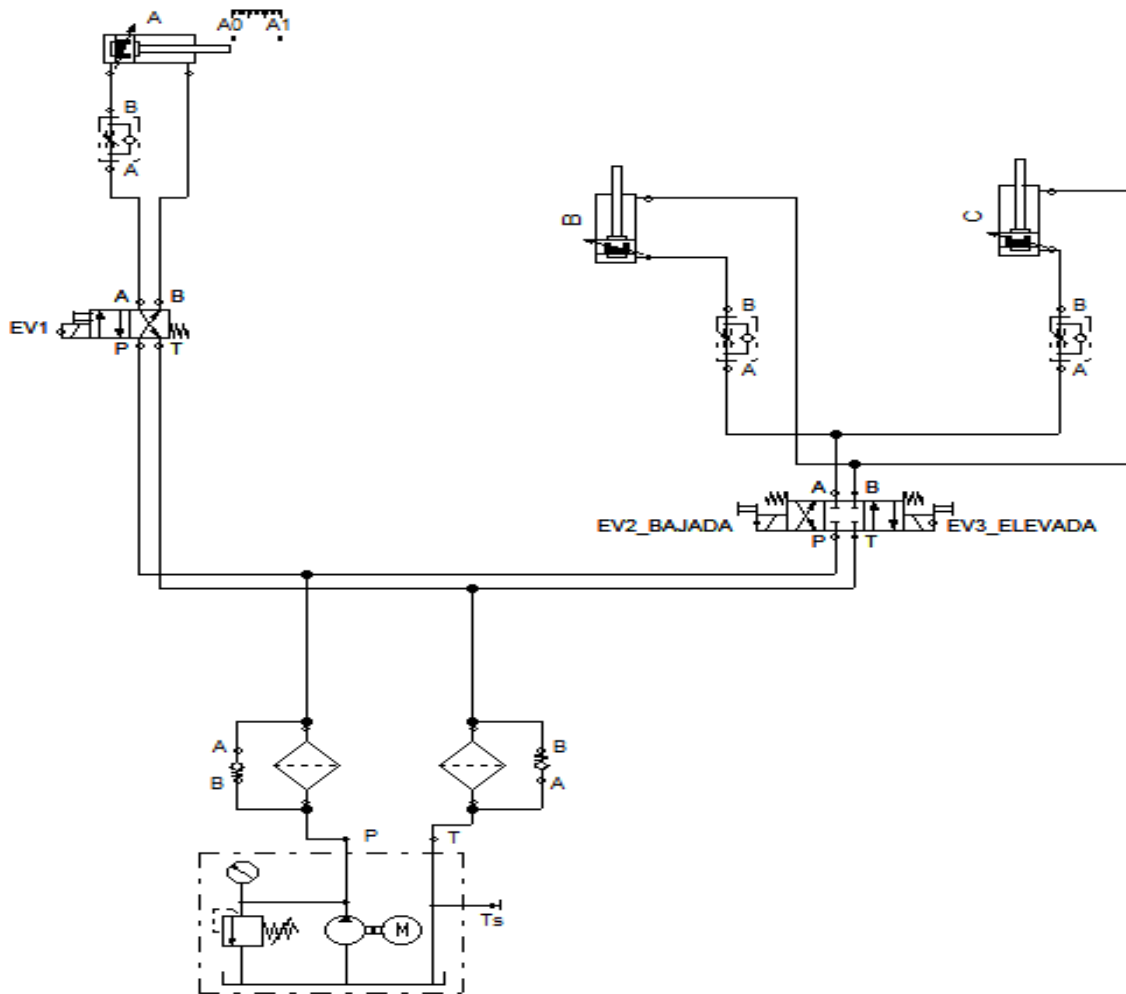


Figura 34. Esquema del circuito hidráulico diseñado seccionado en tramos de mangueras.
Fuente: Jiménez M (2023)

Especificaciones de la longitud total de cada sección numerada de mangueras:

1. 2m cada entrada o salida = 8m.
2. 1m c/u = 2m.
3. $\frac{1}{2}$ metro c/u = 1m.
4. 1,5m c/u = 3m.
5. 1,5m c/u = 3m.
6. 1m.
7. 1m.

Total: 19m de manguera.

La velocidad máxima del fluido en las tuberías de presión depende directamente del valor de la presión manejada en el sistema, se tiene que:

- 4 m/s hasta 50 bar.
- 4,5 m/s hasta 100 bar.
- 5 m/s hasta 150 bar.
- 5,5 m/s hasta 200 bar.
- 6 m/s hasta 300 bar.

Para los tubos de acero que conectan el tanque con la bomba, se partió del catálogo mostrado a continuación, en donde se seleccionó un tubo de diámetro de 34mm.

Díámetro Exterior Del Tubo De Acero (mm)	Espesor (mm)	Longitud	Presión Adecuada(Kg/cm ²)
4	1.0	4000	700
6	1.0	4000	350
8	1.0	4000	233
8	1.5	4000	420
10	1.0	4000	175
10	1.5	4000	300
12	1.2	4000	175
12	1.5	4000	233
15	1.2	4000	133
15	1.5	4000	175
15	2.0	4000	250
18	1.5	4000	140
18	2.0	4000	200
18	2.5	4000	269
20	2.0	4000	175
20	2.5	4000	233
20	3.0	4000	300
22	2.0	4000	155
22	2.5	4000	265
25	2.5	4000	175
25	3.0	4000	221
28	3.0	4000	190
30	3.0	4000	175
34	3.5	4000	181
38	4.0	4000	187
42	4.0	4000	164

Tabla 20. Selección de la tubería.

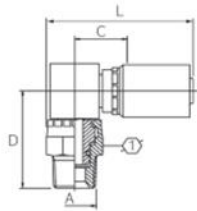
Fuente: Anexo J.

Las conexiones empleadas son tipo NPTF, para la conexión que distribuye el fluido hidráulico de la válvula distribuidora 4/3 a los actuadores hidráulicos verticales se emplearon conexiones tipo T de galvanizado, esto debido a que en los catálogos no se encuentran

conexiones como las necesitadas y que el galvanizado resiste la presión del sistema y tiene propiedades antioxidantes, a continuación, se muestran las conexiones empleadas, de los catálogos se seleccionó las conexiones con diámetro interno de 1/4”.

NPTF

Macho | Codo 90° (Bloque) | Giratoria



S=Pelar
NS=No Pelar
DG=Dual-Grip™

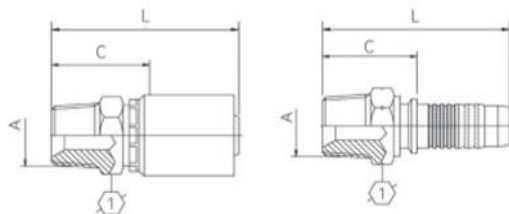
Número Descriptivo	Número de Producto	Número SAP	D.I. Manguera	Tamaño Rosca (A)		Hex-1 Ancho de Llave	Caída (D)		Corte (C)		Longitud (L)	Tipo Pelado	SR15N, DR15N, SFS	SR25N, DR25N, LR25N	SR16SC, XR16SC, ARC16SC, DR16SC	SCP3, XCP3, ACP3	XCP4		
				pulg.	mm		pulg.	mm	pulg.	mm								pulg.	mm
B2-NPMX90B-0404	14650-0404	20293189	1/4	6.4	1/4-18	11/16	17	1.69	42.9	0.71	18.1	1.69	43.0	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-0604	14650-0604	20293190	3/8	9.5	1/4-18	11/16	17	1.63	41.5	0.92	23.3	1.97	50.0	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-0606	14650-0606	20293191	3/8	9.5	3/8-18	7/8	22	1.62	41.2	0.92	23.3	1.97	50.0	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-0806	14650-0806	20441228	1/2	12.7	3/8-18	7/8	22	2.00	50.7	1.16	29.4	2.41	61.1	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-0808	14650-0808	20293192	1/2	12.7	1/2-14	1	25	2.15	54.6	1.16	29.4	2.41	61.1	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-1212	14650-1212	20293193	3/4	19.0	3/4-14	1 1/4	32	2.58	65.6	1.24	31.5	2.80	71.0	NS	Y	Y	Y	Y	Y

Tabla 21. Conexión NPTF macho, codo de 90°.

Fuente: Anexo J.

NPTF

Macho

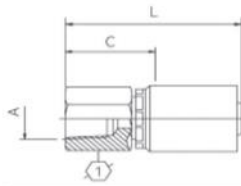


S=Pelar
NS=No Pelar
DG=Dual-Grip™

Número Descriptivo	Número de Producto	Número SAP	D.I. Manguera	Tamaño Rosca (A)		Hex-1 Ancho de Llave	Corte (C)		Longitud (L)	Tipo Pelado	SR15N, DR15N, SFS	SR25N, DR25N, LR25N	SR16SC, XR16SC, ARC16SC, DR16SC	SCP3, XCP3, ACP3	XCP4		
				pulg.	mm		pulg.	mm								pulg.	mm
UC-NPM-0302	36615-0302	20242703	3/16	4.8	1/8-27	1/2	12	0.78	19.7	1.65	41.9	NS	UCF6-03	UCF6-03			
B2-NPM-0402	14615-0402	20242110	1/4	6.4	1/8-27	9/16	14	0.84	21.2	1.82	46.1	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPM-0404	14615-0404	20242111	1/4	6.4	1/4-18	11/16	17	1.06	27.0	2.04	51.9	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPM-0404S	14615-0404S	20286649	1/4	6.4	1/4-18	11/16	17	1.06	27.0	2.04	51.9	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPM-0406	14615-0406	20242109	1/4	6.4	3/8-18	3/4	19	1.09	27.7	2.07	52.6	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPM-0408	14615-0408	20242115	1/4	6.4	1/2-14	7/8	22	1.27	32.2	2.25	57.1	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPM-0604	14615-0604	20242067	3/8	9.5	1/4-18	11/16	17	1.07	27.2	2.12	53.8	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPM-0606	14615-0606	20242069	3/8	9.5	3/8-18	3/4	19	1.10	27.9	2.15	54.6	NS	Y	Y	Y	Y	Y

Tabla 22. Conexión NPTF macho.

Fuente: Anexo J.



S=Pelar
NS=No Pelar
DG=Dual-Grip™

Número Descriptivo	Número de Producto	Número SAP	D.I. Manguera		Hex-1 Ancho de Llave		Corte (C)		Longitud (L)		Tipo Pelado	SR15N, DR15N, SFS	SR25N, DR25N, LR25N	SR16SC, XR16SC, ARC16SC, DR16SC	SCP3, XCP3, ACP3	XCP4	
			pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	mm							
B2-NPF-0402	14600-0402	20293225	1/4	6.4	1/8-27	9/16	14	0.88	22.4	1.86	47.3	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0404	14600-0404	20242105	1/4	6.4	1/4-18	3/4	19	1.09	27.6	2.07	52.5	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0604	14600-0604	20293226	3/8	9.5	1/4-18	3/4	19	1.09	27.8	2.14	54.4	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0606	14600-0606	20242103	3/8	9.5	3/8-18	7/8	22	1.15	29.2	2.20	55.8	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0608	14600-0608	20662001	3/8	9.5	1/2-14			1.38	35.0	2.43	61.7		Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0806	14600-0806	20662002	1/2	12.7	3/8-18								Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0808	14600-0808	20242106	1/2	12.7	1/2-14	1	25	1.4	35.6	2.65	67.2	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-1212	14600-1212	20242104	3/4	19.0	3/4-14	1 1/4	32	1.51	38.4	3.06	77.8	NS	Y	Y	Y	Y	Y

Tabla 23. Conexión NPTF hembra.

Fuente: Anexo J.

4.3.1.11 Selección de las válvulas de control del sistema

Para controlar el circuito hidráulico se necesita:

- Válvulas de regulación de caudal.
- Regulador de presión.
- Electroválvula de 4 vías 2 posiciones accionada por electroimán o accionamiento manual con retorno por muelle.
- Electroválvula de 4 vías 3 posiciones con centro cerrado, accionada por electroimán o accionamiento manual con retorno por muelle en ambos extremos de la válvula.
- Válvula de accionamiento de emergencia (normalmente abierta)

A continuación, se muestra la ficha técnica de Parker de estas válvulas, no se seleccionan según los sistemas, se seleccionan según el control a realizar, según la capacidad y para las medidas se realiza directamente el pedido.

4.3.1.11.1 Válvula reguladora de caudal

Válvulas de Cartucho Serie CPH124P

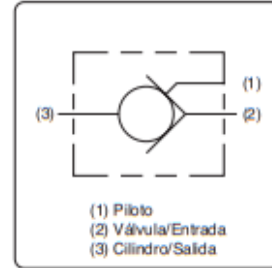
Válvula Check Operada por Piloto

Descripción General

Válvula check operada por piloto estilo cartucho. Para información adicional vea Recomendaciones Técnicas en las páginas CS1-CS4 del Catálogo HY15-3500/US.

Características

- Templada, partes básicas de precisión para durabilidad
- La posición interna del piloto simplifica el diseño del múltiple



- Todas las partes externas tienen dicromato de zinc amarillo. Esta capa es ideal para aplicaciones de atomizado de sal.

Información Técnica

Especificaciones

Flujo Máximo	75 LPM (20 GPM)
Máxima Presión en la Entrada	350 Bar (5000 PSI)
Fuga a 150 SSU (32cST)	5 gotas/min (.33 cc/min) a 350 Bar (5000 PSI)
Escala del Piloto	3:1
Material del Cartucho	Todas las partes de acero. Todas las partes de operación de acero templado.

Rango de Temp. de Operación (Ambiente)	-40°C a +93.3 °C (Nitrilo) (-40°F a +200°F) -31.7°C a +121.1 °C (Fluorocarbono) (-25°F a +250°F)
Filtración	ISO código 16/13 SAE clase 4 ó mejor.
Fluidos	Base mineral o sintético con propiedades lubricantes a viscosidades de 45 a 2000 SSU (6 a 420 cSt)
Peso Aprox.	0.2 kg (.44 lbs)
Cavidad	C12-3
Herramienta de Forma	Acabado áspero NFT12-3R Acabado Final NFT12-3F

Tabla 24. Ficha técnica de la válvula reguladora seleccionada.

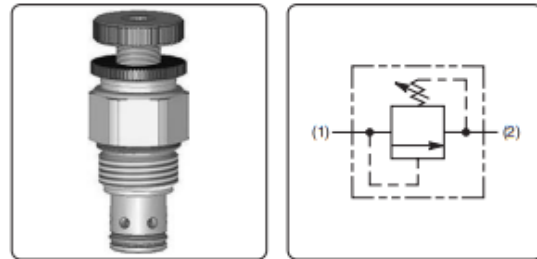
Fuente: Anexo K.

4.3.1.11.2 Válvula reguladora de presión

Válvula de Alivio Operada por Piloto

Descripción General

Válvula de alivio de tipo carrete operado por piloto. Para información adicional vea Recomendaciones Técnicas en las páginas PC1-PC6 del Catálogo HY15-3500/US.



Características

- Templada, partes básicas de precisión para durabilidad
- Adaptador de bajo perfil para donde es requerido el espacio reducido.
- Cabeza móvil totalmente guiada para restablecimiento más consistente.
- Los adaptadores de acero están recubiertos con dicromato de zinc amarillo para protección de atomizado de sal.
- “D” Ring de poliuretano elimina los anillos de respaldo y previene la hidrólisis.
- Una pantalla interna protege al resorte del piloto de la suciedad.

Información Técnica

Especificaciones

Flujo Máximo	113 LPM (30 GPM)
Máxima Presión en la Entrada	380 Bar (5500 PSI)
Máxima Presión de Ajuste	350 Bar (5000 PSI)
Presión de Restablecimiento	90% de la Presión de Ruptura
Fuga a 150 SSU (32cSt)	82 cc/min. (5 cu. in. /min.) @ 75% de la presión de ruptura
Material del Cartucho	Todas las partes de acero. Todas las partes de operación de acero templado.

Rango de Temp. de Operación (Ambiente)	-45°C a +93.3 °C (“D” Ring) (-50°F a +200°F) -31.7°C a +121.1 °C (Fluorocarbono) (-25°F a +250°F)
Filtración	ISO código 16/13 SAE clase 4 ó mejor.
Fluidos	Base mineral o sintético con propiedades lubricantes a viscosidades de 45 a 2000 SSU (6 a 420 cSt)
Peso Aprox.	.23 kg (0.50 lbs)
Cavidad	C10-2
Herramienta de Forma	Acabado áspero Ninguno Acabado Final NFT10-2F

Tabla 25. Ficha técnica de la válvula reguladora seleccionada.

Fuente: Anexo K.

4.3.1.11.3 Electroválvula de 4 vías 3 posiciones con centro cerrado, accionada por electroimán o accionamiento manual con retorno por muelle en ambos extremos

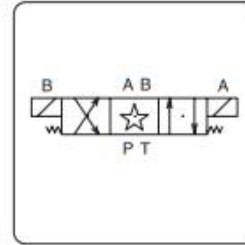
Válvulas Industriales

Serie D1VW

Válvulas de Control Direccional

Descripción General

Las válvulas de control direccional de la serie D1VW son válvulas de alto desempeño, 4 cámaras, armadura húmeda, controlada por solenoide, 3 ó 4 vías. Están disponibles en 2 ó 3 posiciones y corresponden a los patrones de montaje D03 / CETOP 3.



Características

- Cambio suave.
- Carretes proporcionales; disponibles 21 tipos de carrete estándar.
- Supresión de sobrevoltaje de CD.
- Nueve opciones de conexión eléctrica.
- Luces en AC & DC disponibles (Aprobación CSA para solenoides y Luces).
- Aterrizada internamente.
- Pernos de montaje de fácil acceso.
- A prueba de agua (clasificado NEMA 4)
- A prueba de explosión
- Disponible la aprobación de CSA y reconocida por U.L.
- No necesario el uso de herramientas para retirar la bobina
- Bobina rectificadas para AC

Tiempo de Respuesta *

Tiempo nominal de respuesta (milisegundos) a 345 Bar (5000 PSI) es 32 L/M (8.5 GPM).

Tipo de Solenoide	Tracción	Expulsión
AC	13	20
8 Wats DC ó 10 Wats DC	61	22
30 Wats DC	51	21

Especificaciones

Patrón de Montaje	NFPA D03, CETOP 3; NG 6
Interfase de Montaje	DIN 24340-A6 ISO 4401-AB-03-4-A CETOP R35H 4.2-4-03, NFPA D03
Presión Máxima	P, A, B 345 Bar (5000 PSI) Estándar CSA 276 Bar (4000 PSI) Tanque: 103 Bar (1500 PSI) Estándar 207 Bar (3000 PSI) Opcional con H, FH, G, LG CSA 103 Bar (1500 PSI)

Tabla 26. Ficha técnica de la válvula distribuidora seleccionada.

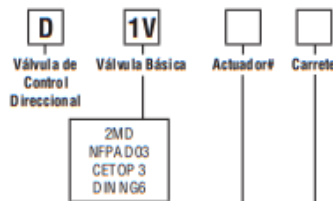
Fuente: Anexo K.

4.3.1.11.4 Electroválvula de 2 vías 2 posiciones accionada por electroimán o accionamiento manual con retorno por muelle

Para la selección de este tipo de válvula, solo queda hacer el pedido con las indicaciones, las características se toman como las de la válvula anterior, por ende, la selección se realiza parecido a la anterior solo que varía el código por solo tener presencia de dos posiciones.

Válvulas Industriales Información para Ordenar

Válvulas Estándar



Código	Descripción
W	Solenoido, Perno Húmedo, Atornillable
HW	Bobinado Inverso

Los símbolos esquemáticos de la válvula son estándares de NFPA/ANSI, suministrando el flujo de P hacia A cuando se energiza el solenoido A. Señale los lados inversos de los operadores para los carretes #008 y #009. Vea la información de instalación para detalles. Para configurar a estándares DIN (bobina A sobre puerto A, bobina B sobre puerto B) codifique las válvulas como D1VHW***.



Código	Descripción
N	Nitrilo
V	Fluorocarbono
E*	EPR

* Contacte a Fábrica para disponibilidad.

Código	Descripción
A	24/50 VAC
D	120 VDC
G	198 VDC
J	24 VDC
K	12 VDC
L	6 VDC
N	220/50 VAC
Q	100/60 VAC
R	24/60 VAC
T	240/60 - 220/50 VAC
U	98 VDC
Y	120/60 - 110/50 VAC
Z	250 VDC

Código	Símbolo	Código	Símbolo
001		014	
002		015	
003		016	
004		020*	
005		021	
006		022	
007		026*	
008*, 009**		030**	
010		081	
011		082	

Código	Descripción	Símbolo
B*	2 posiciones, posicionada por resorte, P hacia A	
C	3 posiciones, centrada por resorte	
D†	2 posiciones, trinquete, P hacia A y B hacia T	
E	2 posiciones, centrada por resorte y B hacia P	
F	2 posiciones, posicionada por resorte, P hacia A y centrada	
H*	2 posiciones, posicionada por resorte, P hacia B	
K	2 posiciones, centrada por resorte y P hacia A	
M	2 posiciones, posicionada por resorte, P hacia B y centrada	

* Sólo carretes 020, 026 y 030.
† Sólo carretes 020 y 030.

* Los carretes 008, 020 y 026 tienen cruce cerrado.
** Los carretes 009 y 030 tienen cruce abierto.
Vea la tabla universal de carretes para otras opciones de carrete.

Tabla 27. Ficha técnica de la válvula distribuidora seleccionada.
Fuente: Anexo K.

4.3.1.11.5 Válvula reguladora de presión

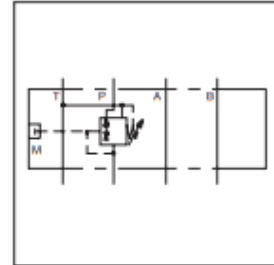
Válvulas Industriales

Serie PRDM

Válvulas Manapak Sandwich

Descripción General

Las válvulas reductoras de presión de operación directa serie PRDM son utilizadas para regular la presión en un área de un circuito hidráulico a un nivel predeterminado debajo de la presión normal del sistema. Adicionalmente, una función integral de desahogo de presión para el circuito secundario de presión reducida es incorporada al diseño.



Operación

Estas válvulas son dispositivos “normalmente abiertos” que permiten al líquido fluir a través del puerto controlado durante su condición de no-actuada o “en reposo”. Cuando la presión del flujo descendente excede el valor ajustado por la fuerza del resorte, el pistón de control sale de su asiento, cerrando la ruta del flujo y por tanto reduciendo el paso del fluido desde el sistema principal. El pistón amortiguado modula para mantener la presión pre-ajustada en este sector del circuito hidráulico. Si, debido a fuerzas externas, la presión continúa ascendiendo en este sector del circuito, el pistón se mantendrá moviendo contra la fuerza del resorte permitiendo al fluido ser drenado al tanque y con esto limitando la presión máxima al ajuste de la válvula.

Características

- Las válvulas sándwich Manapak pueden colocarse en selección para reducir presión en el puerto “P”, en el puerto “A” ó en el puerto “B”.
- El diseño de pistón amortiguado directamente operado da como resultado rápida respuesta, poco goteo y mínima histéresis.
- Hasta cuatro rangos de ajuste de presión están disponibles con ajustes de presión máxima de 25, 64, 160 y 210 Bar (363, 928, 2320, 3045 PSI).
- Las opciones de ajuste incluyen: tornillo hexagonal interno, perilla manual o hexagonal interno con candado de llave.
- Los sellos de Fluorocarbono son estándar para combinaciones multi-fluido.
- Las conexiones de puerto de indicador incluyen: SAE, NPT, BSSP, Métrico e ISO 6149.

Especificaciones

	PRDM2	PRDM3														
Patrón de Montaje	NFPA D03, CETOP 3, NG6	NFPA D05, CETOP 5, NG10														
Presión Máxima de Operación P, A, B	315 Bar (4560 PSI)	315 Bar (4560 PSI)														
T	10 Bar (145 PSI)	10 Bar (145 PSI)														
Flujo Máximo	40 LPM (10.5 GPM)	80 LPM (21 GPM)														
Rango de Presión	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Código</th> <th>Rango</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>01</td> <td>1.0 a 14 Bar (15 a 200 PSI)</td> </tr> <tr> <td>02</td> <td>1.5 a 25 Bar (22 a 363 PSI)</td> </tr> <tr> <td>06</td> <td>1.5 a 64 Bar (22 a 928 PSI)</td> </tr> <tr> <td>16</td> <td>3 a 160 Bar (44 a 2320 PSI)</td> </tr> <tr> <td>21*</td> <td>3 a 210 Bar (44 a 3045 PSI)</td> </tr> <tr> <td>35*</td> <td>10 a 315 Bar (147 a 4560 PSI)</td> </tr> </tbody> </table>		Código	Rango	01	1.0 a 14 Bar (15 a 200 PSI)	02	1.5 a 25 Bar (22 a 363 PSI)	06	1.5 a 64 Bar (22 a 928 PSI)	16	3 a 160 Bar (44 a 2320 PSI)	21*	3 a 210 Bar (44 a 3045 PSI)	35*	10 a 315 Bar (147 a 4560 PSI)
Código	Rango															
01	1.0 a 14 Bar (15 a 200 PSI)															
02	1.5 a 25 Bar (22 a 363 PSI)															
06	1.5 a 64 Bar (22 a 928 PSI)															
16	3 a 160 Bar (44 a 2320 PSI)															
21*	3 a 210 Bar (44 a 3045 PSI)															
35*	10 a 315 Bar (147 a 4560 PSI)															
Rango de Viscosidad	12-230 cSt (62-1190 SSU)															
Filtración	Código ISO 18/16/13 ó Mejor															

* Sólo PRDM2.



Tabla 28. Ficha técnica de la válvula reguladora de presión seleccionada.

Fuente: Anexo K.

4.3.1.11.4 Válvula reguladora de caudal

Válvulas Industriales

Serie F

Válvulas de Control de Flujo

Descripción General

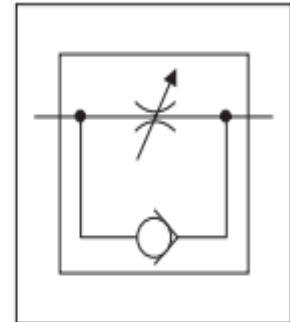
Las válvulas de control de flujo serie F suministran control preciso de flujo y bloqueo en una dirección, permitiendo automáticamente flujo total en la dirección opuesta.

Operación

Una aguja de dos pasos permite un ajuste fino a bajo flujo mediante las tres primeras vueltas de la perilla de ajuste. Las siguientes tres vueltas abren la válvula al flujo total, permitiendo también ajustes de estrangulación.

Características

- La exclusiva escala de referencia de banda de color "Colorflow" en el vástago de la válvula es de gran conveniencia y ahorradora de tiempo en el ajuste original de la válvula y para retomarla a cualquier ajuste previo.
- Un simple ajuste de tornillo asegura a la válvula en cualquier ajuste deseado.
- Una característica opcional (T) a prueba de modificaciones esta disponible para prevenir el desajuste del flujo accidental o intencional.



Especificaciones

Presión Máxima de Operación	Latón	140 Bar (2000 PSI) excepto para latón F1600 que es 35 Bar (500 PSI)
	Acero & Acero Inoxidable	345 Bar (5000 PSI) para 200 hasta 1020; 207 Bar (3000 PSI) para todas las otras medidas.
Cabeza Móvil		
Check de Retorno, Presión de Ruptura Nominal		0.4 Bar (5 PSI)
Cabezas Móviles		Cabeza móvil de sello suave en latón medidas 200 – 820 Cabeza móvil de metal sólido de acero inoxidable 416 en otras medidas y estilos.
Temperatura de Operación		-40°C a +121°C (-40°F a +250°F)

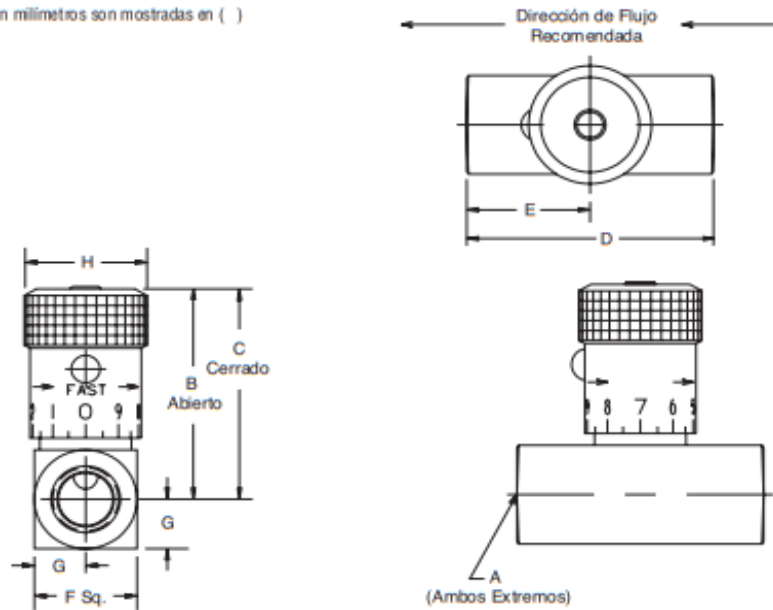
Tabla 29. Ficha técnica de la válvula reguladora de caudal seleccionada.

Fuente: Anexo K.

Válvulas Industriales

Información para Ordenar

Las dimensiones de pulgadas equivalentes en milímetros son mostradas en ()



Número de Modelo	Flujo Máximo LPM (GPM)	A	B	C	D	E	F	G	H
N200	11 (3)	1/8-27 NPTF	39.1 (1.54)	35.3 (1.39)	38.1 (1.50)	19.1 (0.75)	15.7 (0.62)	7.9 (0.31)	19.1 (0.75)
N400	19 (5)	1/4-18 NPTF	45.5 (1.79)	40.4 (1.59)	50.8 (2.00)	25.4 (1.00)	20.6 (0.81)	10.4 (0.41)	20.6 (0.81)
N420	11 (3)	7/16-20 UNF #4 SAE	41.4 (1.63)	37.6 (1.48)	50.8 (2.00)	25.4 (1.00)	20.6 (0.81)	10.4 (0.41)	19.1 (0.75)
N600	30 (8)	3/8-18 NPTF	55.4 (2.18)	49.5 (1.95)	63.5 (2.50)	31.8 (1.25)	25.4 (1.00)	12.7 (0.50)	25.4 (1.00)
N620	19 (5)	9/16-18 UNF #6 SAE	47.8 (1.88)	42.7 (1.68)	60.5 (2.38)	30.2 (1.19)	25.4 (1.00)	12.7 (0.50)	20.6 (0.81)
N800	57 (15)	1/2-14 NPTF	68.6 (2.70)	61.5 (2.42)	66.5 (2.62)	33.3 (1.31)	31.8 (1.25)	15.7 (0.62)	30.2 (1.19)
N820	30 (8)	3/4-16 UNF #8 SAE	56.9 (2.24)	51.1 (2.01)	76.2 (3.00)	38.1 (1.50)	28.4 (1.12)	14.2 (0.56)	25.4 (1.00)
N1020	57 (15)	7/8-14 UNF #10 SAE	68.6 (2.70)	61.5 (2.42)	88.9 (3.50)	44.5 (1.75)	31.8 (1.25)	15.7 (0.62)	30.2 (1.19)
N1200	95 (25)	3/4-14 NPTF	85.9 (3.38)	71.4 (2.81)	82.6 (3.25)	41.1 (1.62)	38.1 (1.50)	19.1 (0.75)	35.1 (1.38)
N1220	95 (25)	1 1/8-12 UN #12 SAE	85.9 (3.38)	71.4 (2.81)	101.6 (4.00)	50.8 (2.00)	38.1 (1.50)	19.1 (0.75)	35.1 (1.38)
N1600	151 (40)	1-11 1/2 NPTF	123.7 (4.87)	106.9 (4.21)	108.0 (4.25)	53.8 (2.12)	44.5 (1.75)	22.4 (0.88)	47.8 * (1.88)
N1620	151 (40)	1 5/16-12 UN #16 SAE	130.8 (5.15)	114.0 (4.49)	108.0 (4.25)	53.8 (2.12)	57.2 (2.25)	28.4 (1.12)	47.8 * (1.88)
N2000	265 (70)	1 1/4-11 1/2 NPTF	130.0 (5.12)	113.3 (4.46)	108.0 (4.25)	53.8 (2.12)	57.2 (2.25)	28.4 (1.12)	47.8 * (1.88)
N2020	265 (70)	1 5/8-12 UN #20 SAE	140.2 (5.52)	123.4 (4.86)	114.3 (4.50)	57.2 (2.25)	69.9 (2.75)	60.5 (2.38)	47.8 * (1.88)

Tabla 30. Ficha técnica de la válvula reguladora de caudal seleccionada.

Fuente: Anexo K.

Se seleccionó la válvula N 1200, esto debido a que soporta la cantidad máxima del caudal necesario.

4.3.1.12 Selección del tanque

El volumen de aceite requerido en el tanque se calcula mediante la expresión de la ecuación a continuación.

$$Vol_{.sistema} = \sum(Vol_{.mangueras} + Vol_{.actuadores} + Vol_{.tuberías}) \quad \text{Ec. 33}$$

$$Vol_{.cilindro} = \pi r^2 h \quad \text{Ec. 34}$$

$$Vol_{.mangueras} = \pi \left(\frac{1,588}{2} \right)^2 (1500 \text{ cm})$$

$$Vol_{.mangueras} = 475,34 \text{ cm}^3$$

$$Vol_{.actuadores} = \pi r^2 h$$

$$Vol_{.actuadores} = 4(Vol_{.cilindro} - Vol_{.vástago}) \quad \text{Ec. 35}$$

$$Carrera = 1100 \text{ mm}$$

$$\phi_{vástago} = 56 \text{ mm} ; \phi_{cilindro} = 100 \text{ mm}$$

$$Vol_{.actuadores} = 4(\pi r^2 h_{cilindro} - \pi r^2 h_{vástago})$$

$$Vol_{.actuadores} = 4 \left[\pi \left(\frac{10 \text{ cm}}{2} \right)^2 * 110 \text{ cm} - \pi \left(\frac{5,6 \text{ cm}}{2} \right)^2 * 110 \text{ cm} \right] = 23\,720,28 \text{ cm}^3$$

$$Vol_{.tuberías} = \pi r^2 h = \pi \left(\frac{1,588 \text{ cm}}{2} \right)^2 (200 \text{ cm}) = 396,11 \text{ cm}^3$$

$$Vol_{.sistema} = 475,34 \text{ cm}^3 + 23\,720,28 \text{ cm}^3 + 396,11 \text{ cm}^3$$

$$Vol_{.sistema} = 24\,591,73 \text{ cm}^3 = 24,6 \text{ L}$$

$$Vol_{.requerido} = Vol_{.sistema} + 50\% Vol_{.sistema} \quad \text{Ec. 36}$$

$$Vol_{.requerido} = 24,6 \text{ L} + 12,30 \text{ L} = 36,9 \text{ L} = 37 \text{ L}$$

$$\text{Volumen de aire del carter} = 30\% * \text{Vol. requerido}$$

Ec. 37

$$\text{Volumen de aire del carter} = 11,1 \text{ L}$$

$$\text{Volumen carter} = N(\text{Volumen requerido} + \text{Volumen de aire})$$

Ec. 38

Donde N es el factor de seguridad

$$\text{Volumen carter} = 2(37 \text{ L} + 11,1 \text{ L}) = 2(48,1 \text{ L}) = 96,2 \text{ L, se tomó } 100 \text{ L.}$$

$$Q_{max} = 62,83 \text{ l/min}$$

$$\text{Potencia} = 7,33 \text{ kW} = 10 \text{ hp}$$



Tabla 31. Límite de litros para la elección del tipo de carter.

Fuente: Anexo K.

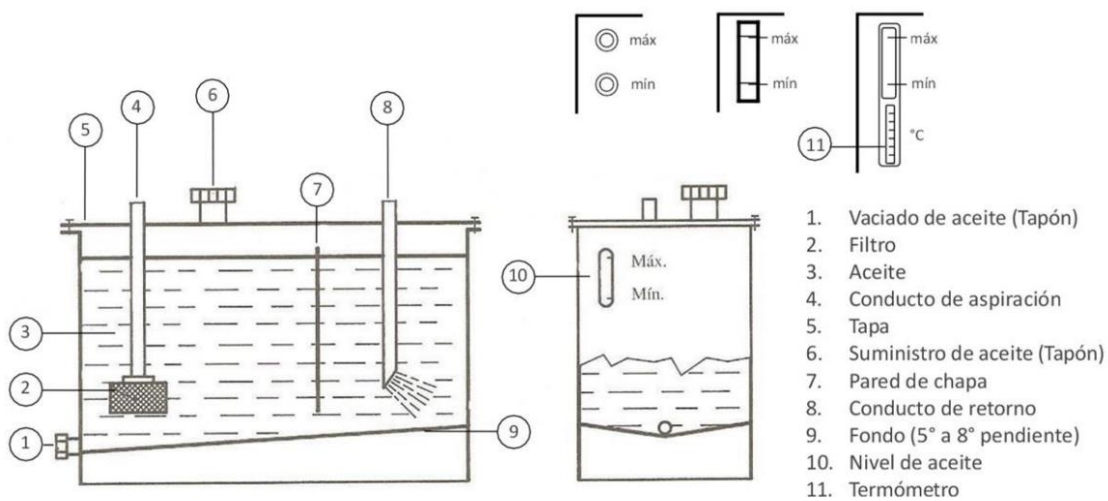


Figura 35. Partes de un carter o tanque hidráulico.

Fuente: Anexo K.

A fin de manejar un volumen comercial, se toma Volumen carter = 100 L; de ángulo de fondo se seleccionan 8 grados; por el volumen que se maneja, el cual es de 100 L, de la figura anterior se selecciona como diseño el de un tanque con paredes lisas; se emplea una placa de pared de chapa con un grado de filtración de partículas de 1/2"; el tanque es con paredes lisas puesto a que es lo suficientemente grande como para que el fluido disipe el calor y, está más cerca de la capacidad de los tanques de 150L a la de los tanques de 40L en la última tabla mostrada. El volumen es de 100L o 100 000cm³, para el diseño del carter se empleó una lámina de acero inoxidable, se seleccionó de la tabla siguiente una lámina de Acero Inoxidable 304 2B – Mate de 1,22 x 2,44m y e = 2mm. Se empleó una sola lámina para el diseño.



Tabla 32. Catálogo de las láminas de acero inoxidable.
Fuente: Anexo K.

Las medidas de las paredes del tanque son las siguientes.

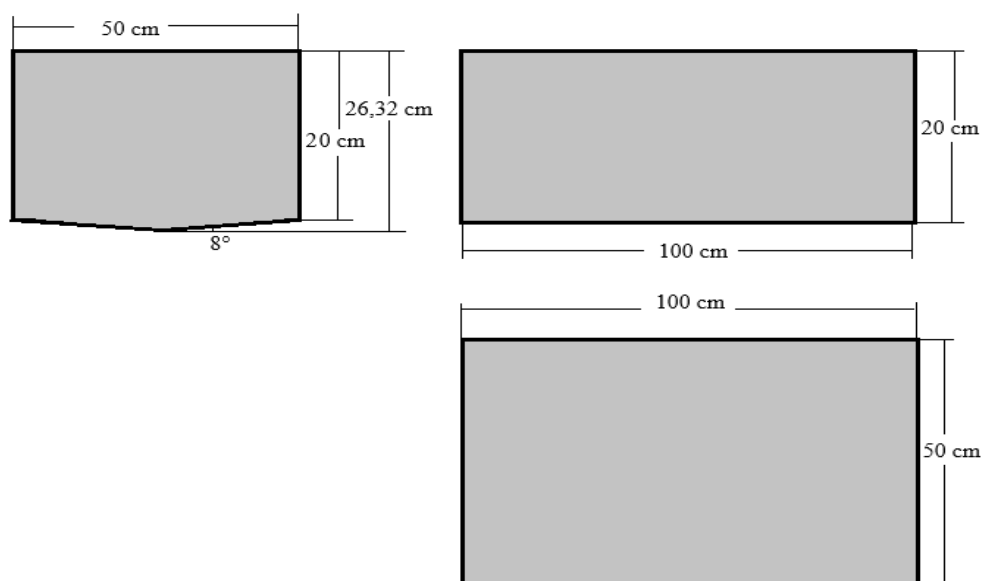


Figura 36. Caras del tanque hidráulico.
Fuente: Jiménez M. (2024)

Como estructura soporte del tanque el diseño cuenta con ángulos, de espesor de 3/16” y ancho de 1”, seleccionadas de la tabla mostrada a continuación, cada columna cuenta con 30 cm de alto, de tal manera que levanta 10 cm del suelo al carter.



ESPESOR (")	ANCHO (")	ESPESOR (mm)	ANCHO (mm)	LARGO
1/8	3/4	3,17	19,05	5,8
1/8	1	3,17	25,4	5,8
1/8	1 1/2	3,17	38,1	5,8
1/8	2	3,17	50,8	5,8
3/16	1	4,76	25,4	5,8
3/16	1 1/2	4,76	38,1	5,8
3/16	2	4,76	50,8	5,8
1/4	1	6,35	25,4	5,8
1/4	1 1/2	6,35	38,1	5,8
1/4	2	6,35	50,8	5,8
1/4	3	6,35	76,2	5,8
5/16	4	8	100	5,8
3/8	1	9,53	25,4	0
3/8	1 1/2	9,53	38,1	0
3/8	2	9,53	50,8	0

Tabla 33. Catálogo de Los ángulos de acero inoxidable.

Fuente: Anexo K.

Hasta ahora lo relacionado con el diseño del tanque, a continuación, se muestran los accesorios que presenta el tanque:

Accesorios para Depósitos
Tapones de Llenado con Respiración

Tapones de Llenado Metálicos con Respiración
Tipo Brida

Especificaciones:
Materiales: Tapa y Placa: Acero niquelado al cromo.
 Válvula: Nylon/Nitrilo.
Junta: Corcho.
Elemento de Filtración: Espuma de poliuretano expandido, de 10 micrones.
Temperaturas de Operación: -22°F (-30°C) a 195°F (90°C).
Sellos: Nitrilo
Opciones de Presurización: ninguna, 5 psi (0.35 bar).

Medida Lineal = $\frac{mm}{25.4}$ pulg.

Tipo Brida, No presurizado

No. de Parte Número	No. de Parte Obs.	Parte Nueva (Ae. Tanq)	Parte Obs. (Ae. Tanq)	Clasif. Micrones	Flujo de Aire	Descripción	Tornillos
AB.1163.10	MB1.D1A1B1P	CAP.1163.10	CP1.D1A1A1P	10	2 gal./sec. (7.5 l/sec.)	3" (76 mm) dia.	(6)-M10x.5
	MB1.A1A1B1P	CAP.1380.40	CP1.A2A1A1P	10	1.3 gal./sec. (5 l/sec.)	1.75" (44.5 mm) dia.	(6)-M10x.5

Tabla 34. Tapón de drenaje del tanque.

Fuente: Anexo K.

Se seleccionó el tapón con un tipo de brida presurizado.

Accesorios para Depósitos Respiradores

Respiradores

Tipo Desecante

Especificaciones:

Materiales:

Contenedor: Polipropileno de Copolímero Transparente

Tapa: Polipropileno de Copolímero

Tubo soporte: PVC.

Elemento de Filtración: Poliéster, Gel de Sílice

Sellos: ninguno

Presión de Operación

Máxima Permisible (MAOP): 5 psi (.34 bar)

Eficiencia de Remoción de Partículas:

98.7% (beta 75) @ 3 micrones

99.5% (beta 200) @ 4 micrones

99.9% (beta 1000) @ 5.3 micrones

Peso:

934330T 1.25 lbs. (.57 kg) cada uno

934331T 1.75 lbs. (.79 kg) cada uno

934332T 2.25 lbs. (1.02 kg) cada uno



Características

Capas de Espuma

Aísla los materiales a remover del contacto de la niebla pesada del depósito y mantiene de forma segura a los materiales en su lugar.

Capas de Filtro

Capas de filtro especialmente diseñadas para remover partículas sólidas sobre el lado del flujo ascendente y entonces regenerar mediante la liberación de esas partículas cuando el flujo del aire invierte la dirección. La capa más baja remueve la contaminación del aire y la segunda capa protege contra cualquier migración del desecante.

Entradas de Admisión de Aire

Un total de ocho entradas de admisión de aire están expuestas para permitir que le aire fluya libremente dentro y fuera del TriCeptor.

Desecante de Gel de Sílice

Tiene la más alta capacidad de remoción por volumen de cualquier método de absorción. Indica la condición por medio del cambio de color.

Capa de Espuma

Asegura que la capa de filtro está posicionada adecuadamente y la protege de daño externo.

Contenedor Moldeado

Contenedor durable resistente a impactos suministra servicio confiable y presión simple al montaje.

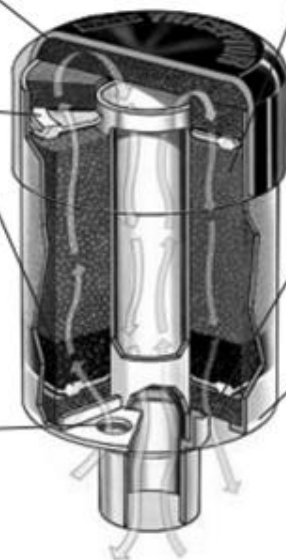


Figura 24. Respirador del tanque.

Fuente: Anexo K.

Se seleccionó un respirador como el que se acaba de mostrar.

Accesorios para Depósitos

Difusores

Difusores

Especificaciones:

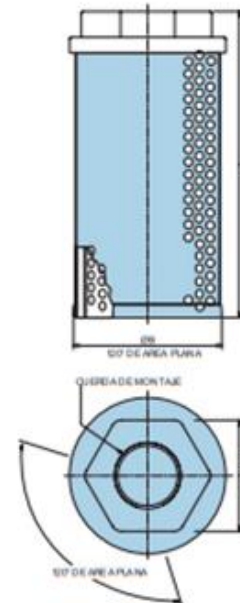
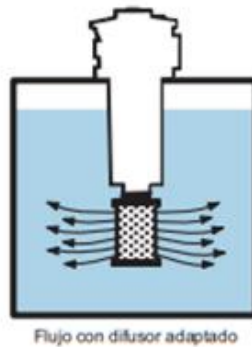
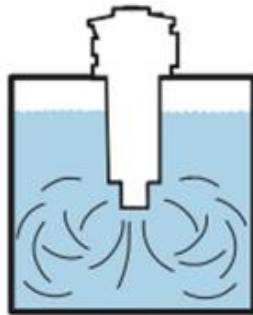
Temperatura de Operación: 195°F (90°C) máximo.

Materiales: Cuerpo & Tapa del extremo: Zintec
Cabeza: Nylon

Peso: Ver la tabla de abajo

Beneficios

La instalación de un difusor en un depósito hidráulico es un simple cambio que puede hacer una diferencia dramática en la eficiencia del sistema. Con tubos concéntricos especiales diseñados con agujeros de descarga opuestos a 180°, la aereación, la espuma y el ruido del depósito, son reducidos. La vida de la bomba también se amplía mediante la reducción de la cavitación en la entrada de la bomba. Los efectos de adaptar un sistema con un difusor se muestran abajo.



Número Nuevo de Parte	Número de Parte Obs.	Cuerda NPT	Flujo Nominal GPM (LPM)	Longitud "A" pulgadas (mm)	Diámetro "B" pulgadas (mm)	Hexagonal "C" pulgadas (mm)	Peso lbs. (kg)
2250	DF1.A2BP	3/4"	13 (50)	4.7 (120)	2.4 (62)	1.81 (46)	.60 (0.27)
2251	DF1.B4BP	1"	30 (114)	5.0 (127)	3.4 (86)	2.17 (55)	.93 (0.42)
2252	DF1.B6BP	1 1/2"	60 (227)	7.0 (178)	3.4 (86)	2.56 (65)	1.23 (0.56)
2253	DF1.B9BP	2"	120 (454)	9.5 (242)	3.4 (86)	2.95 (75)	1.52 (0.69)



Catálogo Master Motion & Control

Tabla 35. difusor de llenado del tanque.

Fuente: Anexo K.

Se seleccionó el 1ero que se aprecia en la tabla.

Accesorios para Depósitos

Filtros de Succión

Filtros de Succión

Especificaciones:

Materiales:

Elemento: Acero inoxidable.

Tubo y tapa del extremo: Zintec.

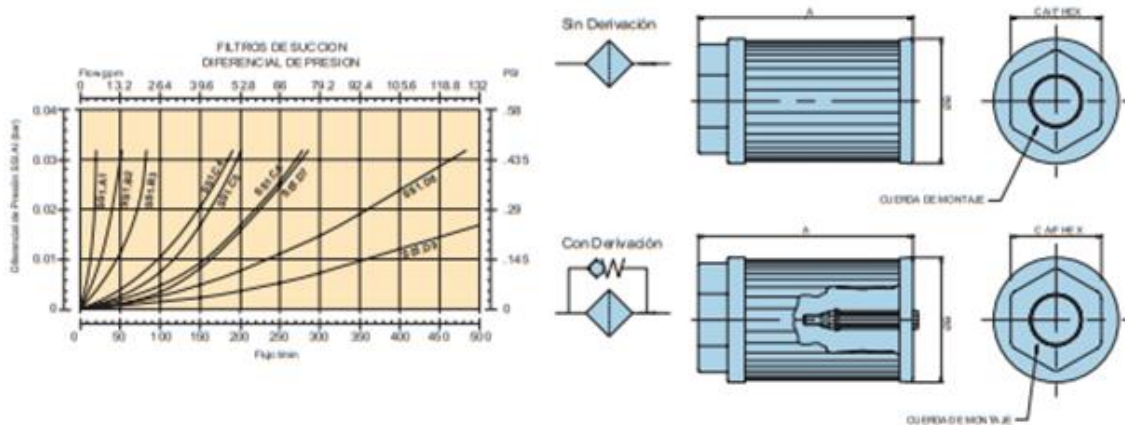
Cabeza: Nylon.

Elemento de Filtración: malla 100 (149 micrones).

Temperatura de Operación: 195°F (90°C) máximo.

Derivación: Ninguno, 3 psi (0.2 bar).

Peso: Ver la tabla de abajo.



Número Nuevo de Parte Con Derivación	Número de Parte Obs. Con Derivación	Número Nuevo de Parte Sin Derivación	Número de Parte Obs. Sin Derivación	Puerto NPT	Flujo Nominal GPM (LPM)	Longitud "A" pulgadas (mm)	Diámetro "B" pulgadas (mm)	Hexagonal "C" pulgadas (mm)	Peso lbs. (kg)
937481	SE.75112111	937480	SE.75112110	1/2"	5 (19)	3.10 (78.7)	2.67 (67.8)	1.42 (36)	0.4 (18)
937483	SE.75222111	937482	SE.75222110	3/4"	8 (30)	3.55 (90.2)	2.67 (67.8)	1.81 (46)	0.5 (.23)
937485	SE.75232211	937484	SE.75232210	1"	10 (38)	5.35 (135.9)	2.67 (67.8)	2.17 (55)	0.7 (.32)
937487	SE.75352211	937486	SE.75352210	1 1/2"	30 (114)	8.01 (203.5)	3.47 (88.1)	2.56 (65)	1.2 (.54)
937489	SE.75352311	937488	SE.75352310	1 1/2"	50 (189)	9.85 (250.2)	4.00 (101.6)	2.56 (65)	1.4 (6.4)
937491	SE.75362411	937490	SE.75362410	2"	50 (189)	9.85 (250.2)	4.00 (101.6)	2.95 (75)	1.8 (.82)
937495	SE.75472311	937494	SE.75472310	2 1/2"	75 (284)	10.1 (256.6)	5.17 (131.3)	3.54 (90)	2.3 (1.04)
937497	—	937496	—	3"	100 (378)	11.8 (299.7)	5.17 (131.3)	3.94 (100)	3.0 (1.36)

Tabla 36. Filtro de succión del tanque.

