

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN
FRENO PARA LA UNIDAD GENERADORA NUMERO
UNO DE LA PLANTA HIDROELECTRICA DE
ZARAGOZA DE LA ELECTRIFICADORA DE
SANTANDER S.A. E.S.P.**

**EDINSON BOLIVAR MEJIA
NICOLAS HERNANDEZ AVENDAÑO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2.009

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN
FRENO PARA LA UNIDAD GENERADORA NUMERO
UNO DE LA PLANTA HIDROELECTRICA DE
ZARAGOZA DE LA ELECTRIFICADORA DE
SANTANDER S.A. E.S.P.**

**EDINSON BOLIVAR MEJIA
NICOLAS HERNANDEZ AVENDAÑO**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ABEL PARADA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2.009**

DEDICATORIA

Yo les dedico este libro y toda mi carrera a mis padres especialmente, quienes formaron de mí una persona ética e íntegra, además de tenerme la paciencia y la fe que pocos tendrían en alguien. Ellos son: Julio Cesar Hernández y Mireya Avendaño.

Ellos apoyaron mi formación en ingeniería mecánica tanto anímica como económicamente, pues los años que llevo en este proceso los he dedicado exclusivamente a eso. También lo dedico a mis hermanos quienes participaron activamente durante todo este proceso formativo.

Hay alguien que merece una dedicación especial también pues aunque su apoyo se limita a lo moral y emocional, fue de gran ayuda durante todo este camino, sirviendo de pilar en más de una ocasión de dificultad. Espero compartir con ella las alegrías que provengan como fruto de todo este trabajo, me refiero a mi bebe, Johanna Quijano.

Nicolás Hernández Avendaño

DEDICATORIA

A mis padres: Luis francisco Bolívar y Yolanda mejía, de quienes siempre
tuve un apoyo incondicional y una alta confianza a pesar de las
dificultades.

A mis hermanos: Érica Johana y Luis Adrian por su compañía y
respaldo.

A mi sobrina Layla Julieth por brindarme alegría y cariño.

Edinson Bolívar Mejía

AGRADECIMIENTOS

Al Ingeniero Wilman Morales Rey, por brindarnos su confianza y darnos la oportunidad de realizar este proyecto de grado dentro de la Electrificadora de Santander en el cual se pudo aplicar muchos de nuestros conocimientos en ingeniería mecánica.

Al profesor Abel Parada Corrales quien dirigió este proyecto y nos oriento con su conocimiento durante toda su elaboración.

A los ingenieros: Alfredo Valle, Luis Alfonso Suarez, Armando Castillo y Guillermo franco, quienes con su alta experiencia nos brindaron sugerencias de una forma desinteresada y muy amablemente durante el proceso de implementación del sistema de frenado.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. GENERALIDADES DE LA ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. E.S.P (ESSA) Y DE SU PLANTA HIDROELECTRICA DE ZARAGOZA	3
1.1 Generalidades de la empresa	3
1.1.1 Misión	4
1.1.2 Visión	4
1.2 Central hidroeléctrica de Zaragoza	4
1.2.1 Conformación	6
1.2.1.1 Presa	6
1.2.1.2 Bocatoma	6
1.2.1.3 Canal de conducción	6
1.2.1.4 Compuertas	5
1.2.1.5 Desarenador	7
1.2.1.6 Tanque de carga	7
1.2.1.7 Tubería de presión	8
1.2.1.8 Casa de maquinas	9
1.2.2 Constitución de la casa de maquinas	9
1.2.2.1 Válvula de admisión	9
1.2.2.2 Turbogruppo	10
2. REQUERIMIENTOS Y FUNDAMENTOS DEL DISEÑO	13
2.1 Fundamentación	13
2.2 Requerimientos de la empresa	14
3. MECANISMOS BÁSICOS DE FRENADO	16
3.1 Frenos de zapata externa	16
3.2 Frenos de zapata interna	22

3.3 Frenos de cinta	25
3.4 Frenos de disco	26
4. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO	29
4.1 CÁLCULOS PRELIMINARES	29
4.1.1 cálculos de las masas en rotación y sus respectivos momentos de inercia	29
4.1.2 Cálculos de torque y fuerza de frenado para diferentes tiempos de frenado	31
4.1.3 Cálculo de la presión requerida en cada actuador	35
4.2 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	37
4.2.1 Circuito hidráulico	38
4.2.2 Determinación del acumulador hidráulico	39
4.2.2.1 Selección del tipo de acumulador	39
4.2.2.2 Parámetros de servicio	40
4.2.2.3 Volumen de aceite necesario	40
4.2.2.4 Tamaño constructivo del acumulador	42
4.2.3 Selección de la bomba hidráulica	44
4.2.4 Selección del motor eléctrico	45
4.2.5 Descripción del sistema hidráulico	46
4.2.6 Funcionamiento	51
4.3 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO	55
4.4 ANÁLISIS TÉRMICO	59
4.5 CÁLCULOS ESTRUCTURALES	62
4.5.1 Selección de materiales	62
4.5.2 Determinación de zonas críticas	63
4.5.2.1 Análisis de resistencia de la sección crítica 1	64
4.5.2.2 Análisis de resistencia de la sección Crítica 2	66
4.6 Relación general de costos	67
5. Análisis C.A.D. C.A.E	70
5.1 Estructura principal	70

5.2 Mordazas	73
5.3 Guía deslizante	75
5.4 Base guía deslizante	75
5.5 Tapa de la guía deslizante	77
6. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL SISTEMA DE FRENADO	79
6.1 Sistema mecánico	82
6.2 Operación	83
6.3 Mantenimiento	84
6.3.1 Cambio de pastillas	84
6.3.2 Inspección de carga de la UPS	86
6.3.3 Cambio de aceite	86
7. PRUEBAS Y DESEMPEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO	88
8.1 Análisis dinámico de la frenada	88
8.2 Análisis térmico	91
CONCLUSIONES	92

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Central hidroeléctrica de Zaragoza	5
Figura 2. Ubicación hidroeléctrica de Zaragoza	5
Figura 3. Canal de conducción	6
Figura 4. Tanque de presión y compuertas	8
Figura 5. Tubería de presión	8
Figura 6. Casa de maquinas	9
Figura 7. Turbogruppo	11
Figura 8. Antiguo sistema de frenado	13
Figura 9. Fuerza generadas en el eje a causa del antiguo sistema de frenado	14
Figura 10. Freno de zapata externa	17
Figura 11. Freno de zapata externa corta	17
Figura 12. Freno de doble zapata	18
Figura 13. Freno de zapata externa larga	20
Figura 14. Freno de doble zapata 2	22
Figura 15. Esquema básico de freno de doble zapata interna	22
Figura 16. Calculo de un freno de zapata interna	23
Figura 17. Frenos de cinta	25
Figura 18. Esquema de un freno de disco	27
Figura 19. Fuerzas generadas con el mecanismo de freno de disco.....	29
Figura 20. Volante de inercia	30
Figura 21. Eje de la turbina	31
Figura 22. Análisis dinámico del volante	33
Figura 23. Curva torque vs tiempo de frenado	34
Figura 24. Curva fuerza vs tiempo de frenado	34
Figura 25. Balance de fuerzas en el actuador	36
Figura 26. Curva presión vs tiempo de frenado	37
Figura 27. Circuito hidráulico	38
Figura 28. Acumulador de vejiga	40
Figura 29. Volúmenes de aceite en el frenado	41

Figura 30. Cambio de estado en el momento de carga y descarga del acumulador	43
Figura 31. Bomba de engranajes marca Galtech	44
Figura 32. Curva de desempeño de la bomba (velocidad vs caudal)	45
Figura 33. Curva de desempeño de la bomba (velocidad vs potencia)	46
Figura 34. Válvula antiretorno	47
Figura 35. Carga del acumulador	47
Figura 36. Dimensiones de la válvula de seguridad	48
Figura 37. Válvula 2/2 tipo cartucho	48
Figura 38. Válvula reductora de presión	49
Figura 39. Válvula direccional 4/2	49
Figura 40. Válvula reguladora de caudal	50
Figura 41. Filtro de succión	50
Figura 42. Montaje conjunto hidráulico	51
Figura 43. Circuito hidráulico en stand by	52
Figura 44. Circuito hidráulico en salida	53
Figura 45. Circuito hidráulico manteniendo fuerza	54
Figura 46. Circuito hidráulico en retroceso	55
Figura 47. Circuito eléctrico de control	56
Figura 48. Tablero de control	57
Figura 49. Interior tablero de control	57
Figura 50. UPS	58
Figura 51. Caja de conexiones	58
Figura 52. Flujos de calor en las pastillas y el volante	60
Figura 53. Secciones críticas de la estructura principal	63
Figura 54. Dimensiones del volante de inercia	64
Figura 55. Efecto columna en pie delantero	65
Figura 56. Viga en voladizo	66
Figura 57. Flujo de fuerzas en estructura principal	71
Figura 58. Malla de elementos finitos, estructura principal	71
Figura 59. Factor de seguridad de estructura principal	72
Figura 60. Deformaciones en la estructura principal	72

Figura 61. Flujo de fuerzas en la mordaza	73
Figura 62. Factor de seguridad de la mordaza	74
Figura 63. Deformaciones en la mordaza	74
Figura 64. Guía deslizante	75
Figura 65. Flujo de fuerzas en la base de la guía deslizante	76
Figura 66. Factor de seguridad en la base de la guía deslizante	76
Figura 67. Deformaciones en la base de la guía deslizante	77
Figura 68. Flujo de fuerzas en la tapa de la guía deslizante	77
Figura 69. Factor de seguridad de la tapa de la guía deslizante	78
Figura 70. Deformaciones en la tapa de la guía deslizante	78
Figura 71. Unidad hidráulica	80
Figura 72. Unidad hidráulica 2	81
Figura 73. Componentes mecánicos	82
Figura 74. Tablero de control	83
Figura 75. Diagrama de desgaste de la pastillas	84
Figura 76. Conjunto mordaza – actuador	84
Figura 77. UPS	86
Figura 78. Unidad hidráulica 3	87
Figura 79. Tacómetro de la unidad de generación	88
Figura 80. Análisis dinámico del frenado	90

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Peso de los elementos en rotación	30
Tabla 2. Momentos de inercia de los elementos en rotación	31
Tabla 3. Relación del torque y la fuerza con el tiempo de frenado	33
Tabla 4. Relación presión en los actuadores con el tiempo de frenado	36
Tabla 5. Lista de componentes hidráulicos	39
Tabla 6. Componentes eléctricos	56
Tabla 7. Propiedades termofísicas del volante y material de fricción	59
Tabla 8. Propiedades del acero laminado de la lamina HR	63
Tabla 9. Relación general de costos	68
Tabla 10. Componentes mecánicos	82
Tabla 11. Tabulación de valores de rpm vs t, en el frenado	89
Tabla 12. Cambios de temperatura debido al frenado	91

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Fundamentos de hidráulica	96
Anexo B. Teoría de fricción y del frenado	131
Anexo C. Catalogo bomba de engranajes	152
Anexo D. Catalogo motor eléctrico	160
Anexo E. Catalogo de pastillas de frenos	164
Anexo F. Datos técnicos aceite Shell Tellus	166
Anexo G. Catalogo Actuadores Hid.	168
Anexo H. Catalogo filtros de succión	173
Anexo I. Catalogo válvula antirretorno	177
Anexo J. Catalogo válvula aisladora	180
Anexo K. Catalogo válvula direccional 2/2	161
Anexo L. Catalogo válvula reductora de presión	189
Anexo M. Catalogo válvula direccional 4/2	193
Anexo N. Catalogo válvula reguladora de caudal	199
Anexo O. Catalogo válvula de seguridad	202
Anexo P. Calculo del momento flector producido en la flecha por la fuerza de frenado.....	203
Anexo Q. Planos	209

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN FRENO PARA LA UNIDAD GENERADORA NUMERO UNO DE LA PLANTA HIDROELECTRICA DE ZARAGOZA DE LA ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. E.S.P.*

AUTORES:

Edinson Bolívar Mejía, Nicolás Hernández Avendaño**

PALABRAS CLAVES:

Frenos, hidráulica, generación eléctrica, hidroeléctrica, control y fricción.

DESCRIPCIÓN:

La electrificadora de Santander S.A. E.S.P. en su planta hidroeléctrica de Zaragoza cuenta con tres unidades de generación, las cuales carecen de sistemas de frenado, sus operarios en la actualidad frenan las maquinas mediante un tablón de madera, el cual introducen entre el volante de inercia de la máquina y el piso, atentando contra su seguridad y la de la unidad.

Una forma de aumentar la seguridad de la planta y disminuir los tiempos de parada es diseñando e implementando un sistema de frenado moderno y eficiente, que se opere de forma segura y no afecte la integridad de la maquina y los operarios. Gracias a la geometría de la unidad que posee un volante de inercia, se desarrolla un sistema de frenado basado en el modelo de freno de disco, accionado hidráulicamente y con control eléctrico.

La Universidad Industrial de Santander por medio de sus estudiantes, tiene el compromiso de brindar soluciones ingenieriles a la comunidad y la industria, fue así como se planteo, desarrollo e implemento el proyecto; obteniendo como resultado una optima solución a una importante necesidad perteneciente a una de las industrias más grandes de Santander como es la Electrificadora de Santander (ESSA S.A E.S.P), logrando con ello estrechar cada vez más las relaciones entre la comunidad y la universidad.

* Trabajo de grado

**Facultad de ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica, Director Abel Parada Corrales, Ingeniero Mecánico.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN, CONSTRUCTION AND INSTALLATION OF A BRAKE FOR GENERATING'S UNIT NUMBER ONE, OF THE HYDROELECTRIC'S PLANT ZARAGOZA FOR THE ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. E.S.P.*

AUTHORS:

Edinson Bolívar Mejía, Nicolás Hernández Avendaño**

KEY WORDS:

Brakes, hydraulic, electric generation, hydroelectric, control and friction

DECRPTION:

The ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. E.S.P. Its hydroelectric plant in Zaragoza has three generating units, which have no brake systems, their operators currently holding back the machines through a wooden plank, which introduced between the flywheel of the machine and the floor, an attempt on his safety and the of the unit.

One way to increase security and reduce plant downtime is designing and implementing a modern and efficient braking, that it operates safely and not affects the integrity of the machine and operator, due to the geometry of the unit which has a flywheel, develops a braking system based on the model of disc brake, hydraulically and electrically controlled.

The Industrial University of Santander through their students, are committed to provide engineering solutions to the community and industry, was well as raised, developed and implemented the project, resulting in a optimal solution to a important need for belonging to one of the largest industries in Santander as is The Electrificadora de Santander (ESSA S.A E.S.P), thus achieving ever closer relations between the community and the university.

* Project of degree

** Faculty of physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical engineering,
Director: Abel Parada Corrales, Mechanical Engineer.

INTRODUCCIÓN

En un país en desarrollo como el nuestro la demanda energética cada vez es mayor, destacándose la energía eléctrica ya que tanto en hogares como en industria la utilización de equipos eléctricos se ha convertido en una necesidad básica, obligando a las empresas encargadas de la generación mantenerse a la vanguardia y haciendo que sus plantas de generación cada vez sean más eficientes y confiables.

La Electrificadora de Santander es una de las empresas pioneras en la generación de energía eléctrica en el país y por tanto vive en un continuo proceso de mejoramiento y optimización de sus procesos. Por tal razón, necesitan la adecuación y modernización de algunos equipos antiguos que originalmente venían escasamente equipados, careciendo de mecanismos de frenado, siendo ésta una necesidad primordial de la unidad por seguridad y operación ya que es necesario detenerla rápidamente cuando se saca de servicio, ya sea por emergencia o por parada regular de mantenimiento y contar con un sistema auxiliar de control de velocidad en tal caso que el regulador falle.

Los sistemas de frenado son dispositivos de seguridad primordiales en cualquier maquinaria que posea elementos en movimiento, y más aun si hay interacción entre personas y la maquina. Existen muchos modelos de sistemas de frenado, los cuales han venido evolucionando a través de la historia buscando mayores niveles de seguridad y mejores eficiencias, entre los más utilizados y de mejor desempeño e encuentra el modelo de freno de disco, el cual por lo general es accionado por un fluido.

La Universidad Industrial de Santander por medio de los estudiantes tiene el compromiso de brindar soluciones ingenieriles eficientes a los problemas de la comunidad y colaborar con el desarrollo tecnológico de la industria del departamento, en este caso la electrificadora se Santander.

La electricidad de Santander en su afán de optimizar sus procesos, el rendimiento de sus plantas y garantizar un buen espacio de trabajo que de confianza y seguridad al operario. Debido a la alta demanda energética actual se requiere de una total eficiencia en los procesos de generación, lo cual implica unos tiempos de parada para mantenimiento y sacadas de operación más cortos y la máxima disponibilidad de los equipos.

Con este trabajo de grado se busca reemplazar una práctica de frenado rudimentaria que se tiene en la planta hidroeléctrica de Zaragoza, por un nuevo sistema de frenado que cumpla con los requerimientos de la empresa referentes a la seguridad industrial y la eficiencia en procesos de parada y mantenimiento.

1. GENERALIDADES DE LA ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. E.S.P (ESSA) Y DE SU PLANTA HIDROELECTRICA DE ZARAGOZA

1.1 GENERALIDADES DE LA EMPRESA¹

LA ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. E.S.P. (ESSA) cuenta con más de 115 años de experiencia en el sector eléctrico colombiano y actualmente está integrada por cuatro negocios: Generación, Transmisión, Distribución y Comercialización de energía eléctrica.

La ESSA tiene una cobertura del 96.20% (99.85% Urbana y 87.34% Rural) y con el fin de atender sus clientes, el Negocio de Transmisión y Distribución dispone de 66 subestaciones (de Transmisión, Subtransmisión y Distribución) y más de 33.000 km de redes.

Comercializa energía en un total de 96 municipios de Santander, Norte de Santander, Boyacá, Cesar, Antioquia y Bolívar; La ESSA atiende Grandes Consumidores de energía eléctrica en Santander, en la Zona del Eje Cafetero y Bogotá. El mercado atendido está compuesto por más de 492.502 clientes que diariamente consumen en promedio más de 3'000.000 kWh.

La ESSA es una compañía que tiene como objetivo principal generar valor agregado y crecimiento con rentabilidad. El fortalecimiento tecnológico nos permite optimizar los procesos asociados con la atención a nuestros clientes. Se obtuvo con éxito la Certificación de la Calidad, NTC ISO 9001: 2000.

¹ Tomado de www.essa.com

Está consolidando una cultura integral sustentada en la innovación, el cambio y la mejora continua, que le permita, incrementar la productividad, la calidad de los servicios y el fortalecimiento de la imagen corporativa.

1.1.1 Misión

Participar en negocios del sector energético con tecnología, efectividad, calidad y rentabilidad para el engrandecimiento y bienestar de nuestros clientes, empleados y accionistas.

Somos un factor de progreso de la región y del país, haciendo el mejor aprovechamiento de los recursos, preservando el medio ambiente y su desarrollo sostenible.

1.1.2 Visión

La Electrificadora de Santander E.S.P. será una empresa competidora en los mercados en que participe, modelo en el sector energético por su orientación al cliente, a la creación de valor para sus accionistas y en el uso de las mejores prácticas de gestión.

Como consecuencia en el 2010 su rentabilidad deberá superar el costo de capital.

1.2 Central Hidroeléctrica De Zaragoza

La central hidroeléctrica de Zaragoza está concebida como una central filo de agua, tiene su captación sobre el río Surata aguas debajo de la confluencia del río Tona (Figura 2), tiene una potencia instalada de 1.56 MW y una potencia neta de 1.2 MW. Su primera unidad entro en servicio en 1932 y las unidades 2 y 3 en los años 1937 y 1950 respectivamente.



Figura 1. Central hidroeléctrica de Zaragoza

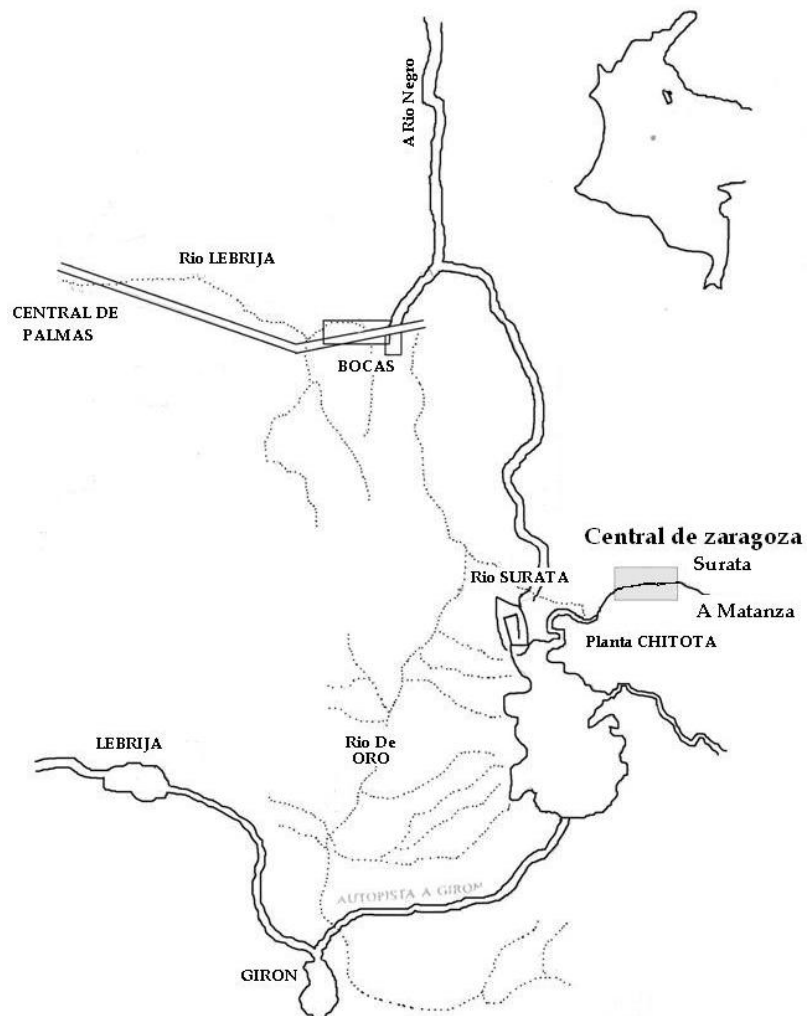


Figura 2. Ubicación Hidroeléctrica de Zaragoza

1.2.1 Conformación

1.2.1.1 Presa:

Es del tipo vertedero, en concreto ciclópeo. Actualmente existe una sola compuerta tipo fusible y compuesta por tablones de madera.