Fuente: Anexo K.

Se seleccionó el primero por presentar un puerto NPT de 1/2".

Accesorios para Depósitos Indicadores de Nivel de Fluido/Temperatura

Indicadores de Nivel de Fluido/Temperatura

Especificaciones:

Materiales:

Mirillas: Poliamida transparente.

Base de las mirillas: Nylon 66.

Caja: Poliestireno de alto impacto (sin contenido de Aluminio).

Sellos: Nitrilo.

Presión de Operación Máxima: 14.7 psi (1 bar).

Temperaturas de Operación: -22°F (-30°C) a 195°F (90°C).

Rango de Termómetro: 90°F a 210°F (30°C a 90°C).

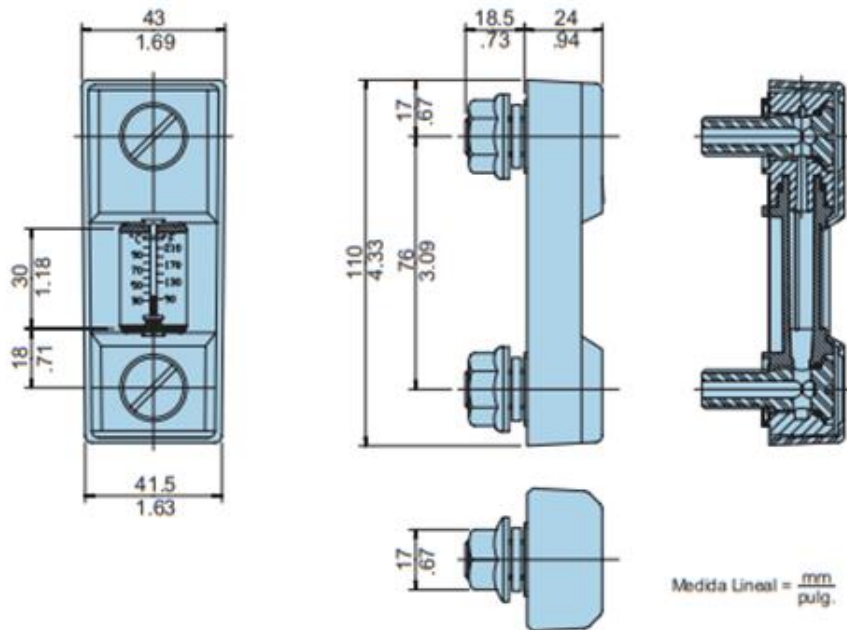
Indicador: Alcohol Azul

Compatibilidad de Fluido: Fluidos de base mineral y petróleo.

Montaje: Arreglo frontal o posterior, dos agujeros (M10).



Longitud 3



Número Parte	Cuerda	Longitud	Descripción
FL-69121	M10	3	Nivel y temperatura del fluido
FL-69221	M10	5	Nivel y temperatura del fluido
FL-69321	M10	10	Nivel y temperatura del fluido



Catálogo Master Motion & Control

83

Tabla 37. Medidor de nivel y temperatura del tanque.

Fuente: Anexo K.

Se selecciona el segundo de la tabla, es decir, el que presenta una longitud de 5”.

Serie GMF iprotect®

Filtros integrados de media presión



Características del producto

La serie GMF es un filtro de aceite hidráulico integrado, extremadamente compacto y respetuoso con el medio ambiente que presenta un núcleo de elemento reutilizable. Su capacidad de flujo máxima es de unos 600 l/min [158 GPM] y su presión de funcionamiento máxima permitida es de 70 bares [1.015 psi].

- Los elementos iprotect® patentados garantizan la calidad en la filtración.
- El diseño de la cuba permite obtener soluciones compactas.
- Las soluciones compactas son posibles porque el elemento de filtro permanece en la cuba durante el servicio.
- Reducción típica del 50 % en los residuos gracias al núcleo del elemento reutilizable.
- No hay posibilidad de error en la instalación gracias a su diseño "inteligente".
- Fácil de integrar en soluciones de colectores hidráulicos.

Información para cursar pedidos

Número de pieza	Caudal l/min	Valor de filtración (micras)	Conexión	Puerto de indicador
GMF2110QM/PRKG164	55	10	G1	Conectado
GMF2210QM/PRKG164	90	10	G1	Conectado
GMF3110QM/PRKG244	120	10	G1 ½	Conectado
GMF3210QM/PRKG244	230	10	G1 ½	Conectado
GMF4110QM/PRKG324	350	10	G2	Conectado
GMF4210QM/PRKG324	530	10	G2	Conectado

Tabla 38. Filtro serie GMF iprotect de la marca Parker.

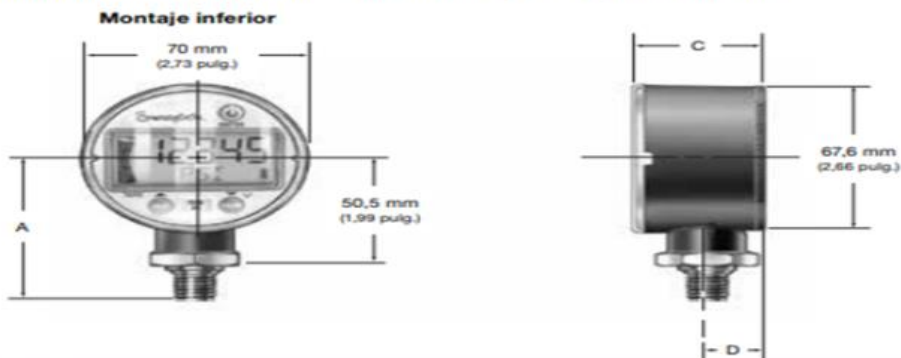
Fuente: Anexo K.

4.3.1.13 Selección del manómetro

Para la selección del manómetro se entra en el catálogo del Anexo K, se elige un manómetro digital PG3000 modelo D, conexión tipo NPT macho con 1/4" de diámetro, tal como se muestra en las tablas y figura a continuación.

Dimensiones

Las dimensiones son como referencia únicamente y susceptibles de cambio.



Tamaño de esfera mm (pulg.)	Conexión final		Dimensiones, mm (pulg.)		
	Tamaño	Tipo	A	C	D
63 (2 1/2)	1/4 pulg.	NPT macho	67,1 (2,64)	40,9 (1,61)	17,5 (0,69)
		NPTF macho alta presión			
		G1/4B (EN)			
	1/4 pulg. y 6 mm	Adaptador a tubo Swagelok	66,0 (2,60)		
	3/8 pulg. y 10 mm	Adaptador a tubo Swagelok	69,8 (2,75)		
1/2 pulg.	NPT macho	71,4 (2,81)			
			70,4 (2,77)		

Tabla 39. Dimensiones del manómetro seleccionado.

Fuente: Anexo L.

Rango de Presión del Modelo D

Indicador	Rangos PSI Estándar							
	kPa		MPa		kg / cm ²		piesH ₂ O	
	Escala Inferior	Escala Superior	Escala Inferior	Escala Superior	Escala Inferior	Escala Superior	Escala Inferior	Escala Superior
PC0	-99,97	0	-0,1000	0	-1,02	0	-33,46	0
PC15	-100,0	103,4	-0,1000	0,1034	-1,02	1,0546	-33,46	34,62
PC30	-100,0	206,8	-0,1000	0,2068	-1,019	2,109	-33,46	69,23
PC60	-100,0	413,7	-0,1000	0,4137	-1,019	4,219	-33,46	138,46
PC100	-100,0	689,5	-0,1000	0,6895	-1,019	7,031	-33,46	230,8
PC300	-100,0	2.068,4	-0,1000	2,0684	-1,019	21,093	-33,46	692,3
PG15	0	103,2	0	0,1034	0	1,0546	0	34,62
PG30	0	206,4	0	0,2068	0	2,1093	0	69,23
PG60	0	413,7	0	0,4137	0	4,219	0	138,46
PG100	0	689,5	0	0,6895	0	7,031	0	230,77
PG200	0	1.378,9	0	1,3789	0	14,062	0	461,5
PG300	0	2.068,4	0	2,0684	0	21,093	0	692,3
PG500	0	3.447	0	3,447	0	35,15	0	1.153,8
PG1000	0	6.895	0	6,895	0	70,31	0	2.307,7
PG1500	0	10.342	0	10,342	0	105,46	0	3.462
PG2000	0	13.789	0	13,789	0	140,62	0	4.615
PG3000	—	—	0	20,684	0	210,93	0	6.923
PG5000	—	—	0	34,47	0	351,5	0	11.538
PG10000	—	—	0	68,95	0	703,1	0	23.077
PG15000	—	—	0	103,42	0	1054,6	—	—
PG20000	—	—	0	137,89	0	1.406,2	—	—
PG25000	—	—	0	172,37	0	1757,7	—	—

Tabla 40. Valores de presión manejados por los manómetros PGI modelo D.

Fuente: Anexo L.

4.3.1.14 Selección de las cadenas

$$P_{diseño} = P_{nominal} * f_s$$

Ec. 39

Se elige el valor f_s del Anexo I

TABLA DE FACTORES DE SERVICIO

Es aconsejable al calcular un mando a cadena, tener en cuenta la tabla de factores de servicio siguiente:

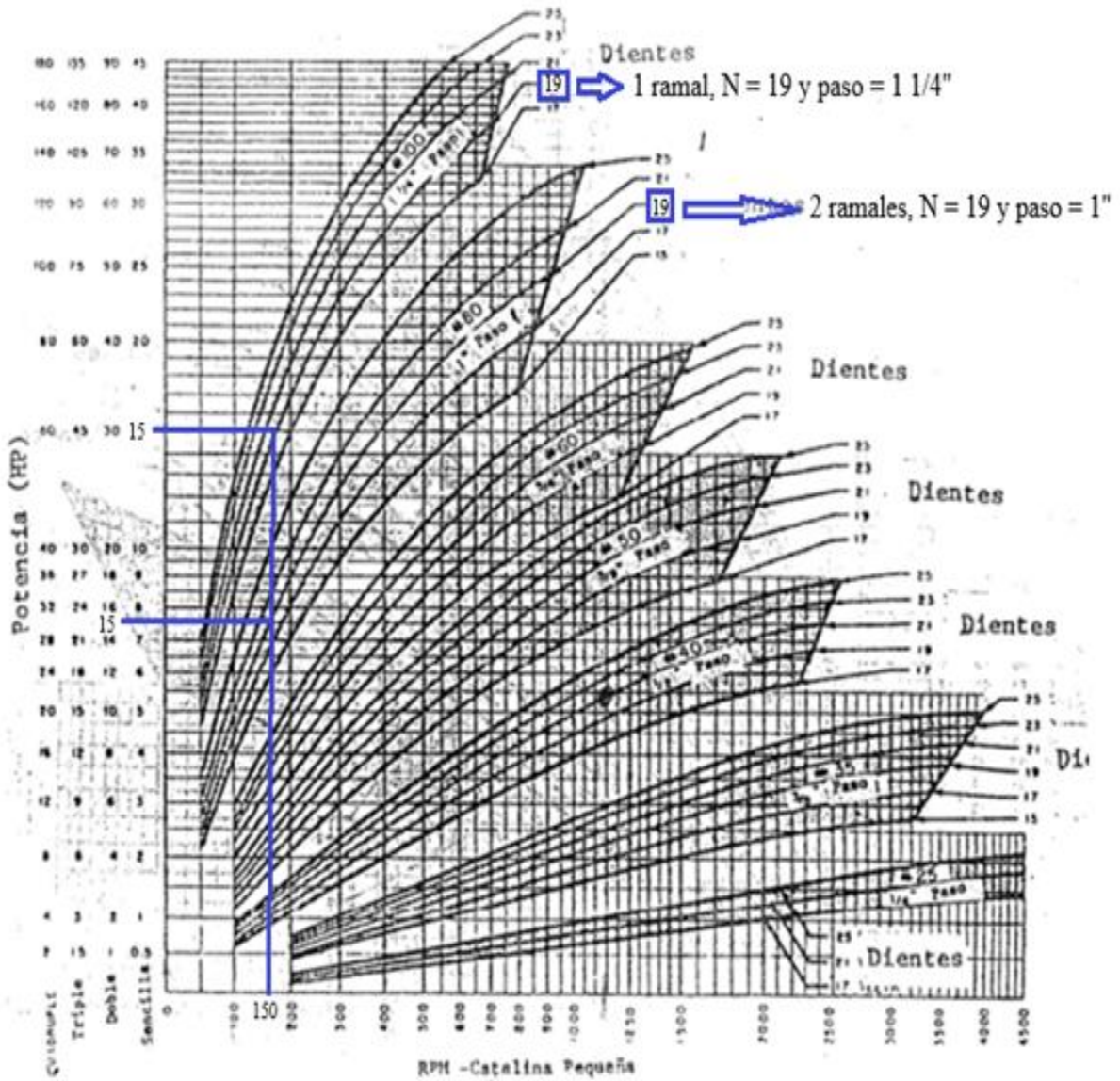
Condiciones de Trabajo	Motor Eléctrico		Motor Diesel	
	8 - 10 hs.	24 hs.	8 - 10 hs.	24 hs.
Uniforme	1,00	1,25	1,25	1,50
Semi Pesado	1,25	1,50	1,50	1,75
Pesado	1,50	1,75	1,75	2,00

Tabla 41. Tabla de factor de servicio de cadenas.

Fuente: Anexo M.

$$P_{diseño} = (12hp)(1,25) = 15hp = 8250 \text{ lbf.ft/min}$$

Con la finalidad de poder obtener en la tabla un valor confortable, se supone $n = 150$ rpm. Se entró a la gráfica 6, se interceptó con el valor de 15hp tanto para un ramal como para dos ramales, tal como se aprecia a continuación.



Gráfica 2. Gráfica que relaciona rpm con potencia en hp y dientes del piñón.
Fuente: Anexo M.

- i) Para 1 ramal: #100, $N = 19$ dientes y $1 \frac{1}{4}$ " de paso.
- ii) Para 2 ramales: #80, $N = 19$ dientes y 1 " de paso.

Tabla 3-10

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 80 — 1" PITCH

No. of Teeth Small Spkt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	25	30	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000
	Type I				Type II				Type III				Type IV							
11	0.97	1.80	3.36	6.28	9.04	11.7	14.3	19.4	23.0	19.6	14.9	11.8	9.69	8.12	6.94	6.01	5.27	4.68	4.18	0
12	1.06	1.98	3.70	6.89	9.93	12.9	15.7	21.3	26.2	22.4	17.0	13.5	11.1	9.28	7.92	6.85	6.02	5.34	4.78	0
13	1.16	2.16	4.03	7.51	10.8	14.0	17.1	23.2	29.1	25.2	19.2	15.2	12.5	10.4	8.91	7.72	6.78	6.01	5.38	0
14	1.25	2.34	4.36	8.14	11.7	15.2	18.6	25.1	31.5	28.2	21.4	17.0	13.9	11.7	9.96	8.63	7.57	6.72	6.01	0
15	1.35	2.52	4.70	8.77	12.6	16.4	20.0	27.1	34.0	31.2	23.8	18.9	15.4	12.9	11.0	9.57	8.40	7.45	0.42	0
16	1.45	2.70	5.04	9.40	13.5	17.5	21.4	29.0	36.4	34.4	26.2	20.8	17.0	14.2	12.2	10.5	9.25	8.21	0	0
17	1.55	2.88	5.38	10.0	14.5	18.7	22.9	31.0	38.9	37.6	28.6	22.7	18.6	15.6	13.3	11.5	10.1	8.97	0	0
18	1.64	3.07	5.72	10.7	15.4	19.9	24.4	33.0	41.3	41.0	31.2	24.8	20.3	17.0	14.5	12.6	11.0	9.79	0	0
19	1.74	3.25	6.07	11.3	16.3	21.1	25.8	35.0	43.8	44.5	33.9	26.9	22.0	18.4	15.7	13.6	12.0	10.6	0	0
20	1.84	3.44	6.42	12.0	17.2	22.3	27.3	37.0	46.4	48.1	36.6	29.0	23.8	19.9	17.0	14.7	12.9	0.95	0	0
21	1.94	3.62	6.76	12.6	18.2	23.6	28.8	39.0	48.9	51.7	39.4	31.2	25.6	21.4	18.3	15.9	13.9	0	0	0
22	2.04	3.81	7.11	13.3	19.1	24.8	30.3	41.0	51.4	55.5	42.2	33.5	27.4	23.0	19.6	17.0	14.9	0	0	0
23	2.14	4.00	7.46	13.9	20.0	26.0	31.7	43.0	53.9	59.2	45.1	35.8	29.3	24.6	21.0	18.2	15.9	0	0	0
24	2.24	4.19	7.81	14.6	21.0	27.2	33.3	45.0	56.4	62.0	48.1	38.1	31.2	26.2	22.3	19.4	17.0	0	0	0
25	2.34	4.38	8.17	15.2	21.9	28.4	34.8	47.0	59.0	64.9	51.1	40.6	33.2	27.8	23.8	20.6	8.34	0	0	0
28	2.65	4.94	9.23	17.2	24.8	32.1	39.3	53.2	66.6	73.3	60.6	48.1	39.4	33.0	28.2	24.4	0	0	0	0
30	2.85	5.33	9.94	18.5	26.7	34.6	42.3	57.3	71.8	78.9	67.2	53.3	43.6	36.6	31.2	24.5	0	0	0	0
32	3.06	5.71	10.7	19.9	28.6	37.1	45.3	61.4	77.0	84.7	74.0	58.7	48.1	40.3	34.4	0	0	0	0	0
35	3.37	6.29	11.7	21.9	31.6	40.9	50.0	67.7	84.8	93.3	84.7	67.2	55.0	46.1	39.4	0	0	0	0	0
40	3.89	7.27	13.6	25.3	36.4	47.2	57.7	78.1	98.0	108	103	82.1	67.2	56.3	0	0	0	0	0	0
45	4.42	8.25	15.4	28.7	41.4	53.6	65.6	88.8	111	122	123	98.0	80.2	4.09	0	0	0	0	0	0
50	4.96	9.25	17.3	32.2	46.4	60.1	73.5	99.4	125	137	145	115	64.6	0	0	0	0	0	0	0
55	5.49	10.2	19.1	35.7	51.4	66.6	81.4	110	138	152	167	132	0	0	0	0	0	0	0	0
60	6.03	11.3	21.0	39.2	56.5	73.2	89.4	121	152	167	190	48.8	0	0	0	0	0	0	0	0

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (170 fpm max. chain speed)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (650 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1500 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

The ratings on this page are in accordance with the standards of the Association of Roller and Silent Chain Manufacturers, Copyright 1960.



roller chain horsepower ratings

page

A-23

Tabla 3-11

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 100 — 1¼" PITCH

No. of Teeth Small Spkt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	10	25	30	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200
	Type I				Type II				Type III				Type IV							
11	0.81	1.85	3.45	6.44	12.0	17.3	22.4	27.4	32.3	37.1	32.8	27.5	23.4	20.3	17.8	14.2	11.6	9.71	6.95	0
12	0.89	2.03	3.79	7.07	13.2	19.0	24.6	30.1	35.5	40.8	37.4	31.4	26.8	23.2	20.4	16.2	13.2	11.1	0	0
13	0.97	2.22	4.13	7.72	14.4	20.7	26.9	32.8	38.7	44.5	42.1	35.3	30.1	26.1	22.9	18.2	14.9	12.5	0	0
14	1.05	2.40	4.48	8.35	15.6	22.5	29.1	35.6	41.9	48.1	47.0	39.4	33.6	29.2	25.6	20.3	16.6	13.9	0	0
15	1.13	2.59	4.82	9.00	16.8	24.2	31.4	38.3	45.2	51.9	52.2	43.7	37.3	32.4	28.4	22.5	18.5	15.5	0	0
16	1.22	2.77	5.17	9.65	18.0	25.9	33.6	41.1	48.4	55.6	57.5	48.1	41.1	35.6	31.3	24.8	20.3	17.0	0	0
17	1.30	2.96	5.52	10.3	19.2	27.7	35.9	43.9	51.7	59.4	62.9	52.7	45.0	39.0	34.2	27.2	22.2	18.2	0	0
18	1.38	3.15	5.87	11.0	20.4	29.5	38.2	46.7	55.0	63.2	68.6	57.5	49.1	42.5	37.3	29.6	24.3	16.6	0	0
19	1.46	3.34	6.23	11.6	21.7	31.2	40.5	49.5	58.3	67.0	74.4	62.3	53.2	46.1	40.5	32.1	26.3	6.70	0	0
20	1.55	3.53	6.58	12.3	22.9	33.0	42.8	52.3	61.6	70.8	79.8	67.3	57.5	49.8	43.7	34.7	28.4	0	0	0
21	1.63	3.72	6.94	12.9	24.2	34.8	45.1	55.1	64.9	74.6	84.1	72.4	61.8	53.6	47.0	37.3	30.5	0	0	0
22	1.71	3.91	7.30	13.6	25.4	36.6	47.4	58.0	68.3	78.5	88.5	77.7	66.3	57.5	50.4	40.0	32.8	0	0	0
23	1.80	4.10	7.65	14.3	26.6	38.4	49.7	60.8	71.7	82.3	92.8	83.0	70.9	61.4	53.9	42.8	35.0	0	0	0
24	1.88	4.30	8.02	15.0	27.9	40.2	52.1	63.7	75.0	86.2	97.2	88.4	75.5	65.5	57.4	45.6	37.3	0	0	0
25	1.97	4.49	8.37	15.6	29.2	42.0	54.4	66.5	78.4	90.1	102	94.1	80.3	69.6	61.1	48.5	36.3	0	0	0
28	2.22	5.07	9.47	17.7	33.0	47.5	61.5	75.2	88.6	102	115	111	95.2	82.5	72.4	57.5	4.95	0	0	0
30	2.40	5.47	10.2	19.0	35.5	51.2	66.3	81.0	95.5	110	124	124	106	91.5	80.3	63.7	0	0	0	0
32	2.57	5.86	10.9	20.4	38.1	54.8	71.1	86.9	102	118	133	136	116	101	88.5	70.2	0	0	0	0
35	2.83	6.46	12.0	22.5	41.9	60.4	78.3	95.7	113	130	146	156	133	115	101	48.4	0	0	0	0
40	3.27	7.46	13.9	26.0	48.4	69.8	90.4	111	130	150	169	188	163	141	124	0	0	0	0	0
45	3.71	8.47	15.8	29.5	55.0	79.3	103	126	148	170	192	213	194	166	76.4	0	0	0	0	0
50	4.16	9.49	17.7	33.0	61.6	88.8	115	141	166	190	215	239	209	97.8	0	0	0	0	0	0
55	4.61	10.5	19.6	36.6	68.3	98.4	128	156	184	211	238	265	238	191	0	0	0	0	0	0
60	5.07	11.6	21.6	40.2	75.1	108	140	171	202	231	261	181	56.8	0	0	0	0	0	0	0

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (150 fpm max. chain speed)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (320 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1300 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

Tabla 42. Tabla de valores de potencia de los ramales.

Fuente: Anexo M.

En ambas tablas hay que interpolar, interpolando de la segunda tabla se tiene que, para 1 ramal, la potencia del ramal = 16,65hp > P_{diseño}. interpolando de la primera tabla se tiene que, para 2 ramales, la potencia del ramal = 14,773hp > P_{diseño}. Se toma de 1 ramal por presentar mayor presión. La lubricación es tipo 3 (baño de aceite).

$$Rv = \frac{rpm_{rápido}}{rpm_{lento}} \quad \text{Ec. 40}$$

Tomando en cuenta que ambos piñones se mueven a la misma velocidad se tiene que:

$$Rv = \frac{150}{150} = 1$$

Se selecciona un número de dientes desigual para disminuir el desgaste, por ende, N_{corona} = 20 dientes, N_{piñón} = 19 dientes.

$$V = \frac{Npw}{12} \quad \text{Ec. 41}$$

$$V = \frac{(19)(1,25)(150)}{12} = 296,88 \text{ ft}/\text{min}$$

$$\text{diámetro} = \frac{\text{paso}}{\text{sen}\left(\frac{180}{\# \text{dientes } (N)}\right)} \quad \text{Ec. 42}$$

$$d_p = \frac{1,25}{\text{sen}\left(\frac{180}{19}\right)} = 7,60''$$

$$d_c = \frac{1,25}{\text{sen}\left(\frac{180}{20}\right)} = 8''$$

$$L = 2(58,33\text{cm}) + 343,3\text{cm} * 10,08\text{cm} + 3,1248\text{cm} = 473,16\text{cm} = 186,2834''$$

$$\text{Pasos de la cadena} = \frac{186,2834''}{1,25''} = 149 \text{ pasos}$$

$$\text{Fuerza de tracción } (F_T) = \frac{\text{Potencia}}{\text{Velocidad}} \quad \text{Ec. 43}$$

$$F_T = \frac{8250 \text{ lbf} \cdot \text{ft}/\text{min}}{296,88 \text{ ft}/\text{min}} = 27,79\text{lbf} = 12\,361,61 \text{ N}$$

4.3.1.16 Diseño del eje de la corona

Se sigue trabajando con acero AISI 1020 laminado en frío:

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$S_u = 469 \text{ MPa}$$

$$S_{ycorte} = \tau_{Adm} = 226,76 \text{ MPa}$$

$$L = 151 \text{ mm}$$

$$MT_B = (F_2 - F_1) \left(\frac{\phi}{2} \right) \quad \text{Ec. 44}$$

$$MT_B = (3\,530,5 - 1\,765,25) \left(\frac{20,32(10)^{-2}}{2} \right) = 179,35 \text{ N.m}$$

$$0 \leq x \leq 40,5(10)^{-3}:$$

$$M_V = -1\,765,25 (x - 15,25(10)^{-3})$$

$$0 \leq x \leq 75,5(10)^{-3}:$$

$$M_V = -1\,765,25 (x - 15,25(10)^{-3}) - 3\,530,5(x - 15,25(10)^{-3} + 40,5(10)^{-3})$$

Pto. Crítico: C.

$$\tau_P = \frac{4P}{\pi\phi^2} \quad \text{Ec. 45}$$

$$\tau_P = \frac{4(10\,591,5)}{\pi\phi^2} = 13\,485,52 \phi^{-2} \text{ N}$$

$$\tau_{MT} = \frac{16M_T}{\pi\phi^3} \quad \text{Ec. 46}$$

$$\tau_{MT} = \frac{16(179,35)}{\pi\phi^3} = 913,42 \phi^{-3} \text{ N}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{32M_f}{\pi\phi^3} \quad \text{Ec. 47}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{32(462,05)}{\pi\phi^3} = 4\,706,40 \phi^{-3} \text{ N}$$

$$\tau_x = \sqrt{(\tau_P)^2 + (\tau_{MT})^2} \quad \text{Ec. 48}$$

$$\tau_x = \sqrt{(13\,485,52 \phi^{-2} \text{ N})^2 + (913,42 \phi^{-3} \text{ N})^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{Mf}}{2}\right)^2 + (\tau_x)^2}$$

Ec. 49

$$226,76 \text{ MPa} = \sqrt{\left(\frac{4\,706,40\ \phi^{-3}N}{2}\right)^2 + \left(\sqrt{(13\,485,52\ \phi^{-2}N)^2 + (913,42\ \phi^{-3}N)^2}\right)^2}$$

$$\phi = 0,0224 \text{ m} = 2,24 \text{ cm}$$

Por ende, a partir de los 2,24cm no hay falla, el accesorio del vástago (la horquilla) que sostiene al eje presenta un diámetro interior de 40mm, por ende, se emplea un diámetro igual a 40mm, se procede a la selección de los rodamientos.

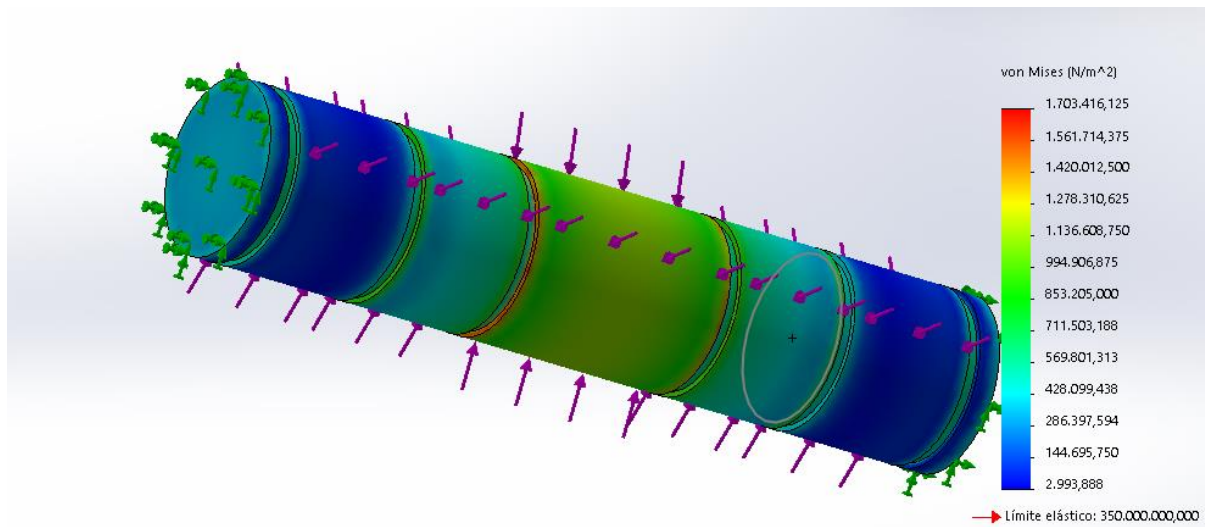


Figura 37. Simulación de esfuerzos sobre el eje diseñado.

Fuente: Jiménez M. (2024)

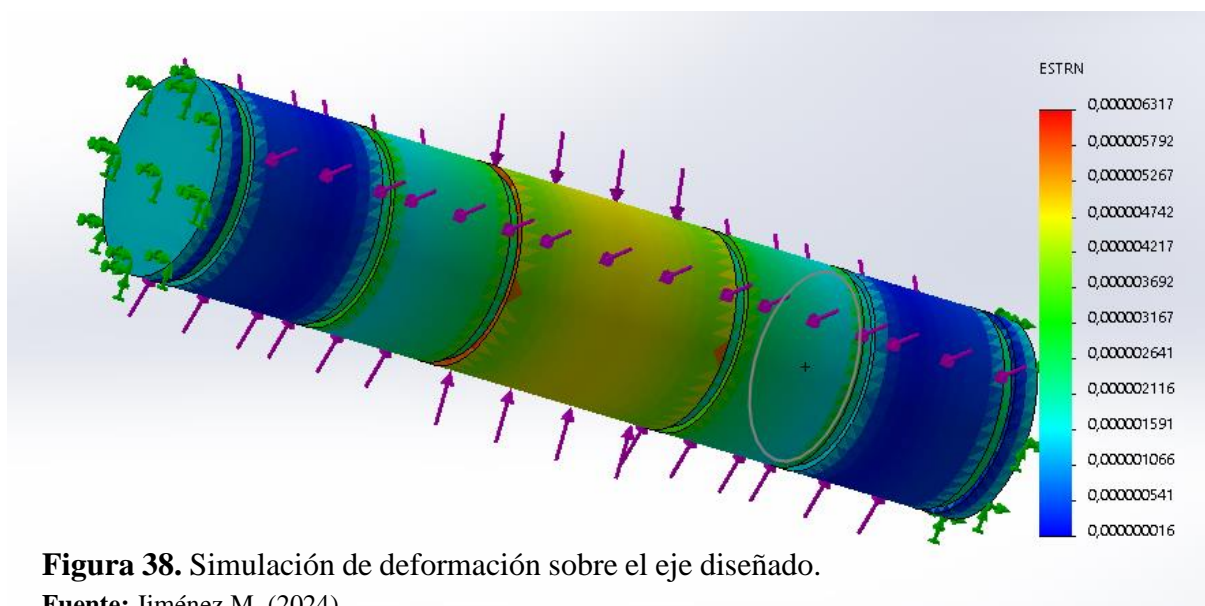


Figura 38. Simulación de deformación sobre el eje diseñado.

Fuente: Jiménez M. (2024)

Índice del Producto

Anillos de Retención de Sección Decreciente, en Unidades Métricas

Montados axialmente, internos, métricos



DHO
DIN 472
Páginas 26-29



DHI
Páginas 30



DHT
DIN 984
Página 31



DHR
Página 32

Montados axialmente, externos, métricos



DSH
DIN 471
Páginas 34-37



DSI
Página 38



DST
DIN 983
Página 39



DSR
Página 33



Montado Axialmente

Tabla 43. Tipos de anillos de retención.

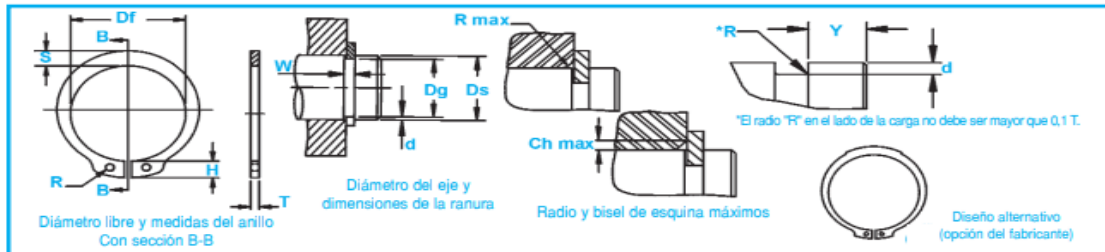
Fuente: Anexo R

Se seleccionó el tipo de anillos retenedor DSR, este tipo de anillos retenedores fue empleado para todos los anillos del sistema.

Montados Axialmente, Externos, Métricos

Este anillo para trabajos pesados ofrece al usuario una capacidad mayor de carga de empuje

Anillos DSR



NO. DE ANILLO	EJE		TAMAÑO DE RANURA			TAMAÑO Y PESO DEL ANILLO							DATOS SUPLEMENTARIOS					LÍMITES DE RPM
	DIA.	DIA.	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIÁMETRO LIBRE		ALTURA DE LA OREJETA	SECCIÓN MAX.	DIÁMETRO DEL AGUJERO.	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles Cham.	Carga máx. c/ R/Ch. Máx.		
						D_s	D_g										Tol.	
DSR-12	12	11,5		1,60	0,25	1,50	11,0		3,4	1,8	1,7	0,75	0,7	11,30	1,53	1,0	4,5	75000
DSR-15	15	14,3		1,60	0,35	1,50	13,8	+0,10	4,8	2,4	2,0	1,20	0,7	15,50	3,20	1,0	4,5	50000
DSR-16	16	15,2	-0,11	1,60	0,40	1,50	14,7	-0,36	5,0	2,5	2,0	1,20	1,2	16,70	3,26	1,0	4,5	48000
DSR-17	17	16,2		1,60	0,40	1,50	15,7		5,0	2,6	2,0	1,24	1,2	18,00	4,32	1,0	4,5	46000
DSR-18	18	17,0		1,60	0,50	1,50	16,5		5,1	2,7	2,0	1,54	1,5	26,60	5,50	1,5	5,8	43000
DSR-19	19	18,0		1,60	0,50	1,50	17,5		5,1	2,7	2,0	1,45	1,5	26,60	5,78	1,5	5,9	28000
DSR-20	20	19,0	-0,13	1,85	0,50	1,75	18,5		5,5	3,0	2,0	2,25	1,5	36,30	5,60	1,5	8,2	32000
DSR-22	22	21,0		1,85	0,50	1,75	20,5		6,0	3,1	2,0	2,30	1,5	36,00	5,60	1,5	8,1	29000
DSR-24	24	22,9		1,85	0,55	1,75	22,2		6,3	3,2	2,0	2,70	1,7	34,20	7,95	1,5	7,6	29000
DSR-25	25	23,9		2,15	0,55	2,00	23,2	+0,21	6,4	3,4	2,0	3,35	1,7	45,00	8,30	1,5	10,3	25000
DSR-26	26	24,4		2,15	0,50	2,00	23,6	-0,42	6,6	3,3	2,0	3,65	2,4	44,00	10,70	1,5	10,0	27000
DSR-27	27	25,5	-0,21	2,15	0,75	2,00	24,7		6,6	3,4	2,0	3,65	2,3	45,50	10,30	1,5	10,6	25000
DSR-28	28	26,6		2,15	0,70	2,00	25,9		6,5	3,5	2,0	3,90	2,1	57,00	10,00	1,5	13,4	22000
DSR-29	29	27,6		2,15	0,70	2,00	26,9		6,5	3,8	2,0	4,30	2,1	56,50	10,40	1,5	13,3	22000
DSR-30	30	28,6		2,15	0,70	2,00	27,9		6,5	4,1	2,0	5,00	2,1	57,00	10,70	1,5	13,6	21000
DSR-32	32	30,3		2,15	0,85	2,00	29,6		6,5	4,1	2,5	5,40	2,5	57,00	12,90	1,5	13,6	20000
DSR-34	34	32,3		2,65	0,85	2,50	31,5	+0,25	6,6	4,2	2,5	6,80	2,5	87,00	16,40	1,5	15,6	18000
DSR-35	35	33,0		2,65	1,00	2,50	32,2	-0,50	6,7	4,2	2,5	7,10	3,0	86,00	17,80	1,5	15,4	17000
DSR-36	36	34,0		2,65	1,00	2,50	33,2		6,7	4,2	2,5	7,50	3,0	101,50	20,10	2,0	18,3	16000
DSR-38	38	36,0		2,65	1,00	2,50	35,2		6,8	4,3	2,5	8,00	3,0	101,00	21,20	2,0	18,6	15000
DSR-40	40	37,5		2,65	1,25	2,50	36,5		7,0	4,4	2,5	8,20	3,8	104,00	25,30	2,0	19,3	14000
DSR-42	42	39,5	-0,25	2,65	1,25	2,50	38,5		7,2	4,5	2,5	9,60	3,8	102,00	26,70	2,0	19,2	13000

ANILLO DEL EJE PIÑÓN

ANILLO DEL EJE CORONA

Tabla 44. Dimensiones variables según el diámetro del eje del anillo de retención.

Fuente: Anexo R

4.3.1.16.1 Selección del rodamiento del eje de la corona

Para la selección de los diversos rodamientos necesarios en el sistema, se empleó el catálogo general de la SKF, para hacer la selección se cuenta con los siguientes datos:

$$P = 3\,530 \text{ N}$$

$$\phi = 4,0 \text{ cm}$$

$$n = 50 \text{ (suposición durante el proceso de diseño)}$$

$$T = 40^\circ\text{C (suposición durante el proceso de diseño)}$$

Contaminación: Muy limpio.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
40	52	7	4,94	3,45	0,19	26 000	16 000	0,034	61808
	62	12	13,8	10	0,43	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	9,15	0,44	22 000	14 000	0,13	*16008
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	14 000	0,19	*6008
	80	18	32,5	19	0,80	18 000	11 000	0,37	*6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	*6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,040	61809
	68	12	14	10,8	0,47	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	*16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,25	*6009
	85	19	35,1	21,6	0,92	17 000	11 000	0,41	*6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,83	*6309
	120	29	76,1	45	1,90	13 000	8 500	1,55	6409
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810
	72	12	14,6	11,8	0,50	19 000	12 000	0,14	61910
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	*16010

Tabla 45. Tabla de rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 40 y 60mm

Fuente: Anexo N

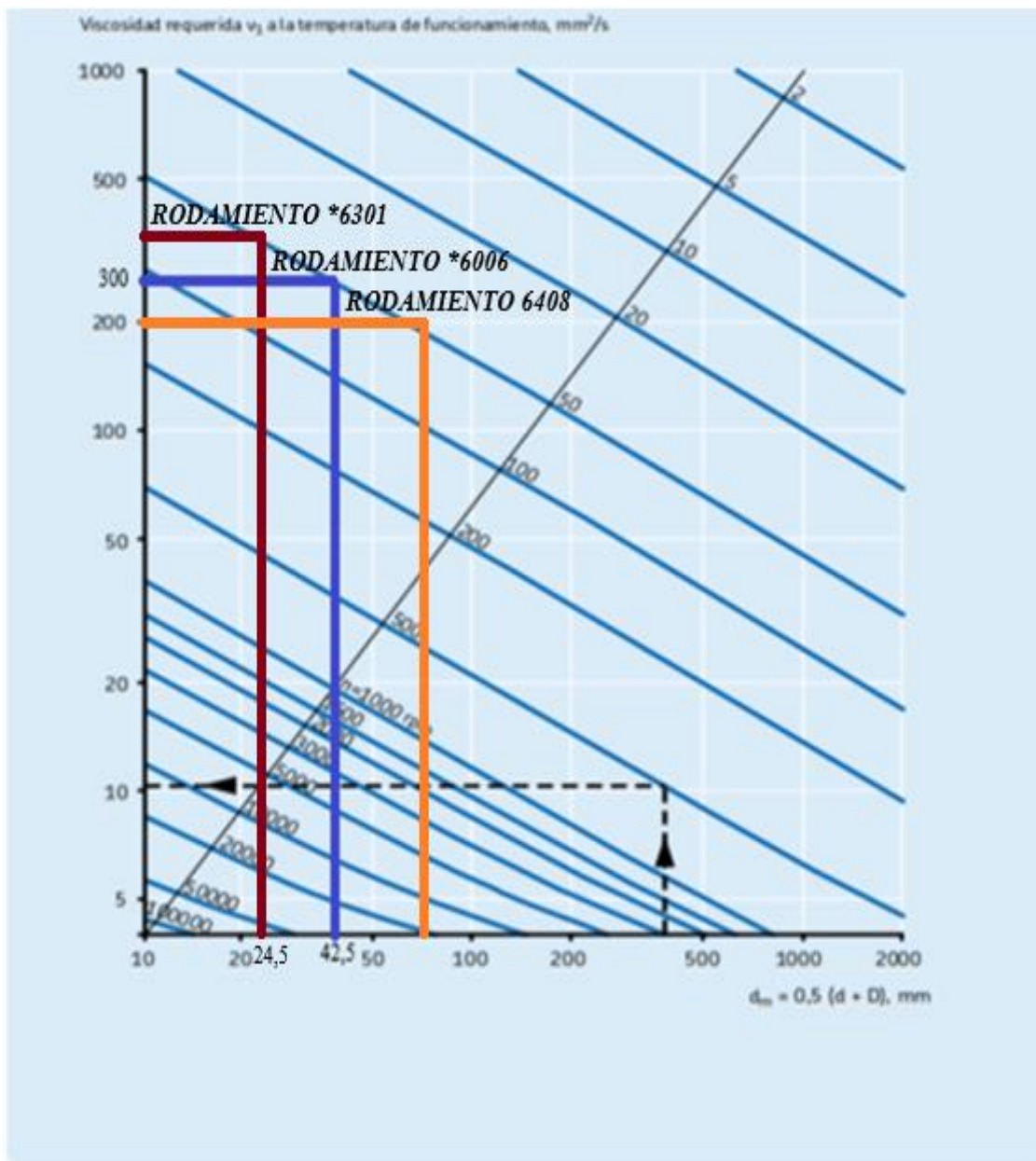
Se seleccionó un rodamiento de $d = 40\text{mm}$, tipo 6408 con:

$C = 63,7\text{ kN}$ y $P_u = 1,53\text{ kN}$

$$d_m = 0,5(d + D)$$

Ec. 50

$$d_m = 0,5(40 + 110) = 75$$



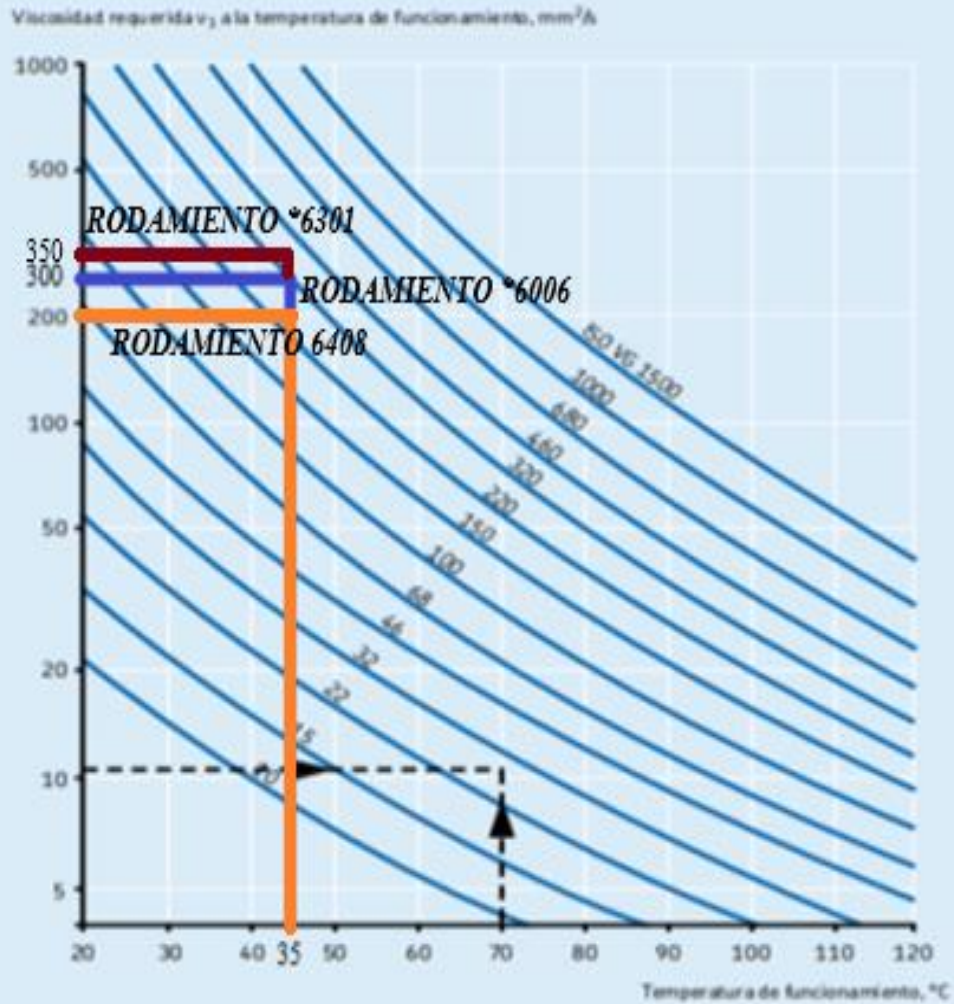
Gráfica 3. Gráfica que relaciona rpm con el diámetro medio del rodamiento.

Fuente: Anexo N

Entrando en la gráfica con $d_m = 75$ y con $n = 50\text{ rpm}$, se tiene que:

$$V_1 = 200\text{ mm}^2/\text{s}$$

Conversión a la viscosidad cinemática ν a la temperatura de referencia (clasificación ISO VG)



Gráfica 4. Gráfica que relaciona la temperatura con la viscosidad requerida en el rodamiento.

Fuente: Anexo N

Entrando en la gráfica se selecciona un lubricante ISO VG 220

Vida nominal básica:

$$L_{10}h = \left(\frac{10^6}{60n}\right)\left(\frac{C}{P}\right)^n$$

Ec. 51

Donde el n exponente es igual a 3 para rodamientos de bolas y para rodamientos de rodillos es 10/3, el n del denominador es de rpm y p es de la carga.

$$L_{10}h = \left(\frac{10^6}{60(50)}\right)\left(\frac{63,7(10)^3}{3\,530}\right)^3 = 1\,958\,722,56h$$

Tabla 3

Clasificación de viscosidad según la ISO 3448

Grado de viscosidad	Límites de viscosidad cinemática a 40 °C		
	medio	mín	máx
–	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Tabla 46. Tabla de los límites de viscosidad cinemática de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 40 y 60mm.

Fuente: Anexo N

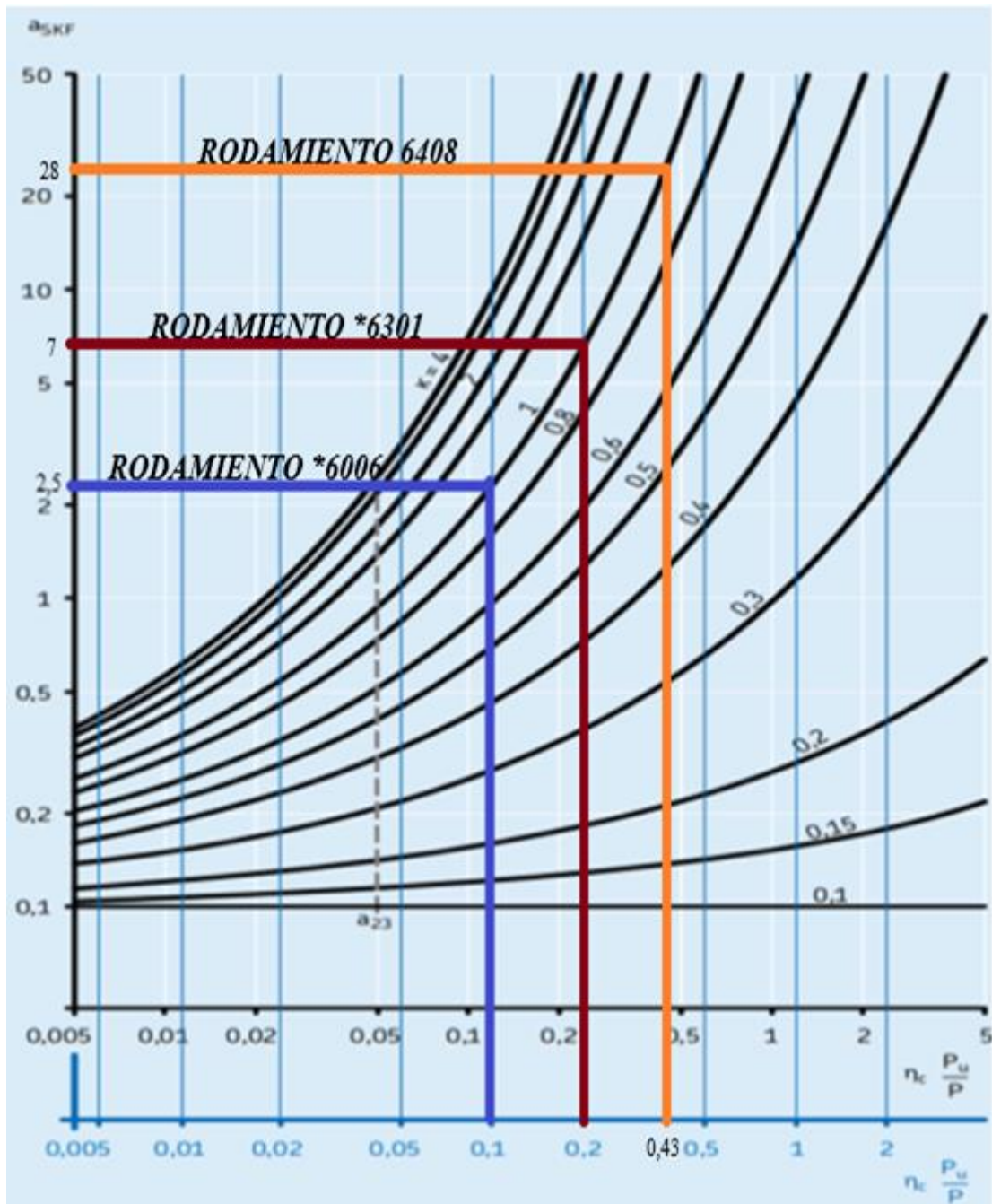
$$k = \left(\frac{v}{v_1}\right)$$

Ec. 52

$$k = \left(\frac{220}{220}\right) = 1$$

El factor de contaminación $n_c = 1$.

Factor a_{skf}



Gráfica 5. Gráfica que relaciona el factor $n_c \cdot (P_u/P)$ con el factor a_{skf} .

Fuente: Anexo N

$$n_c \left(\frac{P_u}{P} \right)$$

Ec. 53

$$1 * \left(\frac{63,7 \text{ kN}}{3 \ 530 \text{ N}} \right) = 0,43$$

Entrando a la gráfica con 0,43 y con $K = 1$ se tiene que el factor $a_{skf} = 28$

Vida nominal a_{skf} :

$$L_{10}mh = L_{10}h * askf$$

Ec. 54

$$L_{10}mh = 1\,958\,722,56\,h * 28 = 54\,844\,231,68\,h$$

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	63.7 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	36.5 kN
Carga limite de fatiga	P_u	1.53 kN
Velocidad de referencia		14 000 r/min
Velocidad limite		9 000 r/min
Factor de carga mínima	k_r	0.035
Factor de cálculo	f_0	12.2

Tabla 47. Datos del rodamiento 6408 (rodamiento seleccionado)

Fuente: Anexo N

Carga mín para que no exista falla por derrape:

$$Frm = Kr \left(6 + \frac{4n}{n_r} \right) \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$$

Ec. 55

$$Frm = 0,035 \left(6 + \frac{4 * 50}{14\,000} \right) \left(\frac{75}{100} \right)^2 = 0,12kN \leq 5,293kN \text{ (peso de la base del sistema)}$$

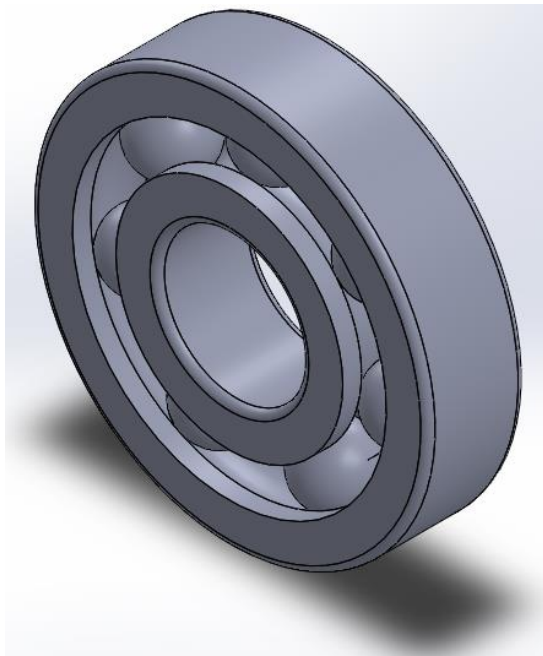


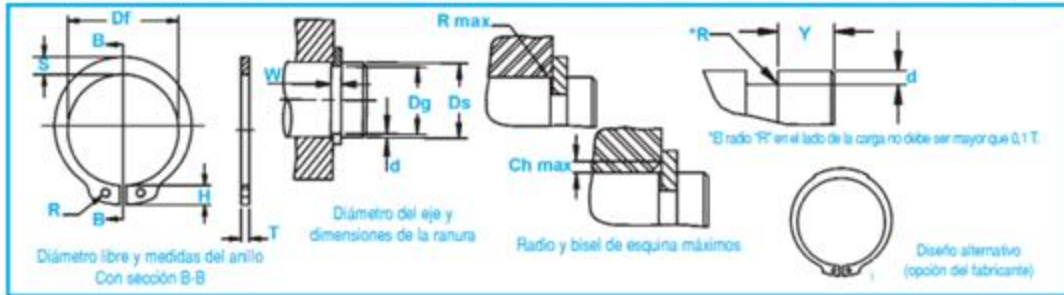
Figura 39. Diseño en SolidWorks del rodamiento 6408.

Fuente: Jiménez M. (2024)

Montados Axialmente, Externos, Métricos

Este anillo para trabajos pesados ofrece al usuario una capacidad mayor de carga de empuje

Anillos DSR



NO. DE ANILLO	EJE		TAMAÑO DE RANURA			TAMAÑO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS					LÍMITES DE RPM	
	DIA.	DIA.	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIÁMETRO LIBRE	ALTURA DE LA OREJETA	SECCIÓN MAX.	DIÁMETRO DEL AGUJERO.	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles Cham.	Carga máx. c R/Ch. Máx.			
																Ds		Dg
DSR-12	12	11,5		1,80	0,25	1,50	11,0		3,4	1,8	1,7	0,75	0,7	11,30	1,53	1,0	4,5	73000
DSR-15	15	14,3		1,80	0,35	1,50	13,8	+0,10	4,8	2,4	2,0	1,20	0,7	15,50	3,20	1,0	4,5	50000
DSR-16	16	15,2	-0,11	1,80	0,40	1,50	14,7	-0,36	5,0	2,5	2,0	1,20	1,2	16,70	3,26	1,0	4,5	48000
DSR-17	17	16,2		1,80	0,40	1,50	15,7		5,0	2,6	2,0	1,24	1,2	18,00	4,32	1,0	4,5	46000
DSR-18	18	17,0		1,80	0,50	1,50	16,5	-0,06	5,1	2,7	2,0	1,54	1,5	26,60	5,50	1,5	5,8	43000
DSR-19	19	18,0		1,80	0,50	1,50	17,5		5,1	2,7	2,0	1,45	1,5	26,60	5,78	1,5	5,9	28000
DSR-20	20	19,0	-0,13	1,85	0,50	1,75	18,5		5,5	3,0	2,0	2,25	1,5	36,30	5,60	1,5	8,2	32000
DSR-22	22	21,0		1,85	0,50	1,75	20,5		6,0	3,1	2,0	2,30	1,5	36,00	5,60	1,5	8,1	29000
DSR-24	24	22,9		1,85	0,55	1,75	22,2		6,3	3,2	2,0	2,70	1,7	34,20	7,95	1,5	7,6	29000
DSR-25	25	23,9		2,15	0,55	2,00	23,2	+0,21	6,4	3,4	2,0	3,35	1,7	45,00	8,30	1,5	10,3	25000
DSR-26	26	24,4		2,15	0,50	2,00	23,6	-0,42	6,6	3,3	2,0	3,05	2,4	44,00	10,70	1,5	10,0	27000
DSR-27	27	25,5	-0,21	2,15	0,75	2,00	24,7		6,6	3,4	2,0	3,05	2,3	45,50	10,30	1,5	10,6	25000
DSR-28	28	26,5		2,15	0,70	2,00	25,9		6,5	3,5	2,0	3,90	2,1	57,00	10,00	1,5	13,4	22000
DSR-29	29	27,5		2,15	0,70	2,00	26,9		6,5	3,8	2,0	4,30	2,1	56,50	10,40	1,5	13,3	22000
DSR-30	30	28,5		2,15	0,70	2,00	27,9		6,5	4,1	2,0	5,00	2,1	57,00	10,70	1,5	13,6	21000
DSR-32	32	30,3		2,15	0,85	2,00	29,6		6,5	4,1	2,5	5,40	2,5	57,00	12,90	1,5	13,6	20000
DSR-34	34	32,3		2,85	0,85	2,50	31,5	+0,25	6,6	4,2	2,5	6,80	2,5	87,00	16,40	1,5	15,6	18000
DSR-35	35	33,0		2,85	1,00	2,50	32,2	-0,50	6,7	4,2	2,5	7,10	3,0	86,00	17,80	1,5	15,4	17000
DSR-36	36	34,0		2,85	1,00	2,50	33,2		6,7	4,2	2,5	7,50	3,0	101,50	20,10	2,0	18,3	16000
DSR-38	38	36,0		2,85	1,00	2,50	35,2		6,8	4,3	2,5	8,00	3,0	101,00	21,20	2,0	18,6	15000
DSR-40	40	37,5		2,85	1,25	2,50	36,5		7,0	4,4	2,5	8,20	3,8	104,00	25,30	2,0	19,3	14000
DSR-42	42	39,5	-0,25	2,85	1,25	2,50	38,5		7,2	4,5	2,5	9,80	3,8	102,00	26,70	2,0	19,2	13000

ANILLO DEL EJE PIÑÓN

ANILLO DEL EJE CORONA

Tabla 48. Anillos de retención, externo, métricos seleccionados.

Fuente: Anexo R

4.3.1.17 Diseño del elemento curvo de final de cadena

El peso a soportar por el gancho, es el peso de la base con la paleta a tope entre 4 (son 4 ganchos), es decir, es (539,51kg de la base + 900kg de la paleta) /4 que es la cantidad de ganchos, tal como se aprecia a continuación.

$$\text{Peso a soportar} = \left(\frac{\text{Peso}_{\text{base}} + \text{Peso}_{\text{paleta}}}{4} \right)$$

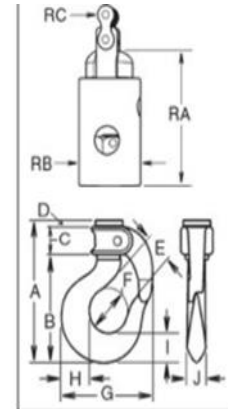
Ec. 56

$$\text{Peso a soportar} = \left(\frac{539,51kg + 900kg}{4} \right) = 359,88kg = 0,36 \text{ ton}$$



Montaje de la Cadena de Rodillos

- Accesorio con destorcedor de cojinete de bola y conector de flotación completa.
 - **BL-S** - con compuerta de cierre automático.
 - **BL-R** - con compuerta de cierre manual.
- Adecuado para izajes cuya carga rota de manera ocasional y de forma no continua.
- Para uso en ambientes corrosivos se requiere una inspección de espiga y tuerca como estipula y de acuerdo con ASME B30.10-1.10.4(b)(5)(c)2009.
- Los ganchos de Crosby®/Bullard® incorporan dos tipos de marcas forjadas en el gancho que se refieren a dos (2) características **QUIC-CHECK®**:
- Indicadores de Ángulo y Indicadores de deformación (ver página 129 siguiente para más detalles).



Montaje de la Cadena de Rodillos

Gancho Tamaño	BL-S No. de parte	BL-R No. de parte	Tipo de compuerta	Carga límite de trabajo (T)*	Peso de c/u (lbs.)	Dimensiones (plg.)												
						A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	RA	RB	RC
4 : #50	1051310	1051200	PIN-LOK	.75	2.9	4.88	3.63	1.00	.22	1.13	1.50	3.63	1.16	1.00	.75	3.52	1.75	5/8
5 : #60	1051321	1051211	ROLLOX	1.25	5.2	5.63	4.12	1.23	.25	1.25	1.64	4.09	1.31	1.12	.84	4.27	2.13	3/4
6 : #60	1051332	1051222	ROLLOX	1.25	6.2	6.23	4.70	1.25	.25	1.39	1.64	4.56	1.57	1.34	.97	4.27	2.13	3/4

* La carga de ruptura es 4 veces la carga límite de trabajo.

Tabla 49. Datos para la selección del elemento curvo necesario.

Fuente: Anexo Ñ

Entrando en el catálogo del Anexo N, interesa el valor de la carga límite de trabajo y la distancia E, de tal manera que sea fácil calzar el elemento curvo al eje, tomando en cuenta que el diámetro del eje donde estará enganchado el elemento curvo es de 2,4 cm o 0,945", por ende, la distancia E debe ser mayor que 0,95". Se selecciona el gancho tamaño 4, con una carga límite de trabajo de 0,75 toneladas (el doble de la carga a manejar, lo cual es conveniente por factor de diseño considerando a que se está abierto a posibles modificaciones en el futuro) y un E de 1,13". Este gancho diseñado sirve tanto para enganchar la cadena con el eje de la corona como para enganchar la cadena a la base del elevador, por ende, se emplea para ambas aplicaciones. Total de ganchos necesitados: 8 (4 para enganchar las 4 cadenas al eje de la corona y 4 para enganchar las 4 cadenas a la base del elevador).

4.3.1.18 Diseño del eje del piñón

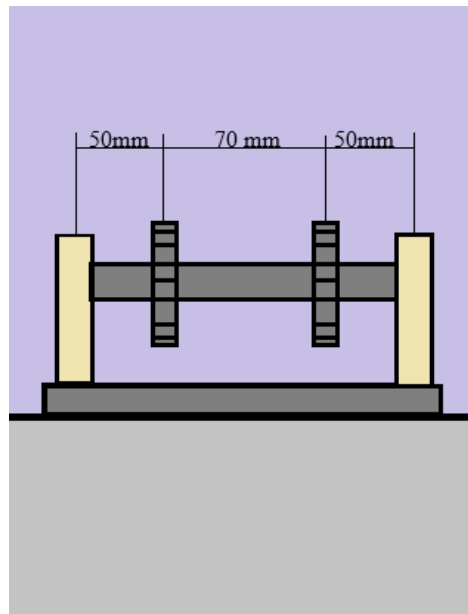


Figura 40. Dimensiones del eje del piñón.

Fuente: Jiménez M. (2024)

$$S_y = 393 \text{ MPa}$$

$$S_u = 469 \text{ MPa}$$

$$S_{y_{\text{corte}}} = \tau_{\text{máx}} = 226,76 \text{ MPa}$$

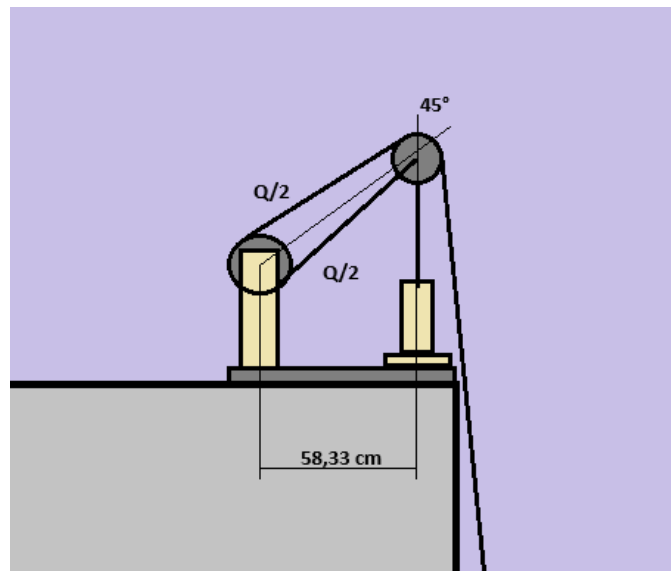


Figura 41. Distribución de cargas entre el eje del piñón y el de la corona.

Fuente: Jiménez M (2024)

Las medidas de los ejes están en los apéndices.

$$P/4 = 14\,122/4 = 3\,530,5 \text{ N} = Q$$

$$M_f = 3\,530,5 \text{ N} * 5(10)^{-3} = 176,525 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\tau_P = \frac{4(2 * Q)}{\pi \phi^2} = \frac{4(3\,530,5 \text{ N})}{\pi \phi^2} = 4\,495,17 \phi^{-2} \text{ N}$$

Tomando el $M_{T_{\text{máx}}} = 1\,765,25 \text{ N}\cdot\text{m}$:

$$\tau_{MT} = \frac{16M_T}{\pi \phi^3} = \frac{16(1\,765,25 \text{ N}\cdot\text{m})}{\pi \phi^3} = 8\,990,34 \phi^{-3} \text{ N}$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{32M_f}{\pi \phi^3} = \frac{32(176,525 \text{ N}\cdot\text{m})}{\pi \phi^3} = 1\,798,0688 \phi^{-3} \text{ N}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{Mf}}{2}\right)^2 + (\tau_x)^2}$$

$$\tau_x = \sqrt{(\tau_P)^2 + (\tau_{MT})^2}$$

$$226,76 \text{ MPa} = \sqrt{\left(\frac{1\,798,0688}{2\phi^3}\right)^2 + \left(\sqrt{(4\,495,17 \phi^{-2})^2 + (8\,990,34 \phi^{-3})^2}\right)^2}$$

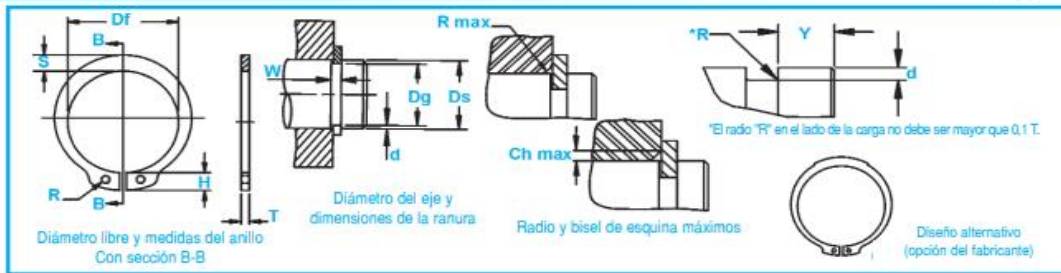
$$\phi = 0,029 \text{ m} = 3,0 \text{ cm}$$

Para retener a los rodamientos y a la estructura soportes, se emplean anillos retenedores.

Montados Axialmente, Externos, Métricos

Este anillo para trabajos pesados ofrece al usuario una capacidad mayor de carga de empuje

Anillos DSR



NO. DE ANILLO	EJE		TAMAÑO DE RANURA				TAMAÑO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS					LÍMITES DE RPM	
	DIA.	DIA.	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***		DIÁMETRO LIBRE	ALTURA DE LA OREJETA	SECCIÓN MAX.	DIÁMETRO DEL AGUJERO.	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles R/Ch Cham.	Carga máx. c/ R/Ch. Máx.			
					T	Tol.											Df		Tol.
DSR-12	12	11.5	-0.11	1.60	0.25	1.50	11.0	+0.10	-0.36	3.4	1.8	1.7	0.75	0.7	11.30	1.53	1.0	4.5	75000
DSR-15	15	14.3		1.60	0.35	1.50	13.8			4.8	2.4	2.0	1.20	0.7	15.50	3.20	1.0	4.5	50000
DSR-16	16	15.2		1.60	0.40	1.50	14.7			5.0	2.5	2.0	1.20	1.2	16.70	3.26	1.0	4.5	48000
DSR-17	17	16.2		1.60	0.40	1.50	15.7			5.0	2.6	2.0	1.24	1.2	18.00	4.32	1.0	4.5	46000
DSR-18	18	17.0		1.60	0.50	1.50	16.5			5.1	2.7	2.0	1.54	1.5	26.60	5.50	1.5	5.8	43000
DSR-19	19	18.0	-0.13	1.60	0.50	1.50	17.5	+0.21	-0.42	5.1	2.7	2.0	1.45	1.5	26.60	5.78	1.5	5.9	28000
DSR-20	20	19.0		1.85	0.50	1.75	18.5			5.5	3.0	2.0	2.25	1.5	36.30	5.60	1.5	8.2	32000
DSR-22	22	21.0		1.85	0.50	1.75	20.5			6.0	3.1	2.0	2.30	1.5	36.00	5.60	1.5	8.1	29000
DSR-24	24	22.9		1.85	0.55	1.75	22.2			6.3	3.2	2.0	2.70	1.7	34.20	7.95	1.5	7.6	29000
DSR-25	25	23.9		2.15	0.55	2.00	23.2			6.4	3.4	2.0	3.35	1.7	45.00	8.30	1.5	10.3	25000
DSR-26	26	24.4	-0.21	2.15	0.80	2.00	23.6	+0.25	-0.50	6.6	3.3	2.0	3.65	2.4	44.00	10.70	1.5	10.0	27000
DSR-27	27	25.5		2.15	0.75	2.00	24.7			6.6	3.4	2.0	3.85	2.3	45.50	10.30	1.5	10.6	25000
DSR-28	28	26.6		2.15	0.70	2.00	25.9			6.5	3.5	2.0	3.90	2.1	57.00	10.00	1.5	13.4	22000
DSR-29	29	27.6		2.15	0.70	2.00	26.9			6.5	3.8	2.0	4.30	2.1	56.50	10.40	1.5	13.3	22000
DSR-30	30	28.6		2.15	0.70	2.00	27.9			6.5	4.1	2.0	5.00	2.1	57.00	10.70	1.5	13.6	21000
DSR-32	32	30.3	-0.07	2.15	0.85	2.00	29.6	+0.25	-0.50	6.5	4.1	2.5	5.40	2.5	57.00	12.90	1.5	13.6	20000
DSR-34	34	32.3		2.85	0.85	2.50	31.5			6.6	4.2	2.5	6.80	2.5	87.00	16.40	1.5	15.6	18000
DSR-35	35	33.0		2.85	1.00	2.50	32.2			6.7	4.2	2.5	7.10	3.0	86.00	17.80	1.5	15.4	17000
DSR-36	36	34.0		2.85	1.00	2.50	33.2			6.7	4.2	2.5	7.50	3.0	101.50	20.10	2.0	18.3	16000
DSR-38	38	36.0		2.85	1.00	2.50	35.2			6.8	4.3	2.5	8.00	3.0	101.00	21.20	2.0	18.6	15000
DSR-40	40	37.5	-0.25	2.85	1.25	2.50	36.5	+0.25	-0.50	7.0	4.4	2.5	8.20	3.8	104.00	25.30	2.0	19.3	14000
DSR-42	42	39.5		2.85	1.25	2.50	38.5			7.2	4.5	2.5	9.60	3.8	102.00	26.70	2.0	19.2	13000

ANILLO DEL EJE PIÑÓN

ANILLO DEL EJE CORONA

Tabla 50. Selección del tipo de anillos de retención.

Fuente: Anexo R

Se empleó en anillo de sujeción externo, métrico, para un diámetro de 30mm con un diámetro de ranura de 28,6mm.

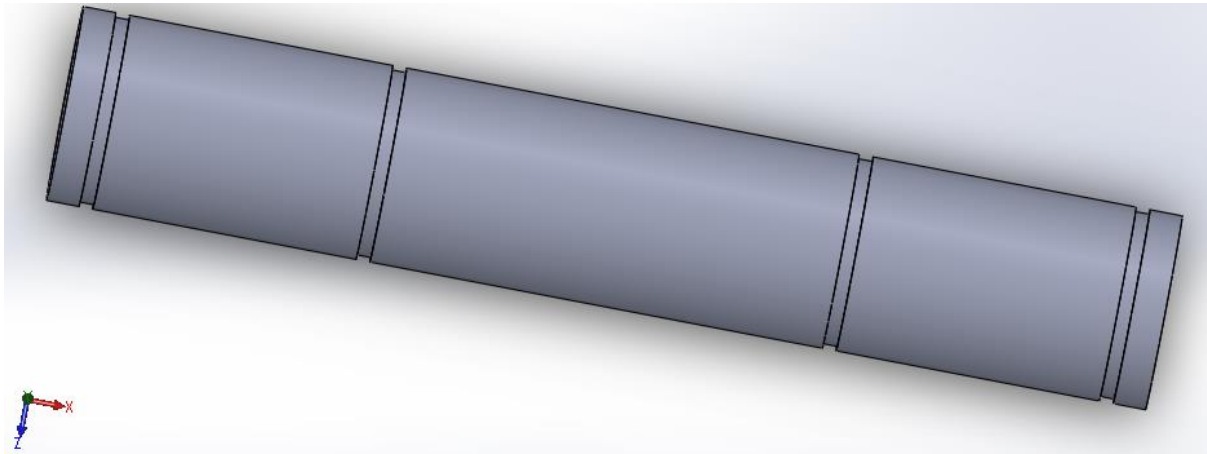


Figura 42. Eje del piñón con las ranuras para los anillos de retención.

Fuente: Jiménez M (2024)

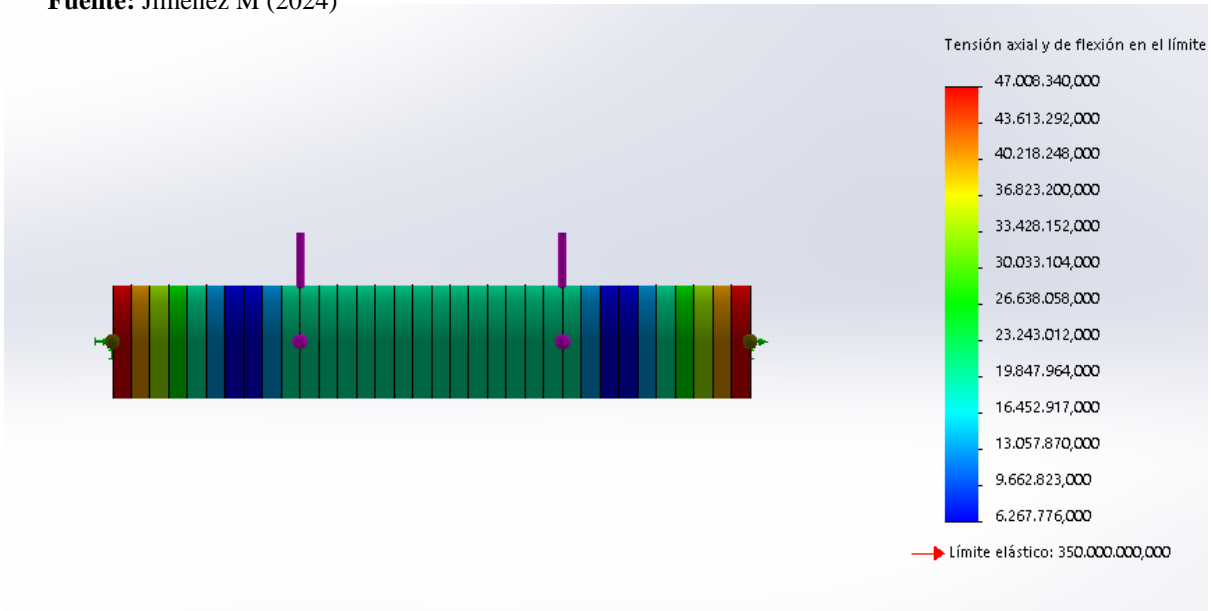


Figura 43. Esfuerzos en el eje del piñón.

Fuente: Jiménez M (2024)

Se puede apreciar como el esfuerzo máximo sobre el eje está dado en las reacciones, en donde hay esfuerzos de 47MPa, cuando el límite de elasticidad es de 350MPa. Al centrar las cargas en las ranuras de sujeción y simular se tuvo los resultados mostrados a continuación.

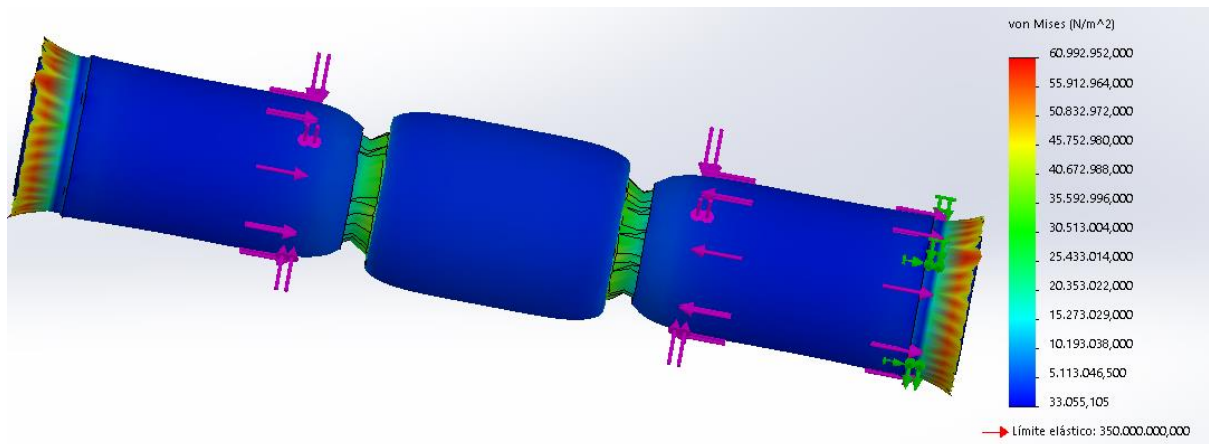


Figura 44. Esfuerzos concentrados en las ranuras en el eje del piñón.

Fuente: Jiménez M (2024)

De la figura anterior se apreció que, al centrar las cargas en las ranuras de sujeción el esfuerzo máximo con el que se cuenta es de 60,9MPa, cuando el límite de elasticidad del material empleado para el diseño del eje es de 350MPa.

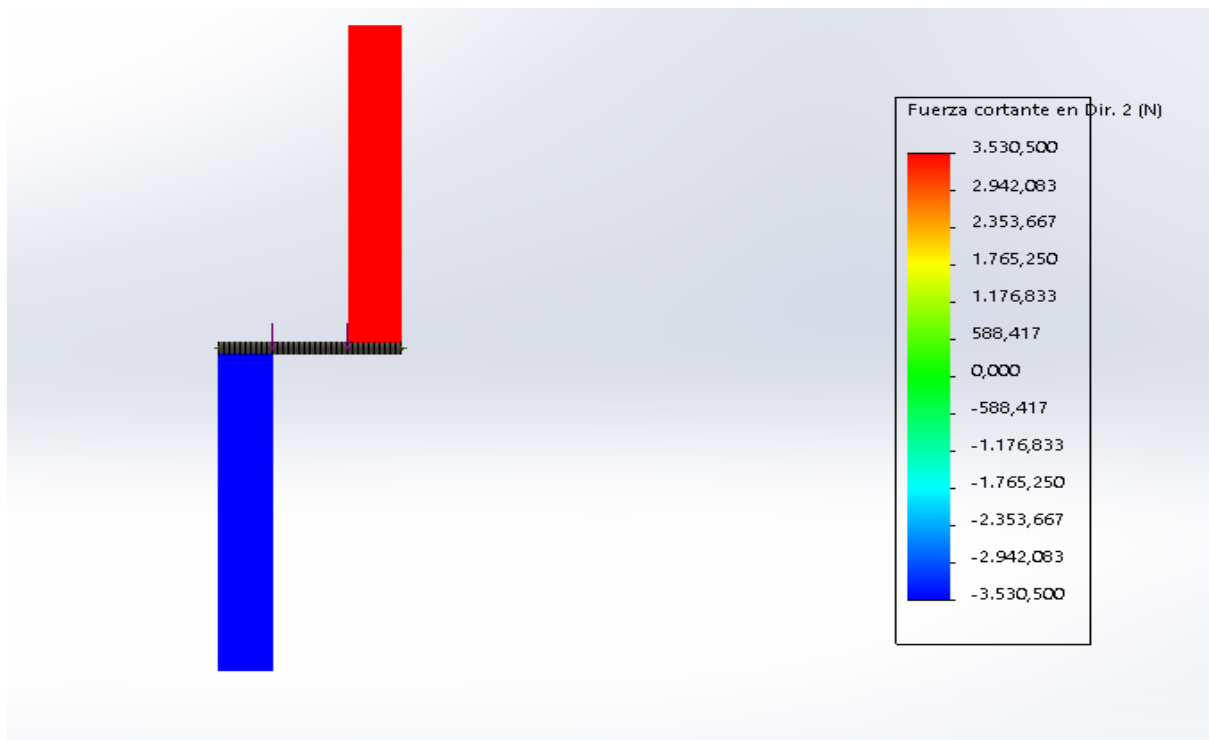


Figura 45. Diagrama de esfuerzos cortantes del eje del piñón.

Fuente: Jiménez M (2024)

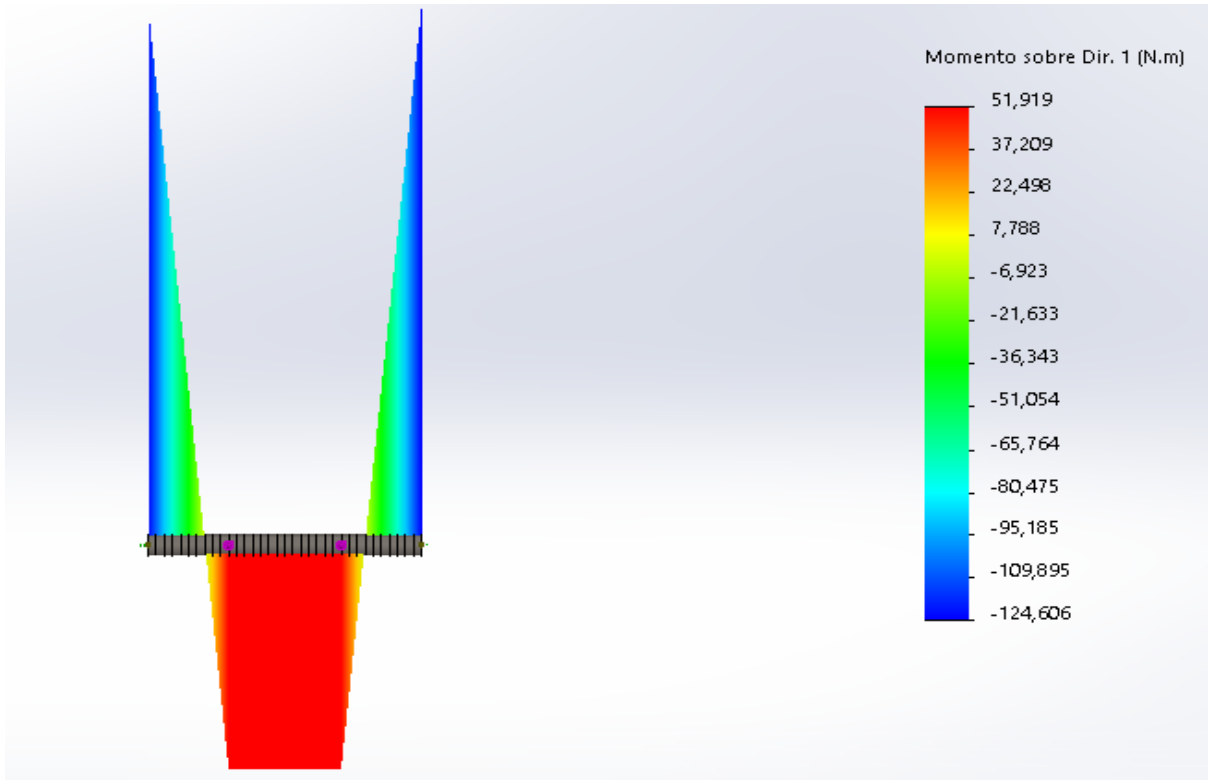


Figura 46. Diagrama de momentos del eje del piñón.

Fuente: Jiménez M (2024)

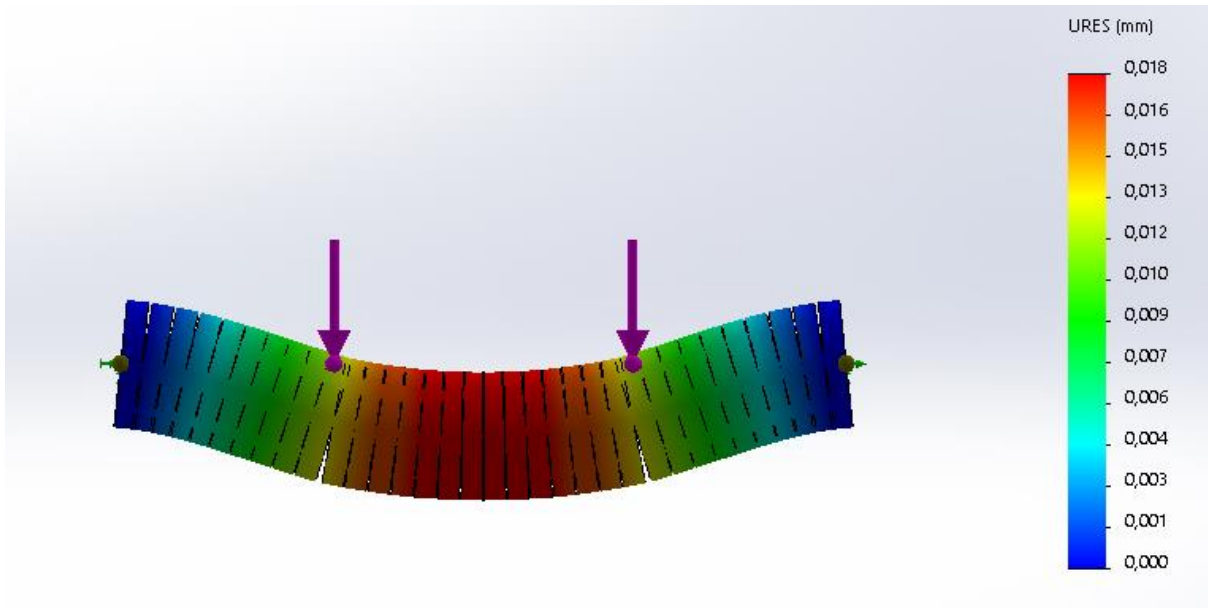


Figura 47. Deformación unitaria del eje del piñón.

Fuente: Jiménez M (2024)

4.3.1.19 Diseño de los soportes del eje del piñón

$$\frac{\sigma_{trabajo}}{2} = \frac{F}{A}$$

$$\frac{393 \text{ MPa}}{2} = \frac{3\,530 \text{ N}}{2(10)^{-2} \text{ m} * h}$$

$$h = 9,98(10)^{-4}$$

Por ende, se puede seleccionar cualquier medida superior a 1mm, se seleccionó una viga perfil C, igual que la seleccionada para los rieles, se selecciona el perfil C75 x 9 con una masa de 8,8kg/m, una altura de 76mm, ancho de 40mm, y espesor de alma 9mm. La intención de elegir a conveniencia este perfil está en que éste soporte es crucial en el sistema, es el que soporta de lleno todo el esfuerzo realizado por la fuerza del sistema, si ésta se pandea, desestabiliza el sistema; esto además de que el eje debe calzar en el perfil, no mediante rodamientos, esto porque los piñones son los que tienen directamente los rodamientos.

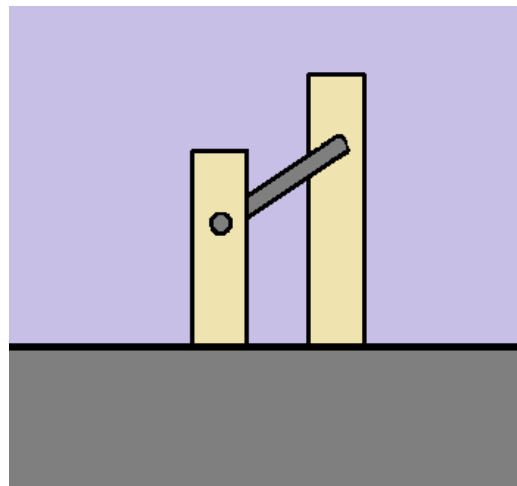


Figura 48. Soporte del eje del piñón.

Fuente: Jiménez M (2024)

El eje entra con un ángulo de 45 grados, la altura de la ranura donde está es de 5cm y 3,5cm, tal como se muestra en la imagen anterior. Para la altura, se tiene que el actuador presenta una altura de z_z (320mm) + carrera (1100mm) + radio de la corona (101,6mm) = 1521,6mm; al presentarse un ángulo de 45 grados entre piñón y corona y al contarse con una distancia en la base entre el actuador y los soportes del eje del piñón de 58,33 cm, la diferencia de altura entre la corona y el piñón es de 58,33 cm ($\tan 45 = 1$), entonces, la altura del eje del piñón debe ser de 938,3 mm o 93,83cm, se elige una altura de la viga de 1,10m.

4.3.1.20 Diseño de la base de los actuadores verticales y de los soportes de los ejes de los piñones

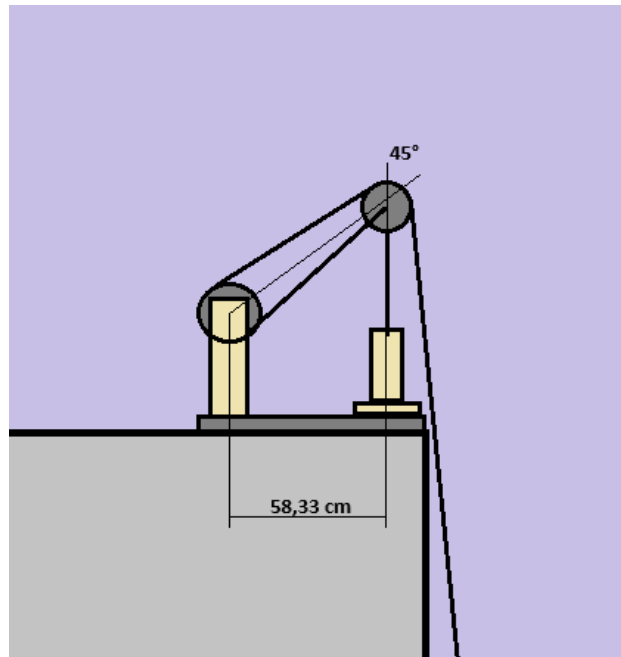


Figura 49. Distancia entre piñón y corona.
Fuente: Jiménez M. (2024)

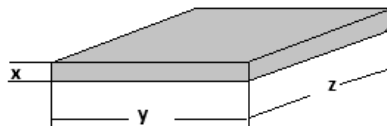


Figura 50. Dimensiones de la base.
Fuente: Jiménez M. (2024)

En x se toma la altura de la base del actuador horizontal, es decir, 1cm. En y se toma en cuenta el ancho del actuador (230mm) y el de los dos soportes (170mm), se toma 230mm y se le agregan 2cm a cada lado, es decir: 234mm en y. En z se toma en cuenta la distancia entre piñón y corona (58,33cm), el ancho del actuador (150mm), la mitad del ancho de la viga (la mitad porque la otra mitad ya se tomó en cuenta en los 58,33cm) y se le agregan 2cm a cada lado, es decir, se tiene $58,33\text{cm} + 15,0\text{cm} + 7,6/2\text{ cm} + 2\text{cm} * 2$ (se le agregan 2 cm a cada lado): 81,13 cm.

4.3.1.21 Selección del rodamiento del eje del piñón

Para la selección de los diversos rodamientos necesarios en el sistema, se empleó el catálogo general de la SKF, para hacer la selección se cuenta con los siguientes datos:

$P = 7\,060\text{ N}$; $\phi = 3,00\text{ cm}$; $n = 50$ (suposición durante el proceso de diseño); $T = 40^\circ\text{C}$ (suposición durante el proceso de diseño), con Contaminación: Muy limpio.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	*16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	*6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	*6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	*6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	*16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	*6006

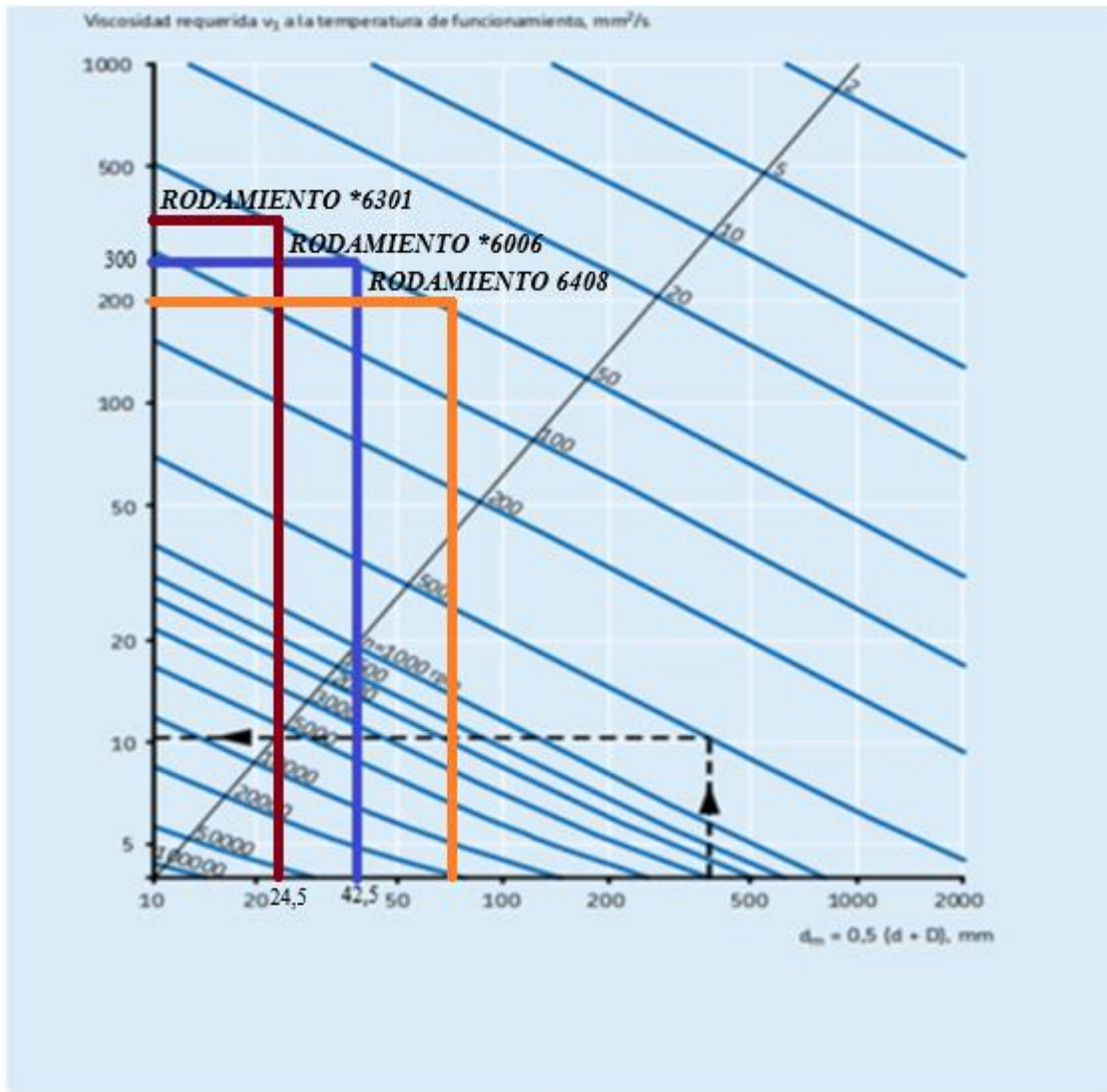
Tabla 51. Tabla de rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 25 y 35mm
Fuente: Anexo N

Se seleccionó un rodamiento de $d = 30\text{mm}$, tipo *6006 con:

$$C = 13,8\text{ kN y } P_u = 0,355\text{ kN}$$

$$dm = 0,5(d + D)$$

$$dm = 0,5(30 + 55) = 42,5$$



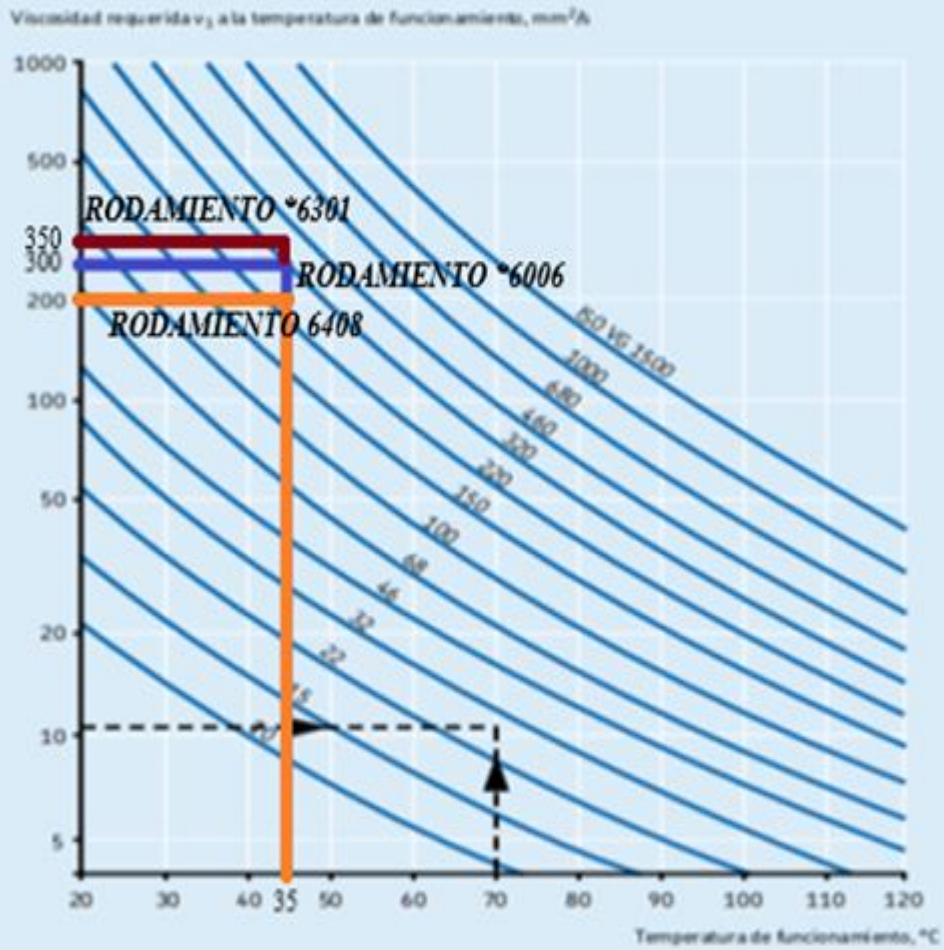
Gráfica 6. Gráfica que relaciona rpm con el diámetro medio del rodamiento.

Fuente: Anexo N

Entrando en la gráfica con $d_m = 42,5$ y con $n = 50$ rpm, se tiene que:

$$V_1 = 300 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Conversión a la viscosidad cinemática ν a la temperatura de referencia (clasificación ISO VG)



Gráfica 7. Gráfica que relaciona la temperatura con la viscosidad requerida en el rodamiento.

Fuente: Anexo N

Se entró en la gráfica se selecciona un lubricante ISO VG 320

Vida nominal básica:

$$L_{10}h = \left(\frac{10^6}{60n}\right)\left(\frac{C}{P}\right)^n$$

Donde el n exponente es igual a 3 para rodamientos de bolas, el n del denominador es de rpm y p es de la carga.

$$L_{10}h = \left(\frac{10^6}{60(50)} \right) \left(\frac{13,8(10)^3}{3\,530\,N} \right)^3 = 19\,915,53\,h$$

Tabla 3

Clasificación de viscosidad según la ISO 3448

Grado de viscosidad	Límites de viscosidad cinemática a 40 °C		
	medio	mín	máx
–	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Tabla 52. Tabla de los límites de viscosidad cinemática de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas.