1.2.1.2 Bocatoma:

Es el lugar de captación de agua, actualmente se encuentra en su mayor parte colmada de material de arrastre, lo cual impide el acceso libre al canal de conducción

1.2.1.3 Canal de conducción:

Tiene aproximadamente una longitud de 1770 metros y un área promedio de 3.9 metros cuadrados (2.9m. de ancho x 1.5m. de alto) y una pendiente promedio de 0.4%. El caudal de diseño de la conducción es de $7 \text{ m}^3/\text{s}$, para una velocidad de 1.8 m/s.



Figura 3. Canal de conducción

1.2.1.4 Compuertas:

La planta posee veinticuatro (24) compuertas ubicadas desde la bocatoma hasta el tanque de presión las cuales son utilizadas para limpieza de sedimentos que se acumulan durante el proceso de generación hidráulica.

1.2.1.5 Desarenador:

Es el encargado de recibir la arena y el sedimento proveniente del canal de conducción. Es una estructura de concreto de 52 metros de longitud y 24 metros en su parte más ancha, posee dos compuertas de admisión y posee una inclinación para desalojar los sedimentos a través de cuatro compuertas manuales.

1.2.1.6 Tanque de carga:

Está ubicado al final del canal de conducción construido en concreto reforzado. Sus dimensiones son aproximadamente de 18 m X 12 m se encuentra dividido en dos compartimientos a saber el de la derecha que se comunica directamente con las rejillas y la entrada a la tubería de presión y se utiliza en épocas de verano en que el agua trae pocos sedimentos.

La entrada de agua se controla por dos compuertas manuales y sirve para cortar el suministro de agua cuando se presente alguna emergencia, en épocas de lluvia se utiliza un bypass o compartimiento de la izquierda cuyo fin es permitir una previa decantación antes de entrar a la tubería de presión.

El vertedero de excedentes localizado aguas arriba del tanque de presión admite un aumento en la altura de su cresta con el objeto de aprovechar mayor caudal.



Figura 4. Tanque de presión y compuertas

1.2.1.7 Tubería de presión:

Es una sola tubería para los tres grupos de generación, es de lámina de 6.35mm de espesor, en acero remachado con un diámetro de 1.5 m Y 120 m de longitud. La diferencia de nivel entre el tanque de carga y la sala de maquinas es de 36 metros.

El caudal que transporta es de 5 m³/seg. el cual alimenta las tres unidades en funcionamiento.



Figura 5. Tubería de presión

1.2.1.8 Casa de maquinas:

Es el sitio donde se encuentran los grupos mecánicos y eléctricos para la generación de energía eléctrica así como los equipos auxiliares usados para su funcionamiento y operación: válvulas de admisión, tres unidades integradas con sus respectivas turbinas, generador, excitatriz, regulador y tableros de control.



Figura 6. Casa de maquinas

1.2.2 CONSTITUCIÓN CASA DE MÁQUINAS

1.2.2.1 Válvula de admisión:

Es una válvula manual de compuerta, está ubicada junto a la turbina, con el propósito principal de controlar el paso de agua durante la puesta en marcha y sacadas de funcionamiento de la unidad generadora.

Datos técnicos:

Tipo de compuerta con volante manual.

Caudal: 1.5 m³/seg.

Diámetro: 70 cm.

Presión: 3.5 bares

1.2.2.2 Turbogruppo:

Está compuesto por el grupo turbina – generador del tipo horizontal, acoplado directamente con sus respectivos ejes.

- Turbina

Es el equipo encargado de recibir la energía hidráulica, que posee el agua (manifestada en una presión de 35 bares y un caudal de $1.5\text{m}^3/\text{seg.}$) y transformarla en energía mecánica por medio de los alabes del rodete desarrollando en su eje un torque y una velocidad angular de 720rpm. Equivalente a una potencia de 650 KVA.

Datos técnicos:

Tipo:	Francis horizontal
Material	Acero inoxidable
Cabeza neta:	36 metros
Caudal:	1.5 metros cúbicos por segundo
Velocidad:	720 rpm.
Fabricante:	Aktiebolaget Finshvttans Brunk “Suecia” 1948

- Eje de la turbina

Es la pieza en la cual se manifiesta la potencia de la turbina, y por medio del cual es transmitida al generador, tiene una longitud de 1.5 metros y un peso de 155 kg.

- Sistema de distribución

Está compuesto por alabes directrices, los seleccionadores por medio de brazos que tienen su mando en el regulador de la turbina gradúan la potencia hidráulica que se le suministra a la turbina.

- Regulador de velocidad

Características técnicas:

Tipo KT

Capacidad: 15mkp

Aceite: Teresso 68

Año de fabricación: 1931

Fabricante: AKTIE BOLAGET FINNSH VTTAN

Central de accionamiento: Bomba mecánica para presión de aceite



Figura 7. Turbogruppo

- Generador

Es una maquina sincrónica que transforma la energía mecánica proveniente del eje de la turbina en energía eléctrica alterna.

Para que este fenómeno de transformación ocurra, en el rotor se debe crear un campo magnético, suministrado por la corriente proveniente de la excitatriz y el movimiento del rotor transmitido desde la turbina a través de los ejes de turbina y generador.

Estos dos aspectos crean en la bobina del estator una tensión inducida, la cual al cerrar el circuito con el transformador o con la carga de la red producen una corriente y por consecuencia suministra potencia eléctrica.

Datos técnicos:

Tipo:	GA 126 sincrónico
Capacidad:	650 KVA
Voltaje:	2300 Voltios
Frecuencia:	60 Hz
Corriente:	163 Amperios
Velocidad:	720 rpm.
Factor de potencia:	0.8
Numero de polos:	10
Fabricante:	ASEA (Wasteras Suecia).

- Excitatriz

Marca:	ASEA
Potencia:	8 KW
Tensión:	115 V
Corriente:	69.5 A

2. REQUERIMIENTOS Y FUNDAMENTOS DEL DISEÑO



Figura 8. Antiguo sistema de frenado.

2.1 FUNDAMENTACIÓN

Durante el proceso de desarrollo de nuestro país en las décadas de los 30 a 50 se construyeron varias hidroeléctricas para la generación de energía, para las cuales se trajeron equipos de procedencia por lo general europea, en la actualidad varias de estas hidroeléctricas cuentan todavía con estos equipos, es el caso de la hidroeléctrica de Zaragoza que pertenece a la electricadora de Santander.

Estos equipos originalmente venían escasamente equipados, por lo tanto carecen de mecanismos de frenado, siendo esta una necesidad primordial de la unidad por seguridad y operación ya que es necesario detenerla rápidamente cuando se saca de servicio, ya sea por emergencia o por

parada regular de mantenimiento y contar con un sistema auxiliar de control de velocidad en tal caso que el gobernador falle.

Debido a la necesidad de detener la turbina y a la falta de un mecanismo para esta operación, los operarios de estas unidades han ideado mecanismos rudimentarios para frenarlas; en la actualidad lo hacen trabando un tablón de madera (figura 8), entre el volante de inercia y el suelo, práctica que atenta contra la integridad física de los operarios y del equipo, pues genera esfuerzos transversales en el eje principal del equipo, que amenazan el perfecto balanceo que este requiere (figura 9).

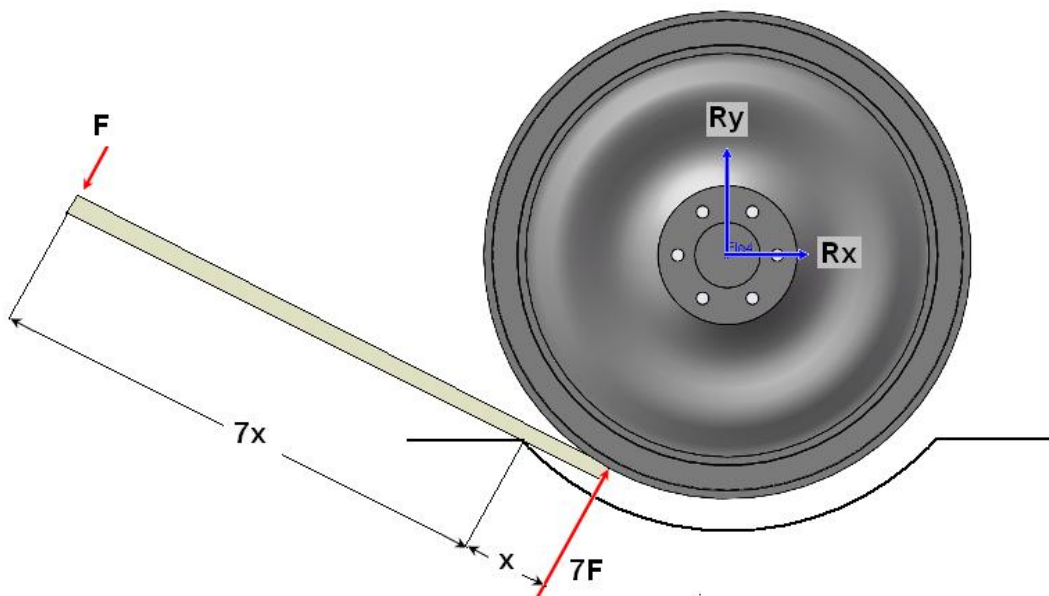


Figura 9. Fuerzas generadas en el eje a causa del antiguo sistema de frenado

2.2 REQUERIMIENTOS

Se procede a hacer una visita de obra en el sitio donde se va a instalar el freno, es decir en la planta hidroeléctrica de Zaragoza, allí se hacen las respectivas solicitudes específicas por parte de los ingenieros de la empresa sobre cómo debería funcionar y operar el sistema de frenado entre las cuales tenemos:

- Debe detener la unidad en el menor tiempo posible; un tiempo no mayor a noventa segundos.
- El sistema de frenado debe ser de fácil montaje y mantenimiento.
- Debe actuar aun cuando hayan cortes de energía eléctrica.
- El freno no debe modificar el centro de inercia, la alineación ni el balanceo de la maquina.
- La orden de frenado debe hacerse remotamente mediante un accionamiento eléctrico situado a una distancia no menor de 3m. del mecanismo de frenado.
- El sistema de control deberá ser sencillo, de fácil operación y mantenimiento.
- Debe ser accionado hidráulicamente.
- La acción de frenado debe hacerse directamente sobre el volante de inercia de la unidad.
- El mecanismo de frenado debe ser de fácil montaje y mantenimiento.

Teniendo en cuenta estos parámetros se procede a estudiar y analizar los diferentes mecanismos de frenados para posteriormente seleccionar el que mejor se adapte a los requerimientos anteriormente mencionados.

3. MECANISMOS BÁSICOS DE FRENADO²

Los frenos son sistemas mecánicos que mediante rozamiento permiten regular la velocidad de movimiento de ejes y otros elementos, bien disminuyéndola o bien manteniéndola. Sus principios de cálculo son semejantes a los de los embragues, si bien sus características constructivas y algunos de los principios de cálculo han hecho conveniente tratarlos en tema aparte. Se puede decir que un embrague conecta dos elementos en movimiento mientras que un freno conecta una parte móvil con otra fija

El trabajo de fricción que generan por la aplicación de una fuerza, produce variación de la energía del eje y se manifiesta por un aumento en la temperatura del freno que es preciso eliminar de forma rápida para impedir sobrecalentamientos que pueden llegar a inutilizar el freno. En este capítulo se van a tratar las características constructivas y de cálculo de los principales tipos de frenos:

- Zapata externa.
- Zapata interna.
- Cinta.
- Disco.

3.1 FRENOS DE ZAPATA EXTERNA

En esencia constan de un bloque, denominado *zapata*, que actúa sobre la superficie lateral de un cilindro, denominado *tambor*, unido sólidamente al elemento a frenar. La zapata, montada sobre una palanca articulada en un extremo y a la que se le aplica la fuerza de frenado en el otro, puede estar unida rígidamente o de forma articulada.

² www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema06.pdf

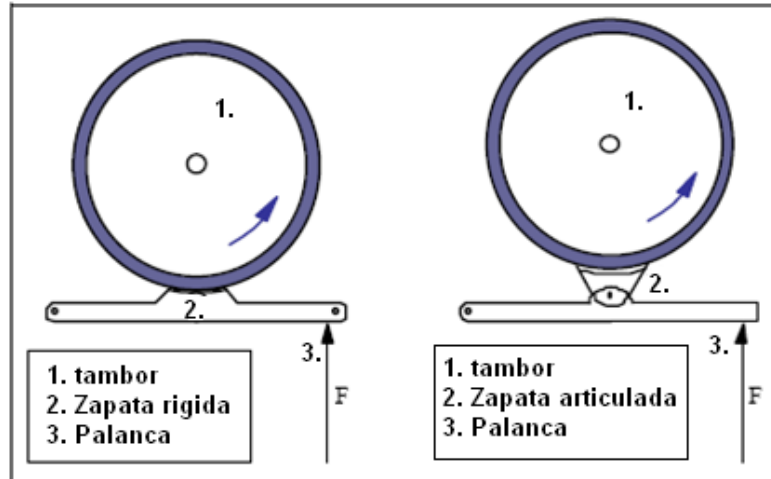


Figura 10. Frenos de zapata externa.

Para su cálculo, en el caso de que la zapata sea suficientemente corta, lo que implica que el ángulo que alcanza el arco de contacto de la zapata es pequeño, es razonable admitir que la fuerza de rozamiento resultante es tangente al tambor, según se presenta en la siguiente figura.

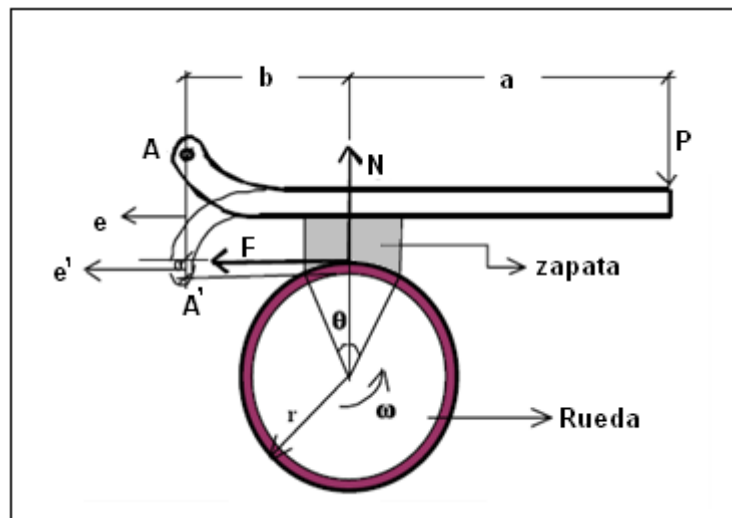


Figura 11. Freno de zapata externa corta.

Con la articulación en **A** se tiene que como:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow$$

$$P * (a + b) - N * b + F * e = 0$$

Como $F = N * \mu$ siendo $\mu =$ coeficiente de rozamiento entre zapata –
rueda

Se tiene que:

$$P * (a + b) - \frac{F}{\mu} * b + F * e = 0$$

El par de frenado viene dado por:

$$M = F * r \rightarrow M = \frac{P * (a + b)}{\frac{b}{\mu} - e} * r \quad (1)$$

La posición del pivote en **A** que resulta por encima de la línea de acción de la fuerza **F** ofrece una característica importante en los frenos. En el caso analizado la fuerza de rozamiento contribuye al frenado, a éste fenómeno se le denomina auto - multiplicación de fuerzas. En el caso de que el pivote ocupe la posición **A'** de la figura anterior, el momento de la fuerza de rozamiento se opone al de la fuerza aplicada y no hay efecto de auto - multiplicación, por lo que se requiere aplicar continuamente fuerza para el frenado. En el caso de frenos de doble zapata, que son los más recuentes, con los pivotes en la posición A , ocurre que la zapata Z1 actúa de la forma ya descrita, en cambio la zapata Z2 la fuerza F2 si crea auto - multiplicación de fuerzas.

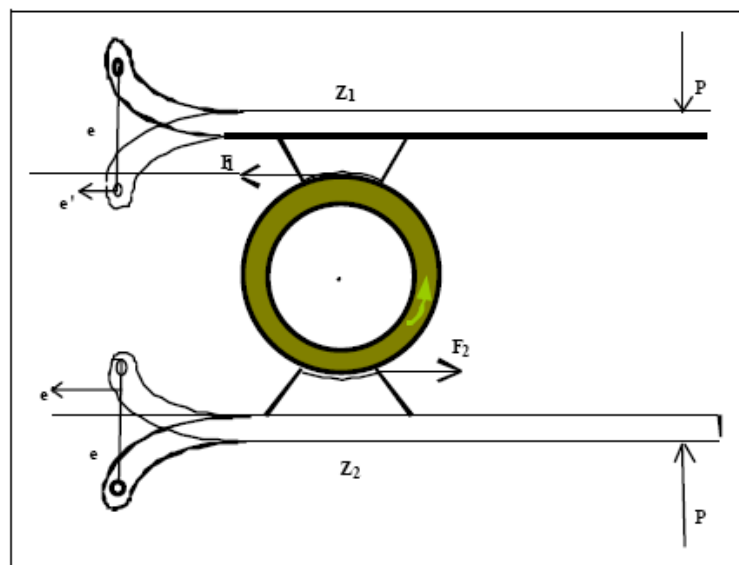


Figura 12. Freno de doble zapata.

Si en la ecuación (1) se cumple que:

$$\frac{b}{\mu} = e \rightarrow M = \infty$$

O sea, que con solo entrar en contacto la zapata con el tambor éste se detiene sin aplicar fuerza alguna

Si

$$e > \frac{b}{\mu}$$

Entonces

$$p < 0$$

lo que indica que es necesario ejercer una fuerza para desconectar el freno una vez conectado, se dice entonces que el freno es del tipo *auto bloqueante*.

En el caso de que la *zapata sea suficientemente larga* la fuerza de rozamiento **F** no puede ser considerada tangente a la rueda en el centro del arco de contacto de la zapata. Estos casos se dan cuando el ángulo Φ que abarca el arco de contacto de la zapata es grande, aceptando por tales ángulos próximos a los 90°. Es evidente que en el centro del arco se da el máximo desgaste, por lo que se puede pensar que la presión que ejerce la zapata sobre la rueda disminuye a medida que se aleja del centro de la zapata y se puede usar como hipótesis que la presión varía según una función cosenoidal de valor:

$$p = \lambda * \cos\alpha$$

Siendo λ = constante de proporcionalidad; α = ángulo medido desde el centro de la zapata hasta su extremo y que varía entre

$$0 \leq \alpha < \theta/2$$

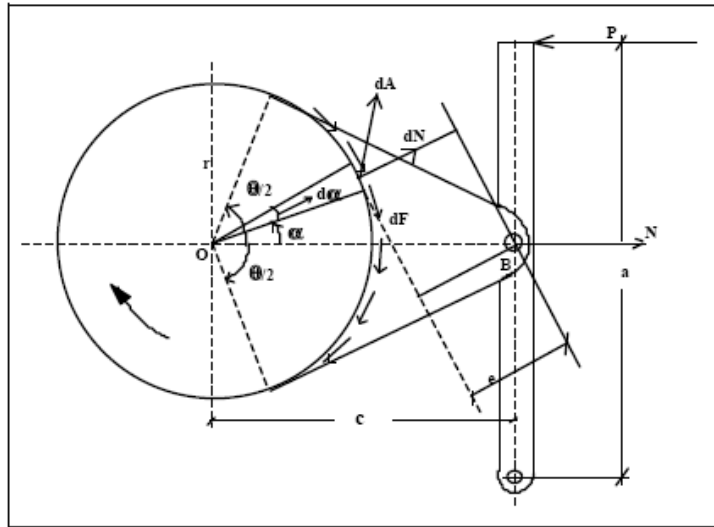


Figura 13. Freno de zapata externa larga.