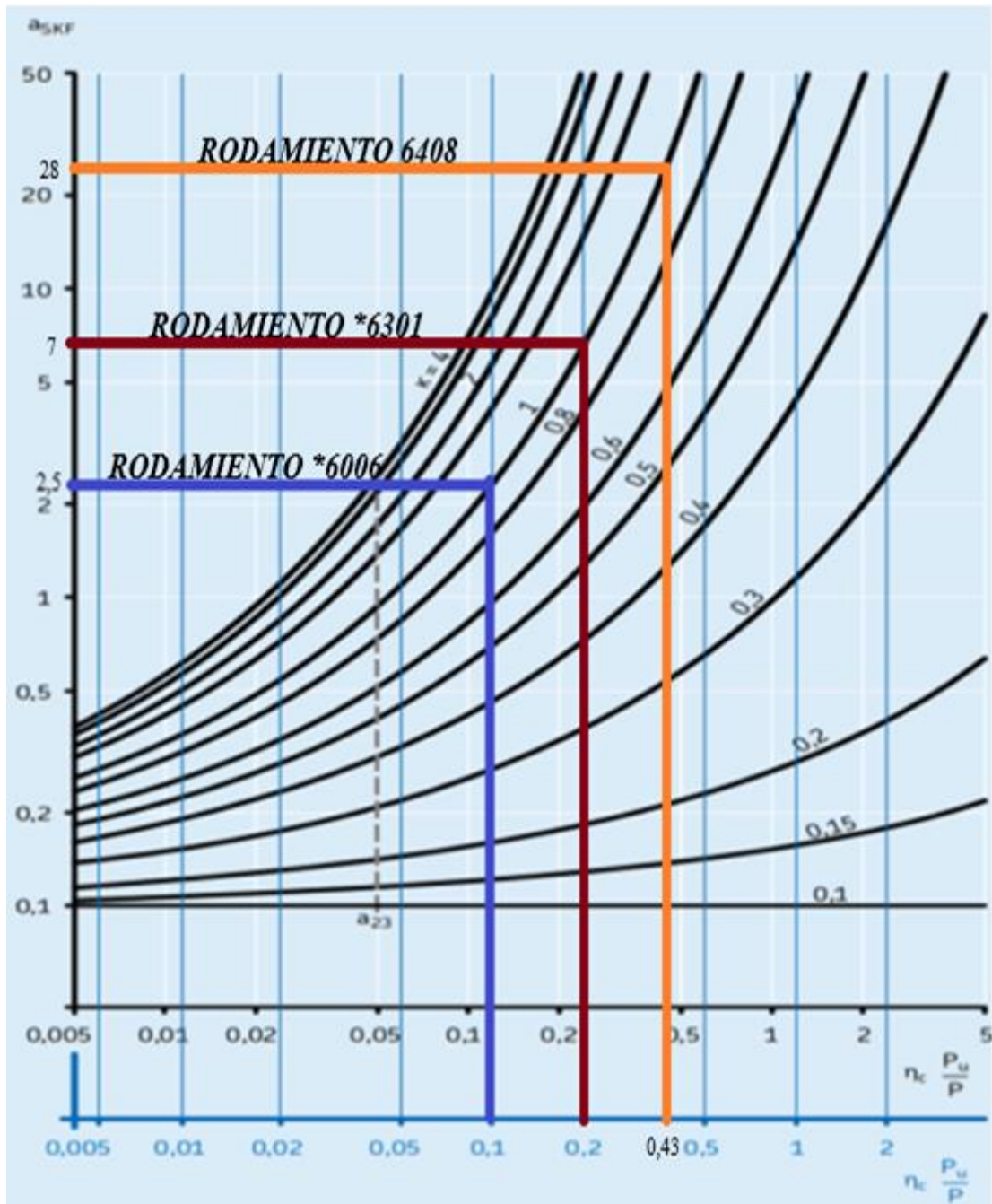
Fuente: Anexo N

$$k = \left(\frac{v}{v_1} \right)$$

$$k = \left(\frac{320}{320} \right) = 1$$

El factor de contaminación $n_c = 1$.

Factor a_{skf}



Gráfica 8. Gráfica que relaciona el factor $n_c \cdot (P_u/P)$ con el factor a_{skf} .

Fuente: Anexo N

$$n_c \left(\frac{P_u}{P} \right)$$

$$1 * \left(\frac{0,355 \text{ kN}}{3\,530 \text{ N}} \right) = 0,1$$

Entrando a la gráfica con 0,1 y con $K = 1$ se tiene que el factor $a_{skf} = 2,5$

Vida nominal a_{skf} :

$$L_{10mh} = L_{10h} * a_{skf}$$

$$L_{10mh} = 19\,915,53 * 2,5 = 49\,788,83 \text{ h}$$

Ec. 57

Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	13.8 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	8.3 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.355 kN
Velocidad de referencia		28 000 r/min
Velocidad límite		17 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.025
Factor de cálculo	f ₀	15

Tabla 53. Datos del rodamiento *6006 (rodamiento seleccionado)

Fuente: Anexo K

Carga mín para que no exista falla por derrape:

$$F_{rm} = Kr \left(6 + \frac{4n}{n_r} \right) \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 \quad \text{Ec. 58}$$

$$= 0,025 \left(6 + \frac{4 * 50}{28\,000} \right) \left(\frac{42,5}{100} \right)^2 = 0,027kN \leq 5,293kN \text{ (peso de base del sistema)}$$

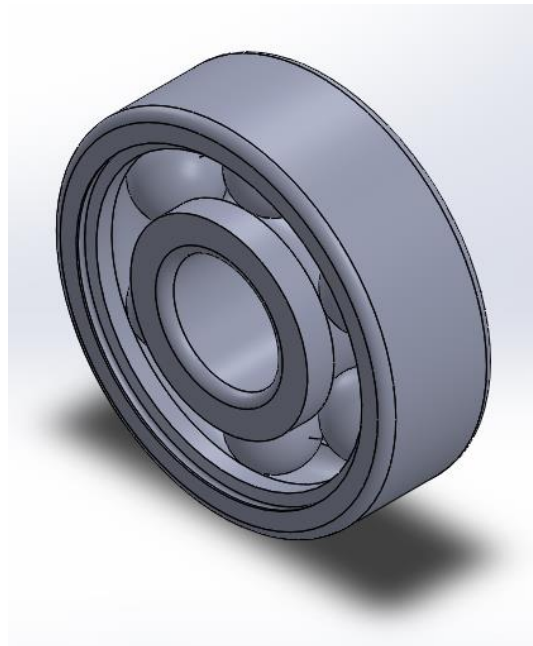


Figura 51. Diseño en SolidWorks del rodamiento *6006.

Fuente: Jiménez M. (2023)

4.3.1.22 Diseño del eje de la guía paralela a la base

$$F_{horizontal} = \left(\frac{14\,122\,N}{2} \right) = 7\,061\,N$$

$$\tau_P = \frac{4P}{\pi\phi^2} = 8\,990,34\,\phi^{-2}N$$

$$\tau_{MT} = \frac{16M_T}{\pi\phi^3} = 0$$

$$\sigma_{Mf} = \frac{32M_f}{\pi\phi^3} = 1\,798,12 \phi^{-3} N$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{Mf}}{2}\right)^2 + (\tau_x)^2}$$

$$\tau_x = \sqrt{(\tau_P)^2 + (\tau_{MT})^2}$$

$$226,76 \text{ MPa} = \sqrt{\left(\frac{1\,798,12}{2\phi^3}\right)^2 + \left(\sqrt{(8\,990,34 \phi^{-2})^2}\right)^2}$$

$$\phi = 0,00631 \text{ m} = 0,63 \text{ cm}$$

A fin de contar con un rodamiento que soporte la fuerza necesaria y tenga una vida superior a las 500 h, se toma un diámetro de 1,2 cm.

4.3.1.22.1 Selección del rodamiento del eje de la guía paralela a la base

Para la selección de los diversos rodamientos necesarios en el sistema, se empleó el catálogo general de la SKF, para hacer la selección se cuenta con los siguientes datos:

$$P = 7\,061 \text{ N}$$

$$\phi = 1,2 \text{ cm}$$

$$n = 50 \text{ (suposición durante el proceso de diseño)}$$

$$T = 40^\circ\text{C} \text{ (suposición durante el proceso de diseño)}$$

Contaminación: Muy limpio.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
12	21	5	1,43	0,67	0,028	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,25	0,98	0,043	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,10	60 000	38 000	0,022	*6001
	30	8	5,07	2,36	0,10	56 000	34 000	0,023	16101
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,060	*6301
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60 000	38 000	0,0074	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,025	*16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,030	*6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	*6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	*6302
17	26	5	1,68	0,93	0,039	56 000	34 000	0,0082	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,018	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,032	*16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,039	*6003
20	40	9	9,56	4,75	0,2	38 000	24 000	0,048	98203
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	*6203
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,12	*6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403
	22	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018
37		9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,038	61904
42		8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,050	*16004
42		9	7,93	4,5	0,19	38 000	24 000	0,051	98204 Y
42		12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,069	*6004
47		14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	*6204
47		14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,096	6204 ETN9
52		15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	*6304
52		15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
72		19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,40	6404
22	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19 000	0,12	62/22
	56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18 000	0,18	63/22

* Rodamiento SKF Explorer

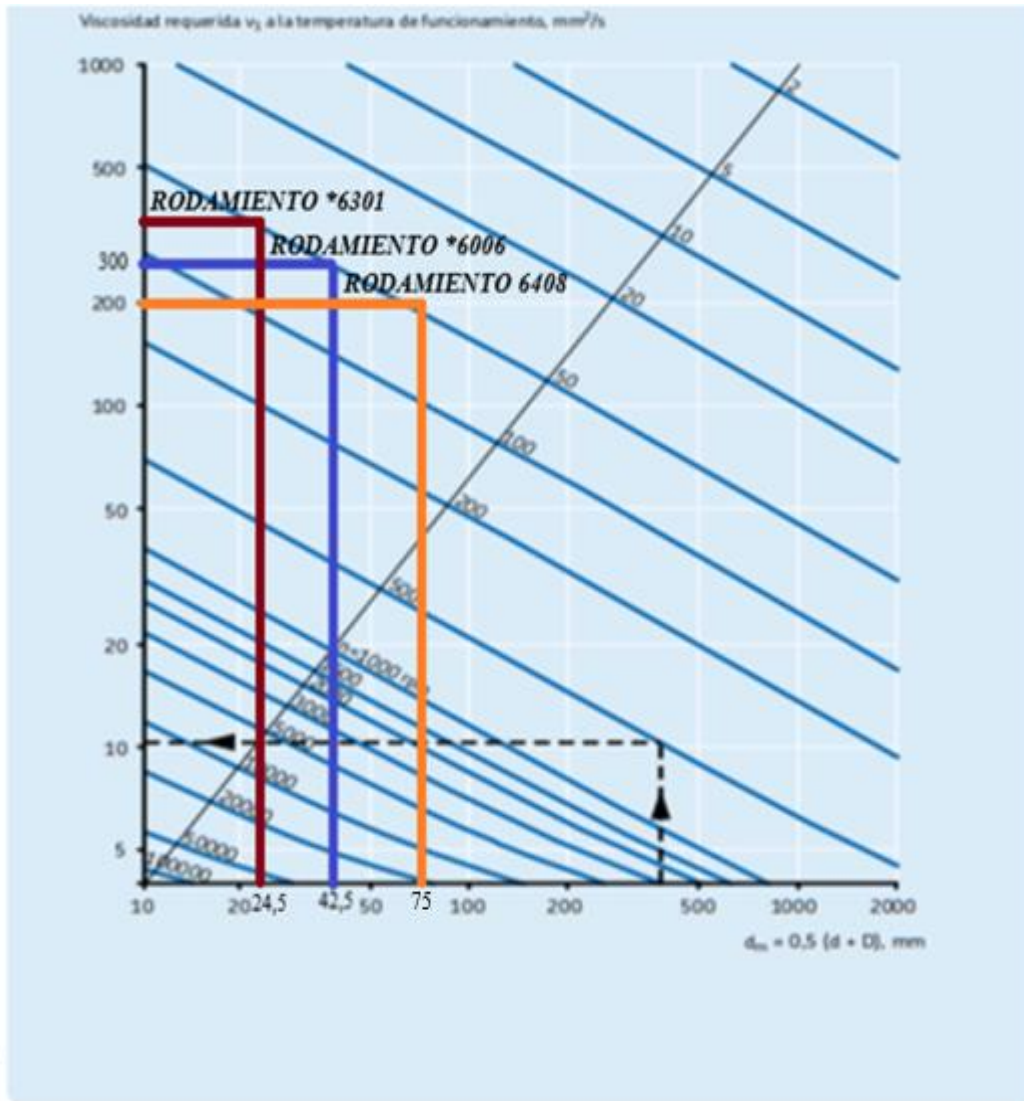
Tabla 54. Tabla de rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 12 y 22mm
Fuente: Anexo N

Se seleccionó un rodamiento de d = 12mm, tipo *6301 con:

$$C = 10,1 \text{ kN y } P_u = 0,176 \text{ kN}$$

$$dm = 0,5(d + D)$$

$$dm = 0,5(12 + 37) = 24,5$$

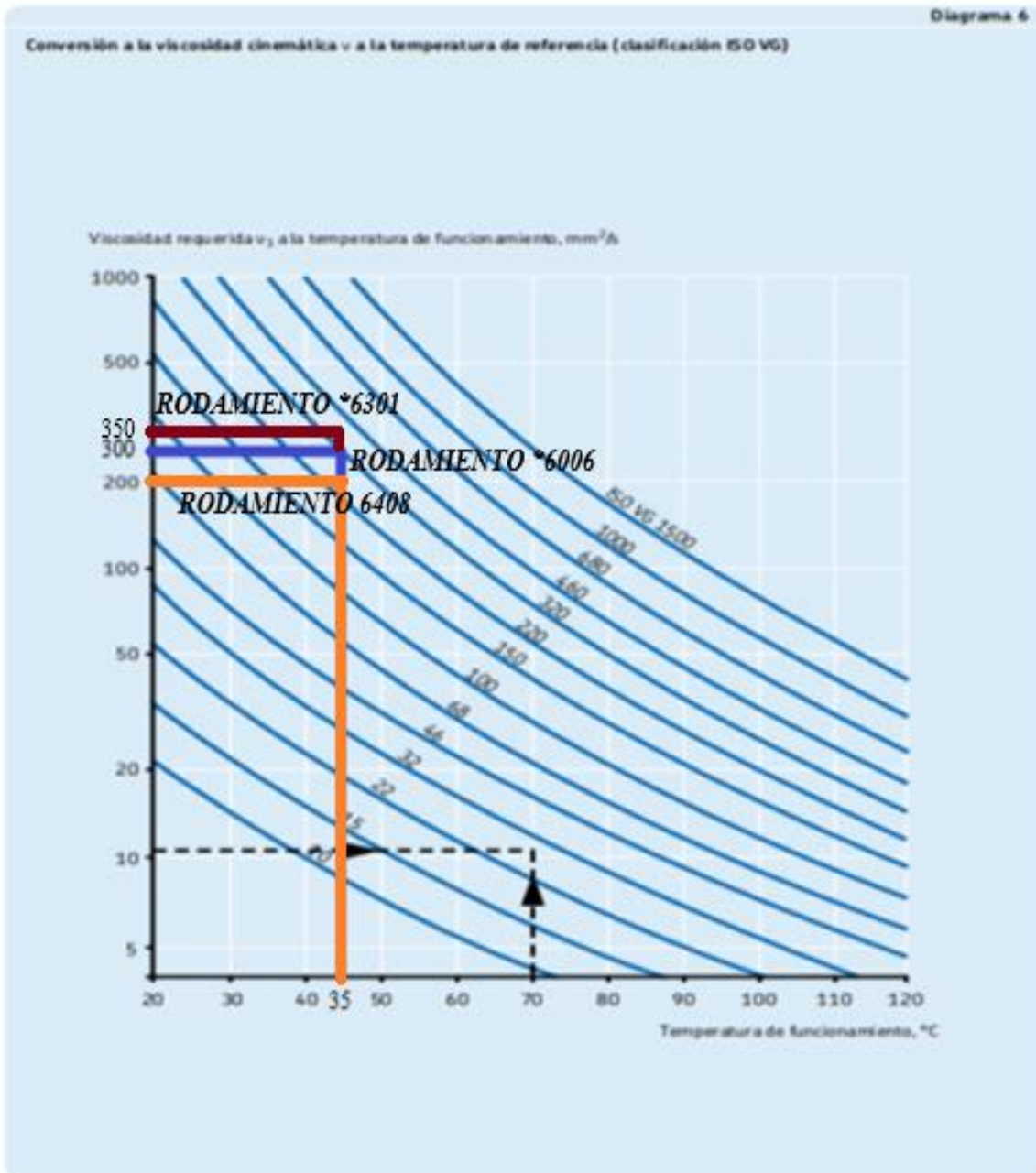


Gráfica 9. Gráfica que relaciona rpm con el diámetro medio del rodamiento.

Fuente: Anexo N

Entrando en la gráfica con $d_m = 24,5$ y con $n = 50$ rpm, se tiene que:

$$V_1 = 350 \text{ mm}^2/\text{s}$$



Gráfica 10. Gráfica que relaciona la temperatura con la viscosidad requerida en el rodamiento.

Fuente: Anexo N

Entrando en la gráfica se selecciona un lubricante ISO VG 320

Vida nominal básica:

$$L_{10}h = \left(\frac{10^6}{60n}\right)\left(\frac{C}{P}\right)^n$$

Donde el n exponente es igual a 3 para rodamientos de bolas, el n del denominador es de rpm y p es de la carga.

$$L_{10}h = \left(\frac{10^6}{60(50)}\right)\left(\frac{10,1(10)^3}{7\,061}\right)^3 = 975,54 \text{ h}$$

Tabla 3

Clasificación de viscosidad según la ISO 3448			
Grado de viscosidad	Límites de viscosidad cinemática a 40 °C		
	medio	mín	máx
–	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Tabla 55. Tabla de los límites de viscosidad cinemática de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con d entre 12 y 22mm.

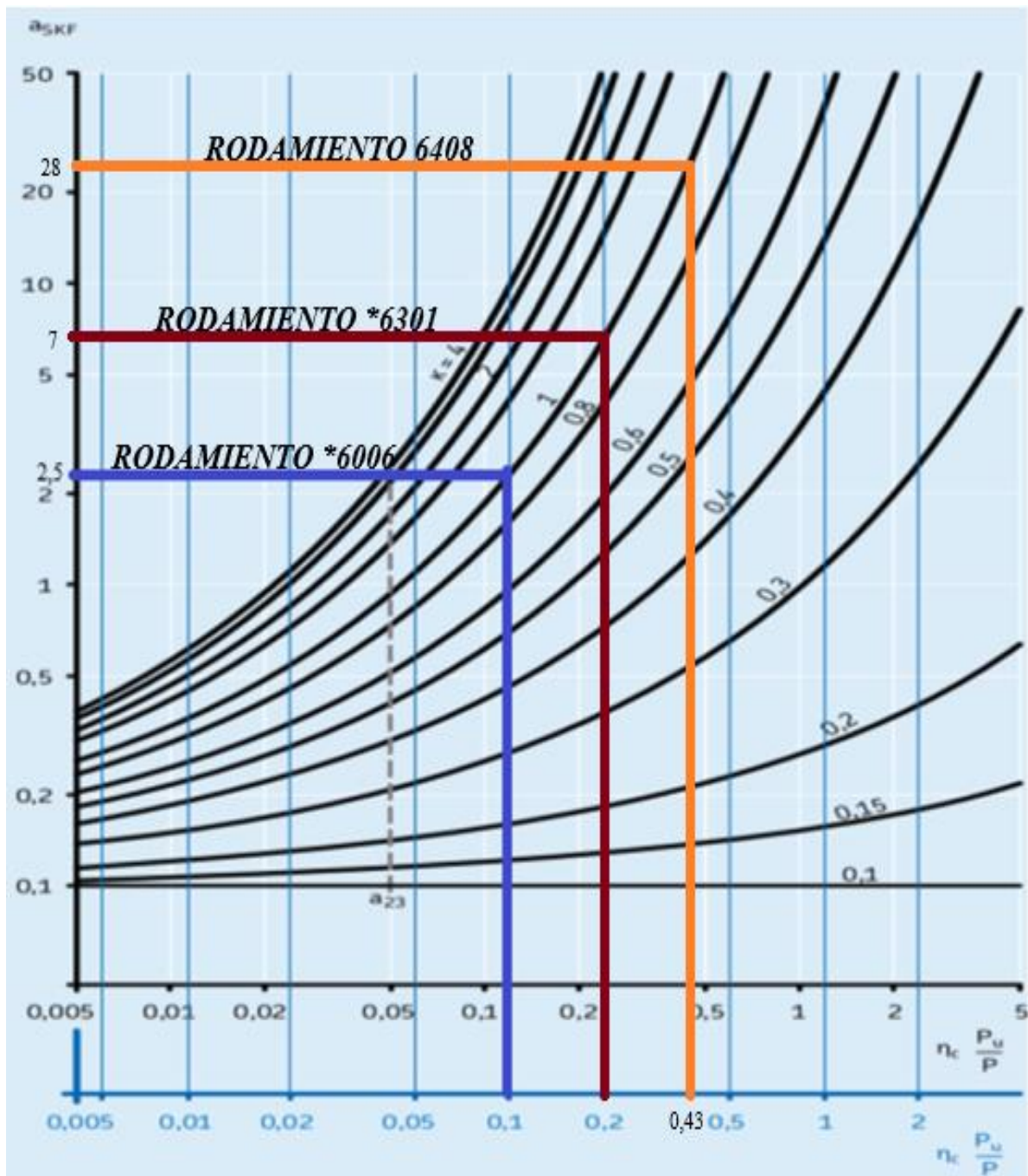
Fuente: Anexo N

$$k = \left(\frac{v}{v_1}\right)$$

$$k = \left(\frac{320}{320}\right) = 1$$

El factor de contaminación $n_c = 1$.

Factor a_{skf}



Gráfica 11. Gráfica que relaciona el factor $n_c \cdot (P_u/P)$ con el factor a_{skf} .

Fuente: Anexo N

$$n_c \left(\frac{P_u}{P} \right)$$

$$1 * \left(\frac{0,176 \text{ kN}}{7\,061 \text{ N}} \right) = 0,02$$

Entrando a la gráfica con 0,02 y con $K = 1$ se tiene que el factor $a_{skf} = 7$

Vida nominal a_{skf} :

$$L_{10}mh = L_{10}h * askf$$

Ec. 59

$$L_{10}mh = 975,54 h * 7 = 6\,828,78 h$$

Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	10.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	4.15 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.176 kN
Velocidad de referencia		45 000 r/min
Velocidad límite		28 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.03
Factor de cálculo	f ₀	11

Tabla 56. Datos del rodamiento *6301 (rodamiento seleccionado)

Fuente: Anexo N

Carga mín para que no exista falla por derrape:

$$Frm = Kr(6 + \frac{4n}{n_r})(\frac{d_m}{100})^2$$

Ec. 60

$$= 0,025 \left(6 + \frac{4 * 50}{43\,000} \right) \left(\frac{25}{100} \right)^2 = 0,009kN \leq 5,293kN \text{ (peso de la base del sistema)}$$

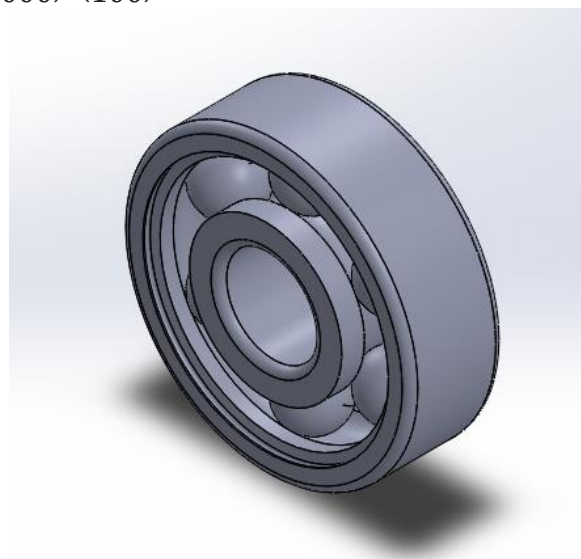


Figura 52. Diseño en SolidWorks del rodamiento *6301.

Fuente: Jiménez M. (2024)

4.3.1.23 Diseño de las barras de reacción del eje

$$\sigma_{trab\,m\acute{a}x} = \frac{P}{A} \leq \frac{Sy}{N}, \text{ con } P = 7\,061 N \text{ y } Sy = 393 MPa$$

$$A = \frac{P \cdot N}{S_y} \text{ Tomando } N = 3$$

$$A = 5,39(10)^{-5} m^2$$

$L = \sqrt{A} = 0,00734 m = 0,73 cm$, como se tomó un rodamiento de diámetro mayor, se selecciona $L = 1 cm$.

4.3.1.24 Diseño del eje de la guía perpendicular a la base

$$\sigma_{trab\ máx} = \frac{S_y}{N} = \frac{393 MPa}{3} = \frac{P}{A}$$

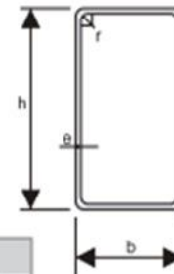
$$A = \frac{3(7\ 061)}{393 MPa} = 5,4(10)^{-5} m^2$$

$$L = \sqrt{A} = 0,0074 m = 0,74 cm$$

A fin de contar con un rodamiento que soporte la fuerza necesaria y tenga una vida superior a las 500 h, se toma un diámetro de 1,2 cm, es decir, se toma el rodamiento seleccionado para el eje de la guía paralela a la base, el cual es un rodamiento *6301.

4.3.1.25 Diseño de la estructura del Sensor A

Tubería pulida rectangular para carpintería metálica y herrería.
Materia prima hasta 1,90 mm. ASTM-A366. Laminado en frío.
Mas de 2,00 mm, ASTM-A569. Laminado en caliente.



TUBOS PULIDOS RECTANGULARES									
Nominales	h	b	Espesor Nominal	Radio de Esquina Exterior	Peso	Largo	Peso/ Pieza	Piezas/ Atado	Peso/ Atado
h x b	mm	mm	e	r	kg/m	m	kg/pieza	Cant.	kg/atado
pulg x pulg	mm	mm	mm	mm	kg/m	m	kg/pieza	Cant.	kg/atado
1 x 1/2	25,00	12,00	0,90	1,80	0,51	6,00	3,06	128	391,68
1 X 1/2	25,00	12,00	1,10	2,20	0,61	6,00	3,66	128	468,48
1 1/2 X 1/2	27,50	12,00	0,90	1,80	0,69	6,00	4,14	100	414,00
1 1/2 X 1/2	37,50	12,00	1,10	2,20	0,83	6,00	4,98	100	498,00
1 1/2 X 3/4	38,10	19,05	0,90	1,80	0,78	6,00	4,68	98	458,64
1 1/2 X 3/4	38,10	19,05	1,10	2,20	0,94	6,00	5,64	98	552,72
1 1/2 X 3/4	38,10	19,05	1,40	2,80	1,18	6,00	7,08	98	693,84
1 1/2 X 1	37,50	25,00	0,90	1,80	0,87	6,00	5,22	96	501,12
1 1/2 X 1	37,50	25,00	1,10	2,20	1,05	6,00	6,30	96	604,80
1 3/4 X 1/2	44,45	12,70	0,90	1,80	0,78	6,00	4,68	108	505,44
1 3/4 X 1/2	44,45	12,70	1,10	2,20	0,94	6,00	5,64	108	609,12

ESTRUCTURA DEL SENSOR A

BARRERAS GUÍA SOPORTE

Tabla 57. Datos de perfiles rectangulares.

Fuente: Anexo G

Tubería pulida cuadrada laminada en frío, para carpintería metálica y herrería.
Materia prima ASTM- A366

TUBOS PULIDOS CUADRADOS									
Nominales	h	b	Espesor Nominal e	Radio de Esquina Exterior r	Peso	Largo	Peso/Pieza	Piezas/Atado	Peso/Atado
pulg x pulg	mm	mm	mm	mm	kg/m	m	kg/pieza	Cant.	kg/atado
1/2 x 1/2	12,00	12,00	0,90	1,80	0,33	6,00	1,980	225	445,50
1/2 x 1/2	12,00	12,00	1,10	2,20	0,39	6,00	2,340	225	526,50
5/8 x 5/8	15,88	15,88	0,90	1,80	0,42	6,00	2,520	144	362,88
5/8 x 5/8	15,88	15,88	1,10	2,20	0,50	6,00	3,000	144	432,00
3/4 x 3/4	18,50	18,50	0,80	1,60	0,45	6,00	2,700	130	351,00
3/4 x 3/4	18,50	18,50	0,90	1,80	0,51	6,00	3,060	130	397,80
3/4 x 3/4	18,50	18,50	1,10	2,20	0,61	6,00	3,660	130	475,80

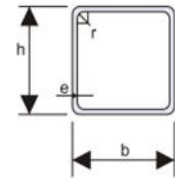


Tabla 58. Datos de perfiles cuadrados.

Fuente: Anexo G

La altura de la estructura es de 1,50m, la estructura deberá poder retirarse al momento del cambio de paleta con la finalidad de no chocar contra la paleta que trae el montacargas. Para las columnas soporte de la estructura se emplea un perfil de 1x 1/2” de e = 0,90mm, se emplean dos, uno a cada uno de la fosa, con una altura de 1,50m por la necesidad ya comentada y, éstas tendrán una ranura para montar y desmontar la viga horizontal. Para la estructura horizontal, se selecciona un perfil cuadrado de 1/2 x 1/2”, la cual tendrá un largo de 1,80m y tendrá una perforación justo en el medio para el Sensor A.

4.3.1.26 Selección del tipo de tornillería

4.3.1.26.1 Tornillo unión del Acero y el Nylon en la superficie de impacto del cilindro horizontal

Para realizar el diseño se parte de que los tornillos se realizan con Acero Inoxidable mayormente del tipo 304 y 316, se selecciona el Acero Inoxidable 304 y se toman sus propiedades del anexo A ($S_y = 1\ 103\ \text{MPa}$, $S_u = 1310\ \text{MPa}$ y $E = 189,6\ \text{GPa}$).

$$P = 5\ 314,5\ \text{N}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{N} = \frac{P}{A \cdot n} \tag{Ec. 61}$$

Donde:

A = Área del tornillo

N = Cantidad de tornillos

Para tornillos, $1,5 \leq N \leq 2$

$$\frac{S_y}{N} = \frac{P}{A * n}$$

$$\frac{1\ 103\ MPa}{2} = \frac{5\ 314,5\ N}{\pi r^2 * 6}$$

$$r = 1\ mm$$

Es conveniente que el tornillo sea avellanado. Partiendo de ello, del largo (mínimo 2cm) y del radio mínimo que debía presentar el tornillo, se seleccionó un tornillo M6 x1,5 de la tabla 27, no se seleccionó uno de menor diámetro debido al largo del tornillo.

INDEX
FIXING SYSTEMS


FICHA TÉCNICA

TORNILLOS ROSCA MÉTRICA


Denominación: **TORNILLOS ROSCA MÉTRICA** Códigos: T084, T963, T965, T985, D933, D912, D603, D125, D127, D9021, D934, D985


Referencia: **FT MET-es** Fecha: **06/04/18** Revisión: **4** Página: **5 de 12**


2.3 DIN-965 Tornillo de cabeza avellanada y huella Ph




Propiedades



Acero



Recubrimiento zincado


Unión chapas

Propiedades


Ph


Cabeza avellanada


Métrica

MÉTRICA		M3	M4	M5	M6
∅d2: diámetro cabeza	[mm]	5.6	7.5	9.2	11.0
k: espesor cabeza	[mm]	1.65	2.2	2.5	3.0
Hueco Ph		1	2	2	3
Punta colocación		PUPHC01 PUPHL01	PUPHC02 PUPHL002	PUPHC02 PUPHL02	PUPHC03 PUPHL03

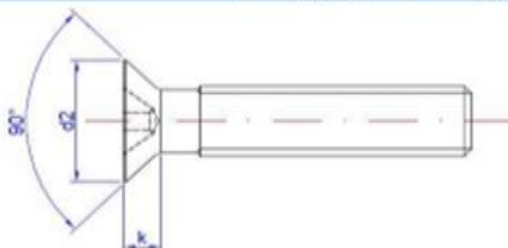
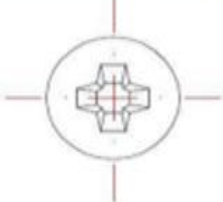



Tabla 59. Ficha técnica del tornillo seleccionado.

Fuente: Anexo Ñ

2.9 DIN-127		Arandela muelle Grower													
		<p>Propiedades</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>A Acero</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Z ZINC Recubrimiento zincado</p> </div> </div>													
		MÉTRICA	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
ød1: diámetro interior	4,1	5,1	6,1	8,1	10,2	12,2	14,2	16,2	18,2	20,2	22,5	24,5	27,5	30,5	36,5
ød2: diámetro exterior	7,6	9,2	11,8	14,8	18,1	21,1	24,1	27,4	29,4	33,6	35,9	40	43	48,2	58,2
h: anchura lisa	2	2,6	3,3	4,3	4,8	5,4	6,5	7,6	7,7	8,7	8,7	10,9	10,9	13,1	13,1
s: espesor	0,9	1,2	1,6	2	2,2	2,5	3	3,5	3,5	4	4	5	5	6	6

Tabla 60. Ficha técnica de la arandela seleccionada.

Fuente: Anexo O

2.11 DIN-934		Tuerca hexagonal														
		<p>Propiedades</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>A Acero</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Z ZINC Recubrimiento zincado</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>A2 INOX AISI 304 Posibilidad en Inoxidable A2</p> </div> </div>														
		M	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
s	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55
e	7,7	8,8	11,1	14,4	18,9	21,1	24,5	26,8	29,6	32,9	35,0	39,6	45,2	50,9	55,4	60,8
m	3,2	4	5	6,5	8	10	11	13	15	16	18	19	22	24	26	29
Llave	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55

Tabla 61. Ficha técnica de la tuerca seleccionada.

Fuente: Anexo O

4.3.1.26.2 Tornillo unión de los actuadores con su base

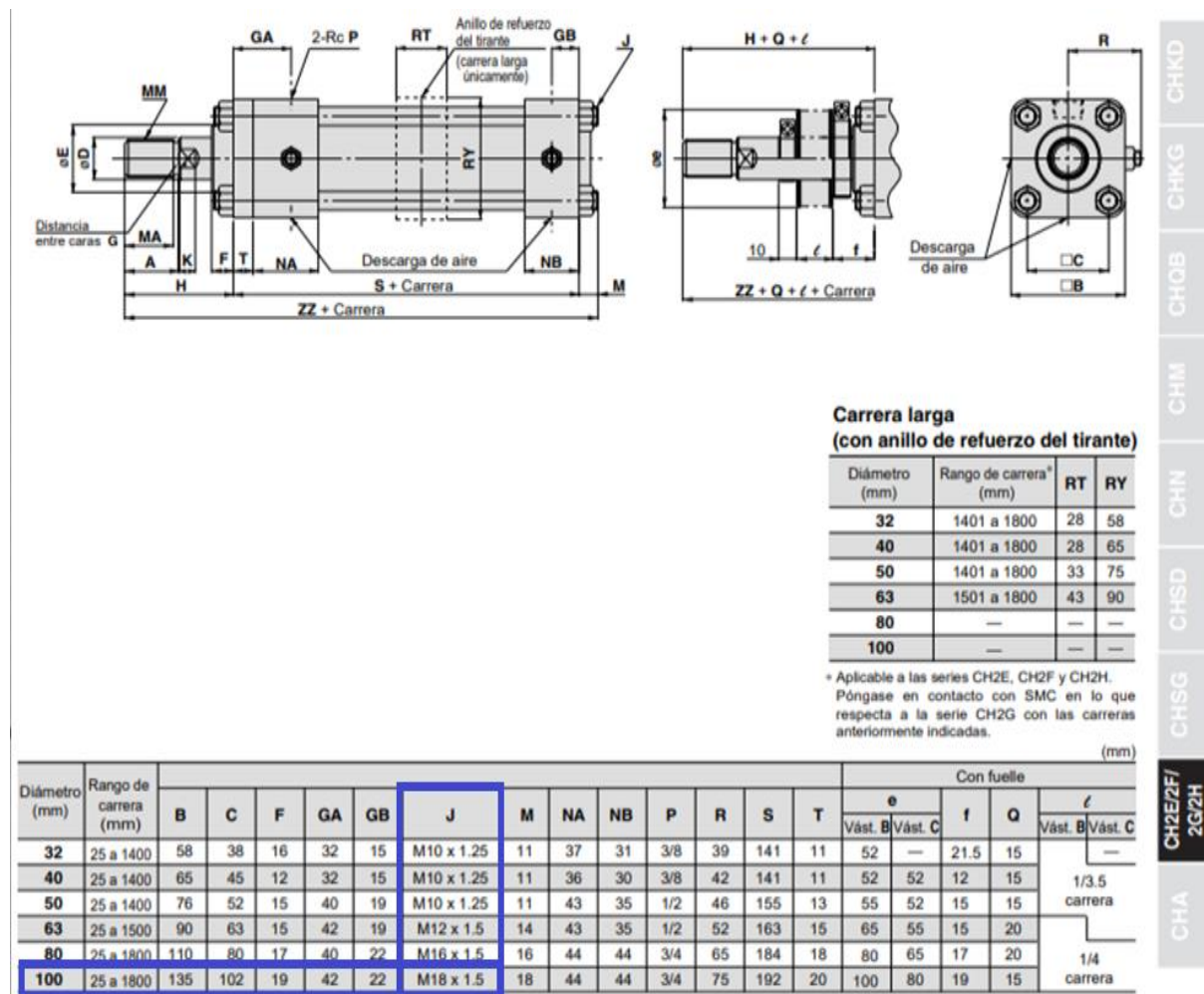
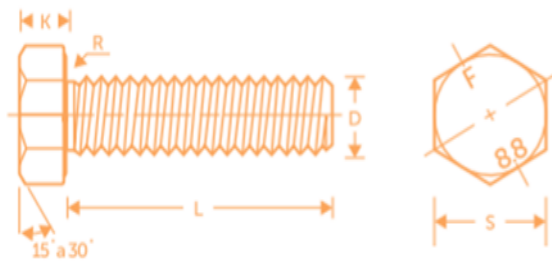


Tabla 62. Ficha técnica del actuador seleccionado.

Fuente: Anexo F

De la tabla expuesta anteriormente se aprecia que para un diámetro de 100mm los tornillos necesitados son M18 x 1,5, este tornillo fue seleccionado del catálogo del Anexo Ñ en la tabla a continuación

FICHA TÉCNICA



Longitudes: L = 13mm hasta 80mm según el diámetro
Lengths: L = 13mm thru 80mm according to diameter

Clase de rosca: Paso ordinario y fino 6g
Thread series: Coarse and fine pitch 6g

Nota: Los valores entre paréntesis en las normas ISO y se fabrican previa cotización
Note: Values in brackets of width across flats are for ISO standards and are manufactured on request

D Diámetro (Diameter)	Pasos (Pitch)		S Distancia entre caras (Width across flats)		K Altura de la cabeza (Head height)
	Ordinario (COARSE)	Fino (FINE)			
M6	1	-		10	4
M7	1	-		11	4.8
M8	1,25	1		13	5,3
M10	1,5	1-1,25	(16)	17	6,4
M12	1,75	1,25-1,5	(18)	19	7,5
M14	2	1,5	(21)	22	8,8
M16	2	1,5		24	10
M18	2,5	1,5		27	11,5
M20	2,5	1,5-2		30	12,5
M22	2,5	1,5	(34)	32	14
M24	3	2		36	15

Clase de resistencia (Property class)	ESPECIFICACIONES (Specifications)					
	Diámetro (Diameter)	Material (Material)	Dureza Rockwell (Rockwell hardness)		Resistencia a la tracción (Tensile strength) Nominal	Observaciones (Notes)
5.8	M6 a M24 (thru)	Acero de bajo o medio carbono (Low or medium carbon steel)	B 82	B 95	500 N/mm ²	Previa cotización (Quoted on request)
8.8	M6 a M16 (thru)	Acero de medio carbono tratado térmicamente (Medium carbon steel quenched and tempered)	B 22	B 32	800 N/mm ²	Standard (In stock)
	M18 a M24 (thru)		B 23	B 34		
10.9	M6 a M24 (thru)	Acero de medio carbono tratado térmicamente (Medium carbon steel quenched and tempered)	B 32	B 39	1000 N/mm ²	Previa cotización (Quoted on request)
12.9	M6 a M24 (thru)	Acero aleado tratado térmicamente (Alloy steel quenched and tempered)	B 39	B 44	1200 N/mm ²	Previa cotización (Quoted on request)

Tabla 63. Ficha técnica del tornillo seleccionado.

Fuente: Anexo O

Se necesitó 12 tornillos de este tipo, 4 por cada actuador seleccionado. El resto de junta se unen permanentemente mediante soldadura tipo SMAW.

4.3.1.27 Selección del tipo de pintura

Para la selección del tipo de pintura se tomó asesoría del sr. Juan Carlos Mendoza, el cual es jefe de producción, jefe de departamento de colores y asesor de ventas de la empresa Pintan. El sr. Juan Carlos recomendó el empleo de la pintura de la tabla mostrada a continuación, en donde se presenta la ficha técnica de la pintura; esta pintura es resistente contra el desgaste, tiene aditivos contra el envejecimiento y no se plastifica con el pasar del tiempo. Esta pintura a base de resina fue recomendada específicamente para el presente sistema, para sistemas que requieran una temperatura de trabajo mayor en recomendable otro tipo de pintura. El color de la pintura usada es el blanco.

DATOS TÉCNICOS

Composición	Resinas, Pigmentos, Aditivos y Solventes
Viscosidad (cps)	600 - 1500
Peso por galón (Kg/gal)	3,56+/- 0,2
Sólidos (%) mínimo	42
Secamiento Tacto	1h
Libre de huellas	8h mínimo
Repintar	12h
Duro	24h
Rendimiento galón (mts2) 2 capas	18
Rendimiento cuñete (mts2) 2 capas	72
Rendimiento aplicación	2 capas de pintura
Dilución (Thinner PINT- 015)	(10 a 15) %

Tabla 64. Tabla que plasma los datos técnicos del tipo de pintura seleccionado.

Fuente: Anexo P

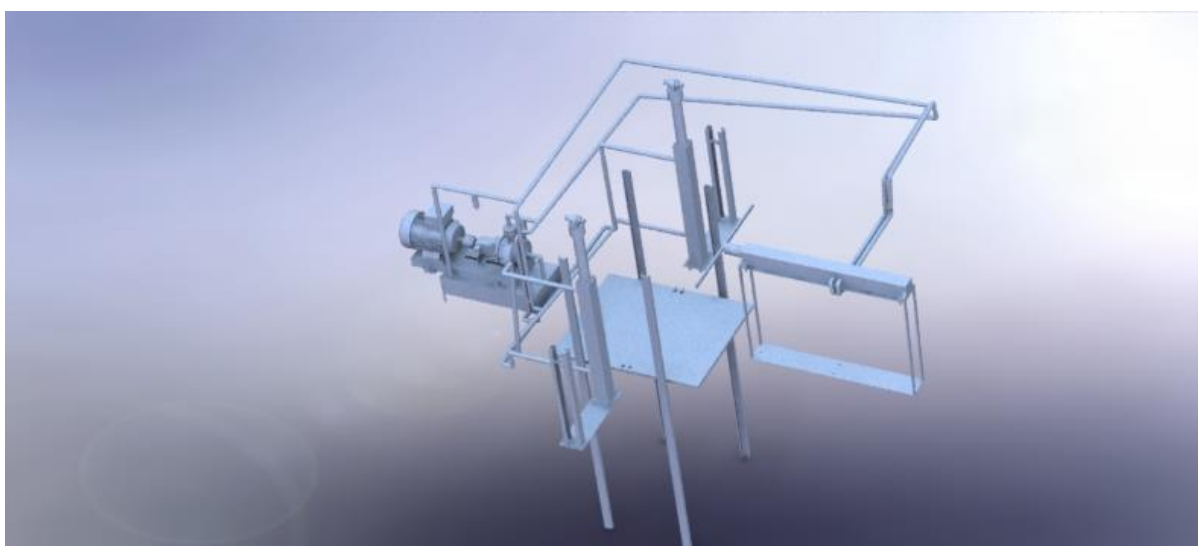


Figura 53. Renderizado final del sistema.

Fuente: Jiménez M. (2024)

4.3.2 Diseño en detalle de los componentes electrónicos de la alternativa seleccionada

4.3.2.1 Sensor A

Sensor de radar, estará posicionado por encima del sistema y emitirá una señal al momento de llegar la paleta a la posición deseada.



1
Micropilot FMR10/FMR20
 Modelo básico para medición de nivel en sólidos granulados

- Temperatura: -40 a +80 °C (-40 a +176 °F)
- Presión: -1 a +3 bar (-14,5 a +43 psi)
- Rango de medición: hasta 15 m (49 ft)

2
Micropilot FWR30
 El sensor de nivel basado en la nube para aplicaciones estacionarias y móviles

- Temperatura: -20 a +60 °C (-4 a +140 °F)
- Rango de medición: hasta 15 m (49 ft)

3
Micropilot FMR56
 Modelo básico económicamente eficiente para la medición de nivel en sólidos

- Temperatura: -40 a +80 °C (-40 a +176 °F)
- Presión: hasta +3 bar (hasta +43,5 psi)
- Rango de medición: hasta 30 m (98 ft)

4
Micropilot FMR57

Figura 54. Tipos de sensores de radar.

Fuente: Anexo Q

4.3.2.2 Sensor B

Sensor óptico, está ubicado en el borde de la base donde estará depositada la paleta y en posición viendo hacia el interior de la base (hacia donde estaría la paleta), su función está en la detección de la paleta, es decir, si hay o no una paleta en el sistema. De la tabla siguiente se selecciona en sensor fotoeléctrico difuso con sensibilidad ajustable con una distancia de 1 a 1,60 m.

Tipo de Sensado	Sensibilidad	Distancia de Sensado	Salida	Tipo de Conexión	Plásticos		Metálicos		Inoxidable	
					Código	Stock	Código	Stock	Código	Stock
Barrera emisor receptor		20m* / (35m)**	PNP	Cable	E3FA-TP11 2M	*	E3FB-TP11 2M	*	E3FC-TP11 2M	---
			NPN	2 metros	E3FA-TN11 2M	*	E3FB-TN11 2M	---	E3FC-TN11 2M	---
			PNP	Conector M12	E3FA-TP21	*	E3FB-TP21	*	E3FC-TP21	---
			NPN		E3FA-TN21	---	E3FB-TN21	---	E3FC-TN21	---
Reflectivo (Polarizado) Agregar Espejo E39-R1S		4m* / (6m)**	PNP	Cable	E3FA-RP11 2M	*	E3FB-RP11 2M	*	E3FC-RP11 2M	---
			NPN	2 metros	E3FA-RN11 2M	*	E3FB-RN11 2M	---	E3FC-RN11 2M	---
			PNP	Conector M12	E3FA-RP21	*	E3FB-RP21	*	E3FC-RP21	---
			NPN		E3FA-RN21	*	E3FB-RN21	---	E3FC-RN21	---
Reflectivo Coaxial (Polarizado) Agregar Espejo E39-R1S		0,5m* / (1,5m)**	PNP	Cable	E3FA-RP12 2M	*	E3FB-RP12 2M	---	---	---
			NPN	2 metros	E3FA-RN12 2M	---	E3FB-RN12 2M	---	---	---
			PNP	Conector M12	E3FA-RP22	*	E3FB-RP22	---	---	---
			NPN		E3FA-RN22	---	E3FB-RN22	---	---	---
Reflectivo para detección de transparentes Agregar Espejo E39-RP1		500mm	PNP	Cable	E3FA-BP11 2M	*	E3FB-BP11 2M	---	---	---
			NPN	2 metros	E3FA-BN11 2M	---	E3FB-BN11 2M	---	---	---
			PNP	Conector M12	E3FA-BP21	*	E3FB-BP21	---	---	---
			NPN		E3FA-BN21	---	E3FB-BN21	---	---	---
		2m	PNP	Cable	E3FA-BP12 2M	*	E3FB-BP12 2M	---	---	---
			NPN	2 metros	E3FA-BN12 2M	---	E3FB-BN12 2M	---	---	---
			PNP	Conector M12	E3FA-BP22	*	E3FB-BP22	---	---	---
			NPN		E3FA-BN22	---	E3FB-BN22	---	---	---
Difuso (Reflexión directa)	Ajustable	10cm* / (18cm)**	PNP	Cable	E3FA-DP11 2M	*	E3FB-DP11 2M	*	---	---
			NPN	2 metros	E3FA-DN11 2M	*	E3FB-DN11 2M	*	---	---
			PNP	Conector M12	E3FA-DP21	*	E3FB-DP21	*	---	---
			NPN		E3FA-DN21	*	E3FB-DN21	---	---	---
		30cm* / (60cm)**	PNP	Cable	E3FA-DP12 2M	*	E3FB-DP12 2M	*	E3FC-DP12 2M	---
			NPN	2 metros	E3FA-DN12 2M	*	E3FB-DN12 2M	*	E3FC-DN12 2M	---
			PNP	Conector M12	E3FA-DP22	*	E3FB-DP22	*	E3FC-DP22	---
			NPN		E3FA-DN22	*	E3FB-DN22	*	E3FC-DN22	---
		1m* / (1,60m)**	PNP	Cable	E3FA-DP13 2M	*	E3FB-DP13 2M	---	E3FC-DP13 2M	---
			NPN	2 metros	E3FA-DN13 2M	---	E3FB-DN13 2M	---	E3FC-DN13 2M	---
			PNP	Conector M12	E3FA-DP23	*	E3FB-DP23	*	E3FC-DP23	---
			NPN		E3FA-DN23	---	E3FB-DN23	---	E3FC-DN23	---

Tabla 65. Tabla para la elección del tipo de sensor fotoeléctrico.

Fuente: Anexo Q

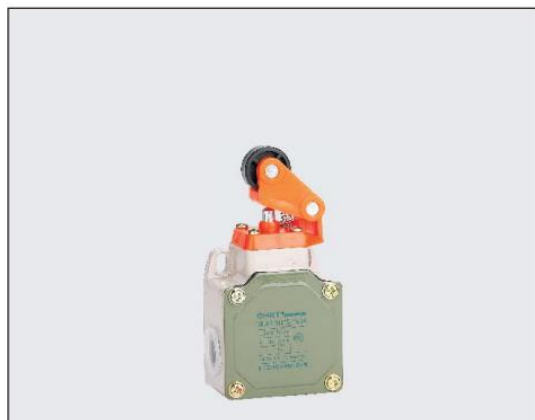
4.3.2.3 Sensor C

Sensor óptico, está ubicado en el borde de la base donde estará depositada la paleta y en posición viendo hacia el exterior de la base (viendo hacia las paredes de la fosa), su función está en detectar si la base está dentro o fuera de la fosa. Se selecciona el mismo sensor que el sensor fotoeléctrico seleccionado para el Sensor C.

4.3.2.4 Finales de carrera

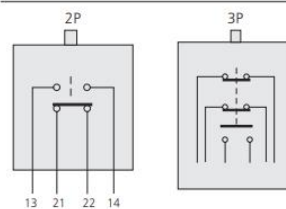
Se necesitó de dos finales de carrera, uno que detenga el sistema en la elevación a un determinado nivel máximo y otro que detenga el sistema durante el proceso de descender, justo antes de llegar al fondo de la fosa, estos finales de carrera están ubicados en los rieles y son accionados por los rodamientos guía de la base.

- ✓ FC1.
Para la elevación del sistema.
- ✓ FC2.
Para el descenso del sistema.



Serie: YBLX-P1

Contactos



YB LX-P 1 □ / □ □

Grado de Protección	IP52
Corriente nominal	CA=5A CC=0.15A
Corriente térmica (A)	10
Tensión nominal	380/400Vca 220Vcc
Vida mecánica (operaciones)	60×10 ⁴
Vida eléctrica (operaciones)	Ie= 5A/AC-15: 30×10 ⁴ Ie= 0.15A/DC-13: 20×10 ⁴
Temperatura ambiente	-5°C~+40°C
Humedad relativa	≤95%
Altitud	≤2000m
Aplicaciones	Control automático, limitación de operaciones, mecanismos de trabajo y transmisión y control de programas de máquinas herramienta
Cuerpo	Metálico

Selección del cuerpo y del bloque de contactos

Tipo	Contactos	Dimensiones cuerpo (alto × ancho × fondo)
100	1 NA+2 NC	67.5×56×40mm
120	1NA+2NC	76.5×40×40mm
303	1NA+2NC	91×56×40mm
404	2NA+2NC	125×56×40mm

Tabla 66. Tabla de selección del tipo final de carrera seleccionado.

Fuente: Anexo Q

4.3.2.5 PLC

El PLC (Programmable Logic Controller) o controlador lógico programable, es un dispositivo que automatiza los sistemas y reemplaza al empleo de relés en los circuitos electrónicos. Se seleccionó un PLC de la marca Siemens modelo LOGO!Soft Comfort V6.0. El dispositivo seleccionado se encarga de controlar debidamente el sistema, accionando los cilindros según lo que éste detecte a través de los sensores y los finales de carrera y así cumplir con el resultado final deseado, para cumplir con esto el PLC requiere de una correcta programación. El PLC está compuesto de un conjunto de entradas y salidos y por módulos de extensión que se conectan fácilmente. La programación del PLC para controlar el sistema se realizó mediante el Software GMWIN.

Se emplearon como entradas del sistema en el PLC (recordando que las entradas del sistema son todas las señales de control que le indican al PLC las decisiones a tomar) diversas señales, tales como: Los sensores, empleándose los 3 (SENSOR A, SENSOR B y SENSOR C) explicados en los puntos 4.3.2.1 al 4.3.2.3. Los finales de carrera, los cuales están identificados como FC1 y FC2 en los diagramas, éstos evitan que el sistema suba o baje del límite que se tiene, respectivamente, y FC3 y FC4 que indican si el cilindro horizontal está elongado o retraído, respectivamente. Y a parte se empleó tomó en cuenta 4 pulsadores biestables, empleándose 2 de éstos para energizar y desenergizar manualmente la subida del sistema, y, los otros 2 pulsadores biestables energizan y desenergizan manualmente la bajada del sistema.

Se emplearon como salidas del sistema en el PLC las acciones que éste activa al recibir determinadas entradas del sistema. El sistema presenta 4 salidas y son EV1 (energiza y desenergiza el cilindro horizontal), EV2_BAJADA (energiza y desenergiza la retracción de los actuadores verticales) y EV3_ELEVADA y EV3_PARADA (energiza y desenergiza la elongación de los cilindros verticales). Todo esto es mostrado en los diagramas a continuación.

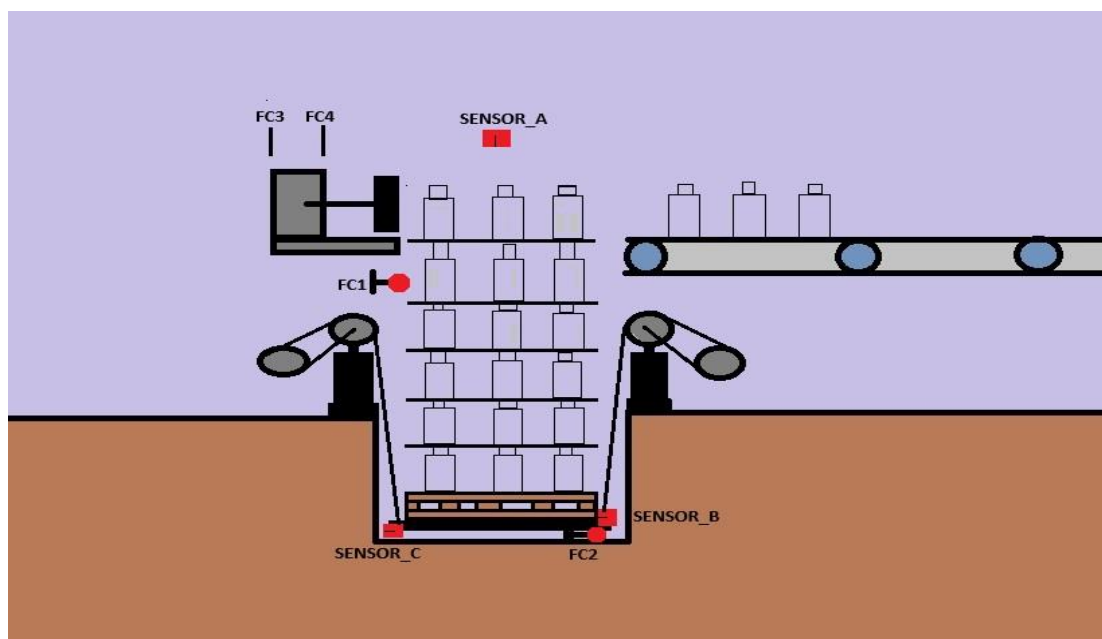


Figura 55. Esquema identificando los sensores y finales de carrera.

Fuente: Jiménez M. (2024)

La programación del PLC que controla el sistema apreciado en la figura 55 se muestra a continuación.



Figura 56. Programación del PLC mediante la cual se controla todo el sistema diseñado.
Fuente: Jiménez M. (2024)

De esta programación, debido a todos los sensores y variables de las cuales se dependen para poder estar en pleno funcionamiento, no se encontró un simulador que permitiera realizar la simulación necesaria, del circuito hidráulico mostrado en la figura a continuación se realizó la simulación, esto partiendo de un accionamiento manual directo por botonera, tal y como si se estuvieran accionando directamente las electroválvulas.

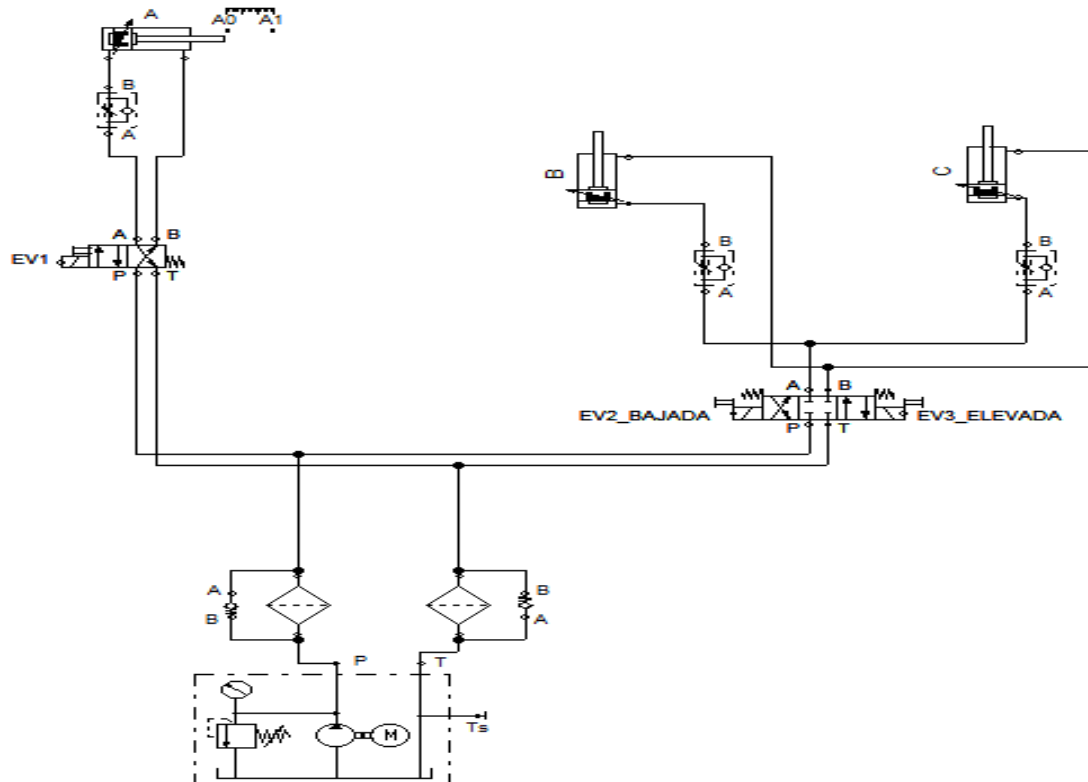


Figura 57. Esquema hidráulico identificando las electroválvulas y la botonera de emergencia del sistema.
Fuente: Jiménez M. (2024)

4.4 Elaboración de la relación costo-beneficio del proyecto

Ésta es la viabilidad del proyecto, específicamente la viabilidad económica, sobre la viabilidad de un proyecto, Rodríguez, L. (2017) establece que:

“Para lograr esto de determinar la viabilidad económica, se parte de un análisis de la situación con datos empíricos (que pueden ser contrastados) a los que accede a través de diversos tipos de investigaciones (encuestas, estadísticas, etc.), que sirva para identificar las fortalezas y debilidades del enfoque actual. Es decir, comienza con un análisis de la realidad concreta en la que se quiere desarrollar para minimizar el margen de error”.

Para la factibilidad económica del proyecto planteado en el presente trabajo de grado, se sacó el presupuesto de los materiales y elementos de máquina necesitado de los catálogos y las marcas con las que se diseñó y seleccionó. También, se partió de la problemática que llevó al diseño la cual es la limitación en la velocidad de producción debido a la alimentación manual de las botellas, la velocidad que se tiene es de 1 100 botellas/h aproximadamente en los picos altos de productividad de la empresa, puede presentarse una velocidad menor, este dato, por supuesto, fue extraído de la empresa estudio. La línea puede presentar una velocidad promedio de 2 000 botellas/h sin ningún problema, esto debido a que la velocidad puede ser incrementada hasta 4 000 botellas/h, a continuación, se muestra una tabla con la producción de los últimos meses, es importante tomar en cuenta que las botellas se hacen sobre pedido y por ende para el estudio realizado en el presente trabajo se trabajó en función de la velocidad de producción en vez de la producción mensual.

Año fiscal	Producción
Septiembre 2023	5 099
Octubre 2023	6 625
Noviembre 2023	6 163
Febrero 2024	7 112

Tabla 67. Producción de botellas de los últimos meses de la empresa Industrial Servi Botlle C. A

Fuente: Industrial Servi Botlle C. A.

Se puede apreciar que en ningún mes se logró contar con las 10 000 botellas a pesar de que se tenía estimada producción de 12 000 botellas para octubre, noviembre y febrero (en diciembre y enero no hubo producción) y 6 000 botellas para septiembre, tomándose en cuenta que no se produjo todo el mes durante éstos 4 meses si no que se trabajó bajo pedido unos días específicos, no lográndose la producción deseada durante los días establecidos; hubo una pérdida de 901 botellas en septiembre, 5 375 en octubre, 5 837 en noviembre y 4 888 en febrero, en total se dejó de producir 17 001 botellas, las botellas de 0,70 litros producidas son de la marca Kelts y tienen un costo de 5\$ la unidad, por ende, se dejó de producir 85 005\$. Cada botella presenta un diámetro de $76,5 \pm 1,6$ mm, se toma 78mm, por ende, la velocidad actual en cuanto a materia final obtenida de la línea es de 5,5 m/h, mientras que con el sistema diseñado se tiene una velocidad máxima de $100 \text{ mm/s} = 360 \text{ m/h}$, si se pasa a botellas, es un total de 4 615 botellas/h.

#	Descripción	Cantidad	Precio unidad	Total
1	Material de acero (perfiles y platinas).	-----	-----	2 473,13\$
2	Cañete Aceite de 20 L.	3	100\$	300\$
3	Mangueras, conexiones, tanque, accesorios y tubería oleohidráulica.	-----	-----	1 700\$
4	Láminas de Nylon Grafitado.	3	50\$	150\$
5	Rodamientos, ganchos, piñones, cadenas, soldadura y tornillería.	-----	-----	300\$
6	Actuadores.	3	40 000\$	120 000\$
7	PLC, sensores y válvulas.	-----	-----	700\$
8	Motor eléctrico, bomba oleohidráulica.	-----	-----	26 500\$
			Total	152 124,13 \$

Tabla 68. Presupuesto del sistema realizado.

Fuente: Jiménez M. (2024)

El sistema tiene un costo aproximado de 152 124,13 \$. Los últimos 4 meses de producción (septiembre, octubre, noviembre y febrero), se dejó de producir 17 001 botellas, es decir, hubo una pérdida total de 85 005\$, con el sistema diseñado esta pérdida no hubiera existido, si se parte como guía de esta pérdida de los últimos 4 meses, tomando como que la pérdida es constante cada 4 meses, la inversión se recuperará en una cantidad de tiempo menor a 8 meses.

Ahora, esto es a simple cálculo, para realizar una correcta determinación del tiempo de recuperación de la inversión inicial se empleó el criterio de rentabilidad económica Tiempo de Retorno de Inversión o TIR.

$$TIR = \frac{\text{Costo de inversión inicial}}{\text{Ahorro derivativo obtenido del nuevo sistema}} [\text{año}]$$

Ec. 62

$$TIR = \frac{152\,124,13 \$}{340\,020 \$} [12\text{meses}]$$

$$TIR = 5,37 \text{ meses}$$

Es decir, **la Tasa Interna de Retorno de la inversión inicial es de 5,37 meses.**

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES

Con la presente investigación, titulada como “Diseño de un alimentador de botellas para una línea de producción de licores”, se concluyó que el sistema elevador y transportador hidráulico planteado inicialmente es un sistema completamente factible y que tiene una viabilidad económica de \$150.000 aproximadamente. El análisis se realizó partiendo del estudio de la situación actual hasta la pérdida de producción en la empresa estudio.

Se diagnosticó la situación actual de alimentación de botellas en la empresa estudio, el sistema de alimentación de botellas con el que se cuenta es un sistema netamente manual, se encargan de la alimentación dos operadores. La velocidad de producción de la línea es de 1100 botellas/h aproximadamente en los picos altos de productividad de la empresa.

Partiendo 3 posibles sistemas, se determinó mediante la técnica Vílchez que la mejor propuesta era el diseño de un sistema de elevación mediante actuadores oleohidráulicos verticales y transportación a la línea de producción mediante actuador oleohidráulico horizontal.

Se diseñó en detalle cada uno de los componentes mecánicos y el circuito electrónico del sistema elegido, se argumentó todo el diseño mecánico con los respectivos cálculos y análisis según la deformación y la carga máxima que soportaba el determinado elemento de máquina a evaluar, arrojándose resultados satisfactorios. El costo total del sistema es de \$152 423,13.

La pérdida de los últimos 4 meses productivos de la empresa es de 85.005,00\$. Mediante la Tasa Interna de Retorno (TIR) se determinó que el tiempo de recuperación de la inversión inicial es de 5,37 meses.

Como conclusión final se llegó a que el sistema realizado cumple con todas las exigencias presentadas por la empresa, mantiene la seguridad de que el sistema no falla si es sometido a botellas con mayores dimensiones y, por ende, soporta mayor peso que el de las botellas trabajadas y, es un proyecto viable para la empresa (la inversión se recupera en 5,37 meses).

RECOMENDACIONES

Tras la identificación de la problemática, tras la identificación del sistema de alimentación presente en la empresa estudio, tras diseñar una propuesta de solución viable y la realización del diseño mecánico y electrónico del sistema propuesto, se puede llegar a las siguientes recomendaciones.

- ✓ Se recomienda el diseño y empleo de un plan de mantenimiento del sistema, tanto para los componentes mecánicos como para los componentes electrónicos, haciéndose especial mención que los operadores deben manejar un mantenimiento continuo del sistema bajo la técnica TPM a fin de mantener el sistema en su plenitud funcional, evitándose así las paradas forzosas o de emergencia.
- ✓ Se recomienda a los futuros investigadores el diseño de un sistema automatizado que quite los separadores de cartón de la paleta a granel.
- ✓ Se recomienda a la empresa estudio la formación debida del personal operador y mecánico con la finalidad de reducir la posibilidad de algún accidente laboral.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Abarca, P. (2018) www.aie.com. <http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/>
- Acero ASTM A36: características, propiedades, análogos - Metinvest. (s. f.). <https://metinvestholding.com/es/products/steel-grades/astma36>
- Admintrak. (2022, 18 julio). Posicionadores de botellas de plástico, lata o vidrio | Traktech SL. Traktech. <https://www.traktechsl.com/posicionadores-de-botellas/> Andyor. (2023, 24 enero). Transportadores de envases llenos como vacíos. | AND&OR. Andyor. <https://andyor.com/transportadores-de-envases/#unificadores-y-divisores-sistemas-de-control-automatico.pdf> [Último acceso: 21 diciembre de 2019].
- Arias, F. (2016). “Proyecto de Investigación: Introducción a la Metodología”. Edición N^o 7. Caracas: Editorial Epistem
- Arias, F. (2012). El Proyecto de Investigación. Introducción a la Metodología Científica. (6^a ed). Editorial Episteme. Caracas, Venezuela.
- ANSI Z535 Series: Series of Standards for Safety Signs and Tags: (2017). American National Standards Institute. Rosslyn, Virginia 22209
Copyright © 2017 by National Electrical Manufacturers Association
- ASME: Dimensioning and Tolerancing: (2018). The American Society of Mechanical Engineers Two Park Avenue, New York, NY 10016-5990
Copyright © 2018 by THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS
All rights reserved Printed in U.S.A.
- AWS D1.1/D1.1M:2020: Structural Welding Code – Steel: (2020). American Welding Society Miami, FL 33166.
- Andyor. (2023, 24 enero). Transportadores de envases llenos como vacíos. | AND&OR. Andyor. <https://andyor.com/transportadores-de-envases/#unificadores-y-divisores>
- ASTM: Standard Test Methods for Bend Testing of Material for Ductility: (2014). American Society For Testing and Materials, West Conshohocken, PA 19428-2959.
Copyright © 2019 by AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIAL. All
Copyright © 2020 by AMERICAN WELDING SOCIETY (AWS) All rights reserved
Printed in U.S.A.
- Aula. (2023, 15 mayo). Qué es un sistema hidráulico, para qué sirve y cómo funciona. aula21 | Formación para la Industria. <https://www.cursosaula21.com/que-es-un-sistema-hidraulico/>
- Balestrini, M. (2006). Cómo se Elabora el Proyecto de Investigación. (4^{ta} ed.). Editorial Consultores Asociados: Caracas, Venezuela.
- Bartomeu P. (2016). La entrevista. <https://www.recercat.cat/handle/2072/262207>
- BARRA DE ACERO CARBONO AISI/SAE 1020. (s. f.). <https://oteroindustrial.cl/barra-de-acero-carbono-aisi-sae-1020-c-11.html#:~:text=Caracter%C3%ADsticas%20Generales%20de%20las%20Barras,uso%20convencionales%20de%20baja%20exigencia.>

- Beprime, & Beprime. (2023, 13 enero). Definición y tipos de bombas hidráulicas. Debem. <https://www.debem.com/es/tipos-de-bombas/#:~:text=Las%20bombas%20hidr%C3%A1ulicas%20son%20m%C3%A1quinas,tanto%2C%20influye%20en%20el%20caudal.>
- Bostwick y Kyte (2.006). Metodología de la Investigación. McGraw-Hill.
- Características de la realimentación — Diseño y ajuste de sistemas de control. (s. f.). https://gonmolina.github.io/DSFyC_book/sources/notebooks_sources/modulo3/realimentacion/carateristicas%20de%20la%20realimentacion.html
- Cabrerizo, C. P. J. M. J. (2023, 28 julio). ¿Qué es la hidráulica? | Blog de Sumifluid. Sumifluid@. <https://sumifluid.com/que-es-la-hidraulica/#:~:text=EN%20QU%C3%89%20CONSISTE%20LA%20HIDR%C3%81ULICA,un%20actuador%2C%20normalmente%20un%20cilindro.>
- Castro O. (2019). Diseño de una carretilla de carga industrial. Trabajo de grado. Universidad de los Andes. Bogotá, Colombia.
- Colaboradores de Wikipedia. (2020, 11 diciembre). Tubería forzada. Wikipedia, la enciclopedia libre. https://es.wikipedia.org/wiki/Tuber%C3%ADa_forzada#:~:text=Una%20tuber%C3%ADa%20forzada%20es%20la,Esquema%20de%20una%20central%20hidroel%C3%A9ctrica.
- De Souza, I. (2021). Descubre qué es el diagrama de Pareto y sus múltiples utilidades. Rock Content - ES. <https://rockcontent.com/es/blog/diagrama-de-pareto/>
- Dlupal Software. (2021, 25 mayo). *Polipasto (sistema de poleas y bloque) | Opciones y modelado*. Dlupal. <https://www.dlupal.com/es/soporte-y-formacion/soporte/base-de-conocimientos/001658>
- EstalinJRM. (2020, 4 agosto). *SELECCIÓN DE RODAMIENTOS SKF, Problema resuelto por catálogo paso a paso*. [Vídeo]. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=z6pPdsVSOck>
- FerNAN Civil. (2021, 21 abril). *DIMENSIONES DE UNA VIGA* [Vídeo]. YouTube.
- Física para todos. (2019, 20 abril). *Calcular fuerza para mover el cajón* [Vídeo]. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=wucqFogcJPo>
- Gusmeroli D. (2009). “MAQUINAS Y EQUIPOS INDUSTRIALES”. Universidad tecnológica nacional. Facultad Regional Resistencia.
- García, J. P. (2022, 15 diciembre). Aplicaciones de la neumática en la industria. Blog de Suministros Intec. <https://suministrointec.com/blog/aplicaciones-neumatica-industria/>
- Gonzalez, R. (2020, October 27). Vidrio: ¿Qué es? Tipos, Propiedades, Características y Usos. Ecología Hoy. https://www.ecologiahoy.com/vidrio#Que_es_el_vidrio

- Hernández, S., Fernández, C. y Baptista, L. (2015). Metodología de la investigación. (5ta ed). Mc Graw Hill Interamericana Editores: México.
- Hurtado de Barrera, J. (2015). El Proyecto de Investigación: Comprensión Holística de la Metodología y la Investigación. (5ta ed). Fundación Sypal: Caracas, Venezuela.
- Hernández, Sampieri; Fernández, Roberto y Baptista, Pilar (2010). Metodología de la Investigación. (7ª. ed.). Editorial Ultra S.A.
- Inox Total Services. (2023, 22 noviembre). Distribuidor de láminas de acero inoxidable - Inox Total Services. Inox Total Services C.A. <https://inoxtotalven.com/laminas-de-acero-inoxidable-disponibles/>
- ISO: (2017) International Organization for Standardization. Geneva, Switzerland
Copyright © 2017 by INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION All rights reserved printed in Switzerland.
- Latam, S. (2023). Diagrama de Ishikawa: Qué es y cómo aplicarlo. Salesforce. <https://www.salesforce.com/mx/blog/diagrama-de-ishikawa/#:~:text=El%20diagrama%20de%20Ishikawa%20%E2%80%94tambi%C3%A9n,un%20problema%20en%20su%20ra%C3%ADz.>
- Lufilsur. (2023, 10 enero). Los filtros hidráulicos, defensa contra el desgaste. LUFILSUR. <https://www.lufilsur.es/filtros-hidraulicos/>
- Mundial, M. (s. f.). ASTM A36 Acero Propiedades & ficha tecnica: FY, dureza, densidad. Material Mundial Grados. <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>
- Napolitano F. (2023). DISEÑO DE LA TRANSPORTACIÓN PARA CUERPOS DE LATA TIPO ESBELTOS 12OZ EN UNA EMPRESA MANUFACTURERA DE CILINDROS DE ALUMINIO. Trabajo de grado. Universidad José Antonio Páez. San Diego, Venezuela.
- Navarro G. (2016). Teoría de la Computación. (1^{era} ed). Editorial. Departamento de Ciencias de la Computación, Universidad de Chile.
- Ogata K. (2010). Teoría de control moderna. (5^{ta} ed). Editorial Pearson
- Parella, S. (2006). Metodología de la investigación cualitativa. FEDUPEL, (2da edición en español) Caracas, Venezuela
- Paz R. y Valerio. D (2019). Diseño de un transportador electromecánico recto de una hilera con banda para botellas con bebidas gasificadas. Trabajo de grado. Universidad Tecnológica del Perú. Lima, Perú.
- ¿Por qué la polea o el sistema de poleas reduce la carga? En la práctica necesitas menos fuerza para mover algo, pero me resulta contra i. . . (s. f.). Quora. <https://es.quora.com/Por-que-la-polea-o-el-sistema-de-poleas-reduce-la-carga-En-la-practica-necesitas-menos-fuerza-para-mover-algo-pero-me-resulta-contraintuitivo-porque-el-peso-del-objeto-es-el-mismo-y-se-a>
- Redirect notice. (s. f.). <https://www.google.com/url?sa=i&url=http%3A%2F%2Fwebdelprofesor.ula.ve%2F>

ucleotrujillo%2Famericab%2F05elementosSolicitadosACompresion%2F54.html&psi
g=AOvVaw2JnDsrOwETg7PBYPBeRMUh&ust=1708311049425000&source=images
&cd=vfe&opi=89978449&ved=0CBIQjRxqFwoTCJiJifHws4QDFQAAAAAdAAAA
ABAE

Sáenz O. (2023). Diseño de un sistema de compactación automático de residuos sólidos reciclables utilizando un PLC para reducir el costo de transporte. Trabajo de grado. Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo. Chiclayo, Perú.

SA, H. I. (2019, 27 mayo). TERMÓMETROS BIMETÁLICOS. HNSA INGENIEROS S.A.
<http://www.hnsa.com.co/termometros-bimetalicos/>

Solé, A. C. (2010). *Neumática e hidráulica*. Marcombo.

SKF. (s. f.). <https://www.skf.com/ven/products/rolling-bearings>

SKF. (s. f.-g). <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6301>

SKF. (s. f.-c). <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6300>

SKF. (s. f.-d). <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6210>

SKF. (s. f.-e). https://www.skf.com/es/search-results?q=6202&searcher=all&site=353&language=es&tridion_target=live&tridion_version=3&language_preset=Espa%C3%B1ol

Tamayo y Tamayo, Mario (2009). *El Proceso de la Investigación Científica*. (4ª. ed.). Limusa México.

Tassoni, D. y Pizzella, G. (2006). *Elementos de Máquina*. Ediciones Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo. Venezuela.

Golden Asia Industrial CO., Ltd. (s. f.-b). *Tubos para circuitos hidráulicos de acero al carbono*. <https://www.airhydraulic.com/spa/hydraulic-tube/carbon-steel-pipe.html>

UPEL (2010), *Manual de trabajos de grado*. Universidad Pedagógica Experimental Libertador, Caracas, Venezuela.

Valderrama, S. (2017). *Pasos para elaborar proyectos y tesis de investigación científica*. San Marcos.

Velázquez, C. (2020). *DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSPORTE AUTOMÁTICO PARA EL MANEJO DE ENVASES DE UNA LÍNEA DE ENVASADO*. Trabajo de grado. Universidad José Antonio Páez. San Diego, Venezuela.

Vilchez, Nelson. (2002). “Estrategias creativas en el diseño mecánico”. Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Valencia. Venezuela

996.11 MB folder on *MEGA*. (s. f.). https://mega.nz/folder/XM0QhDCb#aXzD7-_5vPLDo0WEdtxpuQ

APÉNDICES

APÉNDICE A



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

INSTRUCCIONES PARA LA GUIA DE ENTREVISTA

- **Indique su función dentro de la empresa**
- **Proceda a leer detenidamente cada una de las preguntas**
- **Responda de manera objetiva**
- **En caso de dudas, consulte con la persona encargada de aplicar el cuestionario**

N°	Guión de entrevista
1	En su opinión, ¿Qué tan rápido son los sistemas de elevación y transporte manuales, como el empleado en la empresa Industrial ServiBottle C.A., en comparación con el sistema neumático, eléctricos e hidráulicos?
2	De acuerdo a su experiencia, ¿Qué tanto puede afectar la velocidad de producción del tipo de sistema empleado para alimentar las cadenas transportadoras de una línea de producción de licores?
3	Desde su opinión, considerando la velocidad de operación y fuerza de los sistemas de elevación y transporte, ¿Cómo debe ser el sistema a diseñar?
4	De acuerdo a su conocimiento en seguridad industrial, ¿Cuál sistema de accionamiento es preferible emplear en una empresa del ramo alimenticio?
5	Desde sus conocimientos y experiencia, ¿Cuál sistema de elevación y transporte presenta una potencia más conveniente como para ser empleado en un sistema alimentador de botellas?

APÉNDICE B



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESTIMADO PROFESOR (A): Ing. Giovanni Pizzella Piero

Seguidamente se le presenta un guión de entrevista que va dirigido a un panel de expertos de diferentes áreas de trabajo en la para un total de tres (03) personas; las respuestas que se obtendrán de la aplicación de este instrumento de recolección de datos va a permitir dar respuesta al objetivo específico número uno (01) de la investigación, que se denomina: Diagnosticar la situación actual de alimentación de botellas a la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A., de tal manera que permita obtener información de una fuente confiable. Por lo que se solicita a usted de sus buenos oficios para la validación de este instrumento dada su formación académica y experiencia en el ramo industria y académico.

A tal efecto se anexa el cuadro técnico metodológico, el guión de entrevista y el formato de validación.

AUTOR:

Jiménez P. Manuel A.

C.I.: 29.615.904

TUTOR:

Ing. Pizzella P. Giovanni

C.I.: 4.455.859



CUADRO TÉCNICO METODOLÓGICO

OBJETIVO GENERAL: Diseñar un sistema automatizado para la alimentación, dosificación y llenado de botellas en la línea de producción de la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A.

OBJETIVO ESPECÍFICO 1	VARIABLE	DIMENSIÓN	INDICADORES	ÍTEMS	FUENTE DE INFORMACIÓN
Diagnosticar la situación actual de alimentación de botellas a la línea de producción en la empresa de licores Industrial ServiBottle C.A. para poder proponer diversas alternativas y brindar una mayor velocidad de producción.	Sistema actual	Proceso de inspección	Rapidez de los sistemas de elevación y transporte	1	Técnica: Entrevista Instrumento: Guion de entrevista
			Velocidad de producción	2	
	Alternativa de solución	Manejo de los sistemas de elevación y transporte	Diseño	3	
			Accionamiento	4	
			Potencia	5	



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

INSTRUCCIONES PARA LA GUIA DE ENTREVISTA

- **Indique su función dentro de la empresa**
- **Proceda a leer detenidamente cada una de las preguntas**
- **Responda de manera objetiva**
- **En caso de dudas, consulte con la persona encargada de aplicar el cuestionario**

N°	Guión de entrevista
1	En su opinión, ¿Qué tan rápido son los sistemas de elevación y transporte manuales, como el empleado en la empresa Industrial ServiBottle C.A., en comparación con el sistema neumático, eléctricos e hidráulicos?
2	De acuerdo a su experiencia, ¿Qué tanto puede afectar la velocidad de producción del tipo de sistema empleado para alimentar las cadenas transportadoras de una línea de producción de botellas?
3	Desde su opinión, considerando la velocidad de operación y fuerza de los sistemas de elevación y transporte, ¿Cómo debe ser el sistema a diseñar?
4	De acuerdo a su conocimiento en seguridad industrial, ¿Cuál sistema de accionamiento es preferible emplear en una empresa del ramo alimenticio?
5	Desde sus conocimientos y experiencia, ¿Cuál sistema de elevación y transporte presenta una potencia más conveniente como para ser empleado en un sistema alimentador de botellas?



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

VALIDACIÓN DEL INSTRUMENTO (GUIÓN DE LA ENTREVISTA)

Coloque con una (X), en la alternativa que corresponda según opinión sobre los aspectos planteados, anote las observaciones que considere necesario en el recuadro destinado para ello.

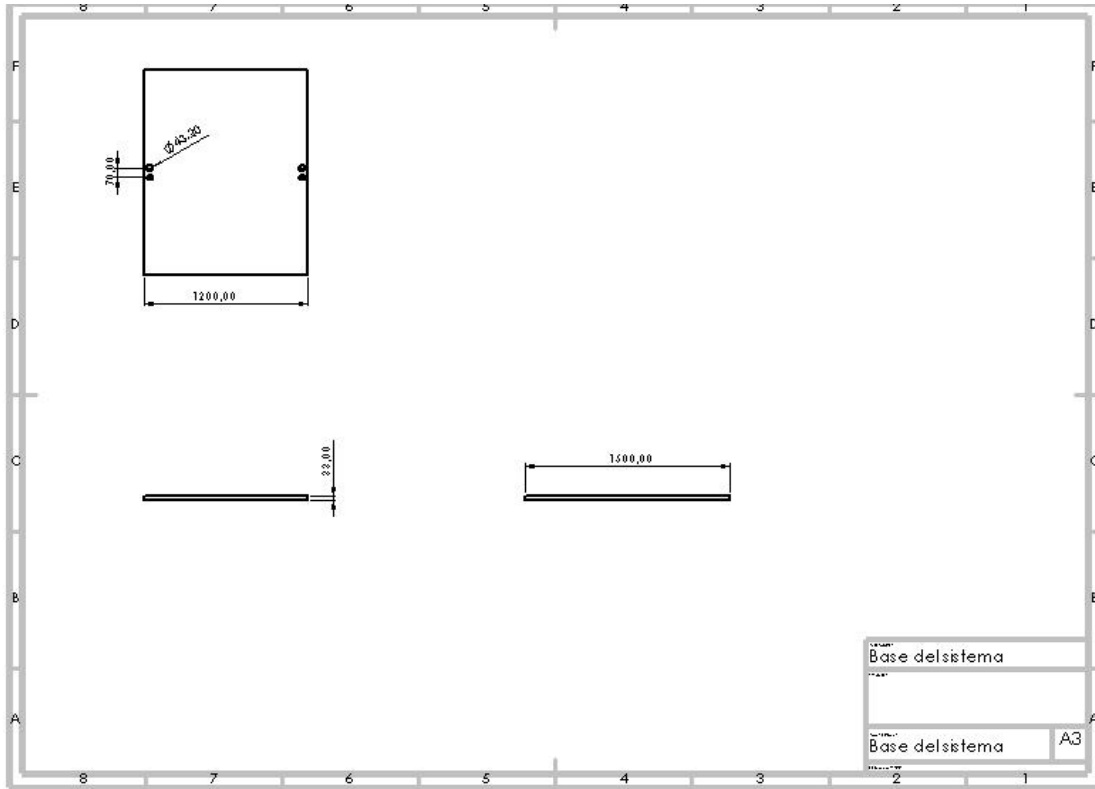
Ítems	Redacción de Ítems			Pertinencia de los objetivos		Observaciones
	Clara	Confusa	Tendenciosa	Pertinente	No pertinente	
1						
2						
3						
4						
5						

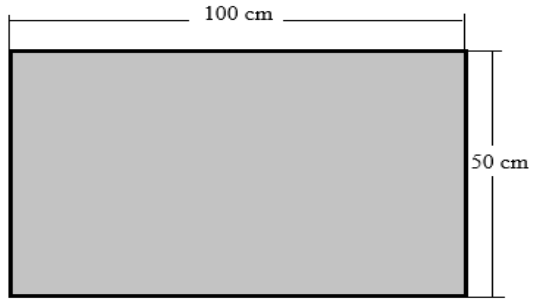
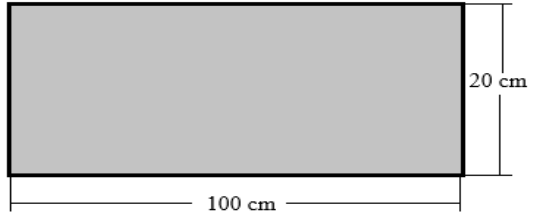
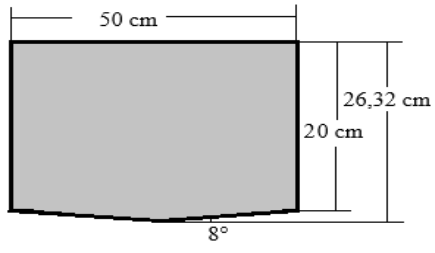
Fecha: /10 /2023

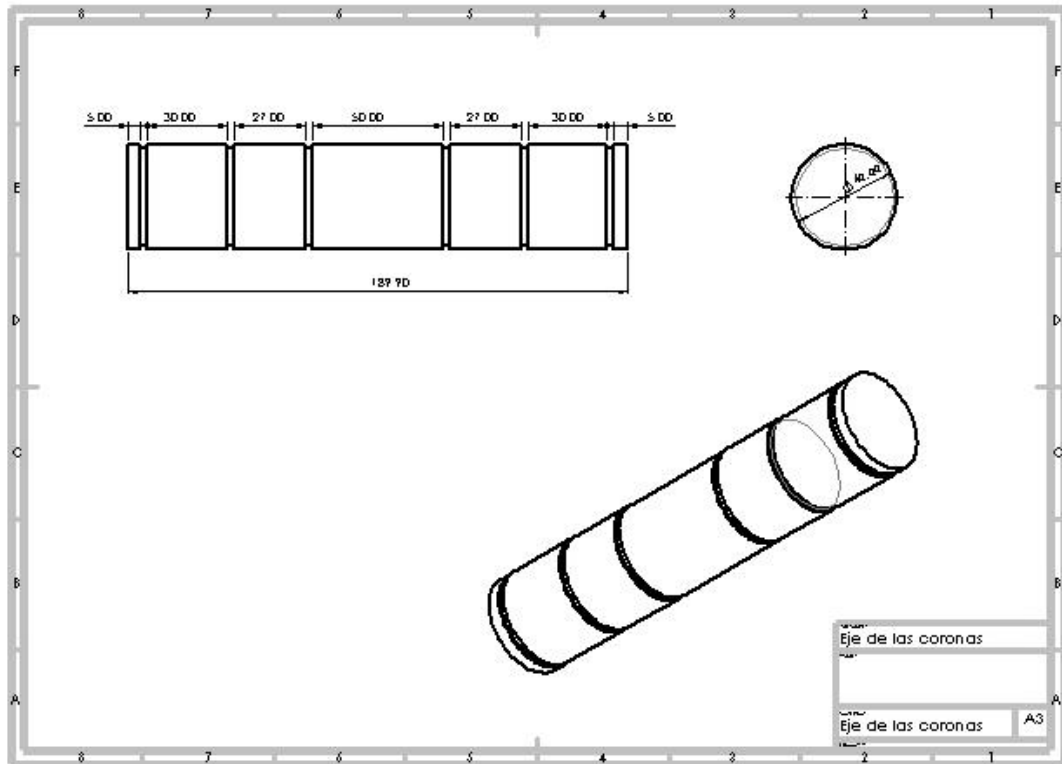
Firma del Especialista:

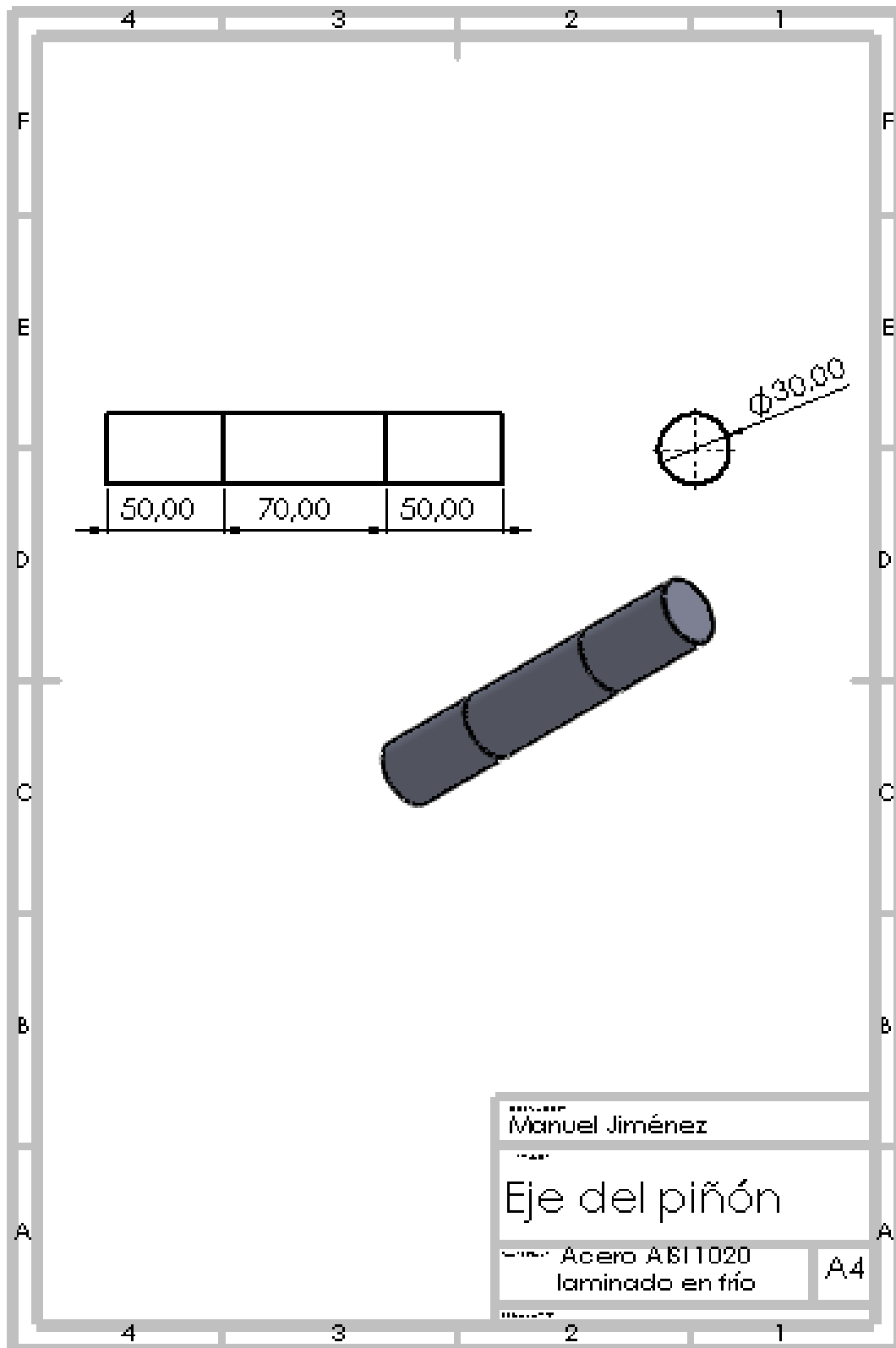
Breve descripción del perfil académico del Especialista:	
----------------------------------------------------------	--

APÉNDICE C









ANEXOS

Anexo A

TABLA C-1 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería

Datos provenientes de varias fuentes.* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Peso específico γ lb/in ³	Densidad de masa ρ Mg/m ³	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

* *Properties of Some Metals and Alloys*, International Nickel Co., N.Y., *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163

Anexo B



Prof. Ing: Gruber A. Caraballo
Mecánica Estática

<p>RECTÁNGULO</p> <div style="border: 1px solid blue; padding: 5px; display: inline-block;"> $A = ab$ $I_{\bar{x}} = \frac{ab^3}{12}$ $I_{\bar{y}} = \frac{a^3b}{12}$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$ </div>	<p>SIGNO DEL PRODUCTO DE INERCIA</p> <p> $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$ </p>
<p>TRIÁNGULO</p> $A = \frac{ab}{2}$ $I_{\bar{x}} = \frac{ab^3}{36}$ $I_{\bar{y}} = \frac{a^3b}{36}$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = -\frac{a^2b^2}{72}$	<p> $I_{\bar{x}\bar{y}} < 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} > 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} < 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} > 0$ </p>
<p>SECTOR CIRCULAR</p> $A = \alpha R^2$ $I_{\bar{x}} = \frac{R^4}{4} \left(\alpha - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right)$ $I_{\bar{y}} = R^4 \left(\frac{2\alpha + \sin 2\alpha}{8} - \frac{4(1 - \cos 2\alpha)}{18\alpha} \right)$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$	<p> $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = 0$ </p>
<p>ENJUNTA PARABÓLICA</p> $A = \frac{1}{3}ab$ $I_{\bar{x}} = \frac{19ab^3}{1050}$ $I_{\bar{y}} = \frac{a^3b}{80}$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = -\frac{a^2b^2}{120}$	<p> $I_{\bar{x}\bar{y}} < 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} > 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} < 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} > 0$ </p>
<p>SECTOR PARABÓLICO</p> $A = \frac{2}{3}ab$ $I_{\bar{x}} = \frac{19ab^3}{480}$ $I_{\bar{y}} = \frac{8a^3b}{175}$ $I_{\bar{x}\bar{y}} = \frac{a^2b^2}{60}$	<p> $I_{\bar{x}\bar{y}} > 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} < 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} > 0$ $I_{\bar{x}\bar{y}} < 0$ </p>

Información del producto

Aceite hidráulico HLP 68

PI 29/12/01/2021



Descripción

Aceite hidráulico de alto rendimiento a base de refinados de alta calidad. Gracias a la elevada estabilidad térmica de los aceites básicos, el proceso de envejecimiento se ralentiza claramente incluso a altas temperaturas. Esto contribuye de un modo decisivo a reducir la formación de lodos y a aumentar la limpieza y fiabilidad de los sistemas hidráulicos. Su elevada resistencia a la oxidación posibilita largos intervalos de cambio de aceite. La excelente tecnología antidesgaste actúa en estados de carga tanto reducidos como elevados. Buena protección anticorrosiva incluso en presencia de agua. Así, todos los componentes hidráulicos reciben una protección óptima en todas las condiciones de servicio.

Propiedades

- alta seguridad de lubricación
- excelente protección anticorrosiva
- excelente resistencia a la temperatura
- alta resistencia al envejecimiento
- efecto neutro en materiales de sellado convencionales
- excelente protección contra el desgaste

Homologaciones

Hydrauliköl DIN 51524 Teil 2 HLP 68

Datos técnicos

Clase de viscosidad ISO	VG 68 DIN 51519
Densidad a 15 °C	0,885 g/cm ³ DIN 51757
Viscosidad a 40 °C	68 mm ² /s ASTM D 7042-04
Viscosidad a 100 °C	8,6 mm ² /s ASTM D 7042-04
Índice de viscosidad	97 DIN ISO 2909
Punto de fluidez	-27 °C DIN ISO 3016
Punto de combustión	240 °C DIN ISO 2592
Poder de desmulsibilidad a 54 °C	<= 30 min DIN ISO 6614
Comportamiento de espuma a 24 °C	30/0 ml ISO 6247
Comportamiento de espuma a 93,5 °C	50/0 ml ISO 6247



Datos técnicos

Comportamiento de espuma a 24 °C después de 93,5 °C	30/0 ml ISO 6247
Propiedad separadora de aire	<= 13 min DIN ISO 9120
Efecto corrosivo en acero	0-B DIN ISO 7120
Efecto corrosivo en cobre	1-125 A3 DIN EN ISO 2160
Índice de neutralización	0,5 mg KOH/g DIN 51558 T1
Índice de neutralización después de 1000 h	< 2 mg KOH/g DIN 51587
Cenizas de óxido	0,16 g/100g DIN EN ISO 6245
Cenizas de sulfato	0,17 g/100g DIN 51575
Prueba breve de engranajes FZG, prueba normal A/8, 3/90	Schadenskraftstufe >10, Spez.Gew.Änderung <0,27 mg/KWh DIN 51354
Número de color (ASTM)	L 1,5 DIN ISO 2049

Campos de aplicación

Para el uso estacionario y móvil en sistemas hidráulicos de maquinaria para la construcción, forestal y agrícola, como excavadoras, tractores, etc., ascensores, maquinaria industrial y máquinas herramienta, tronadoras de leña, equipos elevadores y prensas, etc. Gracias a la buena compatibilidad de materiales, este aceite hidráulico de LIQUI MOLY se puede utilizar en los sistemas de bombas más habituales en sistemas hidráulicos. Adicionalmente, este aceite hidráulico se puede utilizar con todos los materiales de sellado y pinturas compatibles con aceite mineral.

Aplicación

Se deben observar las especificaciones y prescripciones de los fabricantes de grupos y

Información del producto

PI 29/12/01/2021



Aceite hidráulico HLP 68

vehículos. La eficacia óptima solo se obtiene en el uso sin mezclar.

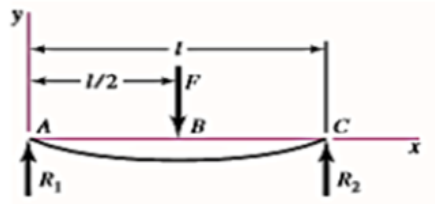
Envases disponibles

20 l Bidón de plástico	1113
	D-GB
60 l Bidón de chapa	1114
	D-GB
205 l Bidón de chapa	1115
	D-GB

Nuestra información se basa en exámenes exhaustivos y puede calificarse de fiable, no obstante solo debe servir de referencia sin responsabilidad alguna.

Anexo D

5 Apoyos simples: carga central



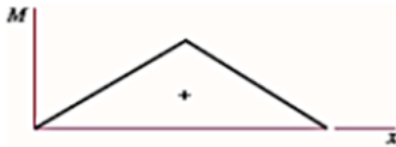
$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$



Anexo E

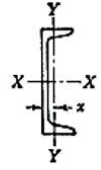


TABLA B-4. Perfiles C (canales), americanos (unidades SI)

Denominación	Masa (aprox.) (kg/m)	Área transversal (mm ²)	Altura (mm)	Ala (o patin)			Eje X-X			Eje Y-Y			z (mm)
				Ancho (mm)	Espesor (mm)	Espesor de alma (mm)	I (10 ⁶ mm ⁴)	S = $\frac{I}{c}$ (10 ³ mm ³)	r = $\sqrt{I/A}$ (mm)	I (10 ⁶ mm ⁴)	S = $\frac{I}{c}$ (10 ³ mm ³)	r = $\sqrt{I/A}$ (mm)	
C380 × 74	74.4	9 480	381	94	16.5	18.2	168	881	133	4.60	62.4	22.0	20.3
× 60	59.4	7 570	381	89	16.5	13.2	145	760	138	3.84	55.5	22.5	19.7
× 50	50.5	6 430	381	86	16.5	10.2	131	687	143	3.39	51.4	23.0	20.0
C310 × 45	44.7	5 690	305	80	12.7	13.0	67.3	442	109	2.12	33.6	19.3	17.0
× 37	37.1	4 720	305	77	12.7	9.8	59.9	393	113	1.85	30.9	19.8	17.1
× 31	30.8	3 920	305	74	12.7	7.2	53.5	351	117	1.59	28.2	20.1	17.5
C250 × 45	44.5	5 670	254	76	11.1	17.1	42.8	337	86.9	1.60	26.8	16.8	16.3
× 37	37.3	4 750	254	73	11.1	13.4	37.9	299	89.4	1.40	24.3	17.1	15.7
× 30	29.6	3 780	254	69	11.1	9.6	32.7	257	93.0	1.16	21.5	17.5	15.3
× 23	22.6	2 880	254	65	11.1	6.1	27.8	219	98.2	0.922	18.8	17.9	15.9
C230 × 30	29.8	3 800	229	67	10.5	11.4	25.5	222	81.9	1.01	19.3	16.3	14.8
× 22	22.3	2 840	229	63	10.5	7.2	21.3	186	86.6	0.806	16.8	16.8	14.9
× 20	19.8	2 530	229	61	10.5	5.9	19.8	173	88.6	0.716	15.6	16.8	15.1
C200 × 28	27.9	3 560	203	64	9.9	12.4	18.2	180	71.6	0.825	16.6	15.2	14.4
× 21	20.4	2 600	203	59	9.9	7.7	14.9	147	75.8	0.627	13.9	15.5	14.0
× 17	17.0	2 170	203	57	9.9	5.6	13.5	133	78.8	0.544	12.8	15.8	14.5
C180 × 22	21.9	2 780	178	58	9.3	10.6	11.3	127	63.7	0.568	12.8	14.3	13.5
× 18	18.2	2 310	178	55	9.3	8.0	10.0	113	65.9	0.476	11.4	14.3	13.2
× 15	14.5	1 850	178	53	9.3	5.3	8.86	99.6	69.3	0.405	10.3	14.8	13.8
C150 × 19	19.2	2 450	152	54	8.7	11.1	7.12	93.7	53.9	0.425	10.3	13.2	12.9
× 16	15.5	1 980	152	51	8.7	8.0	6.22	81.9	56.1	0.351	9.13	13.3	12.6
× 12	12.1	1 540	152	48	8.7	5.1	5.36	70.6	59.1	0.279	7.93	13.5	12.8
C130 × 13	13.3	1 700	127	47	8.1	8.3	3.66	57.6	46.5	0.252	7.20	12.2	11.9
× 10	9.9	1 260	127	44	8.1	4.8	3.09	48.6	49.5	0.195	6.14	12.5	12.2
C100 × 11	10.8	1 370	102	43	7.5	8.2	1.91	37.4	37.3	0.174	5.52	11.3	11.5
× 8	8.0	1 020	102	40	7.5	4.7	1.61	31.6	39.7	0.132	4.65	11.4	11.6
C75 × 9	8.8	1 120	76	40	6.9	9.0	0.85	22.3	27.4	0.123	4.31	10.5	11.4
× 7	7.3	933	76	37	6.9	6.6	0.75	19.7	28.3	0.096	3.67	10.1	10.8
× 6	6.0	763	76	35	6.9	4.3	0.67	17.6	29.6	0.077	3.21	10.1	10.9

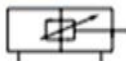
Anexo F

Cilindro hidráulico estándar Doble efecto con vástago simple **Serie CH2E/CH2F/CH2G/CH2H**



Página 75

Símbolo



Modelos

Modelo	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Material del tubo	Aleación aluminio	Acero inoxidable	Acero	Acero inoxidable
Presión nominal	3.5MPa	7MPa	14MPa	14MPa
Diámetro	32, 40, 50, 63, 80, 100mm			
Detección magnética	Aplicable	Aplicable	—	Aplicable

Características técnicas

Modelo	CH2E	CH2F	CH2G	CH2H
Funcionamiento	Doble efecto con vástago simple			
Fluido	Aceite hidráulico			
Presión nominal	3.5MPa	7MPa	14MPa	
Presión máxima admisible	3.5MPa	Trasera: 9MPa Delantera: Vástago B 13.9MPa : Vástago C 1MPa	Trasera: 18MPa Delantera: Vástago B 18MPa : Vástago C 4MPa	
Presión de prueba	5.0MPa	10.5MPa	21MPa	
Presión mínima de trabajo	Cuando el lado trasero se presuriza: 0.15MPa Cuando el lado delantero se presuriza: 0.2MPa			
Temperatura ambiente y de fluido	Sin detector magnético: -10° hasta 80° C Con detector magnético: -10° hasta 60° C			
Velocidad del émbolo	8 a 300mm/s			
Amortiguación	Amortiguación interna regulable			
Tolerancia de rosca	Clase 2 JIS			
Tolerancia de longitud de carrera	a 100mm $\frac{0}{0.15}$, 101 a 250mm $\frac{0}{0.15}$, 251 a 630mm $\frac{0}{0.25}$, 631 a 1.000mm $\frac{0}{0.25}$, 1001 a 1800mm $\frac{0}{0.25}$			

Carreras estándar

Conexión del cilindro (mm)	Carreras estándar (mm)	Carrera larga (mm)
32	25 a 800	1800 (1401 o más con anillo de refuerzo del tirante) Nota 1)
40	25 a 800	1800 (1401 o más con anillo de refuerzo del tirante) Nota 1)
50	25 a 800	1800 (1401 o más con anillo de refuerzo del tirante) Nota 1)
63	25 a 800	1800 (1501 o más con anillo de refuerzo del tirante) Nota 2)
80	25 a 1000	1800
100	25 a 1000	1800

* Véase la tabla de selección de carrera en los datos técnicos 2, para determinar los límites de la carrera en función del tipo de fijaciones de montaje que se usarán. A continuación, realice la selección. Los rangos de carreras largas son diferentes según el tipo de fijaciones de montaje.