Si **b** es el ancho de la zapata:

$$dN = P * b * r * d \alpha$$

Como **P = cosa**

$$dN = \lambda * \cos \alpha * b * r * d \alpha$$

$$dF = dN * \mu \rightarrow$$

$$dF = \lambda * \mu * \cos \alpha * b * r * d \alpha$$

Para calcular las tensiones en los elementos constituyentes del freno es preciso calcular el momento de dF respecto a B.

$$dT = dF * e \rightarrow$$

$$dT = \lambda * \mu * \cos \alpha * b * r * d \alpha * e$$

Como:

$$e = c * \cos \alpha - r$$

$$dT = \lambda * \mu * b * r * (c * \cos \alpha - r) * \cos \alpha * d \alpha$$

$$dT = \lambda * \mu * b * r * (c * \cos^2 \alpha - r * \cos \alpha) * d \alpha$$

Puesto que λ , μ , b , r y c son constantes para un freno de características constructivas y dimensiones dadas:

$$T = \int_{-\alpha_2}^{\alpha_2} \lambda * \mu * b * r * (c * \cos^2 \alpha - r * \cos \alpha) * d\alpha$$

$$T = \lambda * \mu * b * r * \left[c * \left(\frac{\alpha}{2} + \frac{\text{sen}2\alpha}{4} \right) - r * \text{sen}\alpha \right]_{-\frac{\theta}{2}}^{\frac{\theta}{2}}$$

También es conveniente el cálculo de la fuerza normal la cual vendrá dada por:

$$N = \int_{-\frac{\theta}{2}}^{\frac{\theta}{2}} dN * \cos \alpha = \lambda * b * r * \int_{-\frac{\theta}{2}}^{\frac{\theta}{2}} \cos^2 \alpha * d\alpha$$

$$N = \lambda * b * r * \left(\frac{\theta}{2} + \frac{\text{sen}\theta}{2} \right)$$

El par de frenado M viene dado por el momento de F respecto a O :

$$dM = r * dF$$

Integrando:

$$M = \int_{-\frac{\theta}{2}}^{\frac{\theta}{2}} r * dF = \int_{-\frac{\theta}{2}}^{\frac{\theta}{2}} \lambda * \mu * b * r^2 * \cos \alpha * d\alpha$$

$$M = 2 * \lambda * \mu * b * r^2 * \text{sen} \frac{\theta}{2}$$

Para reducir las cargas en el eje soporte del tambor, aumentar la capacidad de frenado y reducir la temperatura alcanzada en el freno, se utilizan sistemas de doble zapata, construidos según se presenta en la siguiente figura:

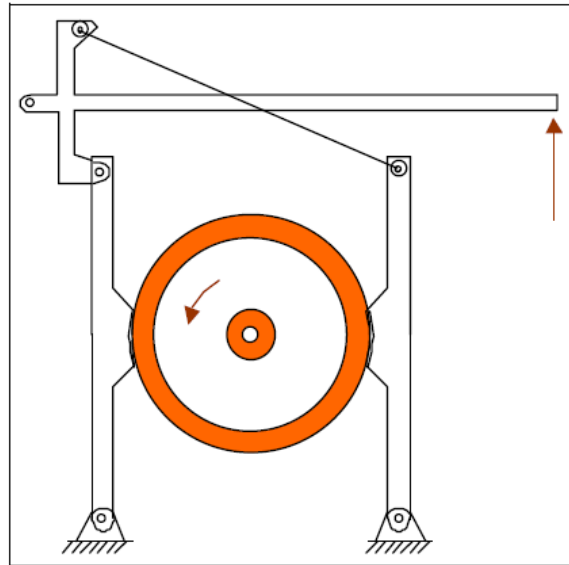


Figura 14. Freno de doble zapata (2).

Para su cálculo se aplica un análisis semejante al expuesto teniendo en cuenta la actuación simultánea de ambas zapatas.

3.2 FRENOS DE ZAPATA INTERNA

Este freno es una variante del caso anterior en la que por conveniencia del proyecto la zapata o zapatas se colocan en el interior del tambor, con lo que se consigue similar par de frenado y una mayor protección del sistema. El esquema básico de este tipo de frenos es el que se presenta a continuación:

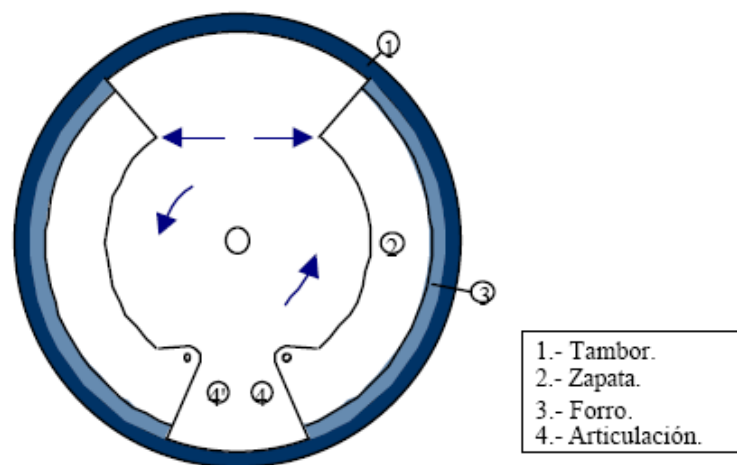


Figura 15. Esquema básico de freno de doble zapata interna.

Debido a la longitud de la zapata, en este caso tampoco puede suponerse que la presión sea constante en toda la superficie de contacto. Se considera, lo que es lógico, que en la zona más próxima a la articulación la presión es nula y que va aumentando según la expresión:

$$\frac{P}{\text{sen}\theta} = \frac{P_i}{\text{sen}\theta_i}$$

En la expresión anterior se tiene:

$$\theta_i = 0 \text{ en la articulación}$$

$$\theta_i = \theta \text{ en el punto de la zapata mas alejado de la articulacion}$$

El cálculo de un freno con una sola zapata interna es como sigue:

Si **b** es la anchura de la zapata y **r** el radio del tambor, en el elemento diferencial de superficie definido por **d i**, actúa una fuerza normal **dN** dada por:

$$dN = P_i * b * r * d\theta$$

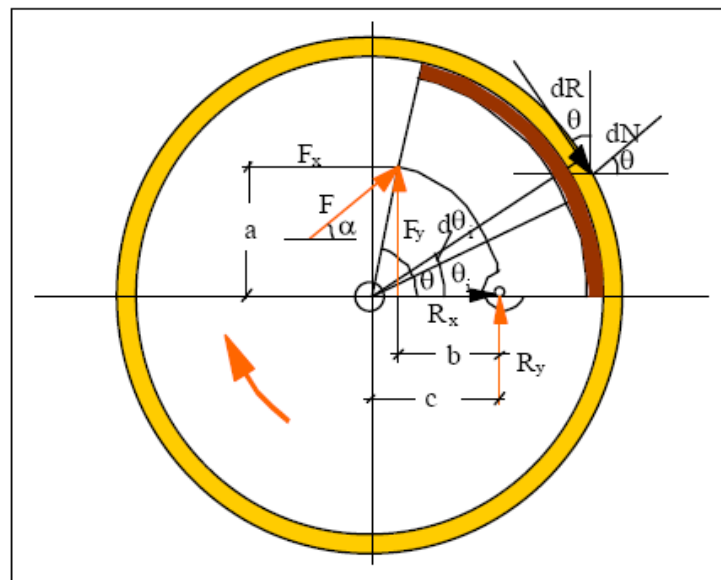


Figura 16. Cálculo de un freno de zapata interna.

Como:

$$\frac{P}{\text{sen}\theta} = \frac{P_i}{\text{sen}\theta_i} \Rightarrow P_i = p * \frac{\text{sen}\theta_i}{\text{sen}\theta}$$

Sustituyendo se tiene que:

$$dN = P * \frac{\text{sen}\theta_i}{\text{sen}\theta} * b * r * d\theta_i$$

Esta fuerza normal, si el coeficiente de rozamiento de la zapata con el tambor es, genera una fuerza de rozamiento dada por:

$$dR = \mu * dN \Rightarrow dR = \mu * P * \frac{\text{sen}\theta_i}{\text{sen}\theta} * b * r * d\theta_i$$

Esta fuerza de rozamiento genera un par de frenado dado por:

$$dM = r * dR \Rightarrow dM = \mu * P * \frac{\text{sen}\theta_i}{\text{sen}\theta} * b * r^2 * d\theta_i$$

El par total de frenado es:

$$M = \int_0^\theta \mu * P * \frac{\text{sen}\theta_i}{\text{sen}\theta} * b * r^2 * d\theta_i$$

Expresión que integrada ofrece como valor absoluto:

$$M = \mu * P * \frac{1}{\text{sen}\theta} * b * r^2 * (1 - \cos\theta)$$

Para calcular la fuerza **F** basta con aplicar la condición de anulación de la suma de momentos respecto a cualquier punto. Si el punto considerado es el de articulación de la zapata se tiene:

$$F * \text{sen}\alpha * b + F * \text{cos}\alpha * a - M_R = 0 \Rightarrow$$

$$F = \frac{M_R}{b * \text{sen}\alpha + a * \text{cos}\alpha}$$

Para calcular el par respecto a la articulación debido al rozamiento **M** es preciso descomponer dR en dR_x y dR_y siendo:

$$dR_x = dR * \text{sen}\theta = \mu * dN * \text{sen}\theta$$

$$dR_y = dR * \text{cos}\theta = \mu * dN * \text{cos}\theta$$

Tomando momentos respecto a la articulación se tiene:

$$M_R = \int_0^\theta \mu * dN * \text{cos}\theta * (c - r * \text{cos}\theta) - \int_0^\theta \mu * dN * \text{sen}\theta * r * \text{sen}\theta$$

Integrando la expresión anterior y sustituyendo el valor obtenido en la expresión:

$$F = \frac{M_R}{b * \text{sen}\alpha + a * \text{cos}\alpha}$$

Es conveniente observar que si $M_R = 0$ el valor de la fuerza **F** necesaria es nulo. Así es posible determinar las dimensiones necesarias para que no se den efectos bloqueantes.

3.3 FRENOS DE CINTA

Este tipo de freno consiste en una banda flexible que envuelve con un gran ángulo de contacto la superficie lateral de un tambor cilíndrico unido solidariamente al móvil a frenar. Las siguientes figuras ilustran este tipo de frenos:

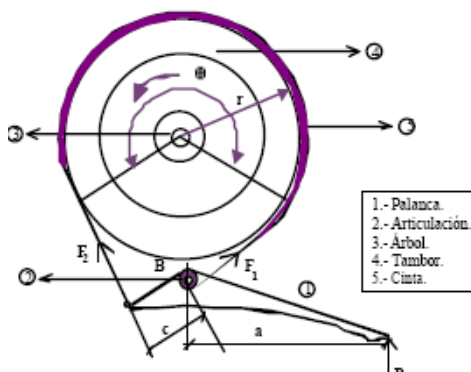


Figura 17. Frenos de cinta

La fuerza de frenado es

$$F = F_1 - F_2$$

Como se observa para el cálculo de este tipo de frenos basta aplicar el análisis efectuado en correas planas con velocidad de la correa nula, por lo que:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu-\theta}$$

Aplicando momentos respecto a B se tiene:

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0 \Rightarrow \\ P * a * F_2 * c &= 0 \Rightarrow \\ F_2 &= P * \frac{a}{c} \end{aligned}$$

Como:

$$\begin{aligned} F &= F_1 - F_2 \Rightarrow \\ F &= F_2 * e^{\mu-\theta} - F_2 = F_2 * (e^{\mu-\theta} - 1) \\ F_2 &= \frac{F}{e^{\mu-\theta} - 1} \Rightarrow \\ \frac{F}{e^{\mu-\theta} - 1} &= P * \frac{c}{a} \Rightarrow \\ P &= \frac{F}{e^{\mu-\theta} - 1} * \frac{c}{a} \end{aligned}$$

Como el par de frenado es:

$$\begin{aligned} M &= F * r \Rightarrow \\ M &= P * (e^{\mu-\theta} - 1) * \frac{a}{c} * r \end{aligned}$$

3.4 FRENOS DE DISCO

Consiste este tipo de freno en un disco metálico de cierto espesor, cuyo centro está unido solidariamente al elemento a frenar, y en el cual en una

corona circular, por ambas caras, actúan simultáneamente pastillas opuestas de material antifricción, normalmente amianto aglomerado con resina sintética e hilos de cobre o aluminio. Las pastillas normalmente se conforman partiendo de un sector circular y se considera que la presión **P** que ejercen sobre el disco es constante en toda su superficie, debido a que el empuje se realiza mediante dos gruesas placas de acero en las que actúan sendos pistones movidos hidráulicamente desde el pedal del freno.

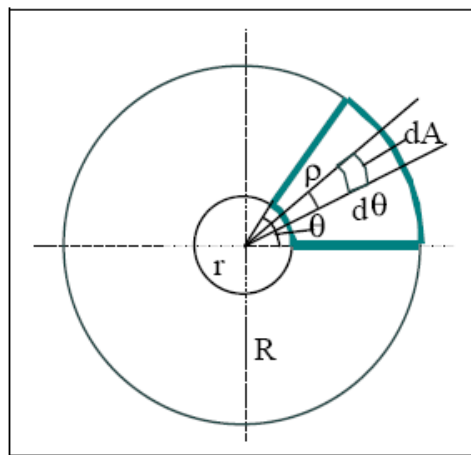


Figura 18. Esquema de un freno de disco.

Sean **r** y **R** el radio interior y exterior respectivamente de la pastilla y **θ** el ángulo del sector circular correspondiente. Si consideramos un elemento de área de la pastilla **dA** se puede considerar que:

$$dN = P * dA$$

Como:

$$dA = \rho * d\rho * d\theta$$

Sustituyendo se tiene que:

$$dN = P * \rho * d\rho * d\theta$$

La fuerza **dN** actúa por ambas caras del disco con lo que, si el coeficiente de rozamiento es, la fuerza de rozamiento vendrá dada por:

$$dR_{oz} = 2 * \mu * p * \rho * d\rho * d\theta$$

Esta fuerza genera un frenado dado por la expresión:

$$dM = \rho * dR_{oz} \Rightarrow dM = 2 * \mu * P * \rho^2 * d\rho * d\theta$$

El par de frenado total es:

$$M = \int_r^R \int_0^\theta 2 * \mu * p * \rho^2 * d\rho * d\theta$$
$$M = 2 * \mu * p * \theta * \frac{R^3 - r^3}{3}$$

Para calcular la presión **P** es preciso conocer las características del circuito hidrostático de frenado, así como la fuerza que se ejerce sobre el pedal del freno.

4. DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO

Se selecciona el mecanismo de freno de disco (Anexo B) como mejor alternativa para implementar en la unidad generadora pues es el único que cumple con las siguientes características:

- ♦ Se adapta a la solicitud de que el frenado debe hacerse directamente sobre el volante de inercia.
- ♦ Por su disposición geométrica y forma de actuar no afecta el balance ni la alineación de la unidad (Figura19).
- ♦ Es de fácil mantenimiento.



Como se generan dos fuerzas axiales, iguales y de sentido contrario, estas se anulan entre sí, de tal forma no se genera ninguna reacción transversal o axial en la unidad de generación hidroeléctrica.

Figura 19. Fuerzas generadas con el mecanismo de freno de disco

4.1 CÁLCULOS PRELIMINARES

4.1 .1 CÁLCULO DE LAS MASAS EN ROTACIÓN Y SUS RESPECTIVOS MOMENTOS DE INERCIA.

Peso de los elementos en rotación:

ELEMENTO	PESO [Kg.]
Eje de la turbina	260
Eje del generador	340
Rotor del generador	1850
Rotor de la excitatriz	200
Volante de inercia	2000
Turbina	230
Otros (tornillos y tuercas)	20
Peso Total	4900Kg.

Tabla 1. Peso de los elementos en rotación

Momentos de inercia:

Momento de inercia del volante (calculo tipo):

$$I = \frac{M * D^2}{8} \text{ Kg} * m^2$$

En donde:

I = Momento de inercia.

M = Masa = 2000 kg.

D = Diámetro = 1.8 m.

$$I = \frac{2000 \text{ Kg} * 1.8^2}{8} = 810 \text{ Kg} * m^2$$

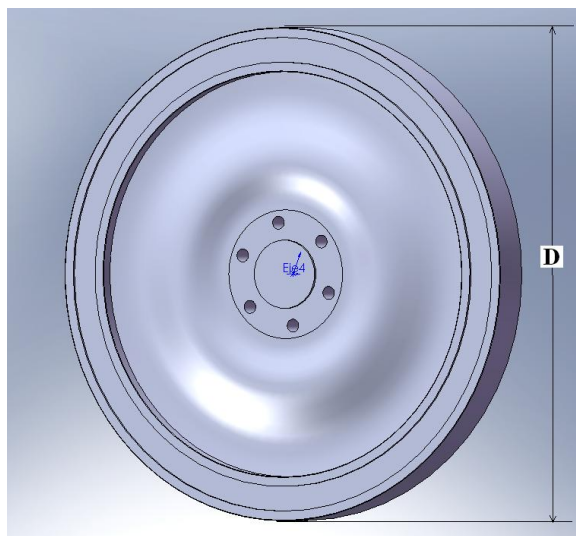


Figura 20. Volante de inercia

A continuación se presentan los momentos de inercia calculados para todos los elementos de la unidad:

ELEMENTO	Momento De Inercia [Kg*m ²]
Eje de la turbina	0.549
Eje del generador	0.833
Rotor del generador	236
Rotor de la excitatriz	9.4
Volante de inercia	810
Turbina	10.37
Otros (tornillos y tuercas)	0.348
Inercia Total	1067.5 Kg*m ²

Tabla 2. Momentos de inercia de los elementos en rotación

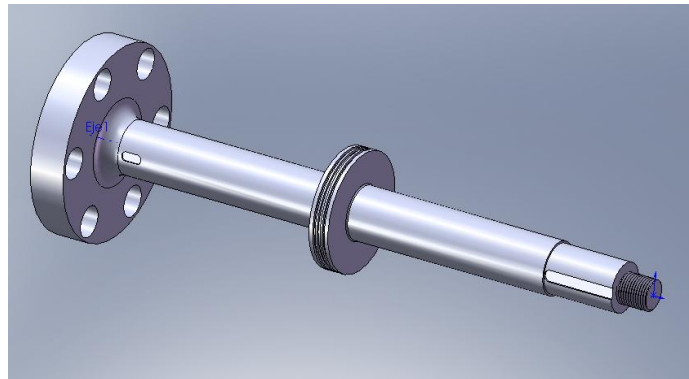


Figura 21. Eje de la turbina

4.1.2 CÁLCULO DEL TORQUE Y FUERZA DE FRENADO PARA DIFERENTES TIEMPOS DE FRENADO

Torque de frenado para un tiempo de 60 segundos (cálculo tipo):

$$T[N * m] = I * \alpha$$

En donde:

$T = \text{Torque}$

α = *Aceleración angular*

Calculamos α :

$$\alpha[\text{rad} / \text{s}] = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

$$\Delta\omega = 720\text{rpm} * \frac{2\pi}{60\text{s}} = 75.398\text{rad} / \text{s}$$

$$\alpha = \frac{75.398\text{rad} / \text{s}}{60\text{s}} = 1.2566\text{rad} / \text{s}^2$$

$$\rightarrow T = 1067.5[\text{kg} * \text{m}^2] * 1.2566[\text{rad} / \text{s}^2] = 1341.5[\text{N} * \text{m}]$$

Fuerza de frenado requerida:

La fuerza debe ser tal que genere un torque igual al provocado por la inercia del sistema. (Ver figura 69)

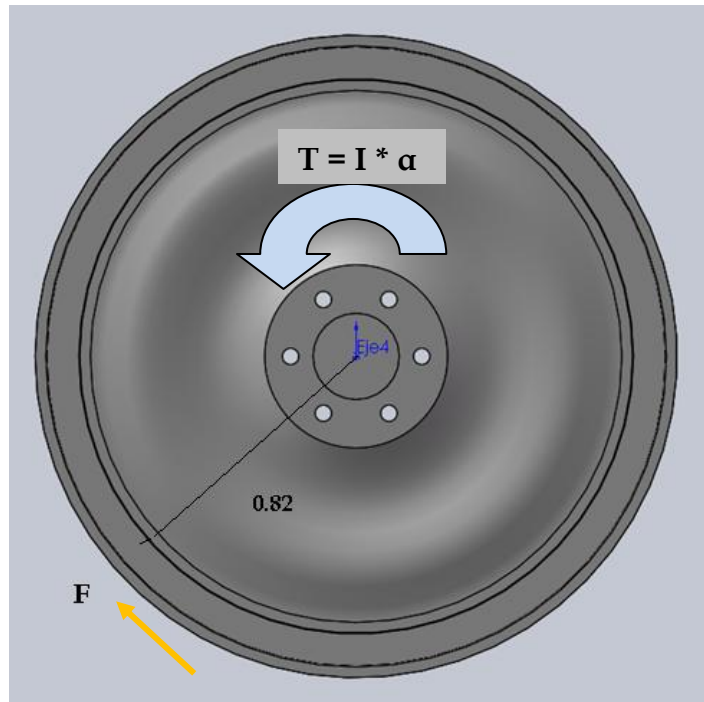
$$F[\text{N}] = \frac{T}{d}$$

En donde:

F = *Fuerza tangencial*

d = *Distancia del eje al punto de aplicación de la fuerza.(0.82m)*

$$F[\text{N}] = \frac{1341.5\text{N} * \text{m}}{0.82\text{m}} = 1636\text{N}$$



Figuran 22 Análisis Dinámico del volante

La siguiente tabla muestra el valor calculado para torque y fuerza de frenado a diferentes tiempos de parada:

Tiempo [s]	Aceleración [rad/s]	Torque [N*m]	Fuerza [N]
30	-2.513	2681.65	3270.31
45	-1,676	1788,61	2181,23
60	-1,257	1341,46	1635,92
75	-1,005	1073,16	1308,74
90	-0,838	894,30	1090,61
105	-0,718	766,55	934,81
120	-0,628	670,73	817,96
135	-0,559	596,20	727,08
150	-0,503	536,58	654,37
165	-0,457	487,80	594,88
180	-0,419	447,15	545,31
195	-0,387	412,76	503,36
210	-0,359	383,27	467,41

Tabla 3 Relación del torque y la fuerza con tiempo de frenado

Con los datos de la tabla se construyen las siguientes graficas las cuales nos permite ver el comportamiento del torque y la fuerza de frenado al ir aumentando el tiempo de parada.

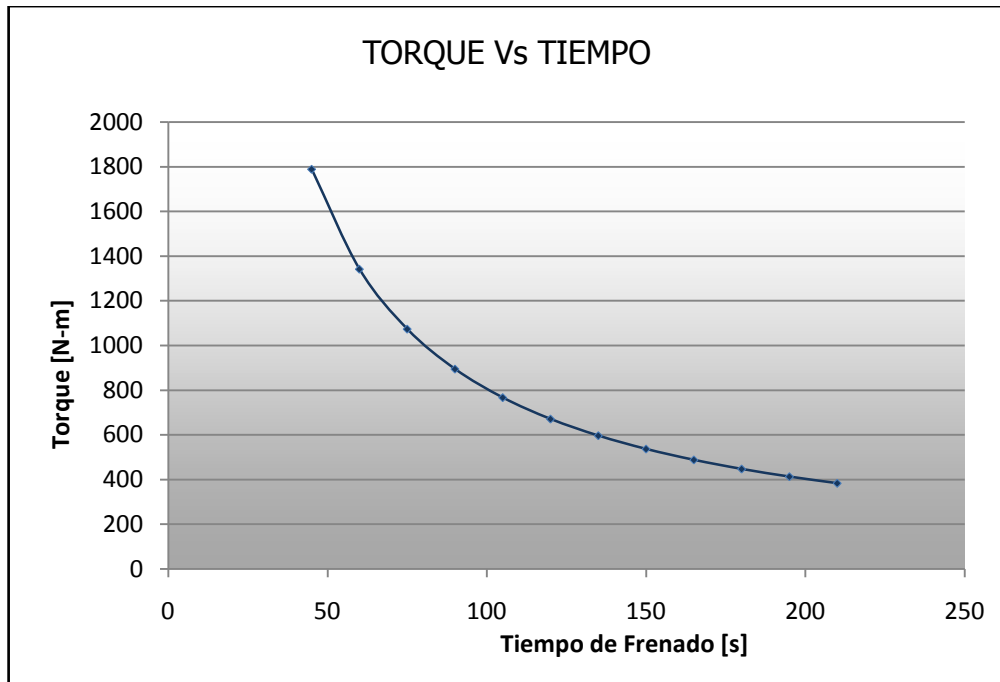


Figura 23. Curva torque vs tiempo de frenado

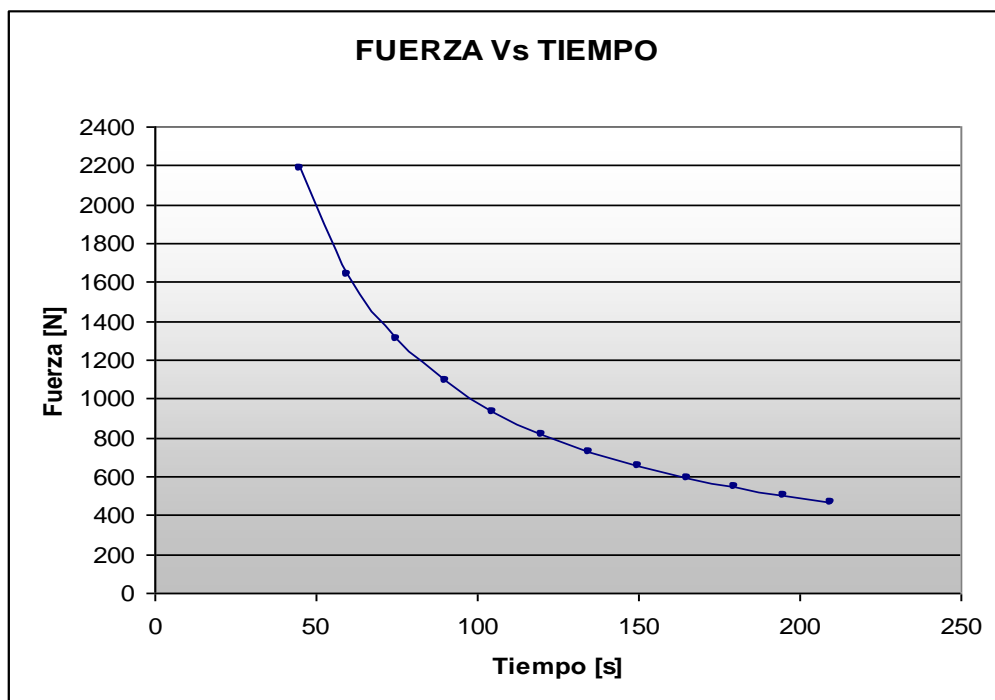


Figura 24. Curva fuerza vs tiempo de frenado

Se puede apreciar que la mayor pendiente de la grafica se encuentra dentro de los primeros 120s es decir que la mayor reducción de torque y fuerza se registra dentro de este lapso de tiempo, entonces para que el freno trabaje de una forma rápida y eficaz trataremos de que el tiempo de parada se encuentre en ese rango.

4.1.3 CÁLCULO DE LA PRESIÓN REQUERIDA EN CADA ACTUADOR:

Presión requerida en cada actuador (anexo F) para un tiempo de frenado de 90 segundos (calculo tipo).

Síntesis de datos y cálculos:

Tiempo de frenado:	90 segundos.
Aceleración	-0.838 rad/s.
Torque	894.3 N-m.
Fuerza	1090.61 N.

Trabajaremos con un coeficiente de fricción $\mu = 0.4$ (Material de fricción Premiun Organic)

$$F_N = \frac{F_f}{\mu} = \frac{1090.61 N}{0.4} = 2726.5 N$$

Como se tiene doble acción entonces la fuerza ejercida por cada cilindro será la mitad de este valor, es decir:

$$F_{NC} = \frac{2726.5 N}{2} = 1363.25 N$$

Análisis de presiones en el actuador (figura 25):

Diámetro del pistón = 1.5 in

Diámetro del vástago = 5/8 in

Area Del piston (A_p) = 1.767 in²

Area Del vástago (A_v) = 0.30679 in²

Area anular ($A_a = A_p - A_v$) = 1.46021 in²

$$P_1 \times A_p = P_2 \times A_a + 1363.25 \text{ N}$$

Como el momento de aplicación de la fuerza es muy lento se considera un sistema cuasi estático, es decir el caudal en ese momento es aproximadamente cero, entonces se puede suponer que la contrapresión es decir la presión P_2 es cero.

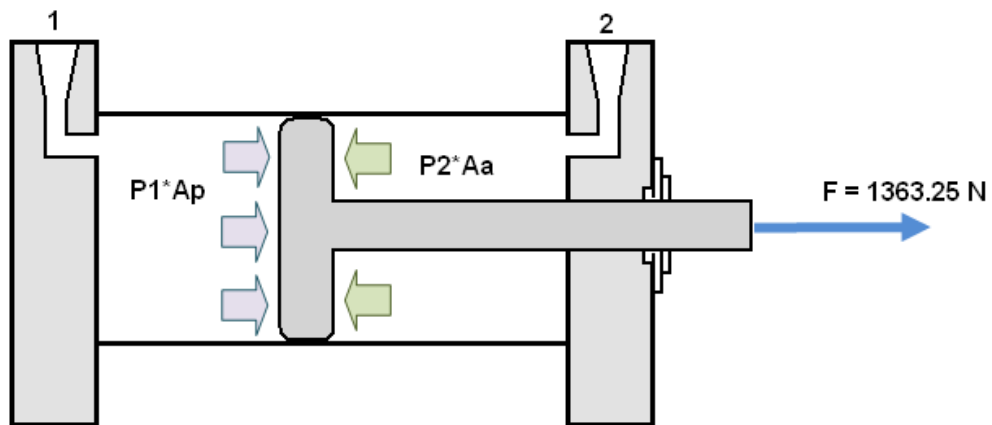


Figura 25. Balance de fuerzas en el actuador.

$$P_1 \times A_p = 1363.25 \text{ N}$$

$$P_1 = 173.44 \text{ Psi.}$$

Esta será la presión requerida en el cilindro en el momento del frenado.

A continuación se presenta una tabla con los valores de la presión requerida en los actuadores calculada para diferentes tiempos de frenado

Tiempo [s]	Presión [Psi]
30	520
45	346,88
60	260

75	208
90	173,3
105	148,5
120	130
135	115,6
150	104
165	94,6
180	86,7
195	80
210	74,33

Tabla 4. Relación de la presión en los actuadores con el tiempo de frenado

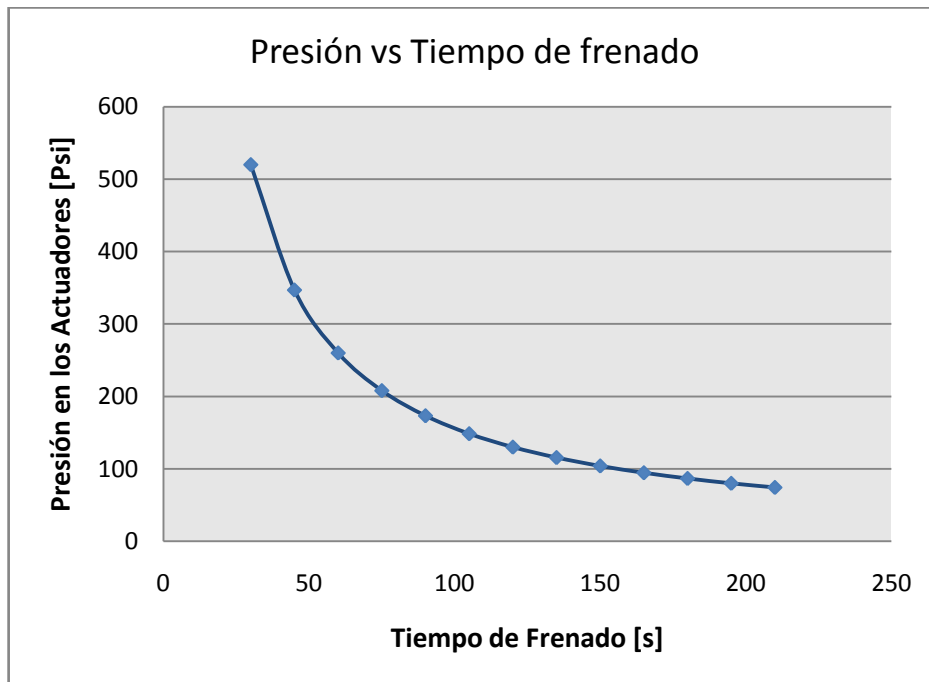


Figura 26. Curva presión vs tiempo de frenado

4.2 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

El sistema hidráulico nos deberá aportar la potencia requerida en el momento del frenado de una forma rápida y eficaz además prescindiendo del funcionamiento de la bomba, es decir que aunque la bomba no pueda trabajar en ese momento exista la disponibilidad de caudal y presión, por

tanto se piensa en un circuito con acumulador hidráulico así tendremos la presión y el caudal requerido de forma inmediata en cualquier momento.

4.2.1 CIRCUITO HIDRÁULICO

En la figura 27 se presenta el diseño del circuito hidráulico y a continuación en la tabla 7 se lista los elementos que lo componen.

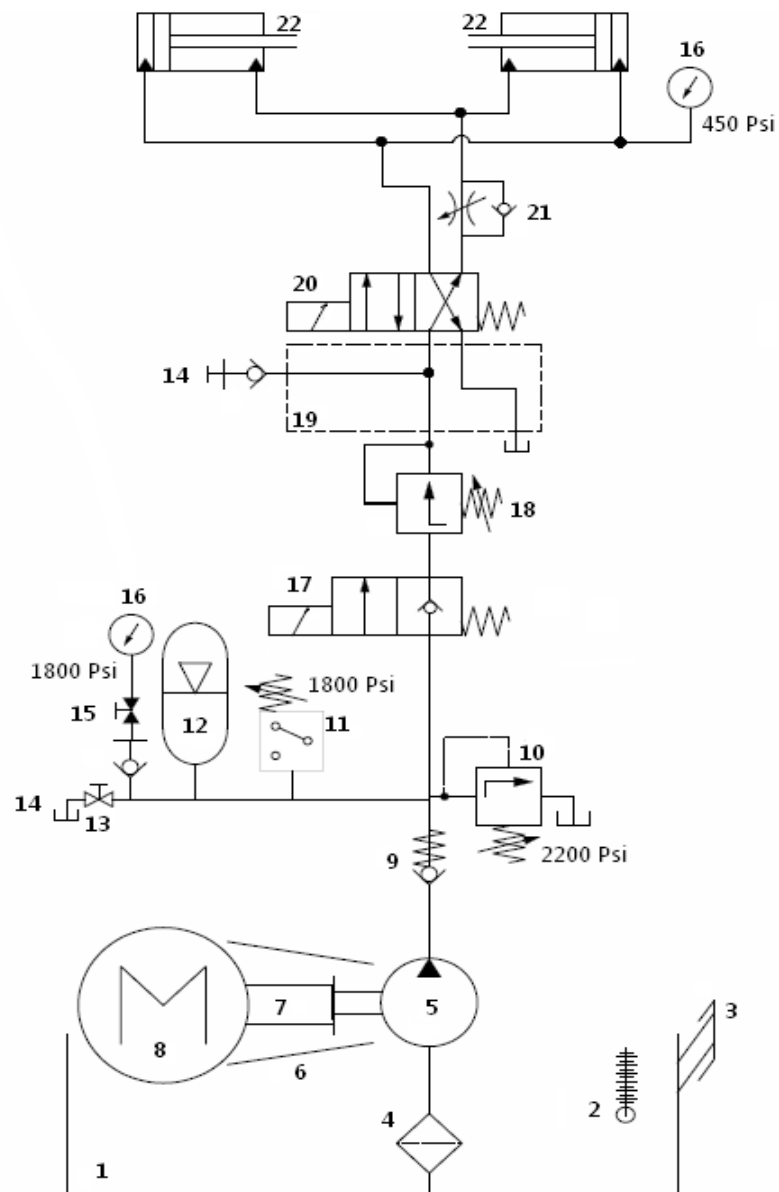


Figura 27. Circuito hidráulico

ITEM	DESCRIPCIÓN	REFERENCIA
1	Tanque de aceite de 5 galones	
2	Visor de nivel	LIT-1
3	Tapa de llenado	TR-1
4	Filtro de succión 1/2	SF 46B 12 NR
5	Bomba de engranajes 0,174 in ³ /rev @ 1800rpm.	1SP A2
6	Campana de montaje	LSE-201
7	Acople flexible	ND-5
8	Motor eléctrico 1,5 HP @ 1750 rpm	Siemens
9	Válvula antirretorno	FT-257/6-14
10	Válvula de alivio 3/8 "	VLP-20-3
11	Presóstato 30-200 Bar	
12	Acumulador 5 Lts.	LAV 5,0
13	Válvula de paso 1/4"	FT-221/1-14
14	Test point	
15	Válvula aisladora para manómetro	FT-291-14
16	Manómetro 0-3000 Psi en glicerina	300 Bar
17	Válvula direccional 2/2 de 3/8" a 110V	SV-08-20-6T
18	Válvula reductora de presión de 3/8"	
19	Sub placa de montaje cetop 3 individual	
20	Válvula direccional 4/2 a 110V	DS3-TA
21	Válvula reguladora de caudal	FT-1251/5-01
22	Actuadores tipo tensor de 1 1/2" x 5/8" x 1"	
23	Racores, mangueras, tuberías, etc.	

Tabla 5. Lista de componentes hidráulicos

4.2.2 DETERMINACIÓN DEL ACUMULADOR HIDRÁULICO.

4.2.2.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE ACUMULADOR

Se utiliza un acumulador de vejiga pues dentro sus características de operación y aplicaciones se encuentran cubiertos nuestros requerimientos.

Estos son utilizados con volúmenes útiles medianos y en casos de rápida reacción. Gracias al mejoramiento de la calidad de la vejiga se ha logrado en los últimos años una buena estanqueidad y una elevada vida útil de la vejiga.

Los acumuladores de vejiga se pueden montar de forma vertical u horizontal con la válvula de descarga del líquido horizontal o vertical. (rexroth)

4.2.2.2 PARÁMETROS DE SERVICIO

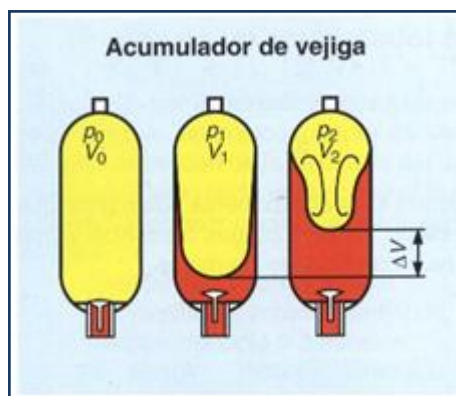


Figura 28. Acumulador de vejiga

P_0 = Presión de precarga.

P_1 = Presión mínima de operación.

P_2 = Presión máxima.

V_0 = Tamaño del acumulador

V_1 = Volumen del gas con P_1 .

V_2 = Volumen del gas con P_2 .

ΔV = Volumen útil.

4.3.2.3 VOLUMEN DE ACEITE NECESARIO (ΔV)

El acumulador debe contener una cantidad de aceite con la cual sea posible realizar como mínimo 1 frenada por unidad (por requerimientos de la ESSA S.A E.S.P. la unidad de potencia hidráulica, es decir bomba, acumulador y motor eléctrico deberá tener la capacidad de ofrecer potencia hidráulica en el momento que se requiera instalar frenos en las otras dos unidades de generación), es decir deberá tener capacidad para realizar 3 acciones de frenado.

Volumen de aceite requerido por frenada:

Saliendo:

$$V_s = A_p * l$$

Entrando:

$$V_e = (A_p - A_v) * l$$

Donde

$$A_p = 1.767 \text{ in}^2 \quad (\text{Área del pistón del actuador})$$

$$A_v = 0.30679 \text{ in}^2 \quad (\text{Área del vástago del actuador})$$

$$l = 1 \text{ in.} \quad (\text{Carrera del actuador})$$



$$V_s = 1.767 \text{ in}^2 * 1 \text{ in} = 1.767 \text{ in}^3$$

$$V_e = (1.767 \text{ in}^2 - 0.30679 \text{ in}^2) * 1 \text{ in} = 1.460 \text{ in}^3$$

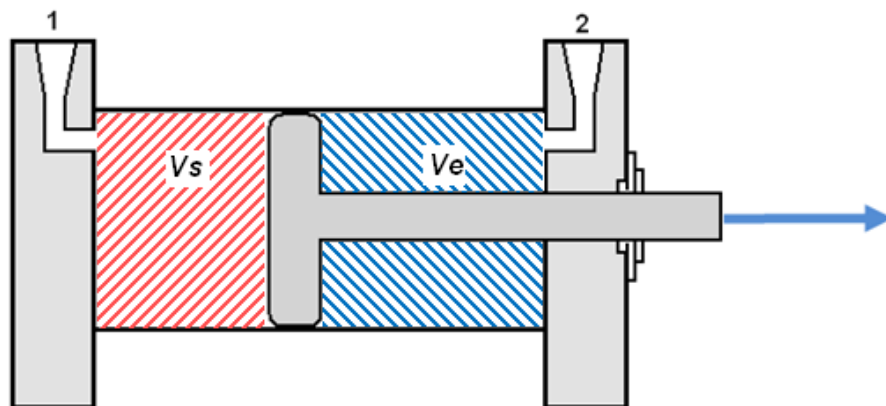


Figura 29. Volúmenes de aceite en el frenado

Volumen total por carrera: $V_C = V_s + V_e = 3.227 \text{ in}^3$

Como son dos actuadores, el volumen en cada accionamiento será:

$$V_F = 2 * V_C = 6.454 \text{ in}^3$$

La válvula reductora de presión que se utiliza posee un caudal de drenaje ≤ 0.08 Lpm, este caudal hay que tenerlo en cuenta, y como el frenado dura aproximadamente 1.5 minutos, el caudal de drenaje por esta válvula será:

$$V_D = 1.5 \text{ min} * 0.08 \frac{\text{l}}{\text{min}} * \frac{61.02 \text{ in}^3}{\text{l}} = 7.32 \text{ in}^3$$

Así entonces el volumen necesario de aceite por frenada será:

$$V_T = V_F + V_D = 13.77 \text{ in}^3$$

Y el volumen de aceite acumulado necesario para las tres frenadas:

$$\Delta V = 3 * V_T = 41.31 \text{ in}^3 = 0.68 \text{ l}$$

Se tomara entonces como volumen un 1 litro de aceite para manejar un pequeño exceso que estará disponible en el momento que existan fugas en alguna de las válvulas por su uso.

4.2.2.4 TAMAÑO CONSTRUCTIVO DEL ACUMULADOR:

Para el cálculo y determinación del tamaño adecuado del acumulador hidráulico se puede partir con el volumen de líquido necesario ΔV y considerando algunas condiciones secundarias como: sobrepresión máxima de servicio, diferencia de presión de trabajo y temperatura máxima y mínima de servicio.

Las temperaturas de servicio no son un factor que afecte nuestro cálculo pues como la operación del freno se hará solo de vez en cuando estas no variarían considerablemente.