Nota 1) El rango de carrera larga para las series CH2E, CH2F y CH2H con fijaciones de montaje por brida y fijación oscilante como la serie CHG llega hasta los 1400mm.

Nota 2) El rango de carrera larga de las series CH2E, CH2F y CH2H con fijaciones por brida y oscilante como la serie CHG, llega hasta los 1500mm.

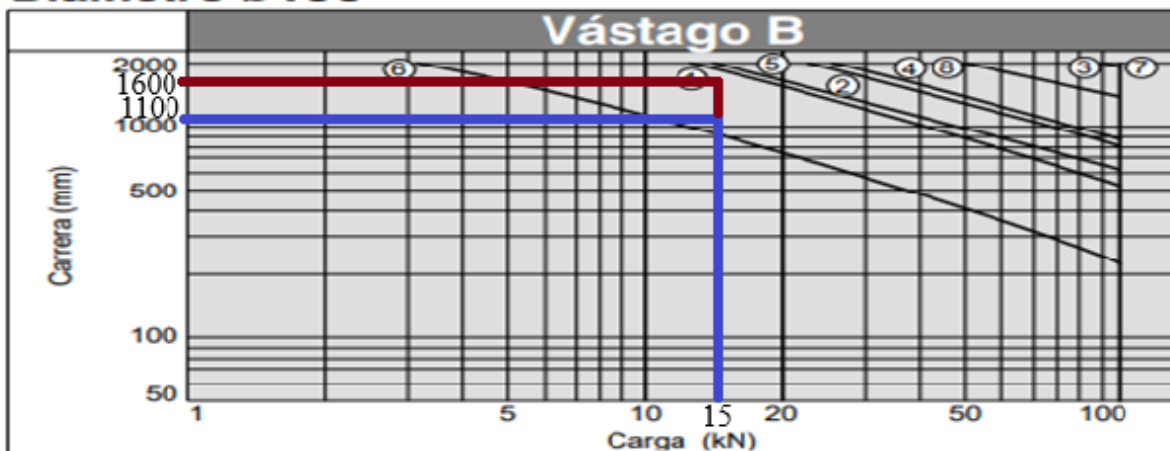
Unidad: N

	Diámetro (mm)	Tamaño vástago (mm)	Sentido de movimiento	Área efectiva (mm ²)	Presión de trabajo (MPa)					
					1	3.5	5	7	10	14
Vástago serie B	32	18	SALIDA	804	804	2813	4019	5627	8038	11254
			ENTRADA	550	550	1923	2748	3847	5495	7693
	40	22.4	SALIDA	1256	1256	4396	6280	8792	12560	17584
			ENTRADA	862	862	3017	4311	6035	8621	12070
	50	28	SALIDA	1963	1963	6869	9813	13738	19625	27475
			ENTRADA	1347	1347	4715	6735	9429	13471	18859
	63	35.5	SALIDA	3116	3116	10905	15578	21810	31157	43619
			ENTRADA	2126	2126	7442	10632	14885	21264	29769
	80	45	SALIDA	5024	5024	17584	25120	35168	50240	70336
			ENTRADA	3434	3434	12020	17172	24041	34344	48081
100	56	SALIDA	7850	7850	27475	39250	54950	78500	109900	
		ENTRADA	5388	5388	18859	26941	37718	53882	75435	

Serie CH2E, CH2F, CH2G, CH2H Diagramas de los límites de rango de carrera: diámetros ø32 y ø40

Símbolo	Posición de montaje	Símbolo	Posición de montaje	Símbolo	Posición de montaje	Símbolo	Posición de montaje
①		②		③		④	
④		⑤		⑤		⑥	
⑦		⑦		⑧			

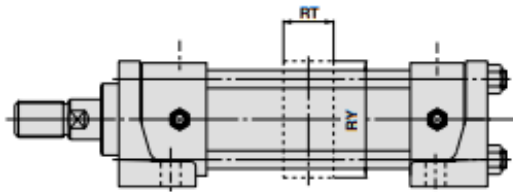
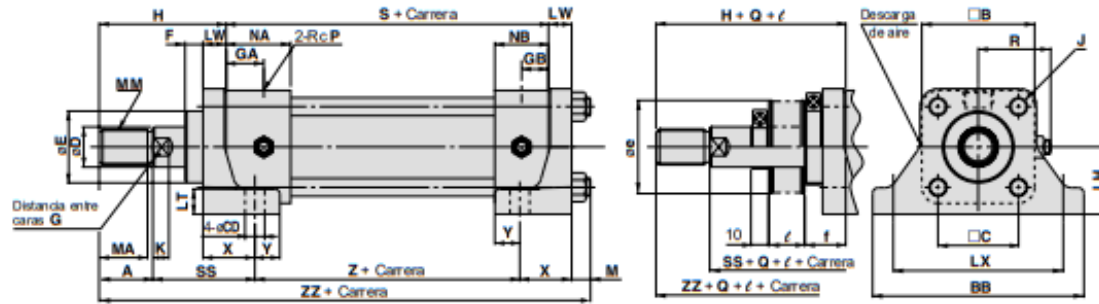
Diámetro ø100



Serie CH2E/CH2F/CH2G/CH2H

Dimensiones

Modelo escuadra transaxial: CH2ELA, CH2FLA, CH2GLA, CH2HLA



Carrera larga (con anillo de refuerzo del tirante)

Diámetro (mm)	Rango de carrera* (mm)	RT	RY
32	1401 a 1800	28	58
40	1401 a 1800	28	65
50	1401 a 1800	33	75
63	1501 a 1800	43	90
80	—	—	—
100	—	—	—

* Aplicable a las series CH2E, CH2F y CH2H. Póngase en contacto con SMC en lo que respecta a la serie CH2G con las carreras anteriormente indicadas.

Diámetro (mm)	Carrera de trabajo (mm)																				Con fusile								
		B	BB	C	F	GA	GB	J	M	NA	NB	P	R	S	CD	LH	LT	LW	LX	X	Y	Z	SS	e	f	Q	l		
32	25 a 1400	58	109	38	14	21	15	M10 x 1,25	11	37	31	3/8	39	130	11	35	14	13	66	29	14	98	57	52	—	21,5	15	—	
40	25 a 1400	65	118	45	10	21	15	M10 x 1,25	11	36	30	3/8	42	130	11	37,5	14	13	95	29	14	98	57	52	52	12	15	1/3,5	carrera
50	25 a 1400	76	145	52	10	27	19	M10 x 1,25	11	43	35	1/2	46	142	14	45	17	18	115	35	18	108	60	55	52	15	15	—	—
63	25 a 1500	90	165	63	10	27	19	M12 x 1,5	14	43	35	1/2	52	148	18	50	19	20	132	41	19	106	71	65	55	15	20	—	—
80	25 a 1800	110	190	80	11	22	22	M16 x 1,5	16	44	44	3/4	65	166	18	60	24	24	155	45	20	124	74	80	65	17	20	1/4	carrera
100	25 a 1800	135	230	102	11	22	22	M18 x 1,5	18	44	44	3/4	75	172	22	71	27	28	190	53	22	122	85	100	80	19	15	—	—

Serie de vástago

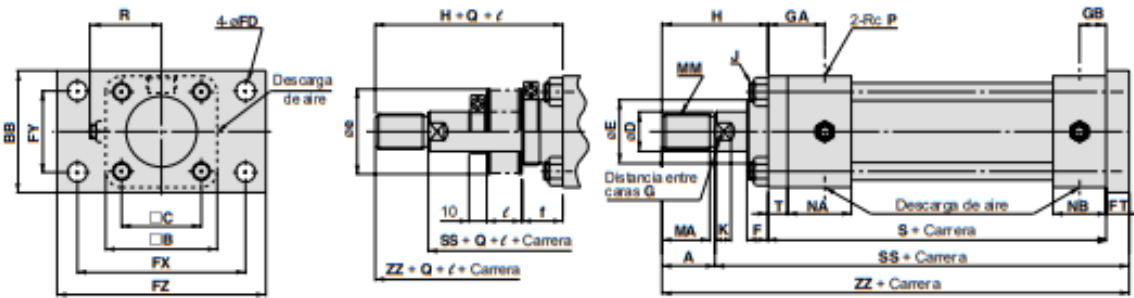
Diámetro (mm)	Vástago serie B										Vástago serie C									
	MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ	MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ		
32	M16 x 1,5	25	22	18	34	7	14	66	220	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
40	M20 x 1,5	30	27	22,4	40	9	19	71	225	M16 x 1,5	25	22	18	36	7	14	66	220		
50	M24 x 1,5	35	32	28	46	11	24	78	249	M20 x 1,5	30	27	22,4	40	9	19	73	244		
63	M30 x 1,5	45	42	35,5	55	13	30	95	277	M24 x 1,5	35	32	28	46	11	24	85	267		
80	M36 x 1,5	55	52	43	65	15	36	113	310	M30 x 1,5	45	42	35,5	55	13	30	95	294		
100	M48 x 1,5	75	72	56	80	16	50	135	353	M36 x 1,5	60	57	46	65	15	41	120	338		

Tolerancia

Diámetro (mm)	LH	LX
32	—	—
40	±0,15	±0,18
50	—	—
63	—	±0,20
80	±0,25	—
100	±0,25	±0,23

Cilindro hidráulico estándar
Doble efecto con vástago simple **Serie CH2E/CH2F/CH2G/CH2H**

Brida trasera rectangular: CH2GFZ, CH2HFZ



Diámetro (mm)	Rango de carrera (mm)																		Con fuelle						
		B	BB	C	F	GA	GB	J	NA	NB	P	R	S	T	FD	FT	FX	FY	FZ	SS	e /val.B /val.C	f	Q	ℓ /val.B /val.C	
32	25 a 1400	58	62	38	16	32	15	M10 x 1,25	37	31	3/8	39	141	11	11	13	88	40	109	184	52	—	215	15	—
40	25 a 1400	66	69	45	12	32	15	M10 x 1,25	36	30	3/8	42	141	11	11	13	95	46	118	184	52	52	12	15	13,5 camera
50	25 a 1400	76	85	52	15	40	19	M10 x 1,25	43	35	1/2	46	155	13	14	18	115	58	145	203	55	52	15	15	—
63	25 a 1500	90	98	63	15	42	19	M12 x 1,5	43	35	1/2	52	163	15	18	20	132	65	185	218	65	65	15	20	—
80	25 a 1800	110	118	80	17	40	22	M16 x 1,5	44	44	3/4	65	184	18	18	24	155	87	190	243	80	65	17	20	14 camera
100	25 a 1800	135	150	102	19	42	22	M18 x 1,5	44	44	3/4	75	192	20	22	25	190	109	230	260	100	80	19	15	—

Serie de vástago

Diámetro (mm)	Vástago serie B										Vástago serie C										Tolerancia		
	MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ	MM	A	MA	D	E	K	G	H	ZZ	Diámetro (mm)	FT	FX	FY	
32	M16 x 1,5	23	22	18	34	7	14	59	209	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32	±0,2	±0,13	±0,13	
40	M20 x 1,5	30	27	22,4	40	9	19	60	214	M16 x 1,5	25	22	18	36	7	14	55	209	40	±0,2	±0,18	±0,13	
50	M24 x 1,5	35	32	28	46	11	24	65	238	M20 x 1,5	30	27	22,4	40	9	19	60	233	50	±0,3	±0,2	±0,15	
63	M30 x 1,5	45	42	35,5	55	13	30	80	263	M24 x 1,5	35	32	28	46	11	24	70	253	63	±0,3	±0,2	±0,15	
80	M39 x 1,5	60	57	45	65	15	41	95	303	M30 x 1,5	45	42	35,5	55	13	30	80	288	80	±0,3	±0,2	±0,18	
100	M48 x 1,5	75	72	56	80	16	50	115	335	M39 x 1,5	60	57	45	65	15	41	100	320	100	±0,23	±0,2	±0,18	

Tabla de pesos

Unidad: kg

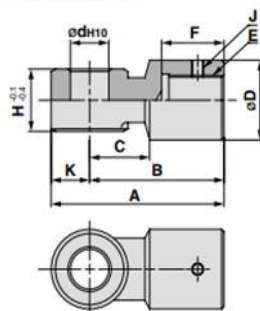
		Peso estándar (Carrera 0)										
Diámetro (mm)	Tipo de montaje	B	LA	FY, FZ	FC, FD	CA	CB	TC	LB	FA, FB	Peso adicional (por 10mm carrera)	
	Modelo	Básico	Escuadra transaxial	Brida rectangular	Brida cuadrada	Fijación oscilante macho	Fijación oscilante hembra	Muñón central	Escuadra	Brida rectangular (7MPa)		
Vástago de la serie B	32	CH2E	2.50	3.49	—	3.35	2.95	3.06	2.99	3.00	2.94	0.04
		CH2F	2.49	3.48	—	3.34	2.94	3.05	2.98	2.99	2.93	0.04
		CH2G	2.59	3.58	3.12	3.44	3.04	3.15	3.08	—	—	0.06
		CH2H	2.60	3.59	3.13	3.45	3.05	3.16	3.09	—	—	0.05
	40	CH2E	3.27	4.57	—	4.36	3.91	4.12	3.86	3.85	3.86	0.08
		CH2F	3.33	4.63	—	4.42	3.97	4.18	3.92	3.91	3.92	0.08
		CH2G	3.66	4.96	4.36	4.75	4.30	4.51	4.25	—	—	0.10
		CH2H	3.55	4.85	4.25	4.64	4.19	4.40	4.14	—	—	0.10
	50	CH2E	4.90	7.50	—	6.86	6.06	6.07	5.74	5.70	5.98	0.09
		CH2F	4.98	7.58	—	6.94	6.14	6.15	5.82	5.78	6.06	0.10
		CH2G	5.49	8.09	6.98	7.45	6.65	6.66	6.33	—	—	0.14
		CH2H	5.32	7.92	6.81	7.28	6.48	6.49	6.16	—	—	0.14
63	CH2E	7.93	11.81	—	10.83	10.67	10.68	9.47	9.55	9.54	0.17	
	CH2F	7.69	11.57	—	10.59	10.43	10.44	9.23	9.31	9.30	0.17	
	CH2G	8.49	12.37	10.64	11.39	11.23	11.24	10.03	—	—	0.20	
	CH2H	8.43	12.31	10.58	11.33	11.17	11.18	9.97	—	—	0.20	
80	CH2E	13.00	18.35	—	17.59	16.40	16.40	15.02	15.36	15.69	0.24	
	CH2F	12.89	18.24	—	17.48	16.29	16.29	14.91	15.25	15.58	0.26	
	CH2G	14.77	20.12	18.34	19.36	18.17	18.17	16.79	—	—	0.34	
	CH2H	14.21	19.56	17.78	18.80	17.61	17.61	16.23	—	—	0.30	
100	CH2E	18.97	29.78	—	26.44	25.15	25.15	22.62	22.39	23.57	0.41	
	CH2F	19.37	30.17	—	26.84	25.55	25.55	23.02	22.79	23.97	0.46	
	CH2G	22.17	32.98	28.62	29.64	28.35	28.35	25.82	—	—	0.49	
	CH2H	21.81	32.62	28.26	29.28	27.99	27.99	25.46	—	—	0.54	

Cilindro hidráulico estándar
Doble efecto con vástago simple **Serie CH2E/CH2F/CH2G/CH2H**

Accesorios (opcional)

Horquilla macho

Material: hierro fundido



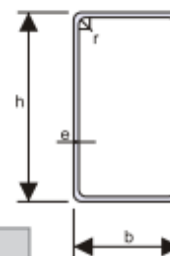
Vástago	Ref.	Diámetro (mm)	Dimensiones (mm)										
			A	B	C	D	d	E	F	H	J	K	
Serie B	IH2-03B	32	76	60	25	32	16	$^{+0.07}_0$	M16 x 1.5	26	25	M5	16
	IH2-04B	40	76	60	25	32	16	$^{+0.07}_0$	M20 x 1.5	31	25	M5	16
	IH2-05B	50	90	70	30	40	20	$^{+0.084}_0$	M24 x 1.5	36	31.5	M5	20
	IH2-06B	63	145	115	45	60	31.5	$^{+0.1}_0$	M30 x 1.5	50	40	M6	30
	IH2-08B	80	145	115	45	60	31.5	$^{+0.1}_0$	M39 x 1.5	61	40	M6	30
	IH2-10B	100	185	145	57	79	40	$^{+0.1}_0$	M48 x 1.5	76	50	M8	40
Serie C	IH2-03B	40	76	60	25	32	16	$^{+0.07}_0$	M16 x 1.5	26	25	M5	16
	IH2-05C	50	90	70	30	40	20	$^{+0.084}_0$	M20 x 1.5	31	31.5	M5	20
	IH2-06C	63	145	115	45	60	31.5	$^{+0.1}_0$	M24 x 1.5	40	40	M6	30
	IH2-06B	80	145	115	45	60	31.5	$^{+0.1}_0$	M30 x 1.5	50	40	M6	30
	IH2-10C	100	185	145	57	79	40	$^{+0.1}_0$	M39 x 1.5	63	50	M8	40

Anexo G



tubos pulidos rectangulares

Tubería pulida rectangular para carpintería metálica y herrería.
Materia prima hasta 1,90 mm. ASTM-A366. Laminado en frío.
Mas de 2,00 mm, ASTM-A569. Laminado en caliente.

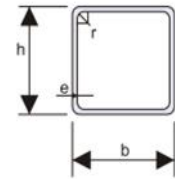


TUBOS PULIDOS RECTANGULARES									
Nominales			Espesor Nominal	Radio de Esquina Exterior	Peso	Largo	Peso/ Pieza	Piezas/ Atado	Peso/ Atado
h x b	h	b	e	r					
pulg x pulg	mm	mm	mm	mm	kg/m	m	kg/pieza	Cant.	kg/atado
1 x 1/2	25,00	12,00	0,90	1,80	0,51	6,00	3,06	128	391,68
1 x 1/2	25,00	12,00	1,10	2,20	0,61	6,00	3,66	128	468,48
1 1/2 x 1/2	27,50	12,00	0,90	1,80	0,69	6,00	4,14	100	414,00
1 1/2 x 1/2	37,50	12,00	1,10	2,20	0,83	6,00	4,98	100	498,00
1 1/2 x 3/4	38,10	19,05	0,90	1,80	0,78	6,00	4,68	98	458,64
1 1/2 x 3/4	38,10	19,05	1,10	2,20	0,94	6,00	5,64	98	552,72
1 1/2 x 3/4	38,10	19,05	1,40	2,80	1,18	6,00	7,08	98	693,84
1 1/2 x 1	37,50	25,00	0,90	1,80	0,87	6,00	5,22	96	501,12
1 1/2 x 1	37,50	25,00	1,10	2,20	1,05	6,00	6,30	96	604,80
1 3/4 x 1/2	44,45	12,70	0,90	1,80	0,78	6,00	4,68	108	505,44
1 3/4 x 1/2	44,45	12,70	1,10	2,20	0,94	6,00	5,64	108	609,12
2 x 1	50,00	25,00	0,80	1,60	0,93	6,00	5,58	98	546,84
2 x 1	50,00	25,00	0,90	1,80	1,05	6,00	6,30	98	617,40
2 x 1	50,00	25,00	1,10	2,20	1,27	6,00	7,62	98	746,76
2 x 1	50,00	25,00	1,40	2,80	1,60	6,00	9,60	98	940,80
2 x 1*	50,00	25,00	2,00	4,00	2,24	6,00	13,44	98	1.317,12
2 x 1 1/4	50,80	31,75	1,10	2,20	1,38	6,00	8,28	99	819,72
2 x 1 1/2	50,00	37,50	1,00	2,00	1,34	6,00	8,04	99	795,96
2 x 1 1/2	50,00	37,50	1,10	2,20	1,46	6,00	8,76	99	867,24
2 x 1 1/2	50,00	37,50	1,40	2,80	1,88	6,00	11,28	99	1.116,72
2 x 1 1/2*	50,00	37,50	2,00	4,00	2,64	6,00	15,84	99	1.568,16
2 1/2 x 1	62,50	25,00	1,00	2,00	1,36	6,00	8,16	90	734,40
2 1/2 x 1	62,50	25,00	1,10	2,20	1,49	6,00	8,94	90	804,60
2 1/2 x 1 1/4	62,50	31,75	1,10	2,20	1,60	6,00	9,60	50	480,00
2 1/2 x 1 1/2	62,50	37,50	1,00	2,00	1,56	6,00	9,36	60	561,60
2 1/2 x 1 1/2	62,50	37,50	1,10	2,20	1,71	6,00	10,26	60	615,60
2 1/2 x 1 1/2	62,50	37,50	1,40	2,80	2,16	6,00	12,96	60	777,60
2 1/2 x 1 1/2*	62,50	37,50	2,00	4,00	3,04	6,00	18,24	60	1.094,40
3 x 1	75,00	25,00	1,00	2,00	1,56	6,00	9,36	50	468,00
3 x 1	75,00	25,00	1,10	2,20	1,71	6,00	10,26	50	513,00
3 x 1	75,00	25,00	1,40	2,80	2,16	6,00	12,96	50	648,00
3 x 1 1/4	76,20	31,75	1,10	2,20	1,82	6,00	10,92	50	546,00
3 x 1 1/2	76,20	38,10	1,00	2,00	1,76	6,00	10,56	50	528,00
3 x 1 1/2	76,20	38,10	1,10	2,20	1,93	6,00	11,58	50	579,00
3 x 1 1/2	76,20	38,10	1,40	2,80	2,44	6,00	14,64	50	732,00
3 x 1 1/2*	76,20	38,10	2,00	4,00	3,44	6,00	20,64	50	1.032,00
3 x 1 1/2*	76,20	38,10	2,80	5,60	4,73	6,00	28,38	50	1.419,00
3 x 2	75,00	50,00	1,40	2,80	2,72	6,00	16,32	40	652,80
3 x 2*	75,00	50,00	2,00	4,00	3,83	6,00	22,98	40	919,20
3 x 2*	75,00	50,00	2,80	5,60	5,28	6,00	31,68	40	1.267,20
4 x 1 1/2	100,00	40,00	1,40	2,80	3,00	6,00	18,00	45	810,00
4 x 1 1/2*	100,00	40,00	2,00	4,00	4,23	6,00	25,38	45	1.142,10
4 x 2	101,60	50,80	1,00	2,00	2,35	6,00	14,10	50	705,00
4 x 2	101,60	50,80	1,10	2,20	2,59	6,00	15,54	50	777,00
4 x 2	101,60	50,80	1,40	2,80	3,27	6,00	19,62	50	981,00
4 x 2*	101,60	50,80	2,00	4,00	4,63	6,00	27,78	50	1.389,00
4 x 2*	101,60	50,80	2,90	5,80	6,62	6,00	39,72	50	1.986,00

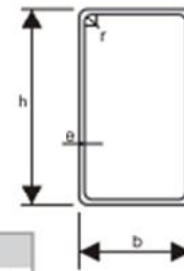
* Fabricación bajo pedido

Tubería pulida cuadrada laminada en frío, para carpintería metálica y herrería.
Materia prima ASTM- A366

TUBOS PULIDOS CUADRADOS									
Nominales	h	b	Espesor Nominal e	Radio de Esquina Exterior r	Peso	Largo	Peso/ Pieza	Piezas/ Atado	Peso/ Atado
pulg x pulg	mm	mm	mm	mm	kg/m	m	kg/pieza	Cant.	kg/atado
1/2 x 1/2	12,00	12,00	0,90	1,80	0,33	6,00	1,980	225	445,50
1/2 x 1/2	12,00	12,00	1,10	2,20	0,39	6,00	2,340	225	526,50
5/8 x 5/8	15,88	15,88	0,90	1,80	0,42	6,00	2,520	144	362,88
5/8 x 5/8	15,88	15,88	1,10	2,20	0,50	6,00	3,000	144	432,00
3/4 x 3/4	18,50	18,50	0,80	1,60	0,45	6,00	2,700	130	351,00
3/4 x 3/4	18,50	18,50	0,90	1,80	0,51	6,00	3,060	130	397,80
3/4 x 3/4	18,50	18,50	1,10	2,20	0,61	6,00	3,660	130	475,80



Tubería pulida rectangular para carpintería metálica y herrería.
Materia prima hasta 1,90 mm. ASTM-A366. Laminado en frío.
Mas de 2,00 mm, ASTM-A569. Laminado en caliente.



TUBOS PULIDOS RECTANGULARES									
Nominales	h	b	Espesor Nominal e	Radio de Esquina Exterior r	Peso	Largo	Peso/ Pieza	Piezas/ Atado	Peso/ Atado
h x b	mm	mm	mm	mm	kg/m	m	kg/pieza	Cant.	kg/atado
1 x 1/2	25,00	12,00	0,90	1,80	0,51	6,00	3,06	128	391,68
1 x 1/2	25,00	12,00	1,10	2,20	0,61	6,00	3,66	128	468,48
1 1/2 x 1/2	27,50	12,00	0,90	1,80	0,69	6,00	4,14	100	414,00
1 1/2 x 1/2	37,50	12,00	1,10	2,20	0,83	6,00	4,98	100	498,00
1 1/2 x 3/4	38,10	19,05	0,90	1,80	0,78	6,00	4,68	98	458,64
1 1/2 x 3/4	38,10	19,05	1,10	2,20	0,94	6,00	5,64	98	552,72
1 1/2 x 3/4	38,10	19,05	1,40	2,80	1,18	6,00	7,08	98	693,84
1 1/2 x 1	37,50	25,00	0,90	1,80	0,87	6,00	5,22	96	501,12
1 1/2 x 1	37,50	25,00	1,10	2,20	1,05	6,00	6,30	96	604,80
1 3/4 x 1/2	44,45	12,70	0,90	1,80	0,78	6,00	4,68	108	505,44
1 3/4 x 1/2	44,45	12,70	1,10	2,20	0,94	6,00	5,64	108	609,12

ESTRUCTURA DEL SENSOR A

BARRERAS GUÍA SOPORTE

Anexo H

Motores trifásicos

Tabla de selección

Totalmente cerrados con ventilación exterior
 Montaje: Horizontal con patas (F-1)
 Aislamiento clase F
 Diseño NEMA B según Norma MG-1
 33°C temp. ambiente a una altitud de 2300 msnm
 40°C temp. ambiente a una altitud de 1000 msnm
 Factor de servicio:
 1.15 Motores GP10 y SD10

Potencia en HP	Descripción			Modelo	
	Velocidad en RPM	Tensión a 60Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	SD10 Uso Severo Catálogo Spiridon
0.5	900	208-230/460	143T	A7B10000048458	no disponible
0.75	1800	208-230/460	143T	A7B10000048472	A7B10000048469
	1200	208-230/460	143T	A7B10000048459	A7B10000048474
	900	208-230/460	145T	A7B10000048490	A7B10000048475
1	3600	208-230/460	143T	A7B10000012670	A7B10000047493
	1800	208-230/460	143T	A7B10000012675	A7B10000047514
	1200	208-230/460	145T	A7B10000012678	A7B10000047515
	900	208-230/460	182T	A7B10000048088	A7B10000048042
1.5	3600	208-230/460	143T	A7B10000012671	A7B10000048041
	1800	208-230/460	145T	A7B10000012676	A7B10000047516
	1200	208-230/460	182T	A7B10000012683	A7B10000048043
	900	208-230/460	184T	A7B10000048499	A7B10000048044
2	3600	208-230/460	145T	A7B10000012672	A7B10000048045
	1800	208-230/460	145T	A7B10000012677	A7B10000047517
	1200	208-230/460	184T	A7B10000012684	A7B10000048046
	900	208-230/460	213T	A7B10000048089	A7B10000048047
3	3600	208-230/460	182T	A7B10000012679	A7B10000048048
	1800	208-230/460	182T	A7B10000012681	A7B10000047518
	1200	208-230/460	213T	A7B10000012689	A7B10000048049
	900	208-230/460	215T	A7B10000048090	A7B10000048050
5	3600	208-230/460	184T	A7B10000012680	A7B10000048051
	1800	208-230/460	184T	A7B10000012682	A7B10000047519
	1200	208-230/460	215T	A7B10000012690	A7B10000048052
	900	208-230/460	254T	A7B10000048091	A7B10000048054
7.5	3600	208-230/460	213T	A7B10000012685	A7B10000048055
	1800	208-230/460	213T	A7B10000012687	A7B10000047520
	1200	208-230/460	254T	A7B10000012697	A7B10000048066
	900	208-230/460	256T	A7B10000048092	A7B10000048067
10	3600	208-230/460	215T	A7B10000012686	A7B10000048068
	1800	208-230/460	215T	A7B10000012688	A7B10000048030
	1200	208-230/460	256T	A7B10000012699	A7B10000048069
15	3600	208-230/460	254T	A7B10000012692	A7B10000048071
	1800	208-230/460	254T	A7B10000012695	A7B10000048031
20	3600	208-230/460	256T	A7B10000012694	A7B10000048072
	1800	208-230/460	256T	A7B10000012696	A7B10000048032



Motores trifásicos

Motores totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)

Datos típicos característicos en 460V

Alta eficiencia, totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)

Tipos GP10, JM10, SD10

208-230/460V 60Hz. Diseño NEMA B, 40°C ambiente

HP	Velocidad		Armazón	Corriente (A) 460			kVA HP	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
	síncrona	asincr. plena carga		en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq.	Max.	
0.5	900	870	143T	1.2	1.3	6.3	M	62	69	72.0	0.31	0.41	0.5	3.0	1.50	2.3	Y
0.75	1800	1750	143T	0.8	1.1	10.0	M	77	81	82.5	0.55	0.67	0.75	2.3	3.30	4.3	Y
	1200	1150	145T	0.7	1.2	6.5	J	78.8	80.7	80.0	0.54	0.67	0.75	3.4	1.80	3.0	Y
	900	860	145T	1.5	2.1	9	K	67.0	71.2	72.0	0.39	0.51	0.61	4.5	1.80	2.5	Y
1	3600	3520	143T	0.8	1.4	14	N	75.5	79.0	80.0	0.63	0.74	0.81	1.5	2.40	4.6	Y
	1800	1750	143T	1	1.5	13	M	80.0	82.5	82.5	0.53	0.66	0.76	3.0	2.9	4.1	Y
	1200	1150	145T	0.95	1.6	9	J	79.5	81.0	80.0	0.53	0.66	0.73	4.6	1.9	3.0	Y
	900	870	182T	1.5	2.1	9	J	77.0	80.0	81.5	0.36	0.47	0.56	6.0	2.1	3.9	Y
1.5	3600	3490	143T	0.9	2	16	L	81.5	83.5	82.5	0.69	0.81	0.85	2.3	2.2	3.8	Y
	1800	1750	145T	1.4	2.2	20	M	82.0	84.0	84.0	0.55	0.69	0.76	4.5	3.4	4.2	Y
	1200	1170	182T	1.4	2.4	15	K	84.0	85.5	85.5	0.52	0.64	0.68	6.7	2.2	4.2	Y
	900	865	184T	2.3	3.0	17	H	78.5	82.0	82.5	0.35	0.47	0.56	9.1	2.2	3.8	Y
2	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	L	82.5	84.5	84.0	0.66	0.78	0.85	3.0	2.3	4.0	Y
	1800	1740	145T	1.8	3.0	25	L	83.0	84.5	84.0	0.54	0.68	0.77	6.0	3.7	4.4	Y
	1200	1170	184T	1.8	3.1	25	K	85.0	87.0	86.5	0.49	0.61	0.70	9.0	2.3	4.0	Y
	900	870	213T	2	3.3	16	H	84.0	84.5	84.0	0.51	0.63	0.68	12.1	1.7	3.4	Y
3	3600	3515	182T	1.5	3.7	32	K	83.0	85.5	85.5	0.67	0.8	0.85	4.5	1.7	3.4	Y
	1800	1750	182T	2	4	32	K	86.5	88.0	87.5	0.59	0.72	0.78	9.0	2.1	3.7	Y
	1200	1170	213T	2.2	4.2	32	K	86.5	87.5	87.5	0.57	0.70	0.76	13.5	2.2	3.6	Y
	900	870	215T	3	4.8	25	H	85.5	86.5	85.5	0.45	0.59	0.68	18.1	2.0	3.1	Y
5	3600	3505	184T	2.3	6.2	46	J	87.0	88.0	87.5	0.72	0.82	0.85	7.5	1.9	4.0	Y
	1800	1735	184T	2.9	6.7	46	J	88.5	88.5	87.5	0.64	0.75	0.79	15.1	1.9	3.2	Y
	1200	1165	215T	3.3	6.8	46	J	88.0	88.5	87.5	0.62	0.74	0.79	22.5	2.0	3.4	Y
	900	875	254T	5.5	8.8	33	F	85.5	87.0	86.5	0.43	0.54	0.62	30.0	1.9	2.0	Y
7.5	3600	3520	213T	3.5	9	63	H	86.5	88.5	88.5	0.75	0.84	0.89	11.2	1.9	3.6	Y
	1800	1750	213T	4.1	9.5	63	H	89.5	90.0	89.5	0.66	0.77	0.82	22.5	2.0	3.4	Y
	1200	1175	254T	5.5	10.5	63	H	88.5	90.0	89.5	0.55	0.68	0.78	33.5	1.6	2.8	Y
	900	875	256T	7.9	13	50	G	87.0	88.0	87.5	0.44	0.55	0.62	45.0	1.9	2.0	Y
10	3600	3515	215T	4	11.5	81	H	90.0	90.5	89.5	0.79	0.86	0.89	14.9	1.9	3.8	Y
	1800	1750	215T	5.7	12.5	81	H	89.5	90.0	89.5	0.66	0.77	0.82	30.0	2.1	3.6	Y
	1200	1175	256T	7	13.5	81	H	89.0	90.0	89.5	0.58	0.69	0.75	44.7	1.7	2.6	Y
15	3600	3530	254T	5.6	18	116	G	88.0	89.5	90.2	0.78	0.85	0.87	22.3	2.1	2.9	Y
	1800	1760	254T	8.8	19	116	G	90.0	91.0	91.0	0.64	0.75	0.81	44.8	2.3	2.6	Y
20	3600	3515	256T	6.5	23.5	145	G	88.5	90.0	90.2	0.81	0.87	0.88	29.9	2.1	2.7	Y
	1800	1755	256T	11	25	145	G	91.5	91.5	91.0	0.66	0.77	0.79	59.8	2.2	2.5	Y

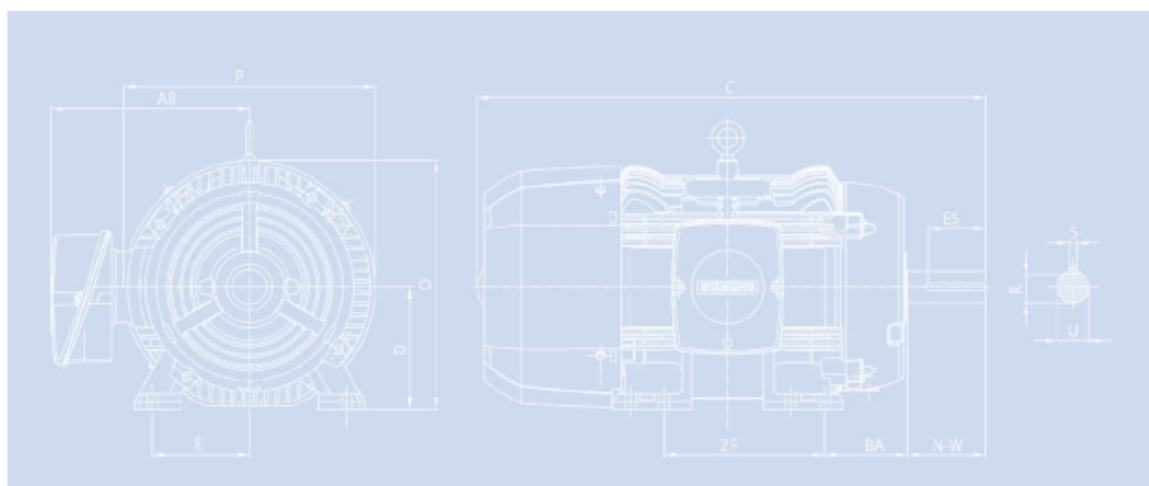
Datos sujetos a cambios sin previo aviso

Motores Totalmente Cerrados Con Ventilación Exterior (TCCVE) GP10 (Uso General carcasa en fundición gris)

Dimensiones de motores horizontales en pulgadas

Armazón	S	R	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	AB	U
143T	0.188	0.77	1.41	14.44	3.50	2.75	4.0	2.25	2.25	7.52	8.24	6.49	0.875
145T	0.188	0.77	1.41	14.44	3.50	2.75	5.0	2.25	2.25	7.52	8.24	6.49	0.875
182T	0.250	0.990	1.78	16.71	4.50	3.75	4.5	2.75	2.75	9.15	9.52	6.96	1.125
184T	0.250	0.990	1.78	16.71	4.50	3.75	5.5	2.75	2.75	9.15	9.52	6.96	1.125
213T	0.312	1.2	2.41	20.65	5.25	4.25	5.5	3.50	3.38	10.65	11.42	8.23	1.375
215T	0.312	1.2	2.41	20.65	5.25	4.25	7.0	3.50	3.38	10.65	11.42	8.23	1.375
254T	0.375	1.42	2.91	26.16	6.25	5.00	8.25	4.25	4.0	12.75	13.35	9.29	1.625
256T	0.375	1.42	2.91	26.16	6.25	5.00	10.0	4.25	4.0	12.75	13.35	9.29	1.625

Datos sujetos a cambios sin previo aviso



Anexo I

50__06

bomba pump

Bomba Hidráulica Hydraulic Pump

BZ 12/30/40/50/58



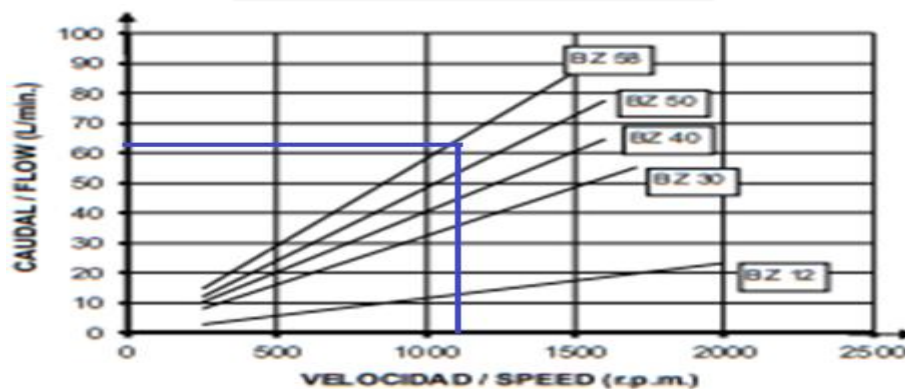
Descripción Description

Bomba de pistones en línea con sentido de giro reversible.

Axial Piston pump with reversible Rotation direction.

Datos Principales Main Data						
Tipo de Bomba Pump Type		BZ 12	BZ 30	BZ 40	BZ 50	BZ 58
Codigo Part Number		506206	500206	500306	500406	5011706
Presión de trabajo Operating pressure (kg/cm ²)	Máx			350		320
	Máx. Cont			250		230
Velocidad de trabajo Operating Speed (r.p.m)	Máx	2000	1700		1600	1500
	Máx. Cont	1700	1400		1300	1200
Desplazamiento Displacement (cm ³ /rev)		11.7	32.4	40.5	48.5	58.3

Curvas de Rendimiento Performance Curves

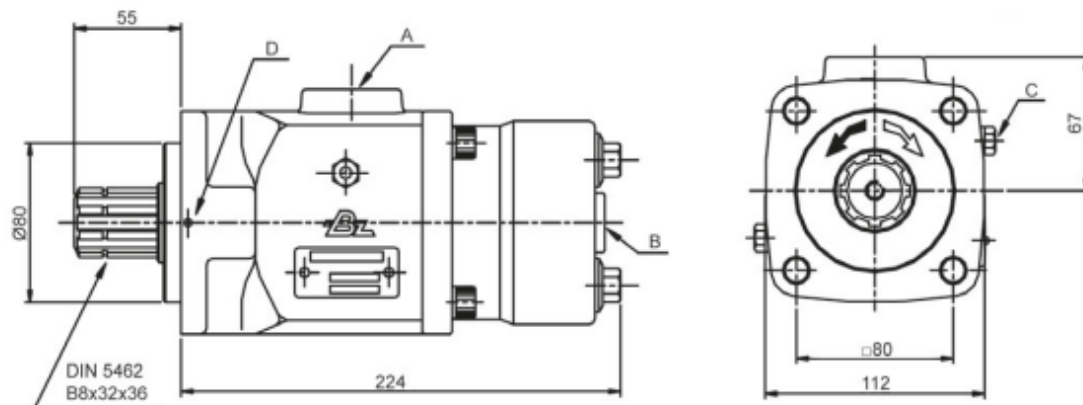


Bomba Hidráulica Hydraulic Pump

50_06

bomba pump

BZ 12/30/40/50/58



Notas Notes

A	Entrada de Aceite, rosca	BSP 1"= BZ 12/30	A	Oil Inlet, thread BSP 1 1/2"	BSP 1"= BZ 12/30
		BSP 1 1/4"= BZ 40/50/58			BSP 1 1/4"= BZ 40/50/58
B	Salida de aceite, rosca BSP 1/2"		B	Oil outlet, thread BSP 1/2"	
C	Tapón de drenaje del aceite		C	Oil drain plug	
D	Taladro testigo de la rotura de retenes		D	Drain hole (Between shaft-Seals)	

Anexo J



SR1SN

SAE 100R1AT/1SN
Aplicaciones hidráulicas que requieren 1- trenza a altas presiones EN/DIN.

Desert® DR1SN

SAE 100R1AT/1SN
Alta temperatura, 1- trenza a presiones EN/DIN.

SR2SN

SAE 100R2AT/2SN
Aplicaciones hidráulicas que requieren 2- trenzas a altas presiones EN/DIN.

Desert® DR2SN

SAE 100R2AT/2SN
Alta temperatura, 2- trenzas a presiones EN/DIN.