Respecto a los cambios de estado en el momento de carga y descarga del acumulador consideráramos que son isotérmicos y adiabáticos respectivamente (figura 30) y usaremos la siguiente fórmula para calcular el tamaño del acumulador:

$$V = \frac{\Delta V * \left(\frac{P_2}{P_0}\right)}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/1.4} - 1\right]}$$

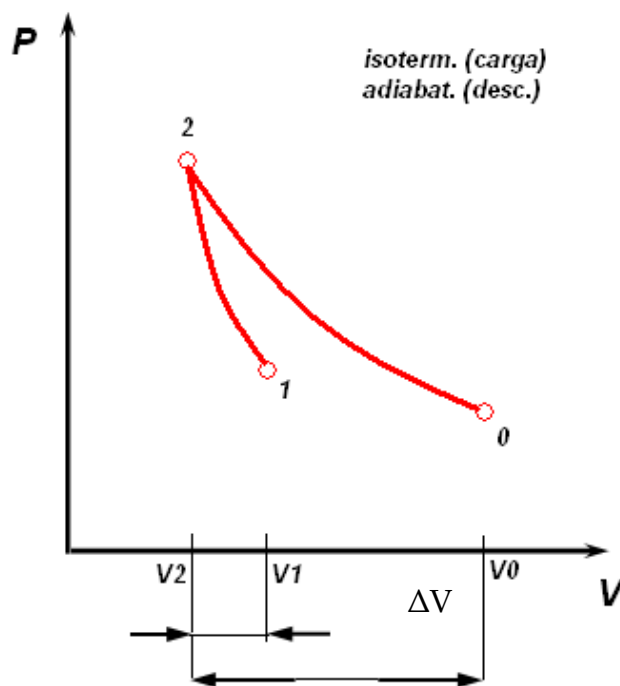


Figura 30. Cambio de estado en el momento de carga y descarga del acumulador

La presión de pre llenado del acumulador hidráulico debería encontrarse entre 0.7 y 0.9 de la presión mínima de trabajo,

$$P_0 \leq e * P_1 \quad e = 0.9$$

Con ello se pretende evitar que los elementos separadores del acumulador trabajen próximos a la válvula de líquido y se deterioren.

Reemplazando en la ecuación para el tamaño del acumulador la independizamos de la presión de precarga:

$$V = \frac{\Delta V * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{e * \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/1.4} - 1\right]}$$

$$P_0 = 1000 \text{ psi.}$$

$$P_1 = 1200 \text{ psi.}$$

$$P_2 = 1800 \text{ psi.}$$

$$V = \frac{1 \text{ l} * \left(\frac{1800 \text{ psi}}{1200 \text{ psi}}\right)}{0.9 * \left[\left(\frac{1800 \text{ psi}}{1200 \text{ psi}}\right)^{1/1.4} - 1\right]} = 4.96 \text{ l}$$

Es decir que necesitamos un acumulador hidráulico de **5 litros**.

4.2.3 SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA.

La bomba solo cumplirá la función de cargar el acumulador cuando sea necesario, así que el caudal no es muy relevante, por economía energética se trabajara con una bomba de poco tamaño, y teniendo en cuenta el rango de presión exigido que será como máximo de 2200psi, que el nivel de ruido no es inconveniente y en la facilidad y precio de adquisición se piensa en una bomba de engranajes.



Figura 31. Bomba de engranajes marca Galtech

La seleccionada es una bomba marca Galtech® 1SP A2 y cuenta con las siguientes características:

$C_b = 0.12 \text{ in}^3/\text{rev}$ Tamaño de la bomba

$P_{\text{max.}} = 3190 \text{ psi}$ Presión máxima de operación

$V_{\text{max.}} = 5500 \text{ rpm}$ Velocidad máxima de operación

$V_{\text{min.}} = 400 \text{ rpm}$ Velocidad mínima de operación

$\eta_v = 0.95$ Eficiencia volumétrica mínima

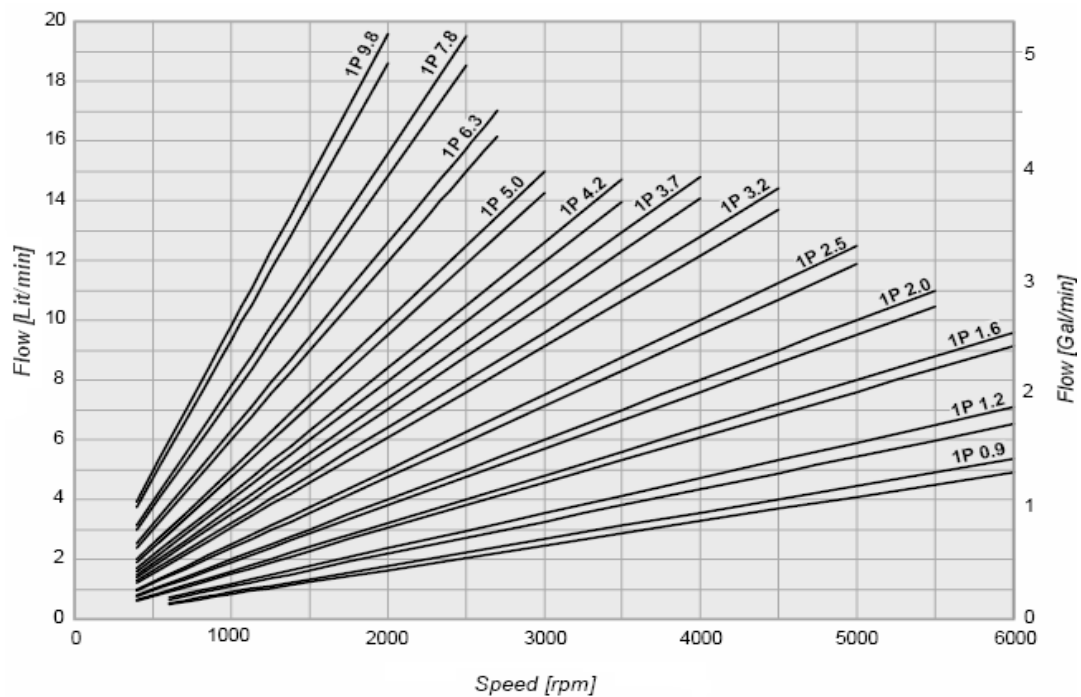


Figura 32. Curva de desempeño de la bomba (velocidad vs caudal)

Más información sobre la bomba ver anexo C.

4.2.4 SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO:

La selección del motor está determinada por las curvas de desempeño de la bomba, observando la figura 81, y sabiendo que la bomba será accionada con un motor que gira a 1800 rpm, se puede extraer el valor de la potencia requerida en el motor para una presión máxima de operación

de 2200 psi, se observa entonces que se necesita un motor eléctrico con una potencia de 1.5 HP.

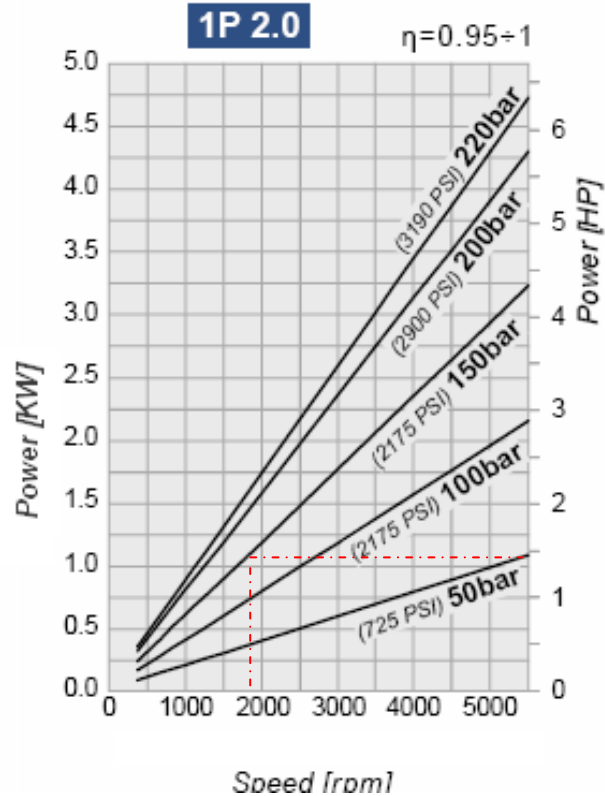


Figura 33. Curva de desempeño de la bomba (velocidad vs potencia)

Nos remitimos entonces al catalogo de motores eléctricos monofásicos de Siemens. Seleccionamos un motor monofásico de 1.5 hp, 1800 rpm, 110 V y arranque inductivo. (Ver anexo D)

4.2.5 DESCRIPCIÓN

La bomba de engranajes se encarga de cargar el acumulador hasta una presión de 1800 psi (figura 35), momento en el cual el presóstato apaga el motor, así queda el circuito cargado y listo para ser accionado en cualquier momento, una válvula antirretorno de ¼ marca Galtech (figura 34)(más información anexo H) impide que el aceite se devuelva al tanque por medio de la bomba. Cuando la presión cae a 1500 psi el presóstato enciende de nuevo el motor y la bomba vuelve a cargar el acumulador.

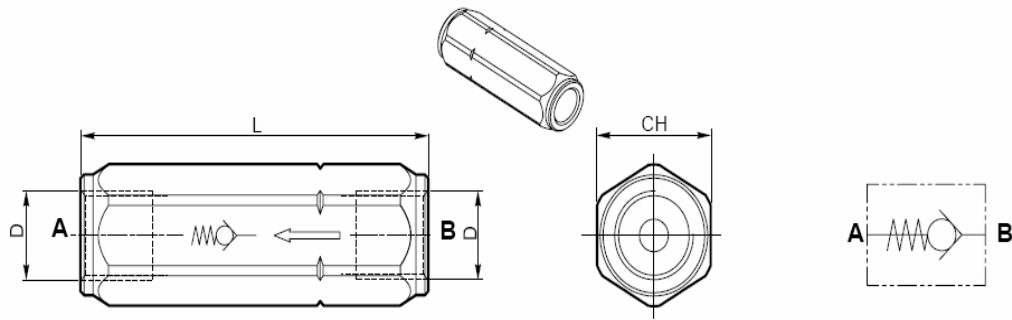


Figura 34. Válvula antirretorno

El circuito está protegido por una válvula de seguridad tarada a 2200 psi marca Galtech (figuras 36)(detalles de la válvula de seguridad ver anexo O).

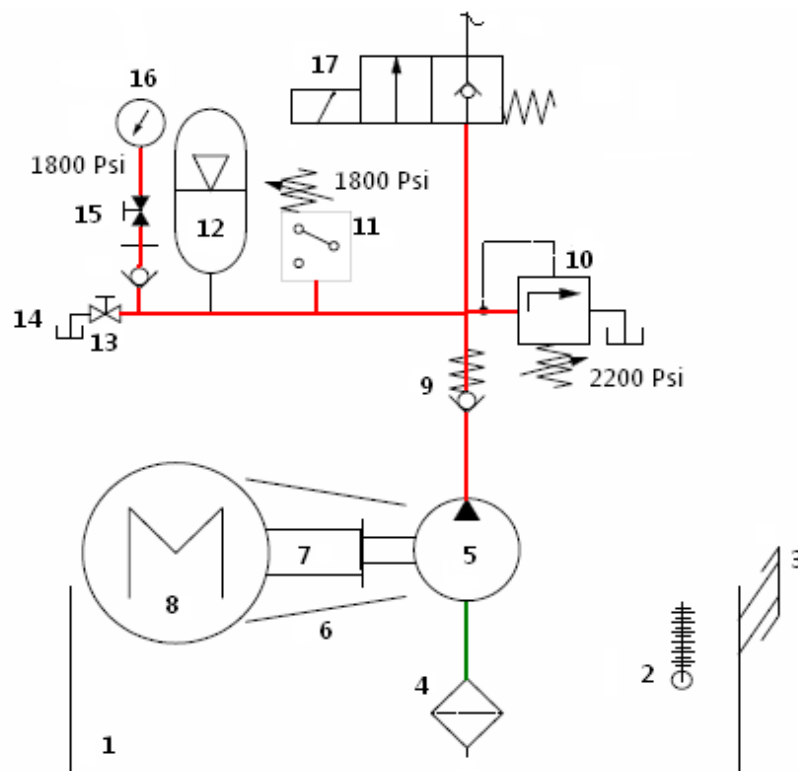


Figura 35. Carga del acumulador

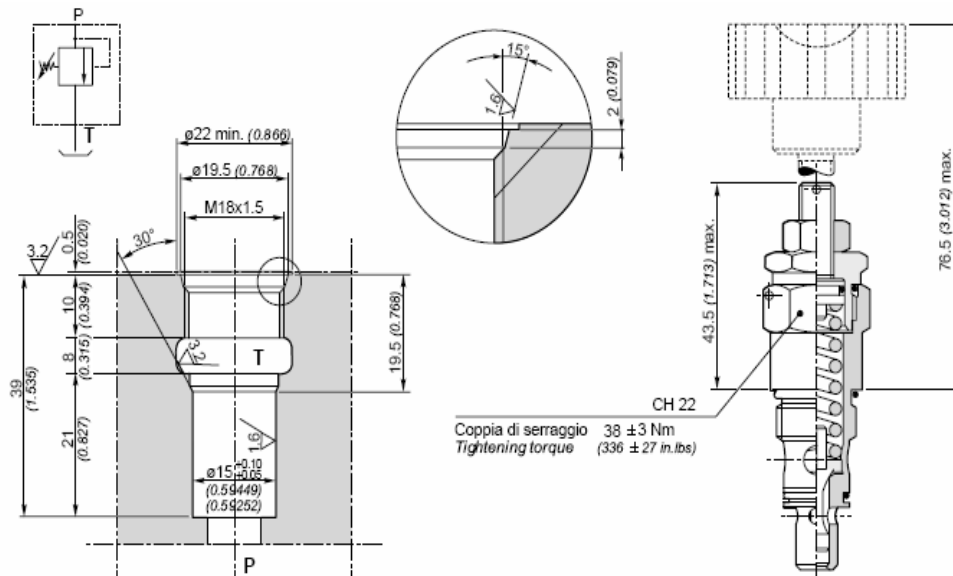
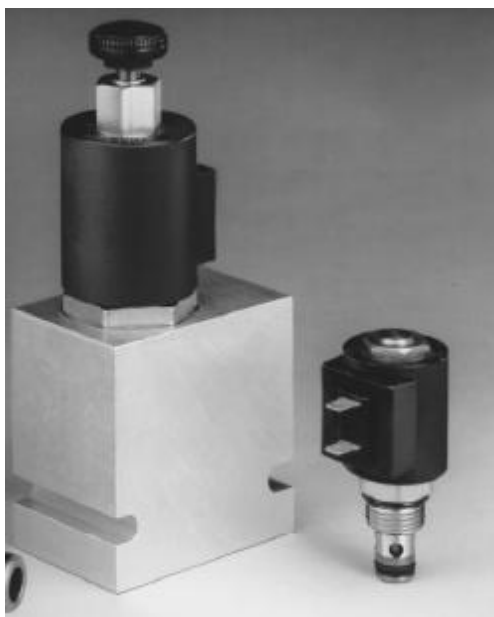


Figura 36. Dimensiones Válvula de seguridad

Una electro-válvula 2/2 (figura 37) (anexo K) tipo cartucho es la encargada de permitir el paso de aceite desde el acumulador hacia el circuito de frenado, luego el fluido pasa por una válvula reductora de presión (figura 38) (anexo L) la cual nos permite mediante su ajuste variar la fuerza de frenado brindada por los actuadores y por ende el tiempo de frenado.



- ♦ Marca: Hidraforce
- ♦ 3/8 in
- ♦ A 110 V
- ♦ NC
- ♦ Ref: SV-08-20-6T

Figura 37. Válvula 2/2 tipo cartucho



- ♦ Marca: Duplomatic
- ♦ 3/8 in
- ♦ Pmax. = 350 Bar
- ♦ Serie MZO

Figura 38. Válvula reductora de presión

Después de la válvula reductora de presión nos encontramos con una válvula direccional 4/2 (figura 39) (anexo M) cuya misión es permitir la salida y el retroceso de los actuadores.



- ♦ Marca: Duplomatic
- ♦ Pmax: 350 Bar
- ♦ A 110 V
- ♦ Ref: DS3 - TA

Figura 39. Válvula direccional 4/2

Por último se encuentra ubicada una válvula reguladora de caudal (figura 40) (anexo N) la cual mediante su ajuste nos permitirá controlar la velocidad de salida de los cilindros y de esta manera evitar que estos golpeen fuertemente contra el volante.



- ♦ 1/2 in
- ♦ Ref: FT 1251/5-01-14
- ♦ Marca: Comer

Figura 40. Válvula reguladora de caudal

Además el sistema hidráulico cuenta con otros accesorios como el filtro de succión (figura 41) (anexo G), una válvula de paso de 1/4 in que servirá para descargar el acumulador (anexo J), un visor de nivel y temperatura para el aceite, un par de manómetros de 0 a 3000 psi con glicerina, uno a la salida del acumulador y otro a la entrada de los actuadores y un par de válvulas aisladoras para los manómetros.



- ♦ Marca: OMT
- ♦ Tamaño 1/2 in
- ♦ Ref: Sf 46B 12 NR 90

Figura 41. Filtro de succión

Para llevar a cabo el montaje de la unidad hidráulica se construye una estructura base fabricada con perfil cuadrado de 2" y lamina Alfajor de 3/8", en la figura 42 se muestra el montaje final del conjunto hidráulico



Figura 42. Montaje conjunto hidráulico

4.2.6 FUNCIONAMIENTO

Desde el momento del montaje del sistema de frenado la bomba cargará el acumulador eléctrico y este permanecerá en *Stan by* a una presión de 1800 psi. (Figura 43) y listo para realizar el trabajo de frenado en cualquier momento que se requiera.

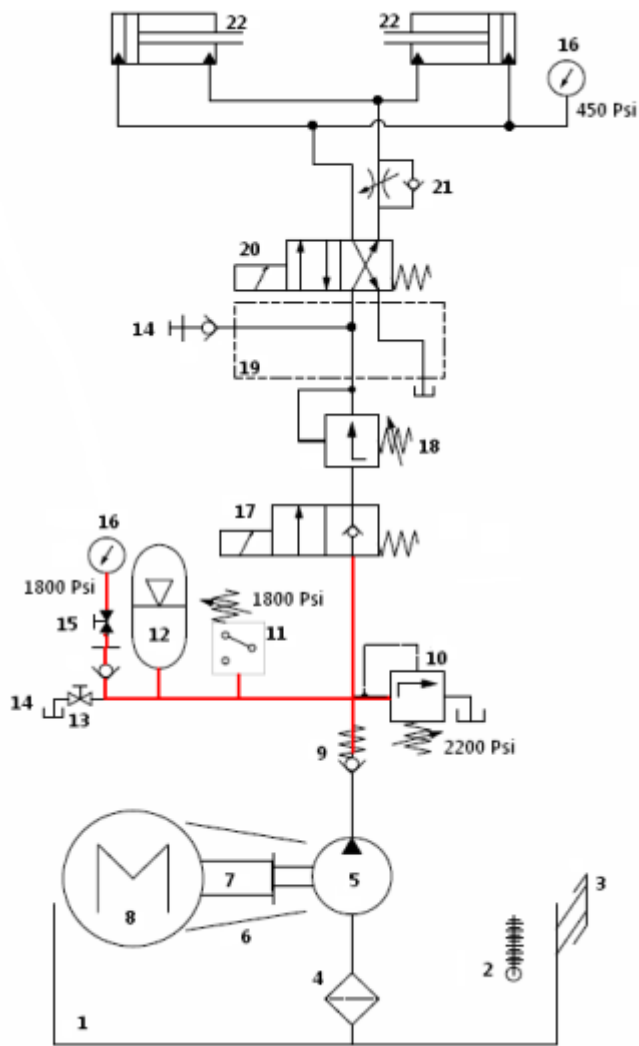


Figura 43. Circuito hidráulico en *Stand By*

Al dar la orden de frenado se energizan los solenoides de las válvulas 17 y 20 (figura 44) permitiendo que el aceite fluya desde el acumulador hacia los actuadores y que estos se extiendan las mordazas hasta encontrar el volante de inercia de la unidad generadora

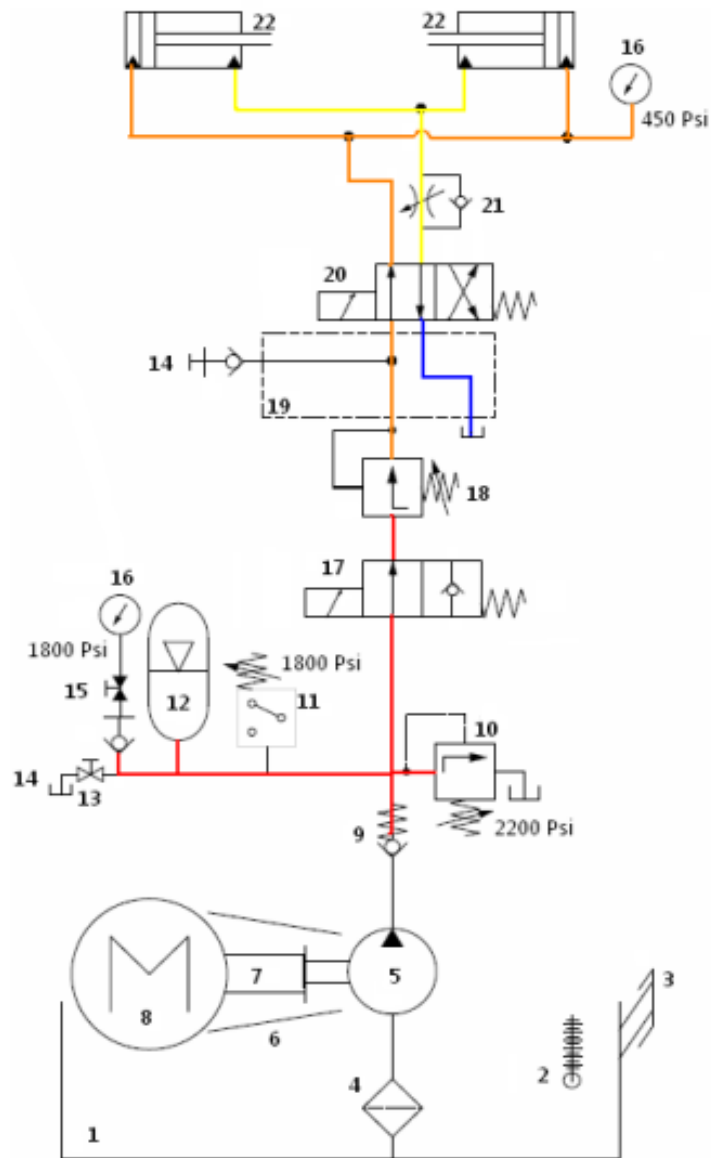


Figura 44. Circuito hidráulico en salida

Los actuadores permanecen en esta posición generando, gracias a la presión del aceite una fuerza normal sobre cada uno de los lados del volante (figura 45), induciendo una fuerza de fricción por medio de las pastillas durante un tiempo que será ajustado previamente con el temporizador 1 (figura 49).