SR1SN

SAE 100R1AT/1SN | Mediana Presión



- Cumple o excede el desempeño de requerimientos de presiones de SAE 100R1AT y EN853 1SN
- Cumple con la Designación USMSHA para Resistencia a la Flama
- Cumple con altas presiones EN/DIN
- Guarda Costa U.S /SAE J1942

Aplicación

Aplicaciones hidráulicas a mediana presión incluyendo equipos móviles, máquina de herramientas y agricultura, usando fluidos hidráulicos derivados de petróleo o agua

Tubo

Nitrilo

Refuerzo

Una trenza de alambre de acero de alta tensión

Cubierta

Negra de Policloropreno

Rango temperatura

-40°F a 212°F (-40°C a 100°C)

Referencia de conexiones

Todas las conexiones compatibles con la familia de manguera SR1SN son listadas en la Sección 1 (comenzando en la página 54) del catálogo

Marca impresa

Ejemplo: Continental ContiTech SR1SN-03 SAE 100R1AT/1SN 3/16" (DN05) W.P. 3630 psi (25 MPa) MSHA 2G-14C/12

No. Descriptivo/ No. Producto	No. SAP	Diámetro		Presión Máx. de Trabajo		Mín. Radio Curvatura		Presión Mínima de Ruptura		Peso	USCG Aprobado		
		pulg.	mm	psi	MPa	pulg.	mm	psi	MPa				
SR1SN-03	20239993	3/16	4.8	0.47	11.9	3630	25.0	3.5	89	14520	100.0	0.12	HF-A
SR1SN-04	20240216	1/4	6.4	0.53	13.6	3270	22.5	4.0	102	13080	90.2	0.15	HF-A
SR1SN-05	20240217	5/16	7.9	0.60	15.1	3120	21.5	4.5	114	12480	86.0	0.17	
SR1SN-06	20240218	3/8	9.5	0.69	17.5	2615	18.0	5.0	127	10460	72.1	0.22	HF-A
SR1SN-08	20240219	1/2	12.7	0.81	20.7	2320	16.0	7.0	178	9280	64.0	0.28	H

Man

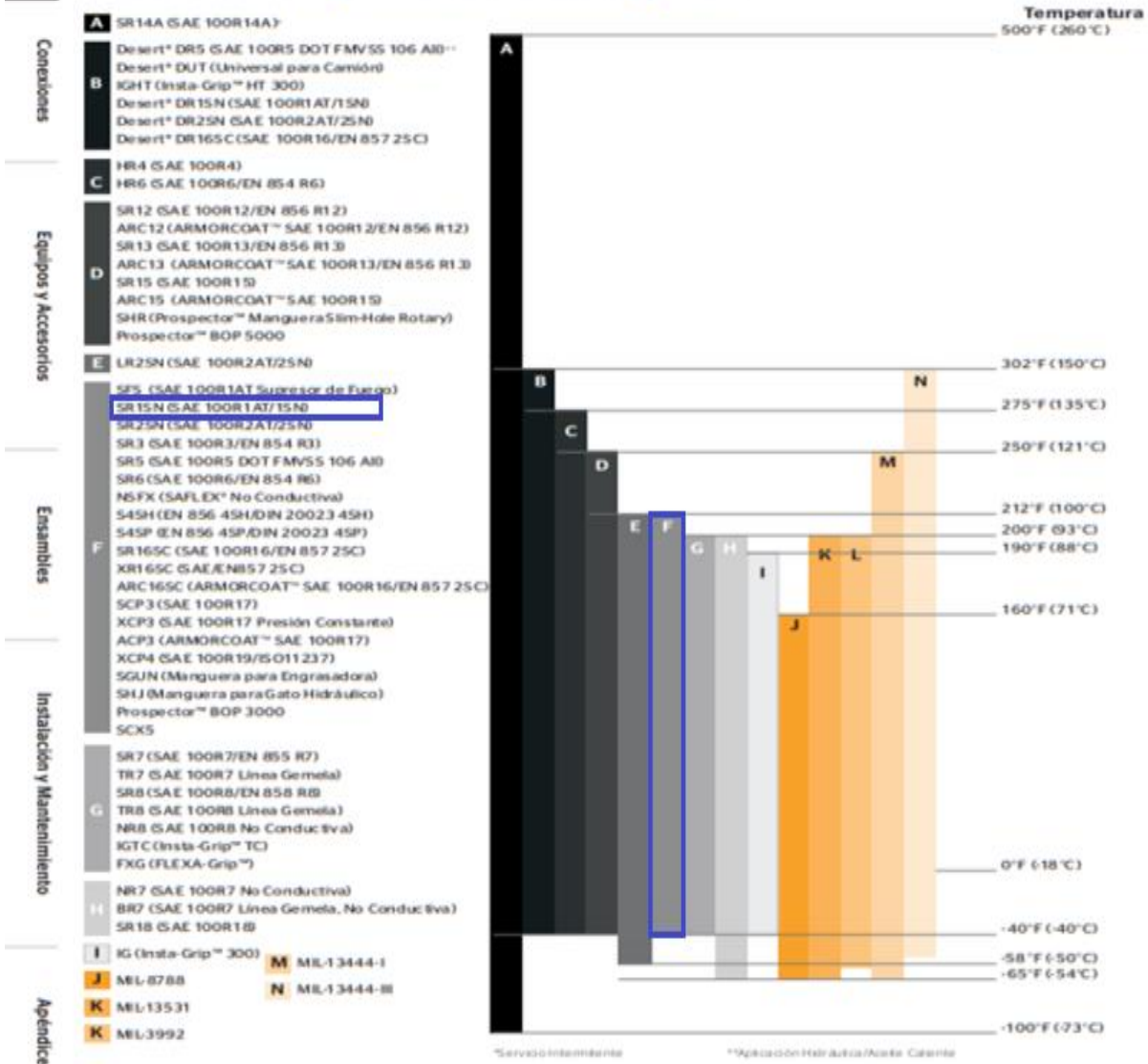
Conexiones

Equipos y Accesorios

Atributos Especiales de la Manguera Hidráulica

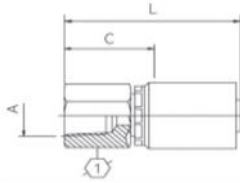
Conecciones	Familia Número de Parte	Descripción de Manguera	Cumple con la Designación USMSHA para Resistencia a la Flama	Cumple con Altas Presiones DIN/EN	USCG Aprobado	ABS Aprobada	Temp. Alta	Temp. Baja	Resistente a la Abrasión	Línea Gemela	No Conductiva	Probada contra el Fuego	SAE J1402/ DOT
	SR15N	SAE 100R1AT/15N											
	Desert*												
	DR15N	SAE 100R1AT/15N			≤1	≤1							

Límite de Temperatura de Manguera



NPTF

Hembra

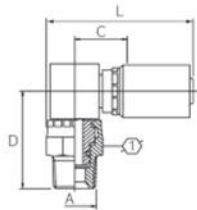


S=Pelar
NS=No Pelar
DG=Dual-Grip™

Número Descriptivo	Número de Producto	Número SAP	D.I. Manguera		Hex-1 Ancho de Llave	Corte (C)			Longitud (L)		Tipo Pelado	SR1SN, DR1SN, SFS	SR2SN, DR2SN, LR2SN	SR16SC, XR16SC, ARC16SC, DR16SC	SCP3, XCP3, ACP3	XCP4	
			pulg.	mm		pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.							mm
B2-NPF-0402	14600-0402	20293225	1/4	6.4	1/8-27	9/16	14	0.88	22.4	1.86	47.3	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0404	14600-0404	20242105	1/4	6.4	1/4-18	3/4	19	1.09	27.6	2.07	52.5	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0604	14600-0604	20293226	3/8	9.5	1/4-18	3/4	19	1.09	27.8	2.14	54.4	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0606	14600-0606	20242103	3/8	9.5	3/8-18	7/8	22	1.15	29.2	2.20	55.8	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0608	14600-0608	20662001	3/8	9.5	1/2-14			1.38	35.0	2.43	61.7		Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0806	14600-0806	20662002	1/2	12.7	3/8-18								Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-0808	14600-0808	20242106	1/2	12.7	1/2-14	1	25	1.4	35.6	2.65	67.2	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPF-1212	14600-1212	20242104	3/4	19.0	3/4-14	1 1/4	32	1.51	38.4	3.06	77.8	NS	Y	Y	Y	Y	Y

NPTF

Macho | Codo 90° (Bloque) | Giratoria

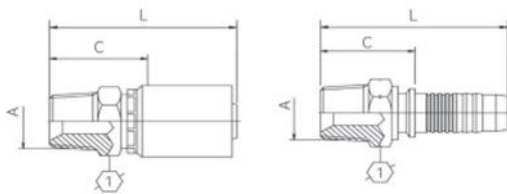


S=Pelar
NS=No Pelar
DG=Dual-Grip™

Número Descriptivo	Número de Producto	Número SAP	D.I. Manguera		Tamaño Rosca (A)	Hex-1 Ancho de Llave	Caída (D)			Corte (C)		Longitud (L)		Tipo Pelado	SR1SN, DR1SN, SFS	SR2SN, DR2SN, LR2SN	SR16SC, XR16SC, ARC16SC, DR16SC	SCP3, XCP3, ACP3	XCP4
			pulg.	mm			pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.						
B2-NPMX90B-0404	14650-0404	20293189	1/4	6.4	1/4-18	11/16	17	1.69	42.9	0.71	18.1	1.69	43.0	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-0604	14650-0604	20293190	3/8	9.5	1/4-18	11/16	17	1.63	41.5	0.92	23.3	1.97	50.0	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-0606	14650-0606	20293191	3/8	9.5	3/8-18	7/8	22	1.62	41.2	0.92	23.3	1.97	50.0	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-0806	14650-0806	20441228	1/2	12.7	3/8-18	7/8	22	2.00	50.7	1.16	29.4	2.41	61.1	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-0808	14650-0808	20293192	1/2	12.7	1/2-14	1	25	2.15	54.6	1.16	29.4	2.41	61.1	NS	Y	Y	Y	Y	Y
B2-NPMX90B-1212	14650-1212	20293193	3/4	19.0	3/4-14	1 1/4	32	2.58	65.6	1.24	31.5	2.80	71.0	NS	Y	Y	Y	Y	Y

NPTF

Macho



S=Pelar
NS=No Pelar
DG=Dual-Grip™

Número Descriptivo	Número de Producto	Número SAP	D.I. Manguera		Tamaño Rosca (A)		Hex-1 Ancho de Llave		Corte (C)		Longitud (L)		Tipo Pelado	SR1SN, DR1SN, SFS	SR2SN, DR2SN, LR2SN	SR16SC, XR16SC, ARC16SC, DR16SC	SCP3, XCP3, ACP3	XCP4
			pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	mm								
UC-NPM-0302	36615-0302	20242703	3/16	4.8	1/8-27	1/2	12	0.78	19.7	1.65	41.9	NS	UCF6-03	UCF6-03				
B2-NPM-0402	14615-0402	20242110	1/4	6.4	1/8-27	9/16	14	0.84	21.2	1.82	46.1	NS	Y	Y	Y	Y	Y	
B2-NPM-0404	14615-0404	20242111	1/4	6.4	1/4-18	11/16	17	1.06	27.0	2.04	51.9	NS	Y	Y	Y	Y	Y	
B2-NPM-0404S	14615-0404S	20286649	1/4	6.4	1/4-18	11/16	17	1.06	27.0	2.04	51.9	NS	Y	Y	Y	Y	Y	
B2-NPM-0406	14615-0406	20242109	1/4	6.4	3/8-18	3/4	19	1.09	27.7	2.07	52.6	NS	Y	Y	Y	Y	Y	
B2-NPM-0408	14615-0408	20242115	1/4	6.4	1/2-14	7/8	22	1.27	32.2	2.25	57.1	NS	Y	Y	Y	Y	Y	
B2-NPM-0604	14615-0604	20242067	3/8	9.5	1/4-18	11/16	17	1.07	27.2	2.12	53.8	NS	Y	Y	Y	Y	Y	
B2-NPM-0606	14615-0606	20242069	3/8	9.5	3/8-18	3/4	19	1.10	27.9	2.15	54.6	NS	Y	Y	Y	Y	Y	

Diámetro Exterior Del Tubo De Acero (mm)	Espesor (mm)	Longitud	Presión Adecuada(Kg/cm²)
4	1.0	4000	700
6	1.0	4000	350
8	1.0	4000	233
8	1.5	4000	420
10	1.0	4000	175
10	1.5	4000	300
12	1.2	4000	175
12	1.5	4000	233
15	1.2	4000	133
15	1.5	4000	175
15	2.0	4000	250
18	1.5	4000	140
18	2.0	4000	200
18	2.5	4000	269
20	2.0	4000	175
20	2.5	4000	233
20	3.0	4000	300
22	2.0	4000	155
22	2.5	4000	265
25	2.5	4000	175
25	3.0	4000	221
28	3.0	4000	190
30	3.0	4000	175
34	3.5	4000	181
38	4.0	4000	187
42	4.0	4000	164

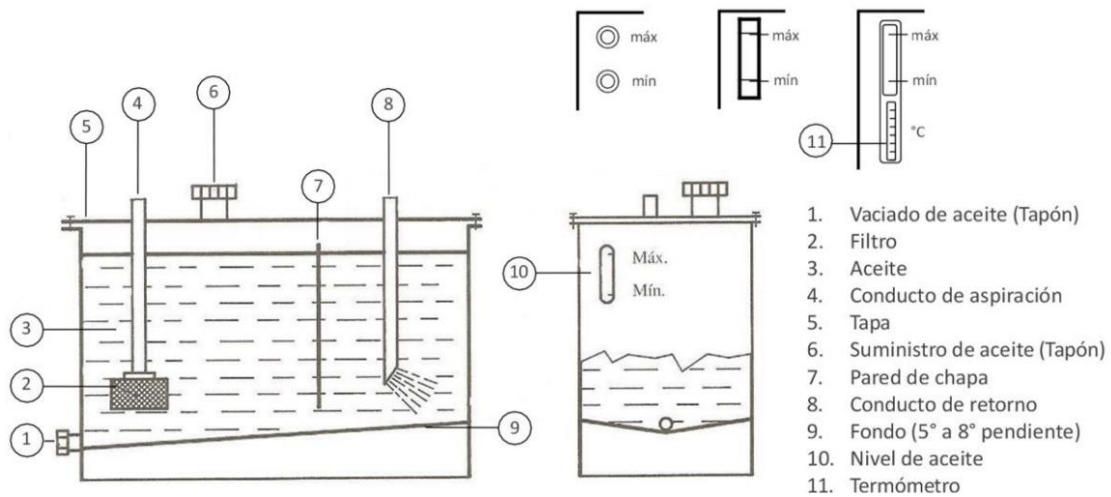
Anexo K



Tanque con paredes lisas (150 l)



Tanque con paredes aleteadas (40 l)



LAMINAS 316L 2B - MATE

Equipamiento médico y farmacéutico
 Equipos de procesamiento de alimentos
 Tanques y tuberías
 Válvulas para la industria química
 Accesorios para barcos

ESPESOR (mm)	MEDIDA (mt)
1,5	1,22 x 2,44
2	1,22 x 2,44
2,5	1,22 x 2,44
3	1,22 x 2,44
4	1,22 x 2,44
5	1,22 x 2,44
6	1,22 x 2,44
8	1,22 x 2,44
10	1,22 x 2,44
12,7	1,22 x 2,44

ÁNGULOS DE ACERO INOXIDABLE

Parrillas
Estructuras / Racks
Metalmecánica



ESPESOR (")	ANCHO (")	ESPESOR (mm)	ANCHO (mm)	LARGO
1/8	3/4	3,17	19,05	5,8
1/8	1	3,17	25,4	5,8
1/8	1 1/2	3,17	38,1	5,8
1/8	2	3,17	50,8	5,8
3/16	1	4,76	25,4	5,8
3/16	1 1/2	4,76	38,1	5,8
3/16	2	4,76	50,8	5,8
1/4	1	6,35	25,4	5,8
1/4	1 1/2	6,35	38,1	5,8
1/4	2	6,35	50,8	5,8
1/4	3	6,35	76,2	5,8
5/16	4	8	100	5,8
3/8	1	9,53	25,4	0
3/8	1 1/2	9,53	38,1	0
3/8	2	9,53	50,8	0

Accesorios para Depósitos

Tapones de Llenado con Respiración

Tapones de Llenado Metálicos con Respiración

Tipo Brida

Especificaciones:

Materiales:

Tapa y Placa: Acero niquelado al cromo.

Válvula: Nylon/Nitrilo.

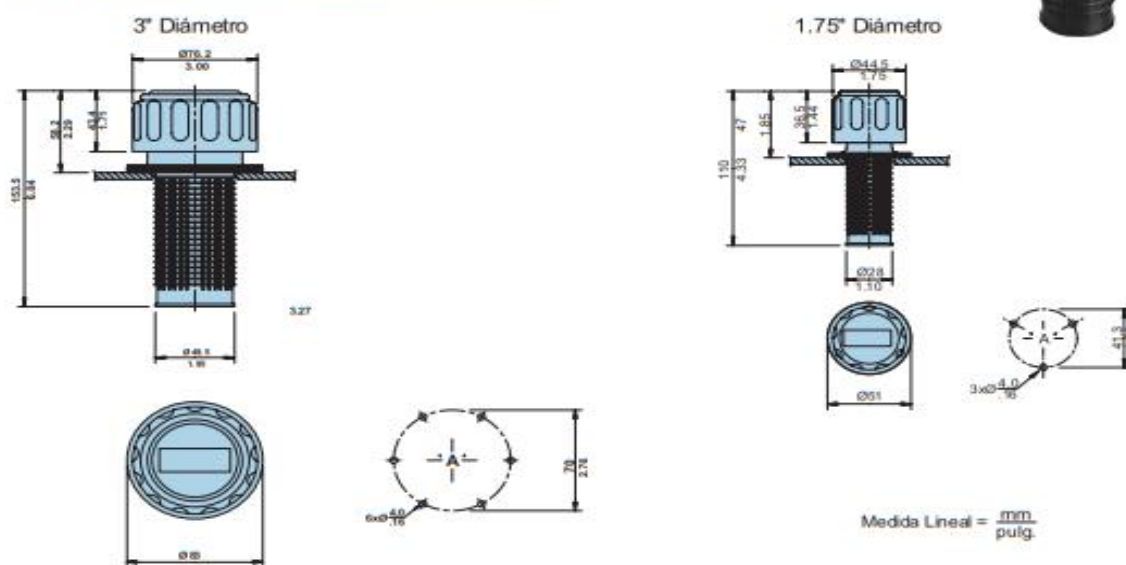
Junta: Corcho.

Elemento de Filtración: Espuma de poliuretano expandido, de 10 micrones.

Temperaturas de Operación: -22°F (-30°C) a 195°F (90°C).

Sellos: Nitrilo

Opciones de Presurización: ninguna, 5 psi (0.35 bar).



Tipo Brida, No presurizado

No. de Parte Nueva	No. de Parte Obs.	Parte Nueva (As. Tapa)	Parte Obs. (As. Tapa)	Clasif. Micrones	Flujo de Aire	Descripción	Tornillos
AB.1163.10	MB1.D1A1B1P	CAP.1163.10	CP1.D1A1A1P	10	2 gal./sec. (7.5 l/sec.)	3" (76 mm) dia.	(6)-M10x.5
	MB1.A1A1B1P	CAP.1380.40	CP1.A2A1A1P	10	1.3 gal./sec. (5 l/sec.)	1.75" (44.5 mm) dia.	(6)-M10x.5

Tipo Brida, Presurizado

No. de Parte Nueva	No. de Parte Obs.	Parte Nueva (As. Tapa)	Parte Obs. (As. Tapa)	Clasif. Micrones	Flujo de Aire	Descripción	Tornillos
PAB.1730.10.5	MB1.D1C1B1P	CAP.1730.40.5	CP1.D1C1A1P	10	2 gal./sec. (7.5 l/sec.)	5 psi (.35 bar), 3" (76 mm) dia.	(6)-M10x.5



Catálogo Master Motion & Control

Accesorios para Depósitos Respiradores

Respiradores

Tipo Desecante

Especificaciones:

Materiales:

Contenedor: Polipropileno de Copolímero Transparente

Tapa: Polipropileno de Copolímero

Tubo soporte: PVC.

Elemento de Filtración: Poliéster, Gel de Sílice

Sellos: ninguno

Presión de Operación

Máxima Permisible (MAOP): 5 psi (.34 bar)

Eficiencia de Remoción de Partículas:

98.7% (beta 75) @ 3 micrones

99.5% (beta 200) @ 4 micrones

99.9% (beta 1000) @ 5.3 micrones

Peso:

934330T 1.25 lbs. (.57 kg) cada uno

934331T 1.75 lbs. (.79 kg) cada uno

934332T 2.25 lbs. (1.02 kg) cada uno



Características

Capas de Espuma

Aísla los materiales a remover del contacto de la niebla pesada del depósito y mantiene de forma segura a los materiales en su lugar.

Capas de Filtro

Capas de filtro especialmente diseñadas para remover partículas sólidas sobre el lado del flujo ascendente y entonces regenerar mediante la liberación de esas partículas cuando el flujo del aire invierte la dirección. La capa más baja remueve la contaminación del aire y la segunda capa protege contra cualquier migración del desecante.

Entradas de Admisión de Aire

Un total de ocho entradas de admisión de aire están expuestas para permitir que le aire fluya libremente dentro y fuera del TriCeptor.

Desecante de Gel de Sílice

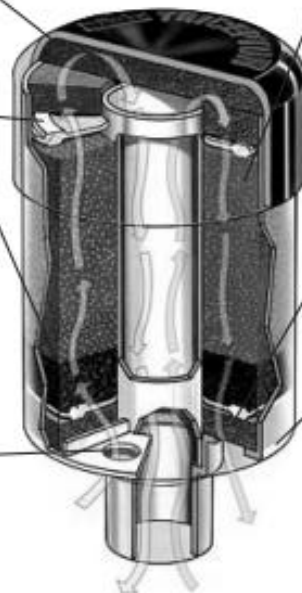
Tiene la más alta capacidad de remoción por volumen de cualquier método de absorción. Indica la condición por medio del cambio de color.

Capa de Espuma

Asegura que la capa de filtro está posicionada adecuadamente y la protege de daño externo.

Contenedor Moldeado

Contenedor durable resistente a impactos suministra servicio confiable y presión simple al montaje.



Accesorios para Depósitos

Difusores

Difusores

Especificaciones:

Temperatura de Operación: 195°F (90°C) máximo.

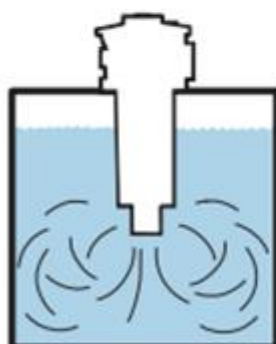
Materiales: Cuerpo & Tapa del extremo: Zintec

Cabeza: Nylon

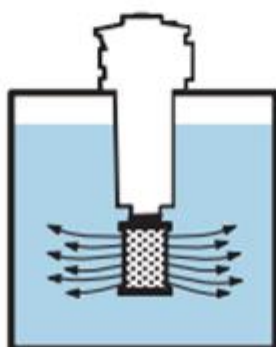
Peso: Ver la tabla de abajo

Beneficios

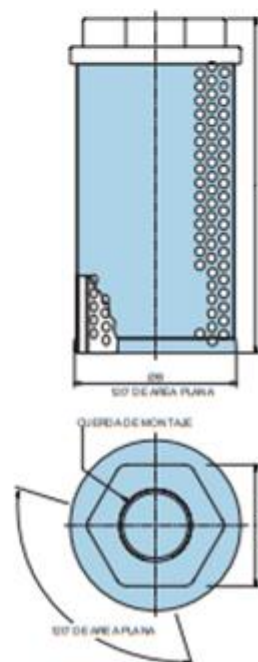
La instalación de un difusor en un depósito hidráulico es un simple cambio que puede hacer una diferencia dramática en la eficiencia del sistema. Con tubos concéntricos especiales diseñados con agujeros de descarga opuestos a 180°, la aireación, la espuma y el ruido del depósito, son reducidos. La vida de la bomba también se amplía mediante la reducción de la cavitación en la entrada de la bomba. Los efectos de adaptar un sistema con un difusor se muestran abajo.



Flujo sin difusor



Flujo con difusor adaptado



Número Nuevo de Parte	Número de Parte Obs.	Cuerda NPT	Flujo Nominal GPM (LPM)	Longitud "A" pulgadas (mm)	Diámetro "B" pulgadas (mm)	Hexagonal "C" pulgadas (mm)	Peso lbs. (kg)
2250	DF1.A2BP	3/4"	13 (50)	4.7 (120)	2.4 (62)	1.81 (46)	.60 (0.27)
2251	DF1.B4BP	1"	30 (114)	5.0 (127)	3.4 (86)	2.17 (55)	.93 (0.42)
2252	DF1.B6BP	1 1/2"	60 (227)	7.0 (178)	3.4 (86)	2.56 (65)	1.23 (0.56)
2253	DF1.B9BP	2"	120 (454)	9.5 (242)	3.4 (86)	2.95 (75)	1.52 (0.69)



Accesorios para Depósitos

Indicadores de Nivel de Fluido/Temperatura

Indicadores de Nivel de Fluido/Temperatura

Especificaciones:

Materiales:

Mirillas: Poliamida transparente.

Base de las mirillas: Nylon 66.

Caja: Poliestireno de alto impacto (sin contenido de Aluminio).

Sellos: Nitrilo.

Presión de Operación Máxima: 14.7 psi (1 bar).

Temperaturas de Operación: -22°F (-30°C) a 195°F (90°C).

Rango de Termómetro: 90°F a 210°F (30°C a 90°C).

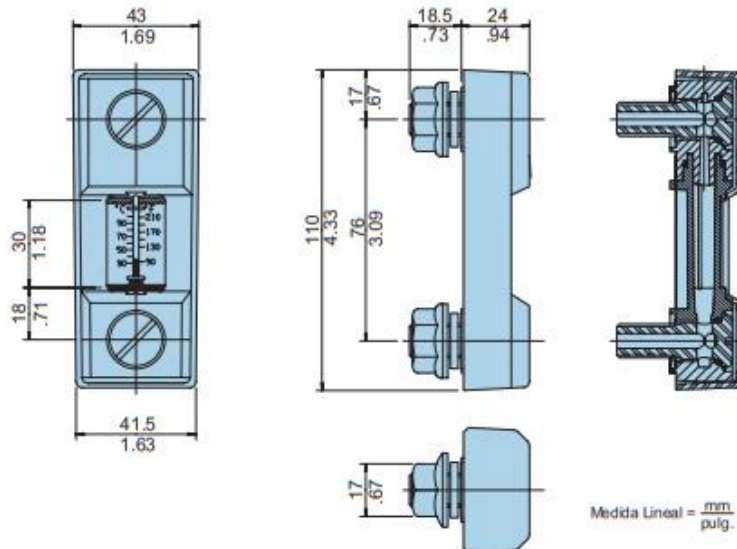
Indicador: Alcohol Azul

Compatibilidad de Fluido: Fluidos de base mineral y petróleo.

Montaje: Arreglo frontal o posterior, dos agujeros (M10).



Longitud 3



Número Parte	Cuerda	Longitud	Descripción
FL 69121	M10	3	Nivel y temperatura del fluido
FL 69221	M10	5	Nivel y temperatura del fluido
FL 69321	M10	10	Nivel y temperatura del fluido



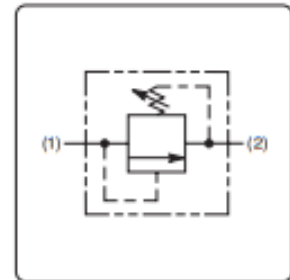
Válvulas de Cartucho

Serie RD102

Válvula de Alivio de Acción Directa

Descripción General

Válvulas de alivio de tipo cabeza móvil de acción directa. Para información adicional vea Recomendaciones Técnicas en las páginas PC1-PC6 del Catálogo HY15-3500/US.



Características

- Templada, partes básicas de precisión para durabilidad
- Tamaño compacto para donde es requerido el espacio reducido.
- Respuesta rápida.

Información Técnica

Especificaciones

Flujo Máximo	37.5 LPM (10 GPM)
Máxima Presión en la Entrada	240 Bar (3500 PSI)
Máxima Presión de Ajuste	210 Bar (3000 PSI)
Presión de Restablecimiento	80% de la Presión de Ruptura
Fuga a 150 SSU (32cSt)	40 gotas/min (2.6 cc/min.) @ 75% de la presión de ruptura
Material del Cartucho	Todas las partes de acero. Todas las partes de operación de acero templado.

Rango de Temp. de Operación (Ambiente)	-40°C a +93.3 °C (Nitrilo) (-40°F a +200°F) -31.7°C a +121.1 °C (Fluorocarbono) (-25°F a +250°F)	
Filtración	ISO código 16/13 SAE clase 4 ó mejor.	
Fluidos	Base mineral o sintético con propiedades lubricantes a viscosidades de 45 a 2000 SSU (6 a 420 cSt)	
Peso Aprox.	.23 kg (0.5 lbs)	
Cavidad	C-10-2	
Herramienta de Forma	Acabado áspero	Ninguno
	Acabado Final	NFT10-2F

Válvulas Industriales

Serie F

Válvulas de Control de Flujo

Descripción General

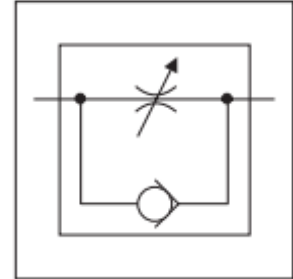
Las válvulas de control de flujo serie F suministran control preciso de flujo y bloqueo en una dirección, permitiendo automáticamente flujo total en la dirección opuesta.

Operación

Una aguja de dos pasos permite un ajuste fino a bajo flujo mediante las tres primeras vueltas de la perilla de ajuste. Las siguientes tres vueltas abren la válvula al flujo total, permitiendo también ajustes de estrangulación.

Características

- La exclusiva escala de referencia de banda de color "Colorflow" en el vástago de la válvula es de gran conveniencia y ahorradora de tiempo en el ajuste original de la válvula y para retomarla a cualquier ajuste previo.
- Un simple ajuste de tornillo asegura a la válvula en cualquier ajuste deseado.
- Una característica opcional (T) a prueba de modificaciones esta disponible para prevenir el desajuste del flujo accidental o intencional.



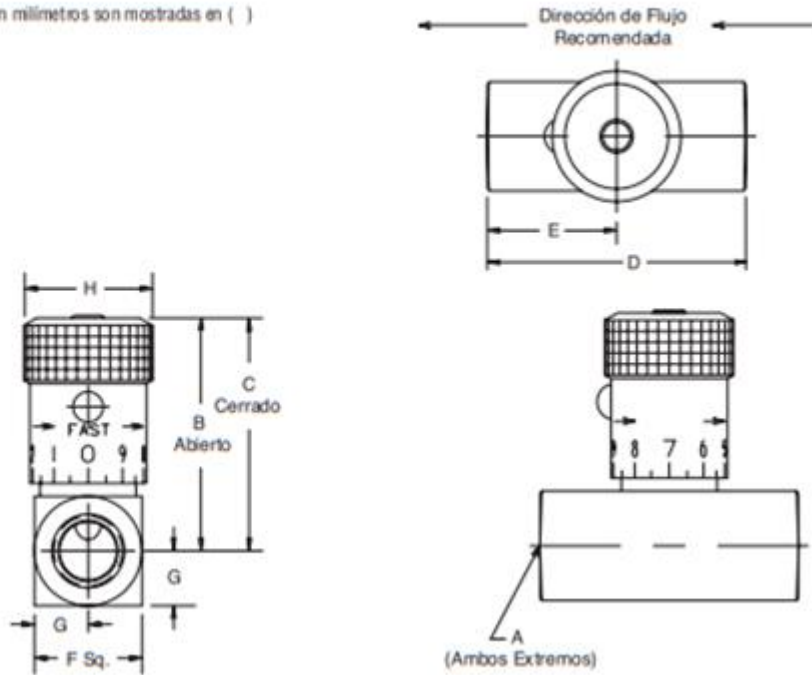
Especificaciones

Presión Máxima de Operación	Latón 140 Bar (2000 PSI) excepto para latón F1600 que es 35 Bar (500 PSI)
	Acero & Acero Inoxidable 345 Bar (5000 PSI) para 200 hasta 1020; 207 Bar (3000 PSI) para todas las otras medidas.
Cabeza Móvil Check de Retorno, Presión de Ruptura Nominal	0.4 Bar (5 PSI)
Cabezas Móviles	Cabeza móvil de sello suave en latón medidas 200 – 820 Cabeza móvil de metal sólido de acero inoxidable 416 en otras medidas y estilos.
Temperatura de Operación	-40°C a +121°C (-40°F a +250°F)

Válvulas Industriales

Información para Ordenar

Las dimensiones de pulgadas equivalentes en milímetros son mostradas en ()



Número de Modelo	Flujo Máximo LPM (GPM)	A	B	C	D	E	F	G	H
N200	11 (3)	1/8-27 NPTF	39.1 (1.54)	35.3 (1.39)	38.1 (1.50)	19.1 (0.75)	15.7 (0.62)	7.9 (0.31)	19.1 (0.75)
N400	19 (5)	1/4-18 NPTF	45.5 (1.79)	40.4 (1.59)	50.8 (2.00)	25.4 (1.00)	20.6 (0.81)	10.4 (0.41)	20.6 (0.81)
N420	11 (3)	7/16-20 UNF #4 SAE	41.4 (1.63)	37.6 (1.48)	50.8 (2.00)	25.4 (1.00)	20.6 (0.81)	10.4 (0.41)	19.1 (0.75)
N600	30 (8)	3/8-18 NPTF	55.4 (2.18)	49.5 (1.95)	63.5 (2.50)	31.8 (1.25)	25.4 (1.00)	12.7 (0.50)	25.4 (1.00)
N620	19 (5)	9/16-18 UNF #6 SAE	47.8 (1.88)	42.7 (1.68)	60.5 (2.38)	30.2 (1.19)	25.4 (1.00)	12.7 (0.50)	20.6 (0.81)
N800	57 (15)	1/2-14 NPTF	68.6 (2.70)	61.5 (2.42)	66.5 (2.62)	33.3 (1.31)	31.8 (1.25)	15.7 (0.62)	30.2 (1.19)
N820	30 (8)	3/4-16 UNF #8 SAE	56.9 (2.24)	51.1 (2.01)	76.2 (3.00)	38.1 (1.50)	28.4 (1.12)	14.2 (0.56)	25.4 (1.00)
N1020	57 (15)	7/8-14 UNF #10 SAE	68.6 (2.70)	61.5 (2.42)	88.9 (3.50)	44.5 (1.75)	31.8 (1.25)	15.7 (0.62)	30.2 (1.19)
N1200	95 (25)	3/4-14 NPTF	85.9 (3.38)	71.4 (2.81)	82.6 (3.25)	41.1 (1.62)	38.1 (1.50)	19.1 (0.75)	35.1 (1.38)
N1220	95 (25)	1 1/8-12 UN #12 SAE	85.9 (3.38)	71.4 (2.81)	101.6 (4.00)	50.8 (2.00)	38.1 (1.50)	19.1 (0.75)	35.1 (1.38)
N1600	151 (40)	1-11 1/2 NPTF	123.7 (4.87)	106.9 (4.21)	108.0 (4.25)	53.8 (2.12)	44.5 (1.75)	22.4 (0.88)	47.8 * (1.88)
N1620	151 (40)	1 5/16-12 UN #16 SAE	130.8 (5.15)	114.0 (4.49)	108.0 (4.25)	53.8 (2.12)	57.2 (2.25)	28.4 (1.12)	47.8 * (1.88)
N2000	265 (70)	1 1/4-11 1/2 NPTF	130.0 (5.12)	113.3 (4.46)	108.0 (4.25)	53.8 (2.12)	57.2 (2.25)	28.4 (1.12)	47.8 * (1.88)
N2020	265 (70)	1 5/8-12 UN #20 SAE	140.2 (5.52)	123.4 (4.86)	114.3 (4.50)	57.2 (2.25)	69.9 (2.75)	60.5 (2.38)	47.8 * (1.88)

Válvulas Industriales

Serie GT

Válvulas Aisladoras de Indicador

Descripción General

Las válvulas de la serie "GT" aíslan a los indicadores del daño y de lecturas inexactas causadas por sobrepresión en la línea y ariete hidráulico.

Operación

La GT tiene una perilla de empuje- para lectura que entrega presión instantánea al indicador, aun aísla al indicador de la línea del fluido hasta que la perilla es oprimida. Cuando es soltada la perilla, un carrete accionado por resorte cierra instantáneamente y drena todo el fluido desde la parte posterior del indicador al depósito.

Características

- Tiene un carrete de acero templado.
- La acción parcial de retención repentina protege al indicador de una sobrepresión.
- Montaje en panel opcional.

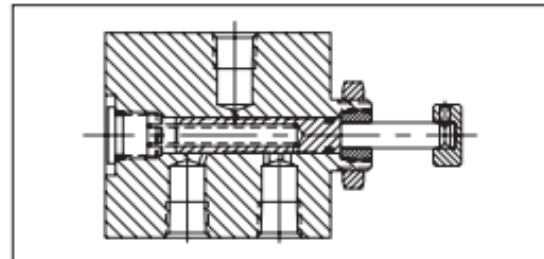
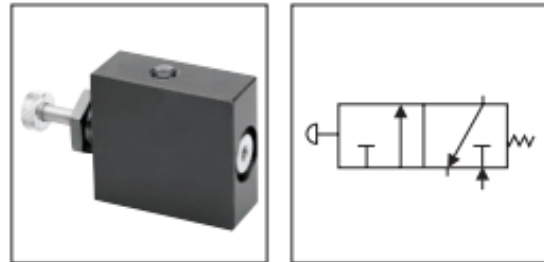
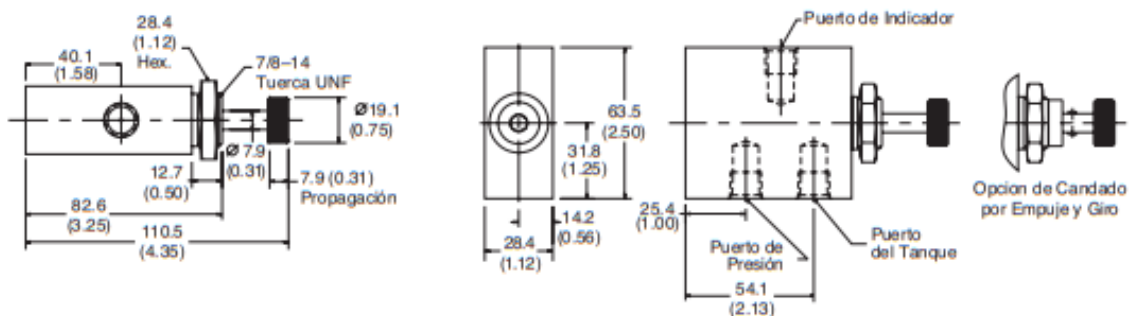
Información para Ordenar

Opciones		GT	Serie		Tamaño		Material		Compuesto del Sello		Serie de Diseño
Código	Descripción		Código	Descripción	Código	Descripción	Código	Descripción	Código	Descripción	Nota
Omitir	NPTF/SAE		400	1/4 NPTF	S	Acero	Omitir	Nitrilo (Estándar)			No requerido cuando se ordena
9	BSPP		420	7/16-20 UNF (SAE 4)	V	Fluorocarbono			E	EPR	

Peso de la Unidad: 1.0 kg (2.2 lbs.)

Dimensiones

Las dimensiones equivalente de pulgadas para milímetros son mostradas en ()



Especificaciones

Presión Máxima de Operación	207 Bar (3000 PSI)
Montaje	En línea

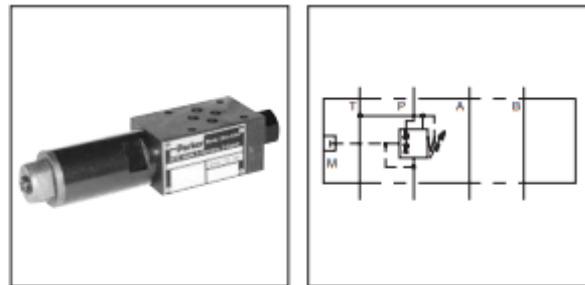
Válvulas Industriales

Serie PRDM

Válvulas Manapak Sandwich

Descripción General

Las válvulas reductoras de presión de operación directa serie PRDM son utilizadas para regular la presión en un área de un circuito hidráulico a un nivel predeterminado debajo de la presión normal del sistema. Adicionalmente, una función integral de desahogo de presión para el circuito secundario de presión reducida es incorporada al diseño.



Operación

Estas válvulas son dispositivos “normalmente abiertos” que permiten al líquido fluir a través del puerto controlado durante su condición de no-actuado o “en reposo”. Cuando la presión del flujo descendente excede el valor ajustado por la fuerza del resorte, el pistón de control sale de su asiento, cerrando la ruta del flujo y por tanto reduciendo el paso del fluido desde el sistema principal. El pistón amortiguado modula para mantener la presión pre-ajustada en este sector del circuito hidráulico. Si, debido a fuerzas externas, la presión continúa ascendiendo en este sector del circuito, el pistón se mantendrá moviendo contra la fuerza del resorte permitiendo al fluido ser drenado al tanque y con esto limitando la presión máxima al ajuste de la válvula.

Características

- Las válvulas sándwich Manapak pueden colocarse en selección para reducir presión en el puerto “P”, en el puerto “A” ó en el puerto “B”.
- El diseño de pistón amortiguado directamente operado da como resultado rápida respuesta, poco goteo y mínima histéresis.
- Hasta cuatro rangos de ajuste de presión están disponibles con ajustes de presión máxima de 25, 64, 160 y 210 Bar (363, 928, 2320, 3045 PSI).
- Las opciones de ajuste incluyen: tornillo hexagonal interno, perilla manual o hexagonal interno con candado de llave.
- Los sellos de Fluorocarbono son estándar para combinaciones multi-fluido.
- Las conexiones de puerto de indicador incluyen: SAE, NPT, BSSP, Métrico e ISO 6149.

Especificaciones

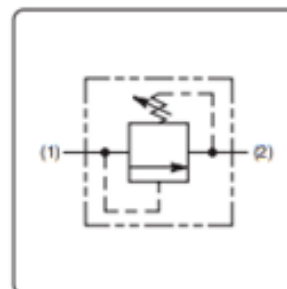
	PRDM2	PRDM3														
Patrón de Montaje	NFPA D03, CETOP 3, NG6	NFPA D05, CETOP 5, NG10														
Presión Máxima de Operación P, A, B	315 Bar (4560 PSI)	315 Bar (4560 PSI)														
T	10 Bar (145 PSI)	10 Bar (145 PSI)														
Flujo Máximo	40 LPM (10.5 GPM)	80 LPM (21 GPM)														
Rango de Presión	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Código</th> <th>Rango</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>01</td> <td>1.0 a 14 Bar (15 a 200 PSI)</td> </tr> <tr> <td>02</td> <td>1.5 a 25 Bar (22 a 363 PSI)</td> </tr> <tr> <td>06</td> <td>1.5 a 64 Bar (22 a 928 PSI)</td> </tr> <tr> <td>16</td> <td>3 a 160 Bar (44 a 2320 PSI)</td> </tr> <tr> <td>21*</td> <td>3 a 210 Bar (44 a 3045 PSI)</td> </tr> <tr> <td>35*</td> <td>10 a 315 Bar (147 a 4560 PSI)</td> </tr> </tbody> </table>		Código	Rango	01	1.0 a 14 Bar (15 a 200 PSI)	02	1.5 a 25 Bar (22 a 363 PSI)	06	1.5 a 64 Bar (22 a 928 PSI)	16	3 a 160 Bar (44 a 2320 PSI)	21*	3 a 210 Bar (44 a 3045 PSI)	35*	10 a 315 Bar (147 a 4560 PSI)
Código	Rango															
01	1.0 a 14 Bar (15 a 200 PSI)															
02	1.5 a 25 Bar (22 a 363 PSI)															
06	1.5 a 64 Bar (22 a 928 PSI)															
16	3 a 160 Bar (44 a 2320 PSI)															
21*	3 a 210 Bar (44 a 3045 PSI)															
35*	10 a 315 Bar (147 a 4560 PSI)															
Rango de Viscosidad	12-230 cSt (62-1190 SSU)															
Filtración	Código ISO 18/16/13 ó Mejor															

* Sólo PRDM2.

Válvula de Alivio Operada por Piloto

Descripción General

Válvula de alivio de tipo carrete operado por piloto. Para información adicional vea Recomendaciones Técnicas en las páginas PC1-PC6 del Catálogo HY15-3500/US.



Características

- Templada, partes básicas de precisión para durabilidad
- Adaptador de bajo perfil para donde es requerido el espacio reducido.
- Cabeza móvil totalmente guiada para restablecimiento más consistente.
- Los adaptadores de acero están recubiertos con dicromato de zinc amarillo para protección de atomizado de sal.
- “D” Ring de poliuretano elimina los anillos de respaldo y previene la hidrólisis.
- Una pantalla interna protege al resorte del piloto de la suciedad.

Información Técnica

Especificaciones

Flujo Máximo	113 LPM (30 GPM)
Máxima Presión en la Entrada	380 Bar (5500 PSI)
Máxima Presión de Ajuste	350 Bar (5000 PSI)
Presión de Restablecimiento	90% de la Presión de Ruptura
Fuga a 150 SSU (32cSt)	82 cc/min. (5 cu. in. /min.) @ 75% de la presión de ruptura
Material del Cartucho	Todas las partes de acero. Todas las partes de operación de acero templado.

Rango de Temp. de Operación (Ambiente)	-45°C a +93.3 °C (“D” Ring) (-50°F a +200°F) -31.7°C a +121.1 °C (Fluorocarbono) (-25°F a +250°F)	
Filtración	ISO código 16/13 SAE clase 4 ó mejor.	
Fluidos	Base mineral o sintético con propiedades lubricantes a viscosidades de 45 a 2000 SSU (6 a 420 cSt)	
Peso Aprox.	.23 kg (0.50 lbs)	
Cavidad	C10-2	
Herramienta de Forma	Acabado áspero Acabado Final	Ninguno NFT10-2F

Válvulas de Cartucho

Serie CPH124P

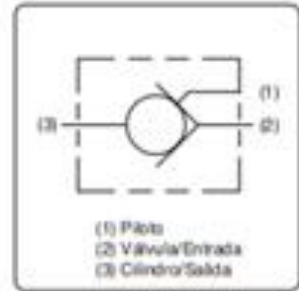
Válvula Check Operada por Piloto

Descripción General

Válvula check operada por piloto estilo cartucho. Para información adicional vea Recomendaciones Técnicas en las páginas CS1-CS4 del Catálogo HY15-3500/US.

Características

- Templada, partes básicas de precisión para durabilidad
- La posición interna del piloto simplifica el diseño del múltiple



- Todas las partes externas tienen dicromato de zinc amarillo. Esta capa es ideal para aplicaciones de atomizado de sal.

Información Técnica

Especificaciones

Flujo Máximo	75 LPM (20 GPM)
Máxima Presión en la Entrada	350 Bar (5000 PSI)
Fuga a 150 SSU (32cST)	5 gotas/min (.33 cc/min) a 350 Bar (5000 PSI)
Escala del Piloto	3:1
Material del Cartucho	Todas las partes de acero. Todas las partes de operación de acero templado.

Rango de Temp. de Operación (Ambiente)	-40°C a +93.3 °C (Nitrilo) (-40°F a +200°F) -31.7°C a +121.1 °C (Fluorocarbono) (-25°F a +250°F)
Filtración	ISO código 16/13 SAE clase 4 ó mejor.
Fluidos	Base mineral o sintético con propiedades lubricantes a viscosidades de 45 a 2000 SSU (6 a 420 cSt)
Peso Aprox.	0.2 kg (.44 lbs)
Cavidad	C12-3
Herramienta de Forma	Acabado áspero NFT12-3R Acabado Final NFT12-3F

Válvulas Industriales

Serie D1VW

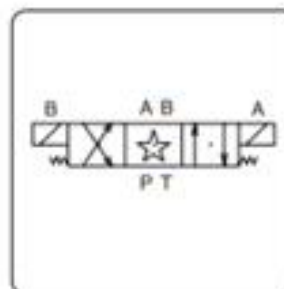
Válvulas de Control Direccional

Descripción General

Las válvulas de control direccional de la serie D1VW son válvulas de alto desempeño, 4 cámaras, armadura húmeda, controlada por solenoide, 3 ó 4 vías. Están disponibles en 2 ó 3 posiciones y corresponden a los patrones de montaje D03 / CETOP 3.

Características

- Cambio suave.
- Carretes proporcionales; disponibles 21 tipos de carrete estándar.
- Supresión de sobrevoltaje de CD.
- Nueve opciones de conexión eléctrica.
- Luces en AC & DC disponibles (Aprobación CSA para solenoides y Luces).
- Aterrizada internamente.



- Pernos de montaje de fácil acceso.
- A prueba de agua (clasificado NEMA 4)
- A prueba de explosión
- Disponible la aprobación de CSA y reconocida por U.L.
- No necesario el uso de herramientas para retirar la bobina
- Bobina rectificadas para AC

Tiempo de Respuesta*

Tiempo nominal de respuesta (milisegundos) a 345 Bar (5000 PSI) es 32 L/M (8.5 GPM).

Tipo de Solenoide	Tracción	Expulsión
AC	13	20
8 Wats DC ó 10 Wats DC	61	22
30 Wats DC	51	21

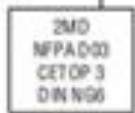
Especificaciones

Patrón de Montaje	NFPA D03, CETOP 3; NG 6
Interfase de Montaje	DIN 24340-A6 ISO 4401-AB-03-4-A CETOP R35H 4.2-4-03, NFPA D03
Presión Máxima	P, A, B 345 Bar (5000 PSI) Estándar CSA 276 Bar (4000 PSI) Tanque: 103 Bar (1500 PSI) Estándar 207 Bar (3000 PSI) Opcional con H, FH, G, LG CSA 103 Bar (1500 PSI)

Válvulas Industriales

Información para Ordenar

Válvulas Estándar



Código	Descripción
W	Solenoido, Perro Húmedo, Atomizable
HW	Botinado Inverso



Código	Descripción
N	Nitrilo
V	Fluorocarbono
E*	EPR

* Contáctese a Fábrica para disponibilidad.



Código	Descripción
A	24/50 VAC
D	120 VDC
G	198 VDC
J	24 VDC
K	12 VDC
L	6 VDC
N	220/50 VAC
O	100/60 VAC
R	24/60 VAC
T	240/60 - 220/50 VAC
U	96 VDC
Y	120/60 - 110/50 VAC
Z	250 VDC

Los símbolos esquemáticos de la válvula son estándares de NFPWANSI, suministrando el flujo de Puerto A cuando se energiza el solenoide A. Señale los lados inversos de los operadores para los carretes #008 y #009. Vea la información de instalación para detalles. Para configurar a estándares DIN (bobina A sobre puerto A, bobina B sobre puerto B) codifique las válvulas como DTVHW***.

Código	Símbolo	Código	Símbolo
001		014	
002		015	
003		016	
004		020*	
005		021	
006		022	
007		026*	
008**		030**	
009**			
010		081	
011		082	

Código	Descripción	Símbolo
B*	2 posiciones, posicionada por resorte, P hacia A	
C	3 posiciones, centrada por resorte	
D†	2 posiciones, trinquete, P hacia A y B hacia T	
E	2 posiciones, centrada por resorte y B hacia P	
F	2 posiciones, posicionada por resorte, P hacia A y centrada	
H*	2 posiciones, posicionada por resorte, P hacia B	
K	2 posiciones, centrada por resorte y P hacia A	
M	2 posiciones, posicionada por resorte, P hacia B y centrada	

* Sólo carretes 020, 026 y 030.
† Sólo carretes 020 y 030.

* Los carretes 008, 020 y 026 tienen cruce cerrado.
** Los carretes 009 y 030 tienen cruce abierto.
Vea la tabla universal de carretes para otras opciones de carretes.



Serie GMF iprotect®

Filtros integrados de media presión



Características del producto

La serie GMF es un filtro de aceite hidráulico integrado, extremadamente compacto y respetuoso con el medio ambiente que presenta un núcleo de elemento reutilizable. Su capacidad de flujo máxima es de unos 600 l/min [158 GPM] y su presión de funcionamiento máxima permitida es de 70 bares [1.015 psi].

- Los elementos iprotect® patentados garantizan la calidad en la filtración.
- El diseño de la cuba permite obtener soluciones compactas.
- Las soluciones compactas son posibles porque el elemento de filtro permanece en la cuba durante el servicio.
- Reducción típica del 50 % en los residuos gracias al núcleo del elemento reutilizable.
- No hay posibilidad de error en la instalación gracias a su diseño "inteligente".
- Fácil de integrar en soluciones de colectores hidráulicos.

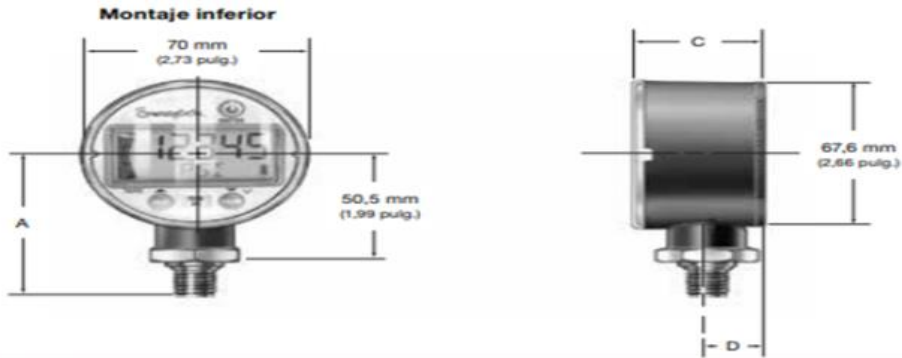
Información para cursar pedidos

Número de pieza	Caudal l/min	Valor de filtración (micras)	Conexión	Puerto de indicador
GMF2110QM/PKG164	55	10	G1	Conectado
GMF2210QM/PKG164	90	10	G1	Conectado
GMF3110QM/PKG244	120	10	G1 ½	Conectado
GMF3210QM/PKG244	230	10	G1 ½	Conectado
GMF4110QM/PKG324	350	10	G2	Conectado
GMF4210QM/PKG324	530	10	G2	Conectado

Anexo L

Dimensiones

Las dimensiones son como referencia únicamente y susceptibles de cambio.