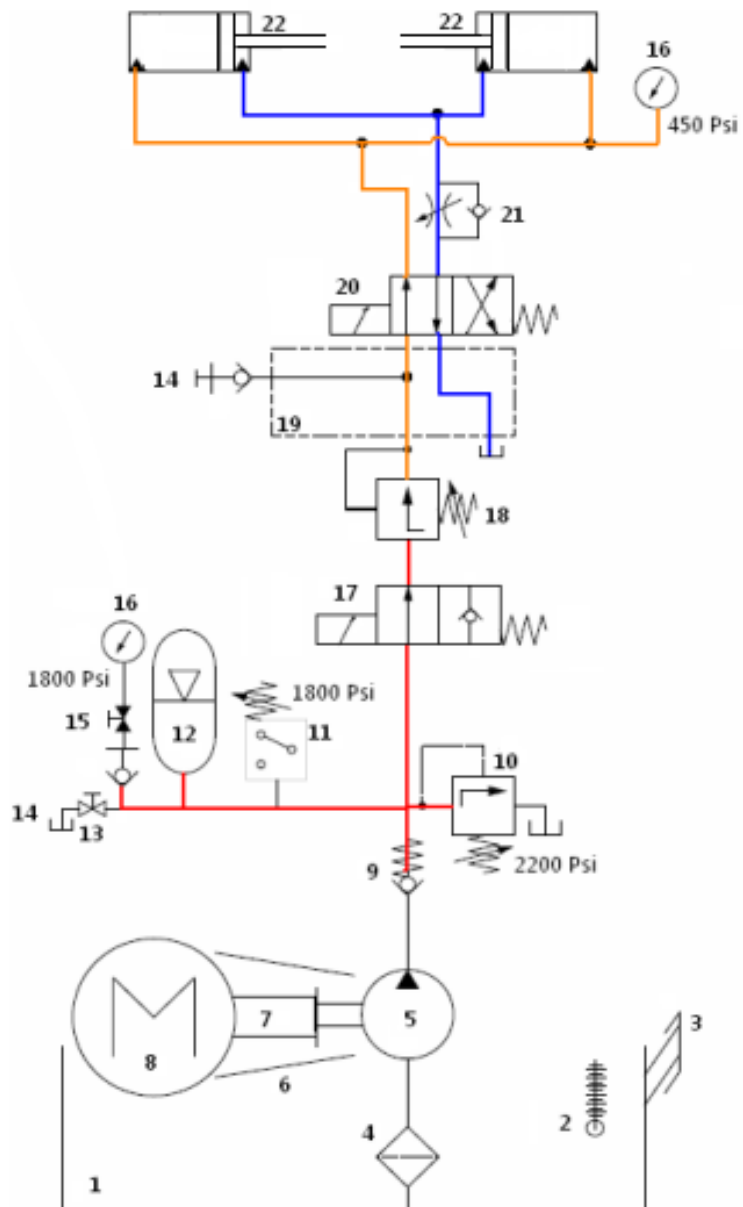


Figura 45. Circuito hidráulico manteniendo la fuerza

Transcurrido el tiempo de frenado, el circuito de control desenergiza automáticamente el solenoide de la válvula 20 haciendo que el aceite fluya en sentido contrario dentro de los actuadores, logrando que estos se contraigan nuevamente (figura 46), al finalizar el trabajo de contracción se desenergiza el solenoide de la válvula 17 y el circuito queda listo para una futura frenada.

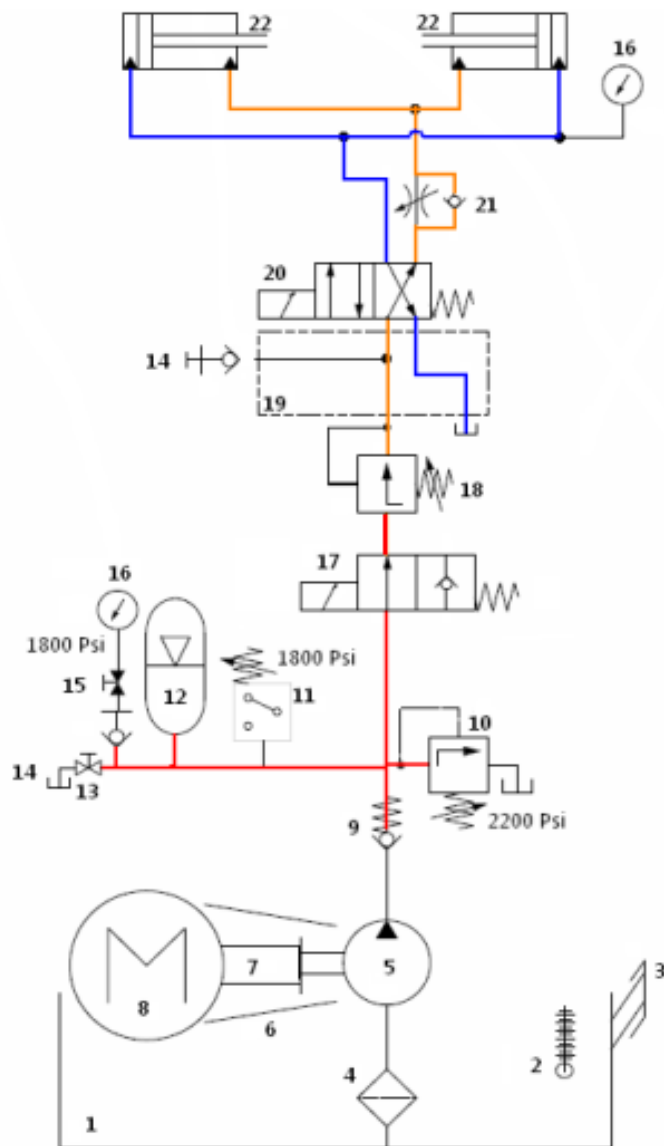


Figura 46 Circuito hidráulico en retroceso

4.3 DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO

Todo el sistema de frenado será controlado por medio de lógica cableada, la cual deberá por medio de un solo accionamiento extender los actuadores, permanecer con ellos así durante el tiempo de frenado, luego contraerlos y auto habilitarse para futuras frenadas.

A continuación se presenta el circuito eléctrico a utilizar:

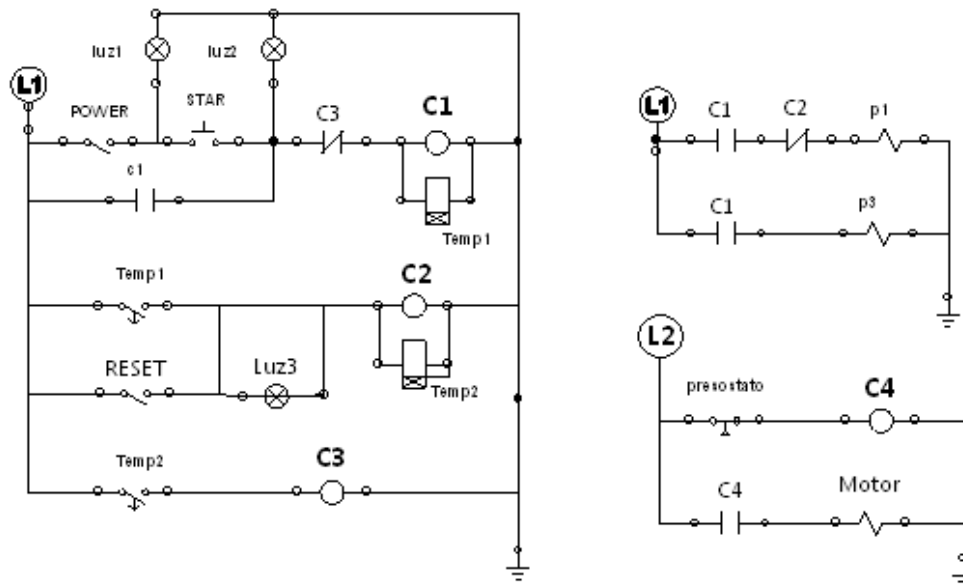


Figura 47. Circuito eléctrico de control

ITEN	DESCRIPCIÓN
Power	Pulsador on - off
Start	Pulsador start
C1	Relé (contactor 1)
C2	Relé (contactor 2)
C3	Relé (contactor 3)
C4	Relé (contactor 4)
Temp1	Temporizador 1
Temp2	Temporizador 2
Reset	Pulsador reset
Luz1, luz2, luz3	Pilotos de señalización
L1	Fuente de energía eléctrica (UPS)
L2	Fuente de energía eléctrica Red interna
Motor	Motor eléctrico
P1	Solenoides electroválvula 2/2
P3	Solenoides electroválvula 4/2

Tabla 6. Componentes eléctricos

Como podemos observar en la figura 48 el sistema de control cuenta con doble interruptor para evitar accionamientos accidentales y además cuenta con un interruptor *RESET* el cual nos da la posibilidad de contraer los actuadores rápidamente en caso de querer cancelar la acción de frenado.



Figura 48. Tablero de control

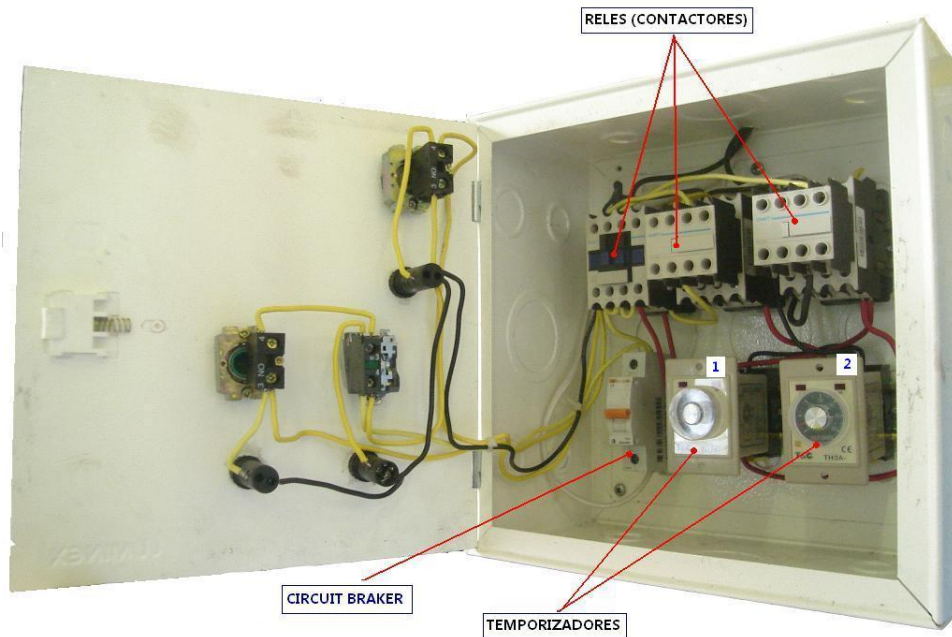


Figura 49. Interior tablero de control

Todo el sistema de control eléctrico se encuentra instalado en un tablero de control (figuras 48 y 49), este sistema de control se encuentra alimentado por medio de una UPS (figura 50) lo cual nos garantiza que aunque hayan cortes de energía eléctrica podrá ser accionado el freno y detener la unidad de generación de una forma segura y rápida.



Figura 50. UPS

El motor eléctrico que acciona la bomba se encuentra alimentado directamente de la red interna de la casa de maquinas, para este se ha instalado un guardamotor y su circuito de control dentro de otro tablero o caja de conexiones (figura 51).



Figura 51. Caja de conexiones

4.4 ANÁLISIS TÉRMICO

Durante el frenado se presenta un fenómeno térmico en el cual toda la energía cinética que posee la unidad de generación hidroeléctrica se convierte en calor. En nuestro caso este calor debe ser absorbido por el volante (que hace las veces de disco de freno) y disipado por convección por medio de las pastillas y el mismo volante.

A continuación se presentan las propiedades termofísicas para el acero (material del volante) y para el material orgánico del que está compuesto las pastillas.

	ACERO	PREMIUM ORGANIC
Conductividad térmica	63 W/m*K	0.8 W/m*K
Calor específico	473 J/Kg*K	1100 J/Kg*K
Densidad	7850 Kg/m ³	1400 Kg/m ³

Tabla 7. Propiedades termofísicas del volante y material de las pastillas de freno

Los métodos para el modelamiento de los fenómenos térmicos que se presentan durante un frenado son extremadamente complicados existiendo empresas desarrolladoras de software y fabricantes de componentes de frenos con grandes equipos de científicos realizando investigaciones y pruebas de laboratorio para poder efectuar la simulación y cálculos de estos procesos.

Por no hacer parte de los objetivos de este trabajo de grado, se utilizará un método muy sencillo ignorando algunos parámetros y con algunas suposiciones, solo con el objetivo de tener una idea aproximada de lo que sucederá respecto a la transferencia y acumulación de calor durante el frenado.

En el momento del frenado habrá una generación de calor entre las pastillas y el volante debido a la fricción, dicho calor se disipara o conducirá a través del medio en que se presente menos resistencia térmica.

$$Q = \frac{T_2 - T_1}{\frac{e}{k * A}} = \frac{T_2 - T_1}{R}$$

A continuación se presenta una comparación entre la resistencia a la conductividad térmica entre los dos materiales que participan en el proceso de frenado.

$$R_a = \frac{0.16m}{63 \left(\frac{W}{m * k}\right) * 0.030m^2} = 0.0846$$

$$R_p = \frac{0.03m}{\left(0.8 \frac{W}{m * k}\right) * 0.016m^2} = 2.34$$

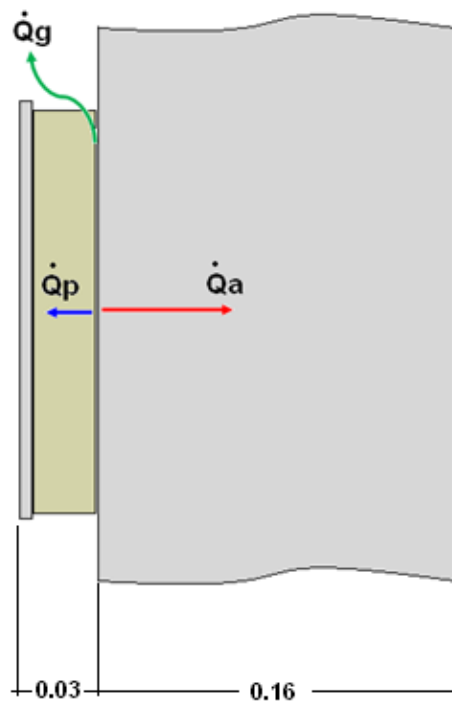


Figura 52. Flujos de calor en las pastillas y el volante

Al realizar el cociente entre las dos resistencias se tendrá una idea de la cantidad de calor que se conducirá a través de cada material.

$$\frac{R_p}{R_a} = \frac{2.34}{0.0846} = 27.7$$

Según estos resultados se conducirá 27.7 veces más calor a través del volante a comparación con las pastillas.

El calor a disipar será igual a la energía cinética que posee el conjunto en rotación:

$$E_k = \frac{1}{2} I * \omega^2 \text{ [Joules]}$$

En la tabla 4 se encuentra el momento de inercia de los elementos en rotación $I = 1067 \text{ Kg-m}^2$ y el valor de la velocidad angular es 720 rpm que es igual a 75.398 rad/s .

$$E_k = \frac{1}{2} 1067 \text{ kg} - \text{m}^2 * (75.398 \text{ rad/s})^2 = 3032871 \text{ [Joules]}$$

Para nuestro análisis este calor calentara el volante y las pastillas, despreciaremos el calor disipado por convección, es decir que las temperaturas que hallemos serán un poco más altas que las que se presentaran en la realidad, también obviaremos los efectos del tiempo, es decir que solo analizamos el estado inicial y final sin tener en cuenta el estado transitorio.

Calentamiento del volante.

Haremos el análisis como si todo el calor producido se condujera hacia el volante.

$$Q_v = m * Cp * (T_2 - T_1)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{Q_v}{m * Cp} = 27^{\circ}\text{C} + \frac{3032871 J}{500\text{Kg} * \frac{437J}{\text{Kg} * ^{\circ}\text{C}}} = 40.8^{\circ}\text{C}$$

Se trabaja 500 Kg como masa del volante considerando que en el tiempo de frenado sea la masa a la que alcanza conducirse el calor.

Calentamiento de la pastilla

$$T_2 = T_1 + \frac{Q_v}{m * Cp} = 27^{\circ}\text{C} + \frac{3032871 J / 27.7}{2.1\text{Kg} * \frac{1100J}{\text{Kg} * ^{\circ}\text{C}}} = 74.4^{\circ}\text{C}$$

La masa calculada de las pastillas es 2.1 Kg y se usa 1/27.7 como valor del calor conducido hacia la pastilla, despreciando nuevamente los efectos convectivos.

Estos valores serán verificados y/o rectificados en el momento que se hagan las pruebas de frenado del sistema.

4.5. CÁLCULOS ESTRUCTURALES

Los cálculos estructurales o cálculo de sección del alma de la estructura se remiten a identificar las partes críticas y enseguida calcularlas para las cargas a las cuales serán sometidas según su comportamiento y así construir la estructura en su totalidad con un margen de error suficiente para dar tranquilidad y confiabilidad al diseño, estos estudios serán verificados en los capítulos siguientes con el uso de las herramientas CAD (computer asistence design) y CAE (computer asistence engieniering) y poder determinar con más exactitud los factores de seguridad así como las deformaciones máximas de la estructura.

4.5.1 SELECCIÓN DE MATERIALES

La estructura principal se elaboro en Acero laminado **HR**, ya que en nuestro medio y en especial en Bucaramanga es con lo que se cuenta para este tipo de construcciones donde los requerimientos de cargas no son mayores. Soldada con soldadura de arco eléctrico y electrodo 7010 con 70.000 psi de resistencia la tracción para garantizar la rigidez del freno en general, las propiedades de este acero son:

Acero laminado HR	
Dureza Brinell	121
Dureza Rockwell	68
S _u	420 MPa
S _y	350 MPa
E	205 GPa
Conductividad térmica	51.9 W/m-K

Tabla 8. Propiedades del acero laminado HR

4.5.2 DETERMINACIÓN DE SECCIONES CRÍTICAS

Se propone la siguiente estructura como soporte y estructura principal del freno, por requerimiento de la ESSA. S.A. E.S.P. la estructura que soporta el freno no debe exceder los 20 cm de altura. Por la geometría estructural y los puntos donde se aplica la carga del frenado la estructura presenta dos secciones críticas que son: una que actúa como columna, que son las patas de adelante y la otra que actúa como viga en voladizo que es donde se apoyan los patines deslizantes

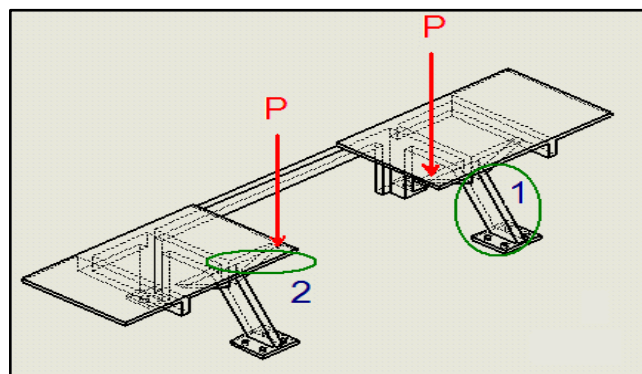


Figura 53. Secciones críticas de la estructura principal

4.5.2.1 ANÁLISIS DE RESISTENCIA DE LA SECCIÓN CRÍTICA 1

Las dimensiones de la altura del pie se muestran a continuación junto al dimensionamiento del volante de inercia de la unidad.

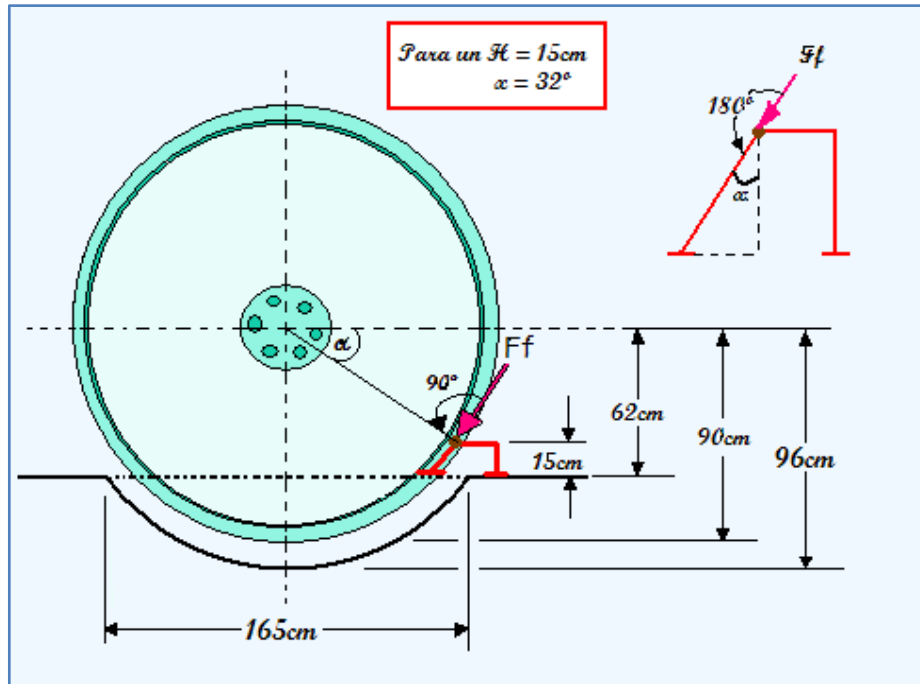


Figura 54. Dimensionamiento del volante de inercia

Para una altura de 15cm del suelo al punto exacto de aplicación de la carga, con el fin de obtener una fuerza totalmente axial al pie delantero de la estructura (tangente al volante en ese punto), el ángulo de inclinación debe ser de 32°.