Tamaño de esfera mm (pulg.)	Conexión final		Dimensiones, mm (pulg.)		
	Tamaño	Tipo	A	C	D
63 (2 1/2)	1/4 pulg.	NPT macho	67,1 (2,64)	40,9 (1,61)	17,5 (0,69)
		NPTF macho alta presión			
		G1/4B (EN)			
		R1/4 (PT)			
	1/4 pulg. y 6 mm	Adaptador a tubo Swagelok	69,8 (2,75)		
3/8 pulg. y 10 mm	Adaptador a tubo Swagelok	71,4 (2,81)			
1/2 pulg.	NPT macho	70,4 (2,77)			

Rango de Presión del Modelo D

Rangos PSI Estándar								
Indicador	kPa		MPa		kg / cm ²		piesH ₂ O	
	Escala Inferior	Escala Superior	Escala Inferior	Escala Superior	Escala Inferior	Escala Superior	Escala Inferior	Escala Superior
PC0	-99,97	0	-0,1000	0	-1,02	0	-33,46	0
PC15	-100,0	103,4	-0,1000	0,1034	-1,02	1,0546	-33,46	34,62
PC30	-100,0	206,8	-0,1000	0,2068	-1,019	2,109	-33,46	69,23
PC60	-100,0	413,7	-0,1000	0,4137	-1,019	4,219	-33,46	138,46
PC100	-100,0	689,5	-0,1000	0,6895	-1,019	7,031	-33,46	230,8
PC300	-100,0	2.068,4	-0,1000	2,0684	-1,019	21,093	-33,46	692,3
PG15	0	103,2	0	0,1034	0	1,0546	0	34,62
PG30	0	206,4	0	0,2068	0	2,1093	0	69,23
PG60	0	413,7	0	0,4137	0	4,219	0	138,46
PG100	0	689,5	0	0,6895	0	7,031	0	230,77
PG200	0	1.378,9	0	1,3789	0	14,062	0	461,5
PG300	0	2.068,4	0	2,0684	0	21,093	0	692,3
PG500	0	3.447	0	3,447	0	35,15	0	1.153,8
PG1000	0	6.895	0	6,895	0	70,31	0	2.307,7
PG1500	0	10.342	0	10,342	0	105,46	0	3.462
PG2000	0	13.789	0	13,789	0	140,62	0	4.615
PG3000	--	--	0	20,684	0	210,93	0	6.923
PG5000	--	--	0	34,47	0	351,5	0	11.538
PG10000	--	--	0	68,95	0	703,1	0	23.077
PG15000	--	--	0	103,42	0	1054,6	--	--
PG20000	--	--	0	137,89	0	1.406,2	--	--
PG25000	--	--	0	172,37	0	1757,7	--	--

Anexo M

TABLA DE FACTORES DE SERVICIO

Es aconsejable al calcular un mando a cadena, tener en cuenta la tabla de factores de servicio siguiente:

Condiciones de Trabajo	Motor Eléctrico		Motor Diesel	
	8 - 10 hs.	24 hs.	8 - 10 hs.	24 hs.
Uniforme	1,00	1,25	1,25	1,50
Semi Pesado	1,25	1,50	1,50	1,75
Pesado	1,50	1,75	1,75	2,00

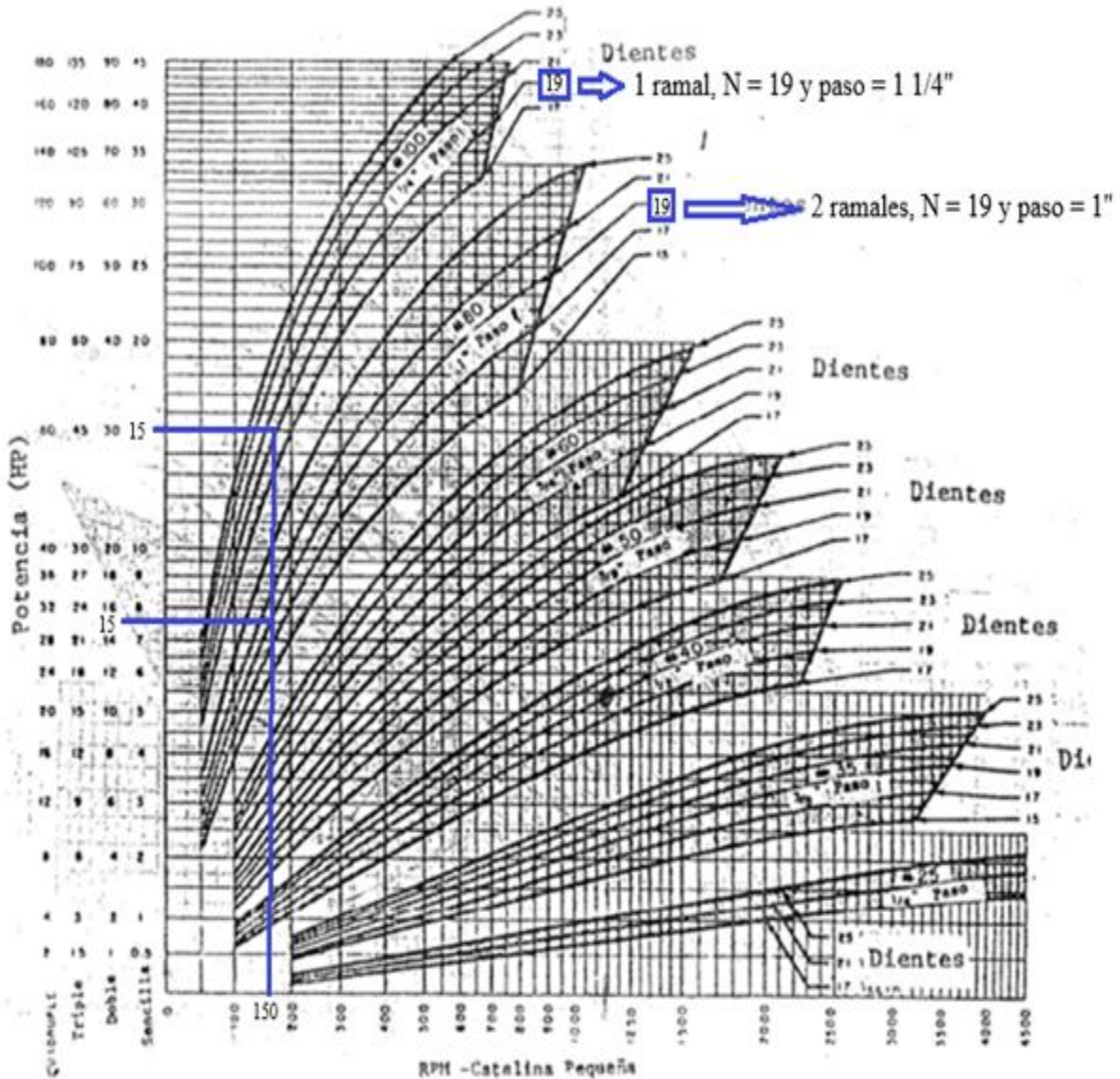


Tabla 3-10

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 80 — 1" PITCH

No. of Teeth Small Spkt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	25	30	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000
	Type I				Type II				Type III				Type IV							
11	0.97	1.80	3.36	6.28	9.04	11.7	14.3	19.4	23.0	19.6	14.9	11.8	9.69	8.12	6.94	6.01	5.27	4.68	4.18	0
12	1.06	1.98	3.70	6.89	9.93	12.9	15.7	21.3	26.2	22.4	17.0	13.5	11.1	9.28	7.92	6.85	6.02	5.34	4.78	0
13	1.16	2.16	4.03	7.51	10.8	14.0	17.1	23.2	29.1	25.2	19.2	15.2	12.5	10.4	8.91	7.72	6.78	6.01	5.38	0
14	1.25	2.34	4.36	8.14	11.7	15.2	18.6	25.1	31.5	28.2	21.4	17.0	13.9	11.7	9.96	8.63	7.57	6.72	6.01	0
15	1.35	2.52	4.70	8.77	12.6	16.4	20.0	27.1	34.0	31.2	23.8	18.9	15.4	12.9	11.0	9.57	8.40	7.45	0.42	0
16	1.45	2.70	5.04	9.40	13.5	17.5	21.4	29.0	36.4	34.4	26.2	20.8	17.0	14.2	12.2	10.5	9.25	8.21	0	0
17	1.55	2.88	5.38	10.0	14.5	18.7	22.9	31.0	38.9	37.6	28.6	22.7	18.6	15.6	13.3	11.5	10.1	8.97	0	0
18	1.64	3.07	5.72	10.7	15.4	19.9	24.4	33.0	41.3	41.0	31.2	24.8	20.3	17.0	14.5	12.6	11.0	9.79	0	0
19	1.74	3.25	6.07	11.3	16.3	21.1	25.8	35.0	43.8	44.5	33.9	26.9	22.0	18.4	15.7	13.6	12.0	10.6	0	0
20	1.84	3.44	6.42	12.0	17.2	22.3	27.3	37.0	46.4	48.1	36.6	29.0	23.8	19.9	17.0	14.7	12.9	0.95	0	0
21	1.94	3.62	6.76	12.6	18.2	23.6	28.8	39.0	48.9	51.7	39.4	31.2	25.6	21.4	18.3	15.9	13.9	0	0	0
22	2.04	3.81	7.11	13.3	19.1	24.8	30.3	41.0	51.4	55.5	42.2	33.5	27.4	23.0	19.6	17.0	14.9	0	0	0
23	2.14	4.00	7.46	13.9	20.0	26.0	31.7	43.0	53.9	59.2	45.1	35.8	29.3	24.6	21.0	18.2	15.9	0	0	0
24	2.24	4.19	7.81	14.6	21.0	27.2	33.3	45.0	56.4	62.0	48.1	38.1	31.2	26.2	22.3	19.4	17.0	0	0	0
25	2.34	4.38	8.17	15.2	21.9	28.4	34.8	47.0	59.0	64.9	51.1	40.6	33.2	27.8	23.8	20.6	8.34	0	0	0
28	2.65	4.94	9.23	17.2	24.8	32.1	39.3	53.2	66.6	73.3	60.6	48.1	39.4	33.0	28.2	24.4	0	0	0	0
30	2.85	5.33	9.94	18.5	26.7	34.6	42.3	57.3	71.8	78.9	67.2	53.3	43.6	36.6	31.2	24.5	0	0	0	0
32	3.06	5.71	10.7	19.9	28.6	37.1	45.3	61.4	77.0	84.7	74.0	58.7	48.1	40.3	34.4	0	0	0	0	0
35	3.37	6.29	11.7	21.9	31.6	40.9	50.0	67.7	84.8	93.3	84.7	67.2	55.0	46.1	39.4	0	0	0	0	0
40	3.89	7.27	13.6	25.3	36.4	47.2	57.7	78.1	98.0	108	103	82.1	67.2	56.3	0	0	0	0	0	0
45	4.42	8.25	15.4	28.7	41.4	53.6	65.6	88.8	111	122	123	98.0	80.2	4.09	0	0	0	0	0	0
50	4.96	9.25	17.3	32.2	46.4	60.1	73.5	99.4	125	137	145	115	64.6	0	0	0	0	0	0	0
55	5.49	10.2	19.1	35.7	51.4	66.6	81.4	110	138	152	167	132	0	0	0	0	0	0	0	0
60	6.03	11.3	21.0	39.2	56.5	73.2	89.4	121	152	167	190	48.8	0	0	0	0	0	0	0	0

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (170 fpm max. chain speed)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (650 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1500 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

The ratings on this page are in accordance with the standards of the Association of Roller and Silent Chain Manufacturers, Copyright 1960.



roller chain horsepower ratings

page

A-23

Tabla 3-11

HORSEPOWER RATINGS STANDARD SINGLE STRAND ROLLER CHAIN — NO. 100 — 1 1/4" PITCH

No. of Teeth Small Spkt.	Revolutions Per Minute—Small Sprocket																			
	10	25	30	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200
	Type I				Type II				Type III				Type IV							
11	0.81	1.85	3.45	6.44	12.0	17.3	22.4	27.4	32.3	37.1	32.8	27.5	23.4	20.3	17.8	14.2	11.6	9.71	6.95	0
12	0.89	2.03	3.79	7.07	13.2	19.0	24.6	30.1	35.5	40.8	37.4	31.4	26.8	23.2	20.4	16.2	13.2	11.1	0	0
13	0.97	2.22	4.13	7.72	14.4	20.7	26.9	32.8	38.7	44.5	42.1	35.3	30.1	26.1	22.9	18.2	14.9	12.5	0	0
14	1.05	2.40	4.48	8.35	15.6	22.5	29.1	35.6	41.9	48.1	47.0	39.4	33.6	29.2	25.6	20.3	16.6	13.9	0	0
15	1.13	2.59	4.82	9.00	16.8	24.2	31.4	38.3	45.2	51.9	52.2	43.7	37.3	32.4	28.4	22.5	18.5	15.5	0	0
16	1.22	2.77	5.17	9.65	18.0	25.9	33.6	41.1	48.4	55.6	57.5	48.1	41.1	35.6	31.3	24.8	20.3	17.0	0	0
17	1.30	2.96	5.52	10.3	19.2	27.7	35.9	43.9	51.7	59.4	62.9	52.7	45.0	39.0	34.2	27.2	22.2	18.2	0	0
18	1.38	3.15	5.87	11.0	20.4	29.5	38.2	46.7	55.0	63.2	68.6	57.5	49.1	42.5	37.3	29.6	24.3	16.5	0	0
19	1.46	3.34	6.23	11.6	21.7	31.2	40.5	49.5	58.3	67.0	74.4	62.3	53.2	46.1	40.5	32.1	26.3	6.70	0	0
20	1.55	3.53	6.58	12.3	22.9	33.0	42.8	52.3	61.6	70.8	79.8	67.3	57.5	49.8	43.7	34.7	28.4	0	0	0
21	1.63	3.72	6.94	12.9	24.2	34.8	45.1	55.1	64.9	74.6	84.1	72.4	61.8	53.6	47.0	37.3	30.5	0	0	0
22	1.71	3.91	7.30	13.6	25.4	36.6	47.4	58.0	68.3	78.5	88.5	77.7	66.3	57.5	50.4	40.0	32.8	0	0	0
23	1.80	4.10	7.65	14.3	26.6	38.4	49.7	60.8	71.7	82.3	92.8	83.0	70.9	61.4	53.9	42.8	35.0	0	0	0
24	1.88	4.30	8.02	15.0	27.9	40.2	52.1	63.7	75.0	86.2	97.2	88.4	75.5	65.5	57.4	45.6	37.3	0	0	0
25	1.97	4.49	8.37	15.6	29.2	42.0	54.4	66.5	78.4	90.1	102	94.1	80.3	69.6	61.1	48.5	36.3	0	0	0
28	2.22	5.07	9.47	17.7	33.0	47.5	61.5	75.2	88.6	102	115	111	95.2	82.5	72.4	57.5	4.95	0	0	0
30	2.40	5.47	10.2	19.0	35.5	51.2	66.3	81.0	95.5	110	124	124	106	91.5	80.3	63.7	0	0	0	0
32	2.57	5.86	10.9	20.4	38.1	54.8	71.1	86.9	102	118	133	136	116	101	88.5	70.2	0	0	0	0
35	2.83	6.46	12.0	22.5	41.9	60.4	78.3	95.7	113	130	146	156	133	115	101	48.4	0	0	0	0
40	3.27	7.46	13.9	26.0	48.4	69.8	90.4	111	130	150	169	188	163	141	124	0	0	0	0	0
45	3.71	8.47	15.8	29.5	55.0	79.3	103	126	148	170	192	213	194	166	76.4	0	0	0	0	0
50	4.16	9.49	17.7	33.0	61.6	88.8	115	141	166	190	215	239	209	97.8	0	0	0	0	0	0
55	4.61	10.5	19.6	36.6	68.3	98.4	128	156	184	211	238	265	238	19.1	0	0	0	0	0	0
60	5.07	11.6	21.6	40.2	75.1	108	140	171	202	231	261	281	261	0	0	0	0	0	0	0

The limiting RPM for each lubrication type is read from the column to the right of the boundary line shown.

No. of Strands	Strand Factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3

TYPE I: Manual Lubrication. Oil applied periodically with brush or spout can. (150 fpm max. chain speed)
 TYPE II: Drip Lubrication. Oil applied between link plate edges from a drip lubricator. (320 fpm max.)
 TYPE III: Oil Bath or Oil Slinger. Oil level maintained in casing at predetermined height. (1300 fpm max.)
 TYPE IV: Oil Stream. Oil supplied by circulating pump inside chain loop on lower span. (up to max. speed shown)

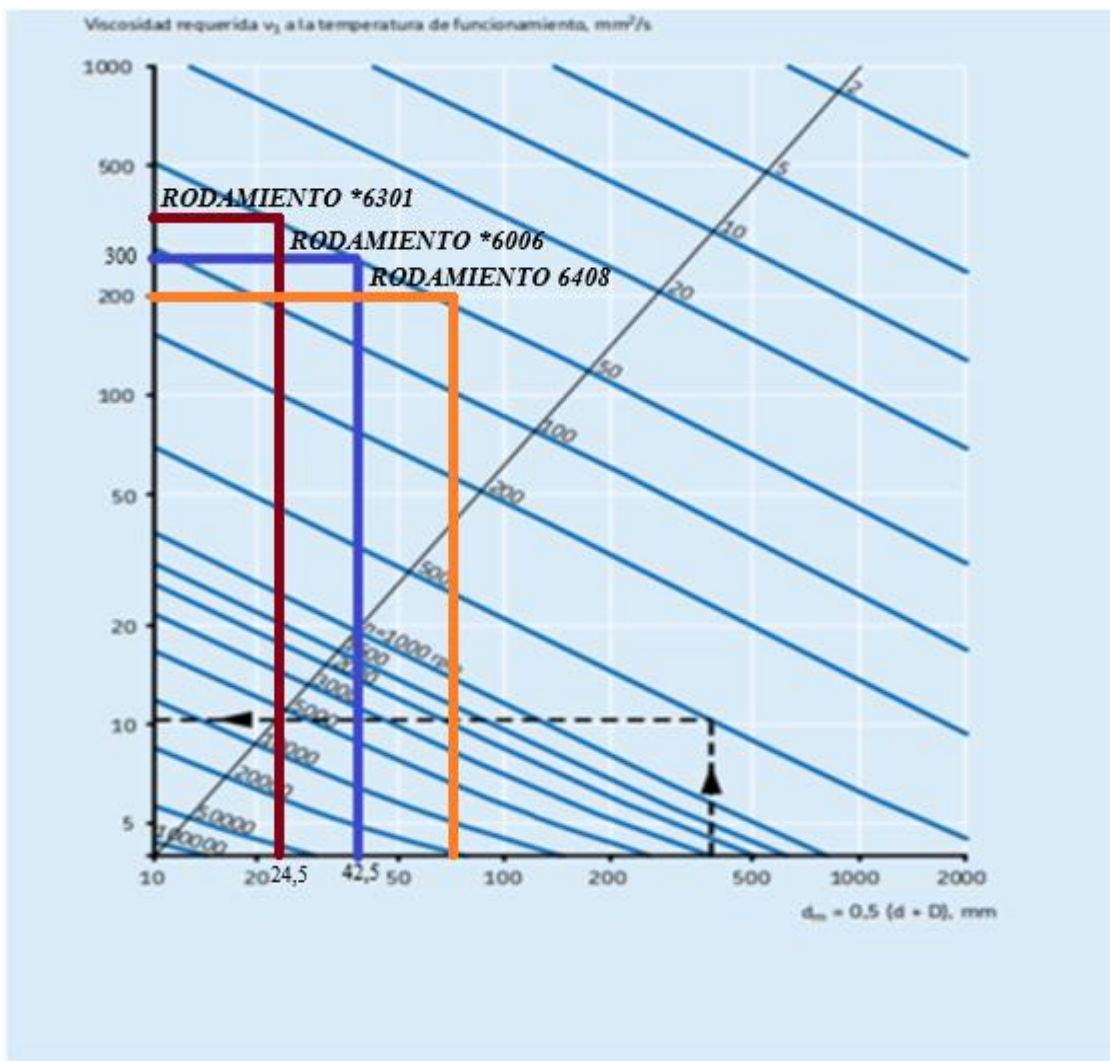
Anexo N

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P _u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
12	21	5	1,43	0,67	0,028	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,25	0,98	0,043	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,10	60 000	38 000	0,022	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,10	56 000	34 000	0,023	16101
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,060	* 6301
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60 000	38 000	0,0074	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,025	* 16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,030	* 6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302
17	26	5	1,68	0,93	0,039	56 000	34 000	0,0082	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,018	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,032	* 16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,039	* 6003
	40	9	9,56	4,75	0,2	38 000	24 000	0,048	98203
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	* 6203
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,12	* 6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403
20	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,038	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,050	* 16004
	42	9	7,93	4,5	0,19	38 000	24 000	0,051	98204 Y
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,069	* 6004
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	* 6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,096	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	* 6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,40	6404
22	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19 000	0,12	62/22
	56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18 000	0,18	63/22

* Rodamiento SKF Explorer

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P _u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	* 6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
40	52	7	4,94	3,45	0,19	26 000	16 000	0,034	61808
	62	12	13,8	10	0,43	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	9,15	0,44	22 000	14 000	0,13	*16008
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	14 000	0,19	*6008
	80	18	32,5	19	0,80	18 000	11 000	0,37	*6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	*6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,040	61809
	68	12	14	10,8	0,47	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	*16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,25	*6009
	85	19	35,1	21,6	0,92	17 000	11 000	0,41	*6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,83	*6309
	120	29	76,1	45	1,90	13 000	8 500	1,55	6409
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810
	72	12	14,6	11,8	0,50	19 000	12 000	0,14	61910
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	*16010
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	*6010
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,46	*6210
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,05	*6310



Conversión a la viscosidad cinemática ν a la temperatura de referencia (clasificación ISO VG)

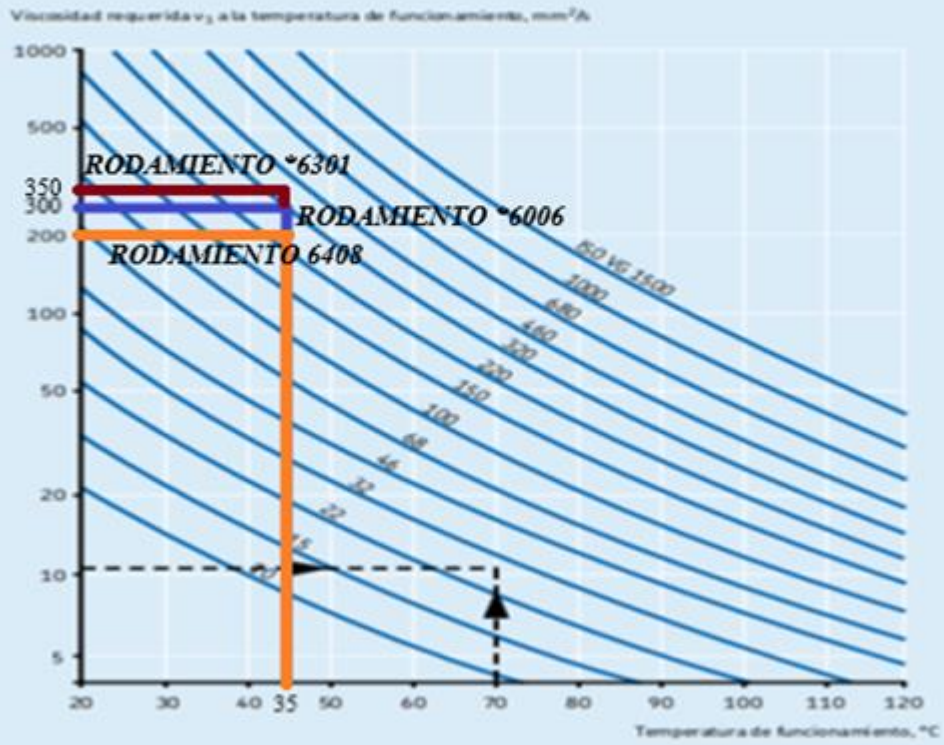


Tabla 3

Clasificación de viscosidad según la ISO 3448

Grado de viscosidad	Límites de viscosidad cinemática a 40 °C		
	medio	mín	máx
–	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Tabla 4

Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación

Condición	Factor η_c ¹⁾ para rodamientos con diámetro	
	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Muy limpio Tamaño de partículas del orden del espesor de la película lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Limpio Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados y obturados de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera Lubricante ligeramente contaminado	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integradas, filtros de paso grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas desde el entorno	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición no obturada adecuadamente	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa Bajo condiciones de contaminación extrema los valores de η_c pueden estar fuera de la escala resultando en un reducción más severa de la vida que la predicha por la ecuación L_{10m}	0	0

¹⁾ La escala para η_c se refiere sólo a contaminantes sólidos típicos. La disminución de la vida del rodamiento por contaminación por agua u otros fluidos no está incluida. En caso de contaminación muy severa ($\eta_c = 0$), el fallo será causado por el desgaste, la vida útil del rodamiento puede ser más corta que la vida nominal.

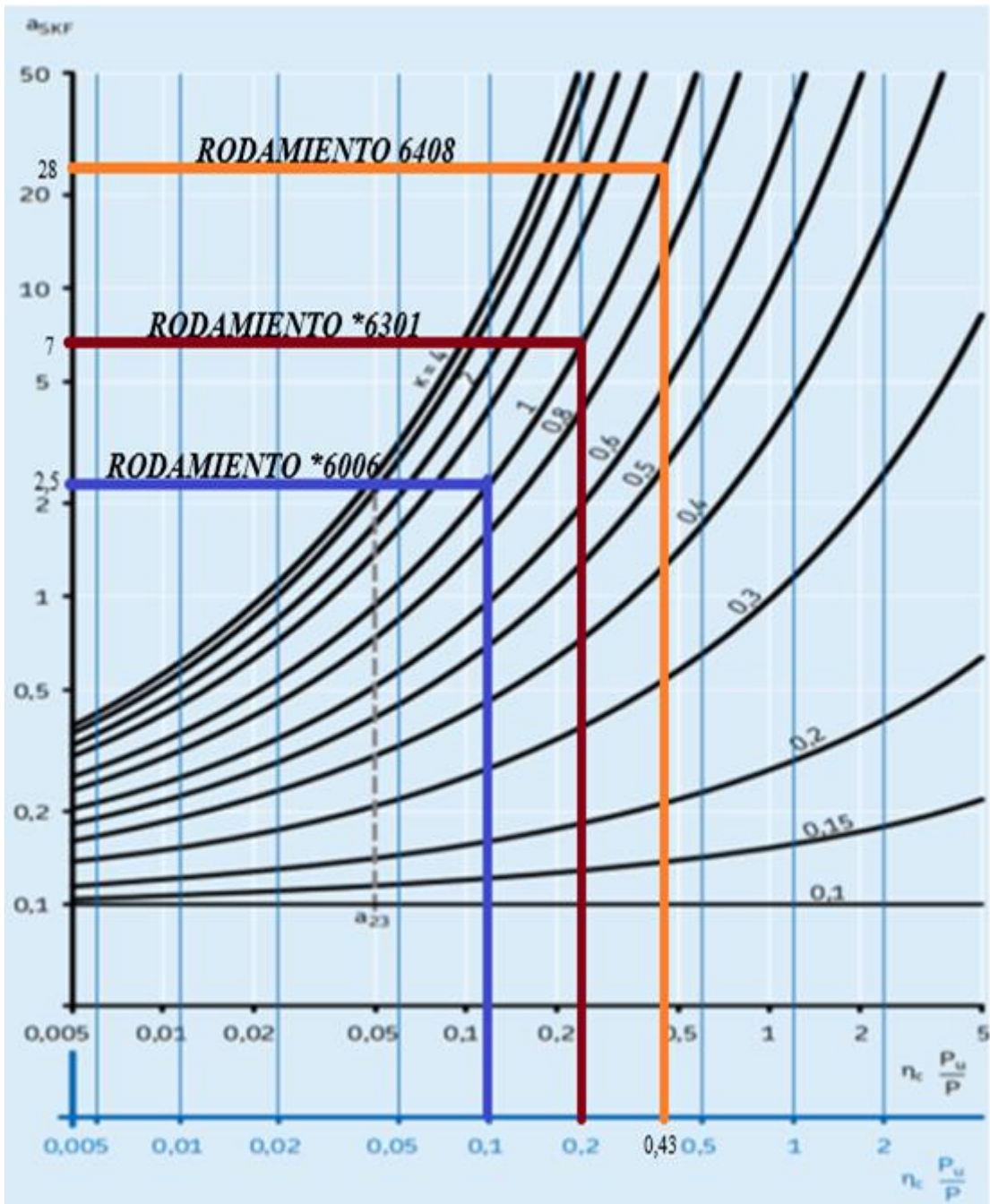




Image may differ from product. See technical specification for details.

6408

Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	63.7 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	36.5 kN
Carga límite de fatiga	P _u	1.53 kN
Velocidad de referencia		14 000 r/min
Velocidad límite		9 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.035
Factor de cálculo	f ₀	12.2



Image may differ from product. See technical specification for details.

6006

Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Datos del cálculo

Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	13.8 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	8.3 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.355 kN
Velocidad de referencia		28 000 r/min
Velocidad límite		17 000 r/min
Factor de carga mínima	k _v	0.025
Factor de cálculo	f ₀	15



Image may differ from product. See technical specification for details.

6301

Rodamiento rígido de bolas

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas son especialmente versátiles, tienen una baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos.

- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción
- Capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Datos del cálculo

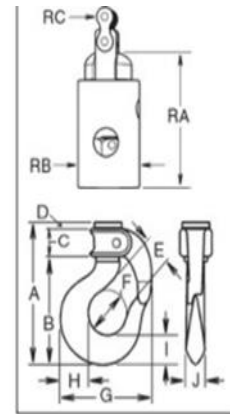
Clase de rendimiento SKF		SKF Explorer
Capacidad de carga dinámica básica	C	10.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	4.15 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.176 kN
Velocidad de referencia		45 000 r/min
Velocidad límite		28 000 r/min
Factor de carga mínima	k _r	0.03
Factor de cálculo	f ₀	11

Anexo Ñ



Montaje de la
Cadena de Rodillos

- Accesorio con destorcedor de cojinete de bola y conector de flotación completa.
 - **BL-S** - con compuerta de cierre automático.
 - **BL-R** - con compuerta de cierre manual.
- Adecuado para izajes cuya carga rota de manera ocasional y de forma no continua.
- Para uso en ambientes corrosivos se requiere una inspección de espiga y tuerca como estipula y de acuerdo con ASME B30.10-1.10.4(b)(5)(c)2009.
- Los ganchos de Crosby®/Bullard® incorporan dos tipos de marcas forjadas en el gancho que se refieren a dos (2) características **QUIC-CHECK®**:
- Indicadores de Ángulo y Indicadores de deformación (ver página 129 siguiente para más detalles).



Montaje de la Cadena de Rodillos

Gancho Tamaño	BL-S No. de parte	BL-R No. de parte	Tipo de compuerta	Carga límite de trabajo (T)*	Peso de c/u (lbs.)	Dimensiones (plg.)												
						A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	RA	RB	RC
4 :#50	1051310	1051200	PIN-LOK	.75	2.9	4.88	3.63	1.00	.22	1.13	1.50	3.63	1.16	1.00	.75	3.52	1.75	5/8
5 :#60	1051321	1051211	ROLLOX	1.25	5.2	5.63	4.12	1.23	.25	1.25	1.64	4.09	1.31	1.12	.84	4.27	2.13	3/4
6 :#60	1051332	1051222	ROLLOX	1.25	6.2	6.23	4.70	1.25	.25	1.39	1.64	4.56	1.57	1.34	.97	4.27	2.13	3/4

* La carga de ruptura es 4 veces la carga límite de trabajo.

GANCHOS Y DESTORCEDORES

Anexo O

FICHA TÉCNICA



TORNILLOS ROSCA MÉTRICA

Denominación: TORNILLOS ROSCA MÉTRICA

Códigos: T084, T963, T965, T965, D933, D912, D603, D125, D127, D9021, D934, D985

Referencia: FT MET-es

Fecha: 06/04/18

Revisión: 4

Página: 5 de 12

2.3 DIN-965

Tornillo de cabeza avellanada y huella Ph



Propiedades



Acero



Recubrimiento
zincado



Unión chapas

Propiedades



Ph

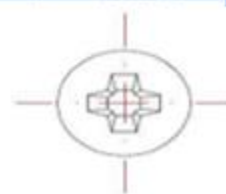
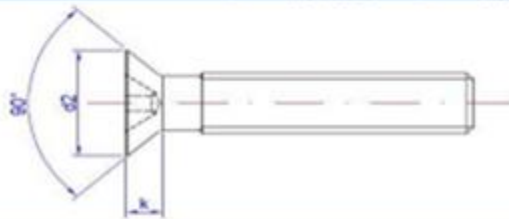


Cabeza avellanada



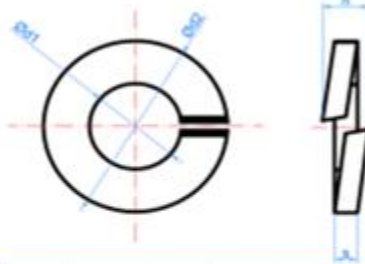
Métrica

MÉTRICA		M3	M4	M5	M6
∅d2: diámetro cabeza	[mm]	5,6	7,5	9,2	11,0
k: espesor cabeza	[mm]	1,65	2,2	2,5	3,0
Huevo Ph		1	2	2	3
Punta colocación		PUPHC01 PUPHL01	PUPHC02 PUPHL02	PUPHC02 PUPHL02	PUPHC03 PUPHL03



2.9 DIN-127

Arandela muelle Grower



Propiedades



Acero

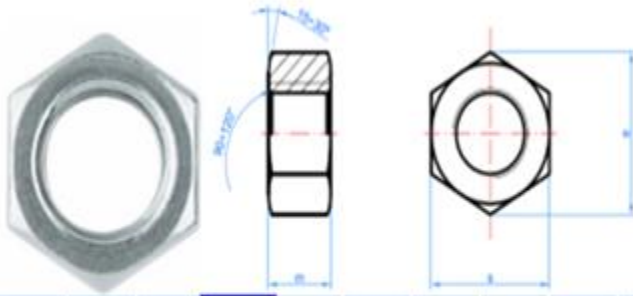


Recubrimiento
zincado

MÉTRICA	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M36
∅d1: diámetro interior	4,1	5,1	6,1	8,1	10,2	12,2	14,2	16,2	18,2	20,2	22,5	24,5	27,5	30,5	36,5
∅d2: diámetro exterior	7,6	9,2	11,8	14,8	18,1	21,1	24,1	27,4	29,4	33,6	35,9	40	43	48,2	58,2
h: anchura lisa	2	2,6	3,3	4,3	4,8	5,4	6,5	7,6	7,7	8,7	8,7	10,9	10,9	13,1	13,1
s: espesor	0,9	1,2	1,6	2	2,2	2,5	3	3,5	3,5	4	4	5	5	6	6

2.11 DIN-934

Tuerca hexagonal



Propiedades



Acero

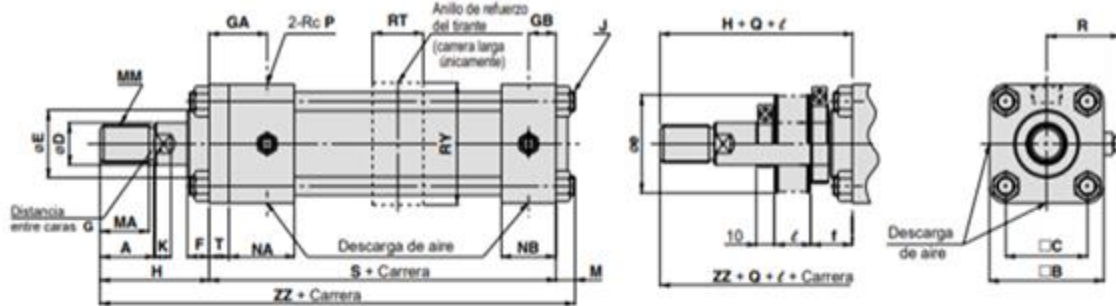


Recubrimiento zincado



Posibilidad en inoxidable A2

M	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
s	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55
e	7,7	8,8	11,1	14,4	18,9	21,1	24,5	26,8	29,6	32,9	35,0	39,6	45,2	50,9	55,4	60,8
m	3,2	4	5	6,5	8	10	11	13	15	16	18	19	22	24	26	29
Llave	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55



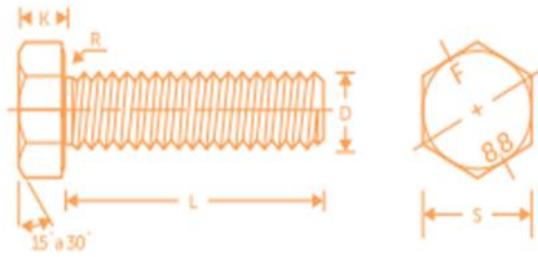
Carrera larga (con anillo de refuerzo del tirante)

Diámetro (mm)	Rango de carrera* (mm)	RT	RY
32	1401 a 1800	28	58
40	1401 a 1800	28	65
50	1401 a 1800	33	75
63	1501 a 1800	43	90
80	—	—	—
100	—	—	—

* Aplicable a las series CH2E, CH2F y CH2H. Póngase en contacto con SMC en lo que respecta a la serie CH2G con las carreras anteriormente indicadas.

Diámetro (mm)	Rango de carrera (mm)															Con fuelle			
		B	C	F	GA	GB	J	M	NA	NB	P	R	S	T	e	f	Q	ℓ	
32	25 a 1400	58	38	16	32	15	M10 x 1.25	11	37	31	3/8	39	141	11	52	—	21.5	15	—
40	25 a 1400	65	45	12	32	15	M10 x 1.25	11	36	30	3/8	42	141	11	52	52	12	15	1/3.5
50	25 a 1400	76	52	15	40	19	M10 x 1.25	11	43	35	1/2	46	155	13	55	52	15	15	carrera
63	25 a 1500	90	63	15	42	19	M12 x 1.5	14	43	35	1/2	52	163	15	65	55	15	20	—
80	25 a 1800	110	80	17	40	22	M16 x 1.5	16	44	44	3/4	65	184	18	80	65	17	20	1/4
100	25 a 1800	135	102	19	42	22	M18 x 1.5	18	44	44	3/4	75	192	20	100	80	19	15	carrera

FICHA TÉCNICA



Longitudes: L = 13mm hasta 80mm según el diámetro
Lengths: L = 13mm thru 80mm according to diameter

Clase de rosca: Paso ordinario y fino 6g
Thread series: Coarse and fine pitch 6g

Nota: Los valores entre paréntesis de la distancia entre caras, corresponden a los especificados en las normas ISO y se fabrican previa cotización
Note: Values in brackets of width across flats are for ISO standards and are manufactured on request

D Diámetro (Diameter)	Pasos (Pitch)		S Distancia entre caras (Width across flats)		K Altura de la cabeza (Head height)
	Ordinario (COARSE)	Fino (FINE)			
M6	1	-		10	4
M7	1	-		11	4,6
M8	1,25	1		13	5,3
M10	1,5	1-1,25	(16)	17	6,4
M12	1,75	1,25-1,5	(18)	19	7,5
M14	2	1,5	(21)	22	8,6
M16	2	1,5		24	10
M18	2,5	1,5		27	11,5
M20	2,5	1,5-2		30	12,5
M22	2,5	1,5	(34)	32	14
M24	3	2		36	15

Anexo P



BOLETIN TÉCNICO

Pintura ESMALTE ELITE

Pintura en Aceite de Alto Desempeño



DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

Pintura a base de solvente tipo A, con acabado mate y brillante, de buen rendimiento con extraordinarias cualidades. Nuestra pintura de Esmalte Elite fue desarrollada y probada con altos estándares tecnológicos para garantizar acabados perfectos capaces de embellecer y proteger estructuras y piezas de hierro, al mejor precio del mercado.

Usos: Esta pintura está diseñada para embellecer, decorar y proteger estructuras de concreto, acero y maderas en ambientes civiles e industriales, tales como tuberías, puentes, ventanas, puertas, barandas y techos donde se requiere protección y durabilidad.

Tratamiento de superficies

La superficie deberá estar completamente limpia y seca, libre de polvo, aceite, grasa u otros materiales sueltos en mal estado. En caso de detectarse contaminación por grasa o aceite, esta se deberá limpiar mediante el uso de solventes o compuestos limpiadores.

VENTAJAS

- Disponible en el catálogo de colores Pintan C.A.
- Acabado mate y brillante.
- Lavable.
- Anticorrosivo.
- Antisalitre.
- Resistencia a la intemperie.
- Alto cubrimiento y excelente nivelación.
- Estabilidad y solidez del color.
- Fácil aplicación con brocha, rodillo y pistola convencional.

- Tiene respaldo y la garantía de la marca Pintan C.A.

PRESENTACIÓN Y ALMACENAMIENTO

Pintura ESMALTE ELITE, se comercializa en presentaciones de galón y cuñete (4 galones).

Para evitar alteraciones del producto y la calidad del envase, almacenar bajo techo, en un lugar fresco, seco, separado de las paredes, fuera de los rayos directos del sol.

Almacenar en el envase original, debe permanecer cerrado mientras no se esté utilizando. Se debe almacenar a temperaturas entre 25°C a 37°C.

El producto tiene una vida útil de 1 año a partir de la fecha de fabricación, siempre y cuando se sigan las instrucciones de almacenamiento.

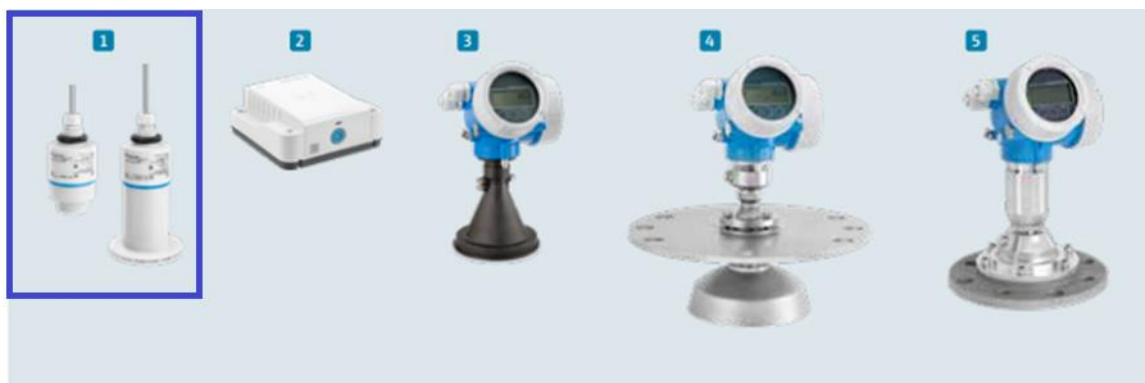
DATOS TÉCNICOS

Composición	Resinas, Pigmentos, Aditivos y Solventes
Viscosidad (cps)	600 - 1500
Peso por galón (Kg/gal)	3,56+/- 0,2
Sólidos (%) mínimo	42
Secamiento Tacto	1h
Libre de huellas	8h mínimo
Repintar	12h
Duro	24h
Rendimiento galón (mts ²) 2 capas	18
Rendimiento cuñete (mts ²) 2 capas	72
Rendimiento aplicación	2 capas de pintura
Dilución (Thinner PINT- 015)	(10 a 15) %

PRECAUCIONES Y RECOMENDACIONES

- Utilizar los equipos de seguridad.
- Evítese la inhalación de sus vapores, el contacto con los ojos y el prolongado con la piel.
- Manténgase este producto alejado del alcance de los niños.
- Aplique en sitios con adecuada ventilación.
- Manténgase los envases bien cerrados después de ser utilizados.
- En caso de ingestión accidental acuda inmediatamente al médico.
- Producto inflamable. Manténgase alejado del calor, llama abierta o fuentes de ignición.
- En caso de derrame, absorba con material inerte y disponga según regulaciones. No se vierta en cañerías.

Anexo Q



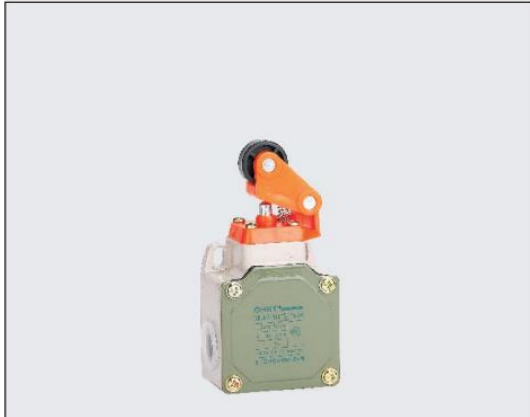
1
Micropilot FMR10/FMR20
 Modelo básico para medición de nivel en sólidos granulados
 ■ Temperatura: -40 a +80 °C (-40 a +176 °F)
 ■ Presión: -1 a +3 bar (-14,5 a +43 psi)
 ■ Rango de medición: hasta 15 m (49 ft)

2
Micropilot FWR30
 El sensor de nivel basado en la nube para aplicaciones estacionarias y móviles
 ■ Temperatura: -20 a +60 °C (-4 a +140 °F)
 ■ Rango de medición: hasta 15 m (49 ft)

3
Micropilot FMR56
 Modelo básico económicamente eficiente para la medición de nivel en sólidos
 ■ Temperatura: -40 a +80 °C (-40 a +176 °F)
 ■ Presión: hasta +3 bar (hasta +43,5 psi)
 ■ Rango de medición: hasta 30 m (98 ft)

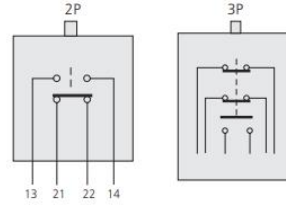
4
Micropilot FMR57

Tipo de Sensado	Sensibilidad	Distancia de Sensado	Salida	Tipo de Conexión	Plásticos		Metálicos		Inoxidable	
					Código	Stock	Código	Stock	Código	Stock
Barrera emisor receptor	Ajustable	20m* / (35m)**	PNP	Cable	E3FA-TP11 2M	•	E3FB-TP11 2M	•	E3FC-TP11 2M	---
			NPN	2 metros	E3FA-TN11 2M	•	E3FB-TN11 2M	---	E3FC-TN11 2M	---
			PNP	Conector M12	E3FA-TP21	•	E3FB-TP21	•	E3FC-TP21	---
			NPN		E3FA-TN21	---	E3FB-TN21	---	E3FC-TN21	---
Reflectivo (Polarizado) Agregar Espejo E39-R1S	Ajustable	4m* / (6m)**	PNP	Cable	E3FA-RP11 2M	•	E3FB-RP11 2M	•	E3FC-RP11 2M	---
			NPN	2 metros	E3FA-RN11 2M	•	E3FB-RN11 2M	---	E3FC-RN11 2M	---
			PNP	Conector M12	E3FA-RP21	•	E3FB-RP21	•	E3FC-RP21	---
			NPN		E3FA-RN21	•	E3FB-RN21	---	E3FC-RN21	---
Reflectivo Coaxial (Polarizado) Agregar Espejo E39-R1S	Ajustable	0,5m* / (1,5m)**	PNP	Cable	E3FA-RP12 2M	•	E3FB-RP12 2M	---	---	---
			NPN	2 metros	E3FA-RN12 2M	---	E3FB-RN12 2M	---	---	---
			PNP	Conector M12	E3FA-RP22	•	E3FB-RP22	---	---	---
			NPN		E3FA-RN22	---	E3FB-RN22	---	---	---
Reflectivo para detección de transparentes Agregar Espejo E39-RP1	Ajustable	500mm	PNP	Cable	E3FA-BP11 2M	•	E3FB-BP11 2M	---	---	---
			NPN	2 metros	E3FA-BN11 2M	---	E3FB-BN11 2M	---	---	---
			PNP	Conector M12	E3FA-BP21	•	E3FB-BP21	---	---	---
			NPN		E3FA-BN21	---	E3FB-BN21	---	---	---
	Ajustable	2m	PNP	Cable	E3FA-BP12 2M	•	E3FB-BP12 2M	---	---	---
			NPN	2 metros	E3FA-BN12 2M	---	E3FB-BN12 2M	---	---	---
			PNP	Conector M12	E3FA-BP22	•	E3FB-BP22	---	---	---
			NPN		E3FA-BN22	---	E3FB-BN22	---	---	---
Difuso (Reflexión directa)	Ajustable	10cm* / (18cm)**	PNP	Cable	E3FA-DP11 2M	•	E3FB-DP11 2M	•	---	---
			NPN	2 metros	E3FA-DN11 2M	•	E3FB-DN11 2M	•	---	---
			PNP	Conector M12	E3FA-DP21	•	E3FB-DP21	•	---	---
			NPN		E3FA-DN21	---	E3FB-DN21	---	---	---
		30cm* / (60cm)**	PNP	Cable	E3FA-DP12 2M	•	E3FB-DP12 2M	•	E3FC-DP12 2M	---
			NPN	2 metros	E3FA-DN12 2M	•	E3FB-DN12 2M	•	E3FC-DN12 2M	---
			PNP	Conector M12	E3FA-DP22	•	E3FB-DP22	•	E3FC-DP22	---
			NPN		E3FA-DN22	•	E3FB-DN22	•	E3FC-DN22	---
		1m* / (1,60m)**	PNP	Cable	E3FA-DP13 2M	•	E3FB-DP13 2M	---	E3FC-DP13 2M	---
			NPN	2 metros	E3FA-DN13 2M	---	E3FB-DN13 2M	---	E3FC-DN13 2M	---
			PNP	Conector M12	E3FA-DP23	•	E3FB-DP23	•	E3FC-DP23	---
			NPN		E3FA-DN23	---	E3FB-DN23	---	E3FC-DN23	---



Serie: YBLX-P1

Contactos



YB LX-P 1 □ / □ □

Grado de Protección	IP52
Corriente nominal	CA=5A CC=0.15A
Corriente térmica (A)	10
Tensión nominal	380/400Vca 220Vcc
Vida mecánica (operaciones)	60 × 10 ⁴
Vida eléctrica (operaciones)	Ie= 5A/AC-15: 30 × 10 ⁴ Ie= 0.15A/DC-13: 20 × 10 ⁴
Temperatura ambiente	-5°C~+40°C
Humedad relativa	≤95%
Altitud	≤2000m
Aplicaciones	Control automático, limitación de operaciones, mecanismos de trabajo y transmisión y control de programas de máquinas herramienta
Cuerpo	Metálico

Selección del cuerpo y del bloque de contactos

Tipo	Contactos	Dimensiones cuerpo (alto × ancho × fondo)
100	1 NA+2 NC	67.5 × 56 × 40mm
120	1NA+2NC	76.5 × 40 × 40mm
303	1NA+2NC	91 × 56 × 40mm
404	2NA+2NC	125 × 56 × 40mm

Anexo R

Índice del Producto

Anillos de Retención de Sección Decreciente, en Unidades Métricas

Montados axialmente, internos, métricos



DHO
DIN 472
Páginas 26-29



DHI
Páginas 30



DHT
DIN 984
Página 31



DHR
Página 32

Montados axialmente, externos, métricos



DSH
DIN 471
Páginas 34-37



DSI
Página 38



DST
DIN 983
Página 39



DSR
Página 33

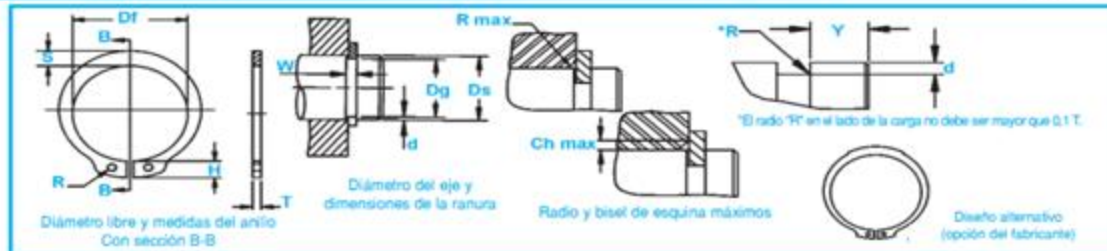


Montado Axialmente

Montados Axialmente, Externos, Métricos

Este anillo para trabajos pesados ofrece al usuario una capacidad mayor de carga de empuje

Anillos DSR



NO. DE ANILLO	EJE DIA.	TAMAÑO DE RANURA			TAMAÑO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS					LÍMITES DE RPM		
		DIÁMETRO	ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***	DIÁMETRO LIBRE	ALTA DE LA OREJETA	SECCIÓN MAX.	DIÁMETRO DEL AGUJERO.	PESO	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles Cham.	Carga máx. c/ R/Ch. Máx.			
																	DS	Dg
DSR-12	12	11,5	-0,11	1,80	0,25	1,50	11,0		3,4	1,8	1,7	0,75	0,7	11,30	1,53	1,0	4,5	75000
DSR-15	15	14,3		1,80	0,35	1,50	13,8	+0,10	4,8	2,4	2,0	1,20	0,7	15,50	3,20	1,0	4,5	50000
DSR-16	16	15,2		1,80	0,40	1,50	14,7	-0,36	5,0	2,5	2,0	1,20	1,2	16,70	3,26	1,0	4,5	48000
DSR-17	17	16,2		1,80	0,40	1,50	15,7		5,0	2,6	2,0	1,24	1,2	18,00	4,32	1,0	4,5	46000
DSR-18	18	17,0		1,80	0,50	1,50	16,5	-0,06	5,1	2,7	2,0	1,54	1,5	26,60	5,50	1,5	5,8	43000
DSR-19	19	18,0		1,80	0,50	1,50	17,5		5,1	2,7	2,0	1,45	1,5	26,60	5,78	1,5	5,9	28000
DSR-20	20	19,0	-0,13	1,85	0,50	1,75	18,5		5,5	3,0	2,0	2,25	1,5	36,30	5,60	1,5	8,2	32000
DSR-22	22	21,0		1,85	0,50	1,75	20,5		6,0	3,1	2,0	2,30	1,5	36,00	5,60	1,5	8,1	29000
DSR-24	24	22,9		1,85	0,55	1,75	22,2		6,3	3,2	2,0	2,70	1,7	34,20	7,95	1,5	7,6	29000
DSR-25	25	23,9		2,15	0,55	2,00	23,2	+0,21	6,4	3,4	2,0	3,35	1,7	45,00	8,30	1,5	10,3	25000
DSR-26	26	24,4		2,15	0,50	2,00	23,6	-0,42	6,6	3,3	2,0	3,05	2,4	44,00	10,70	1,5	10,0	27000
DSR-27	27	25,5	-0,21	2,15	0,75	2,00	24,7		6,6	3,4	2,0	3,85	2,3	45,50	10,30	1,5	10,6	25000
DSR-28	28	26,6		2,15	0,70	2,00	25,9		6,5	3,5	2,0	3,90	2,1	57,00	10,00	1,5	13,4	22000
DSR-29	29	27,6		2,15	0,70	2,00	26,9		6,5	3,8	2,0	4,30	2,1	56,50	10,40	1,5	13,3	22000
DSR-30	30	28,6		2,15	0,70	2,00	27,9		6,5	4,1	2,0	5,00	2,1	57,00	10,70	1,5	13,6	21000
DSR-32	32	30,3		2,15	0,85	2,00	29,6		6,5	4,1	2,5	5,40	2,5	57,00	12,90	1,5	13,6	20000
DSR-34	34	32,3		2,85	0,85	2,50	31,5	+0,25	6,6	4,2	2,5	6,80	2,5	87,00	16,40	1,5	15,6	18000
DSR-35	35	33,0		2,85	1,00	2,50	32,2	-0,50	6,7	4,2	2,5	7,10	3,0	86,00	17,80	1,5	15,4	17000
DSR-36	36	34,0		2,85	1,00	2,50	33,2		6,7	4,2	2,5	7,50	3,0	101,50	20,10	2,0	18,3	16000
DSR-38	38	36,0		2,85	1,00	2,50	35,2		6,8	4,3	2,5	8,10	3,0	101,00	21,20	2,0	18,6	15000
DSR-40	40	37,5		2,85	1,25	2,50	36,5		7,0	4,4	2,5	8,20	3,8	104,00	25,30	2,0	19,3	14000
DSR-42	42	39,5	-0,25	2,85	1,25	2,50	38,5		7,2	4,5	2,5	9,60	3,8	102,00	26,70	2,0	19,2	13000

ANILLO DEL EJE PIÑÓN

ANILLO DEL EJE CORONA