El análisis se hace con el modelo de columna apoyada en la base y libre en el extremo donde se aplica la carga, para aplicar la ecuación de Euler que dice:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{l_e}$$

Donde:

l_e : la longitud equivalente que este caso es: $2*L=0.65\text{m}$

P_{cr} : carga crítica, en este caso es 1363 N

E: modulo de elasticidad del material 205 GPa

I: momento de inercia de la sección de la columna.

$$I = \frac{P_{cr} * l_e^2}{\pi^2 * E}$$

$$\frac{(1363N * 0.65^2m)}{\pi^2 * 205 * 10^9Pa} = 2.84675 * 10^{-10}m^4$$

Con el momento de inercia podemos calcular la sección mínima de la columna

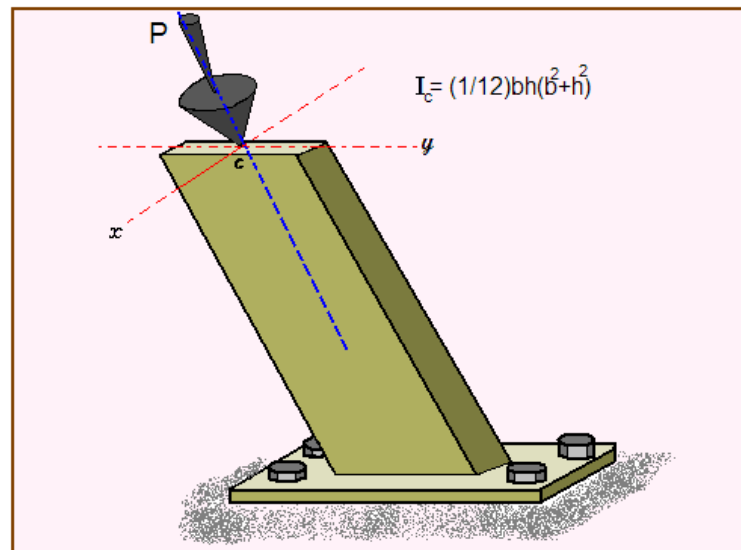


Figura 55. Efecto columna en pie delantero

Suponiendo que $h=0.05m$ entonces:

$$I_c = \frac{1}{12} * b * h * (b^2 + h^2)$$

$$2.84 * 10^{-10} = \frac{1}{12} * b * (0.05m) * (b^2 + 0.05^2m)$$

$$b = 0.000027m$$

$$b_{min} = 0.054mm \rightarrow ok!$$

Debido a este resultado se tiene la seguridad de seleccionar una sección de 12.7mm que es equivalente a ½ in.

4.5.2.2 ANÁLISIS DE RESISTENCIA DE LA SECCIÓN CRÍTICA 2

La sección crítica 2 se porta como una viga empotrada con una carga concentrada en el extremo libre.

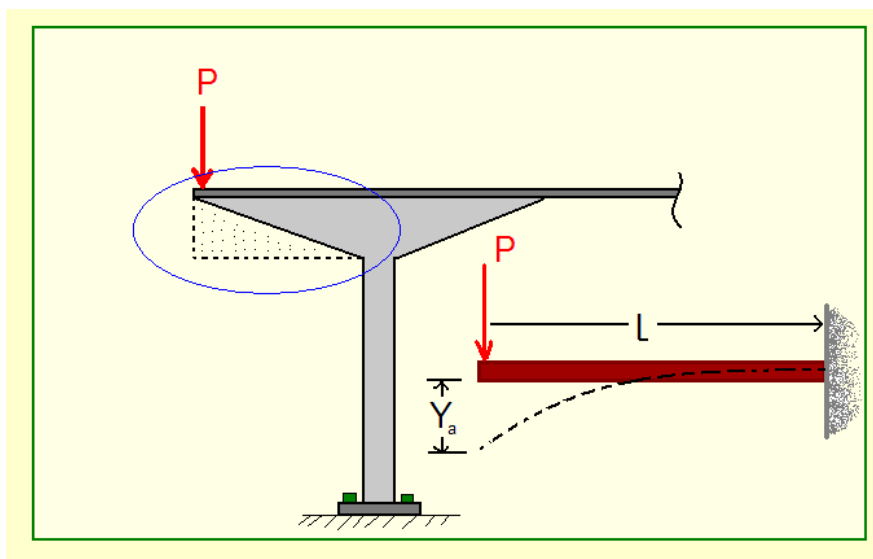


Figura 56. Viga en voladizo

En este caso el criterio de diseño es la rigidez de la sección más que la resistencia a la rotura, teniendo como máxima deformación 1mm en el extremo libre así que:

$$y_{mx} = -\frac{P * L^3}{3 * E * I}$$

Donde:

Y_{mx} : Deformación máxima en el extremo de la viga en este caso 1mm

P: Carga a la que está sometida la viga en este caso 1363 N

L: Luz de la viga, en este caso 80mm

E: Modulo de elasticidad del material, $205 * 10^9$ GPa

I: Momento de inercia de la sección de la viga

$$I = \left| \frac{P * L^3}{3 * y_m * E} \right|$$

$$\frac{1363N * 0.008^3m}{3 * 0.01m * (205 * 10^9Pa)} = 1.1347 * 10^{-9}m^4$$

Este es el momento de inercia de la sección de la viga, ahora despejando de la ecuación de momento de inercia de una sección prismática de alto $5cm$ y ancho b tenemos:

$$1.1347 * 10^{-9}m^4 = \frac{1}{12} * b * 0.05m * (b^2 + 0.05^2)$$

$$b = 0.000109m$$

$$b_{min} = 0.109mm \rightarrow ok!$$

Para ambos casos; columna y viga la sección crítica mínima resistente es mucho menor que $\frac{1}{2}$ de pulgada, por lo cual se usa esta medida con seguridad para conformar toda el alma de la estructura principal del freno, la cual se verificara mas adelante con la ayuda de las herramientas CAD, CAE.

4.6 RELACIÓN GENERAL DE COSTOS

A continuación se listan los valores de los artículos adquiridos y servicios, en la construcción e implementación del sistema de frenado de la unidad generadora.

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT.	VALOR UNITARIO	VLR TOTAL
1	Bomba de engranajes, marca Galtech, Ref. 1SP-A2	UN	1	548.080	548.080
2	Cilindros hidráulicos tipo tensores, de doble efecto, camisa de 1 1/2", eje de 5/8", carrera de 2", con montaje de pies laterales, tipo 2H.	UN	2	433.680	867.360
3	Acumulador hidráulico de vejiga, de 5 Lt ref: LAV 5.0	UN	1	1.850.000	1.850.000
4	Válvula reguladora de presión En línea de 3/8 in. Ref. VRPRL-38	UN	1	592.760	592.760
5	Acople flexible ND8	UN	1	68.480	68.480
6	Motor eléctrico Monofásico a 110 v: 2 HP, 1800 rpm, con arranque inductivo. Siemens.	UN	1	556.450	556.450
7	Manguera con alma metálica para 3000 Psi, Diámetro 3/8 in	m	10	19.900	199.000
8	Tubo acerado de alta presión, para actuadores e instalación	UN	1	35.000	70.000
9	Racores y mangueras En bronce de 3/8 in y de 1/2 in	UN	45	1.755,56	79.000
10	Válvula direccional 2/2 Tipo cartucho, 1 solenoide y reposición por resorte.	UN	1	355.100	355.100
11	Electroválvula cetop 3, 4/2 cruzada a 110 VAC	UN	1	789.102	789.102
12	Válvula antiretorno Serie C800: 1/2 in	UN	1	85.240	85.240
13	Tanque Lámina galvanizada calibre 12, con dos baffles, capacidad 5 galones y accesorios	UN	1	658.000	658.000
14	Filtro hidráulico de succión SAE clase 4, 1/2 in	UN	1	49.280	49.280
15	Presostato de 30-200 Bar.	UN	1	525.000	525.000
16	Valvula aisladora para CHECK POINT y Manómetro, Bañado en glicerina: 0 - 5000 Psi	UN	1	85.000	85.000
17	Válvula reguladora de caudal y anti retorno incorporado, 1/2 in.	UN	1	165.680	165.680
18	valvula de alivio de 3/8"	UN	1	228.120	228.120
19	Aceite hidráulico Shell® Tellus 46	gal	7	31.000	217.000
20	Estructura de perfil cuadrado de 2" y lámina Alfajor de 1/8 para unidad hidráulica	UN	1	155.000	155.000
21	Estructura en Lámina HR soldada de 1/2 in, 1/4 in y 3/8 in.	UN	1	1.100.000	1.100.000
22	Pinturas y disolventes	UN	1	18.000	18.000
23	Campana de montaje	UN	1	78.120	78.120

24	Tornillería en acero Grado 8 y grado 5, 5/8 in, 3/8 in y ½ in y tornillería en general	UN	70	500	35.000
25	Pastillas para Frenos Bosh® en Premium organic codigo: 0986 460 966	UN	6	43.250	259.500
26	Mordaza y guías,Material acero AISI1020,.	UN	2	650.000	650.000
27	Cable encauchetado calibre 16 THW	M	19	3.215	61.085
	Temporizador	UN	2	23.000	46.000
	Relé y adaptadores	UN	4	45.000	180.000
	Acumulador Eléctrico (ups) (entrada s 115 VAC +/- 25% Salida115 VAC +/- 5%, potencia 1000 VA	UN	1	350.187	350.187
	Minicircuitbreker	UN	1	35.450	35.450
	Terminales para cable	UN	40	150	6.000
	Tablero tipo cofre en lámina de acero galvanizado calibre 16 de 0,20x0,15 mts, doble interruptor, doble señalización lumínica de estado	UN	1	165.300	165.300
	Canaletas portacables	M	10	2.500	25.000
	Otros consumibles eléctricos, hidráulicos y mecánicos	GLB		288.000	288.000
28	Herramienta: compra y arquiler	UN	1	200.000	200.000
29	Transporte	GIB	1	650.000	650.000
30	Pruebas y puesta en marcha	UN	1	365.000	365.000
31	Obra civil	ML	6	54.500	327.000
32	Manual de mantenimiento y operación	UN	1	50.000	50.000
TOTAL COSTOS DIRECTOS					13.033.294
IMPREVISTOS 10%					1.303.329
COSTO TOTAL					14.336.623

Tabla 9. Relación general de costos

5. ANÁLISIS C.A.D. C.A.E.

Hacemos uso de las de las herramientas CAD (computer asistence design) y CAE (computer asistence engeniering), para verificar la resistencia y confiabilidad del sistema estructural del freno, además de su utilización para la elaboración de planos y simulación del mismo. Los criterios para el diseño y simulación son: la resistencia, la cual involucra el factor de seguridad, que en este caso se espera sea alto, y la rigidez ya que una deformación alta cambiaría notablemente el desempeño y funcionamiento del freno en general, así que se esperan deformaciones de menos de 1mm. El paquete utilizado para este fin es: *SOLIDWORKS® PREMIUM 2009*

5.1 ESTRUCTURA PRINCIPAL

La estructura principal se modela en lamina HR de ½ y ¼ de pulgada en la parte principal de la estructura y superficies respectivamente; soldada con arco eléctrico con electrodo recubierto 6013, discontinúa con cordones consecutivos de máximo 3cm y separados por aproximadamente 2cm.

Las fuerzas principales que afectan a la estructura son (figura 57): la fuerza $F_1 = 1363 N$. que corresponde a la fuerza de fricción entre el volante de inercia y las pastillas que se transmite a la estructura y para efectos de simulación se trasmitirá directamente y verticalmente. La fuerza $F_2 = 3407.5 N$.

$$f_f = \mu * N$$

$$N = f_f / \mu$$

Donde: N, corresponde a la fuerza normal en este caso F_2 , f_f a la fuerza de fricción y μ al coeficiente de rozamiento entre la pastilla y el volante para lo cual tomamos el valor de 0.4 y que actúa horizontalmente. Estas

fuerzas aplican igual para los otros elementos que serán analizados por separado.

Los resultados obtenidos por el análisis C.A.E. son satisfactorio, ya que arrojo un factor de seguridad de 5.9 (figura 59) lo que da un alto margen de tranquilidad en el diseño porque el software simula condiciones ideales y estructura continua. La deformación máxima se da en el extremo de la estructura (figura 60) y es de: 0.2124mm que es un valor que está dentro lo permitido.

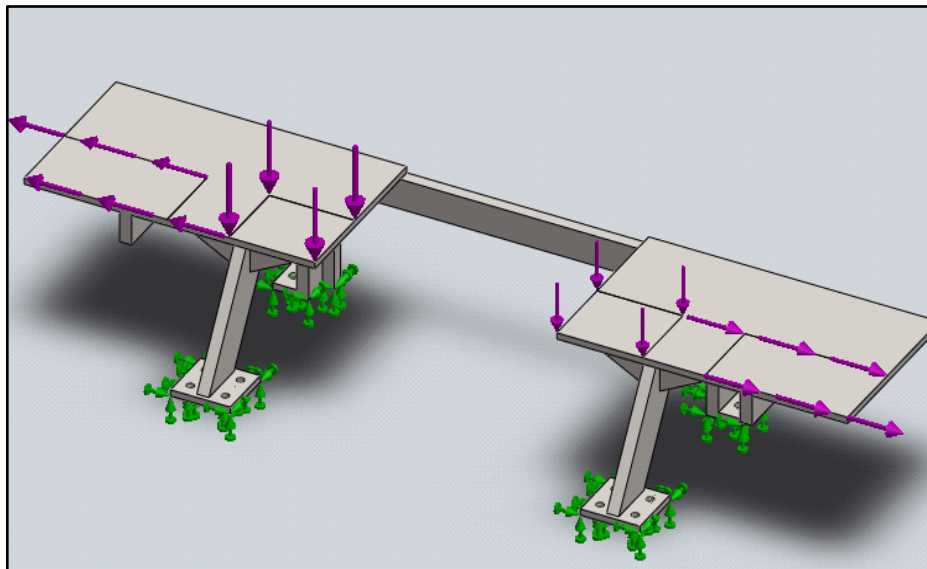


Figura 57. Flujo de fuerzas en estructura principal.

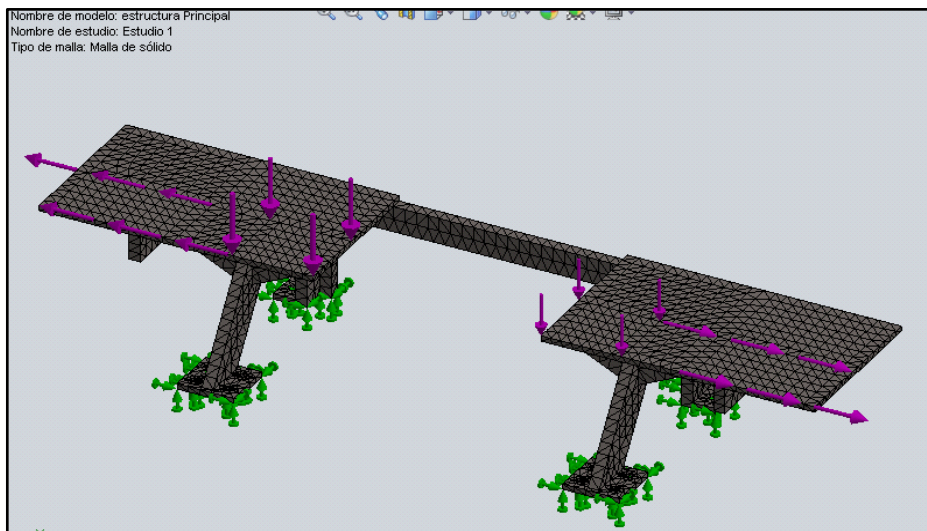


Figura 58. Malla de elementos finitos, estructura principal.

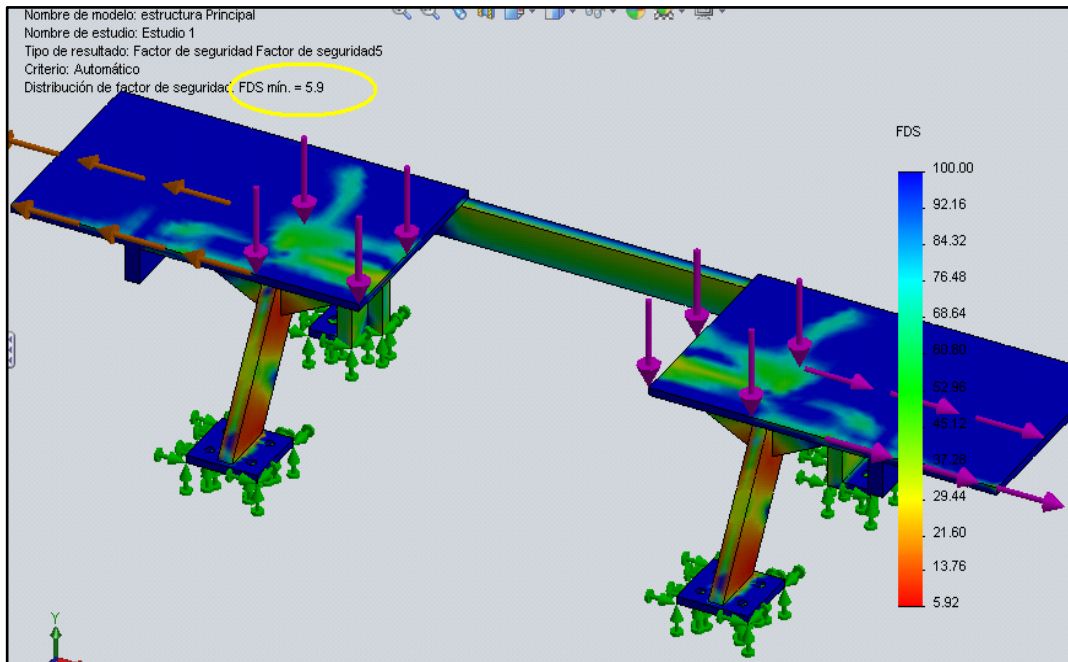


Figura 59. Factor de seguridad de la estructura principal.

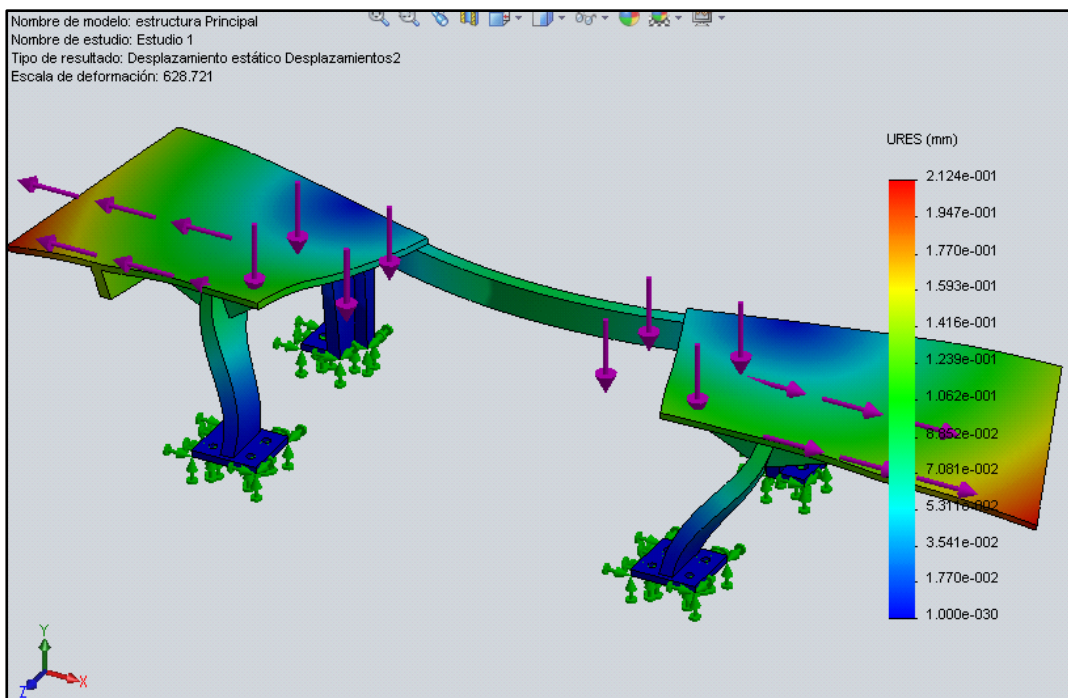


Figura 60. Deformaciones principales en la estructura principal.

5.2 MORDAZAS

Son los elementos que portan las pastillas de frenado (en este caso tres pastillas por cada mordaza) están hechas de lamina HR y soldadas a un eje de acero AISI 1045 (figura 61), soldadas con arco eléctrico y electrodo 7010, en el extremo está sujeto al actuador hidráulico por medio de una pasador que hace las veces de pivote para no transmitir fuerzas radiales al cilindro hidráulico. Se prueba con las mismas fuerzas de la estructura principal.

La deformación máxima que presenta la estructura es de 0.107mm (figura 63) que para nuestro caso cumple con el requerimiento de diseño, así como el factor de seguridad que de un valor de 22 (Figura 62) que aunque parece excesivo no lo es, pues como se mencionó anteriormente el software simula condiciones ideales, que en la realidad no se cumplen, además por estética no se deja tan esbelta la pieza.

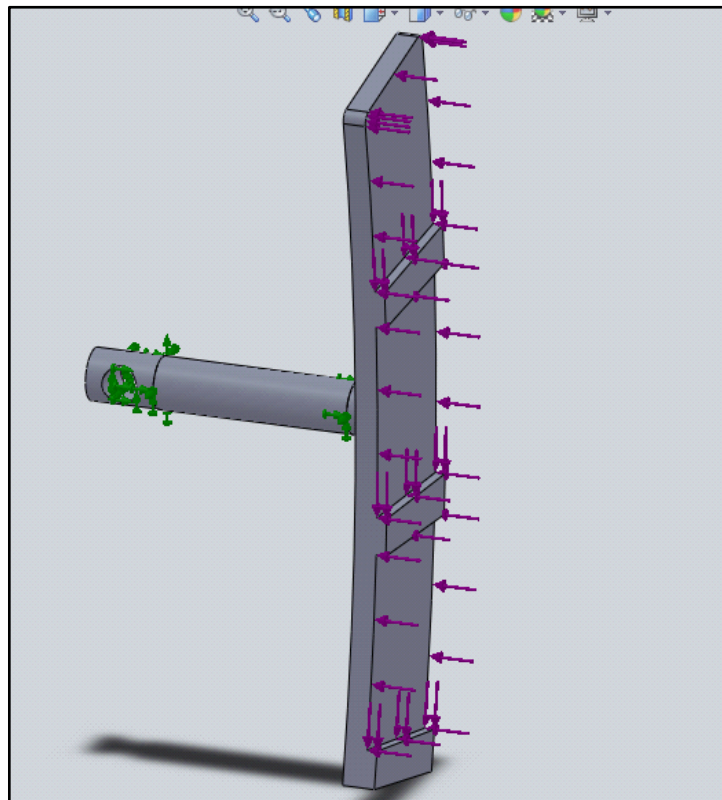


Figura 61. Flujo de fuerzas en la mordaza.

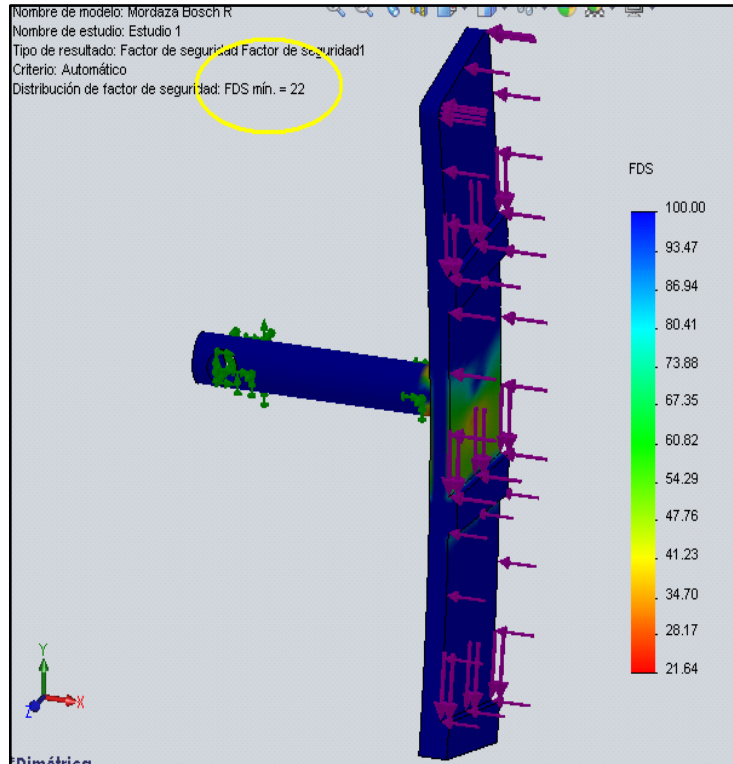


Figura 62. Factor de seguridad de la mordaza.

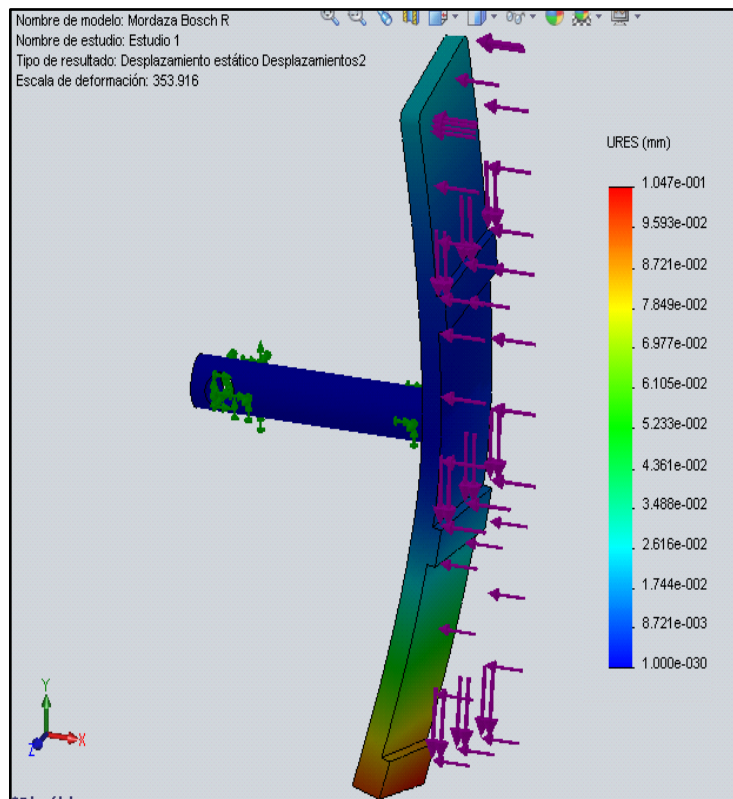


Figura 63. Deformaciones principales en la mordaza.

5.3 GUÍA DESLIZANTE

Se conforma de dos elementos: base y tapa, unidos entre sí con tornillo tipo Allen de 3/8" grado 8, al igual que los que la sujetan a la estructura principal (Figura 64), el cilindrado entre ellas tiene un ajuste deslizante para permitir el paso del eje de la mordaza, están maquinadas cada una en lamina HR y no tienen elementos soldados, la superficie inferior esta refrentada y perfectamente nivelada con la superficie de la estructura principal.

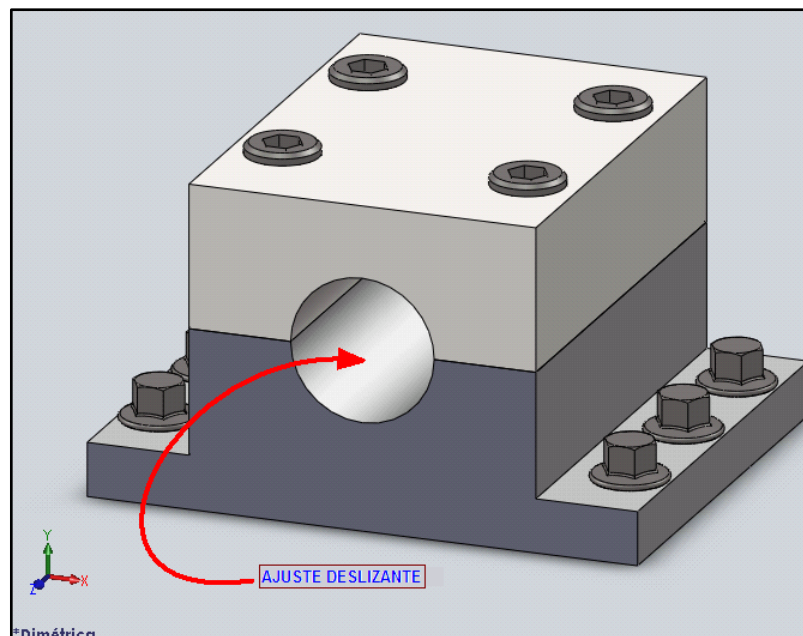


Figura 64. Guía deslizante.

5.4 BASE GUÍA DESLIZANTE

Es la parte inferior del guía deslizante, es la mitad del guía que recibe casi la totalidad de la carga (figura 65), se espera un factor de seguridad alto ya que es una pieza de acero maciza sin soldaduras, sometida a compresión, al igual que se esperan bajas deformaciones (figura 67)

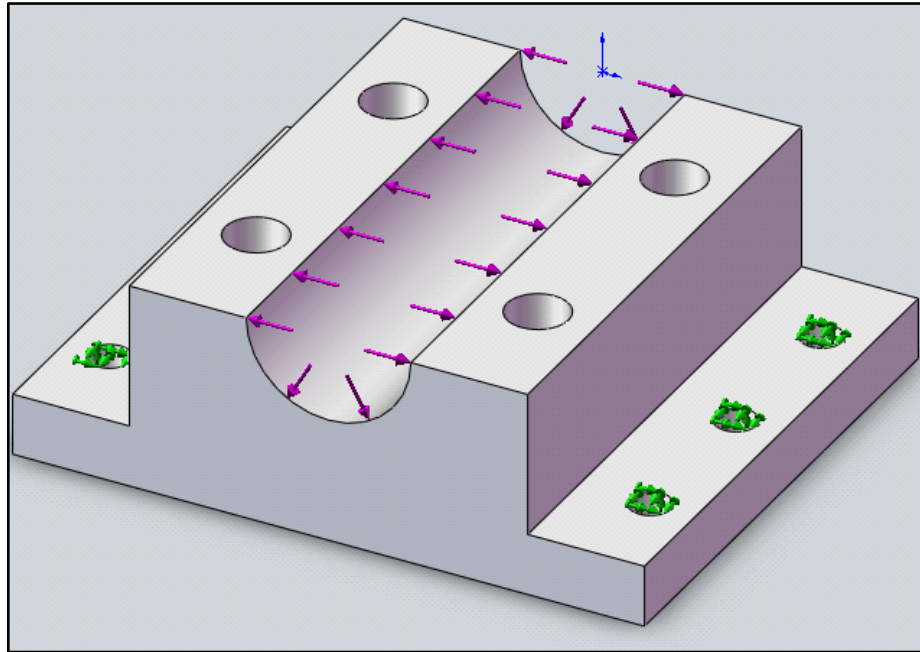


Figura 65. Flujo de fuerzas en la base de la guía deslizante.

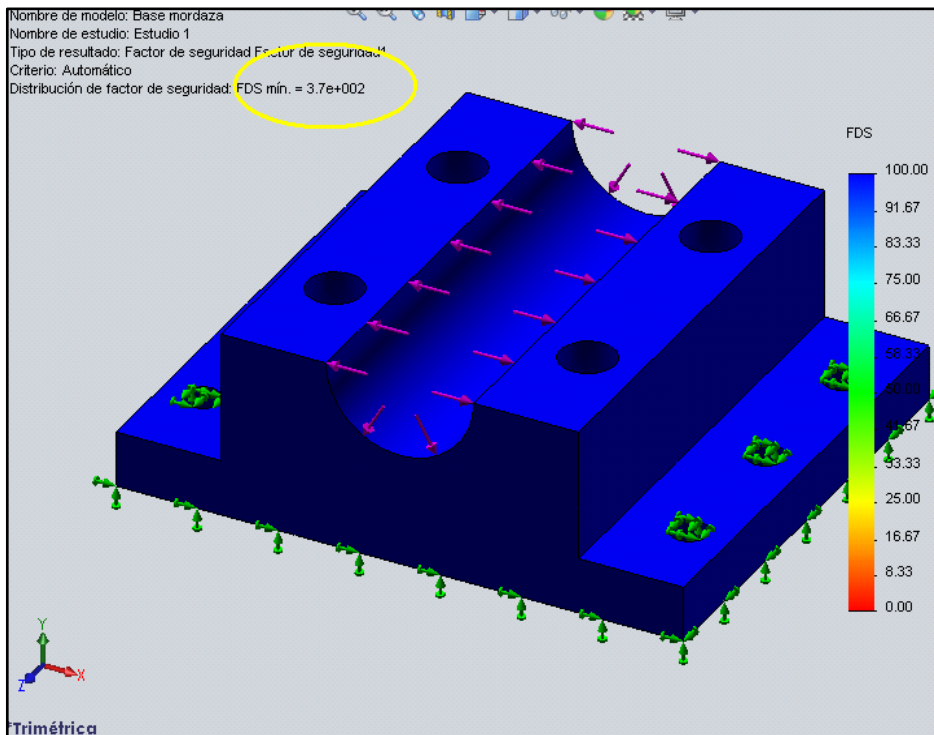


Figura 66. Factor de seguridad de la base de la guía deslizante.

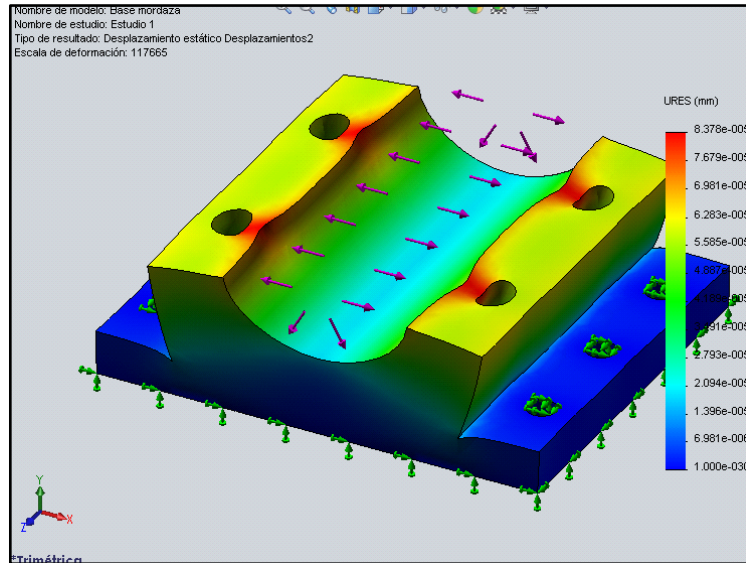


Figura 67. Deformaciones principales en la base de la guía deslizante.

5.5 TAPA DEL GUÍA DESLIZANTE.

Es la parte superior de la guía deslizante, este elemento recibe una fuerza muy baja; es la reacción del eje sobre la parte inferior de la guía, que la transmite a la tapa de la guía (figura 68), sin embargo se simuló con el total de la fuerza para mayor seguridad, a pesar de eso el estudio arrojó un factor de seguridad elevado (figura 69), al igual que las deformaciones esperadas (figura 70) fueron muy bajas, este elemento también es maquinado macizo, no contiene soldaduras ni entalladuras.

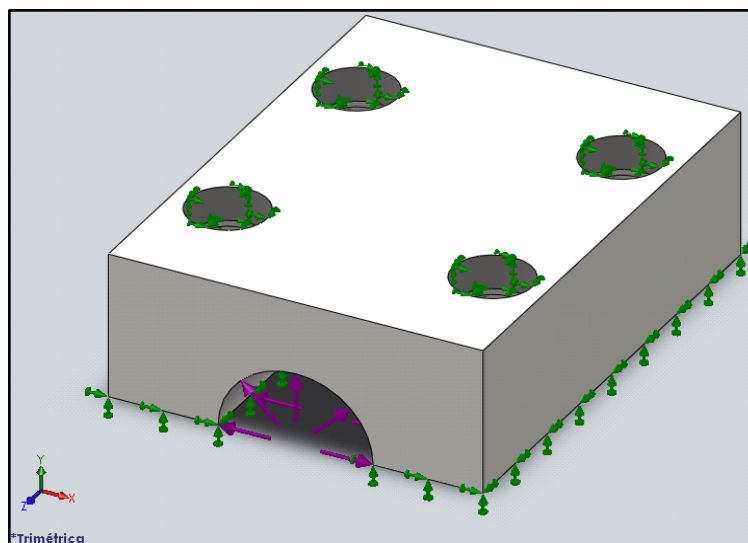


Figura 68. Flujo de fuerzas en la tapa del guía deslizante.

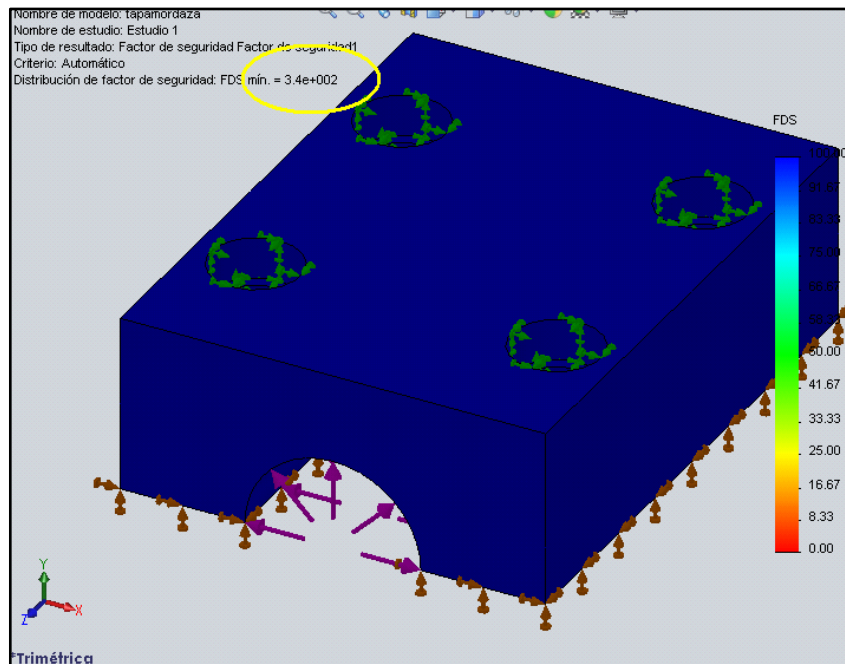


Figura 69. Factor de seguridad de la tapa de la guía deslizante.

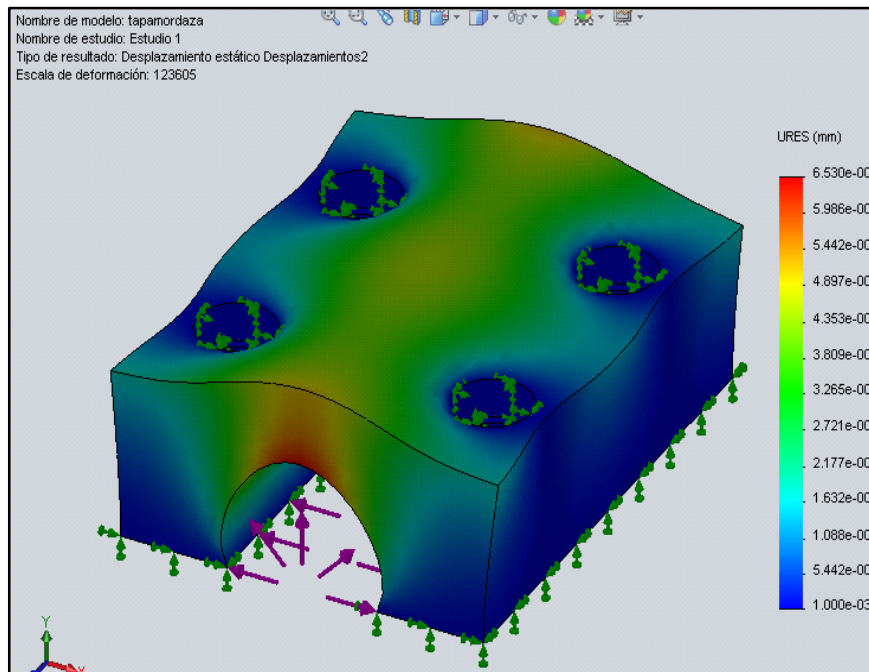


Figura 70. Deformaciones principales en la tapa de la guía deslizante.

6. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL SISTEMA DE FRENADO

El freno se divide en tres sistemas: sistema eléctrico (Figuras 48, y 49), hidráulico (Figura 71 y 72) y sistema mecánico (Figuras 73 y 76); los cuales operan coordinadamente obteniendo un óptimo desempeño al momento de frenar la unidad de generación. Cuenta con un sistema de control automático de fácil manejo en el cual el operario solo necesita activar una simple secuencia de encendido para que el mecanismo por si solo ejecute el frenado y se auto-habilite para la siguiente frenada.

El sistema de frenado es autónomo de la red eléctrica ya que cuenta con una UPS (acumulador eléctrico) que alimenta el sistema de control y las electroválvulas, además cuenta con un acumulador hidráulico que suministra la potencia requerida en la frenada de forma rápida y eficaz.

El frenado se realiza de forma suave y controlada gracias a la operación de una válvula reductora de presión a la entrada de los actuadores y a una válvula reguladora de caudal a la salida de los mismos.

Gracias a un óptimo diseño mecánico en el momento de frenado la unidad de generación no es afectada en su balanceo ni en su alineación por cual se mantiene intacta la integridad de la misma.

Debido a la utilización de pastillas de frenado con materiales de última tecnología 100% orgánicos nos ofrece una frenada con un mínimo calentamiento y una alta eficiencia. Otra ventaja es que no desprende ningún tipo de polvo que afecte el generador, ya que carecen de materiales metálicos. Además no afectan la salud de los operario pues están exentas de bases asbesticas.

El mantenimiento del sistema de frenado es mínimo y de baja complejidad debido a que el diseño en general fue enfocado hacia la sencillez de su operación y mantenimiento

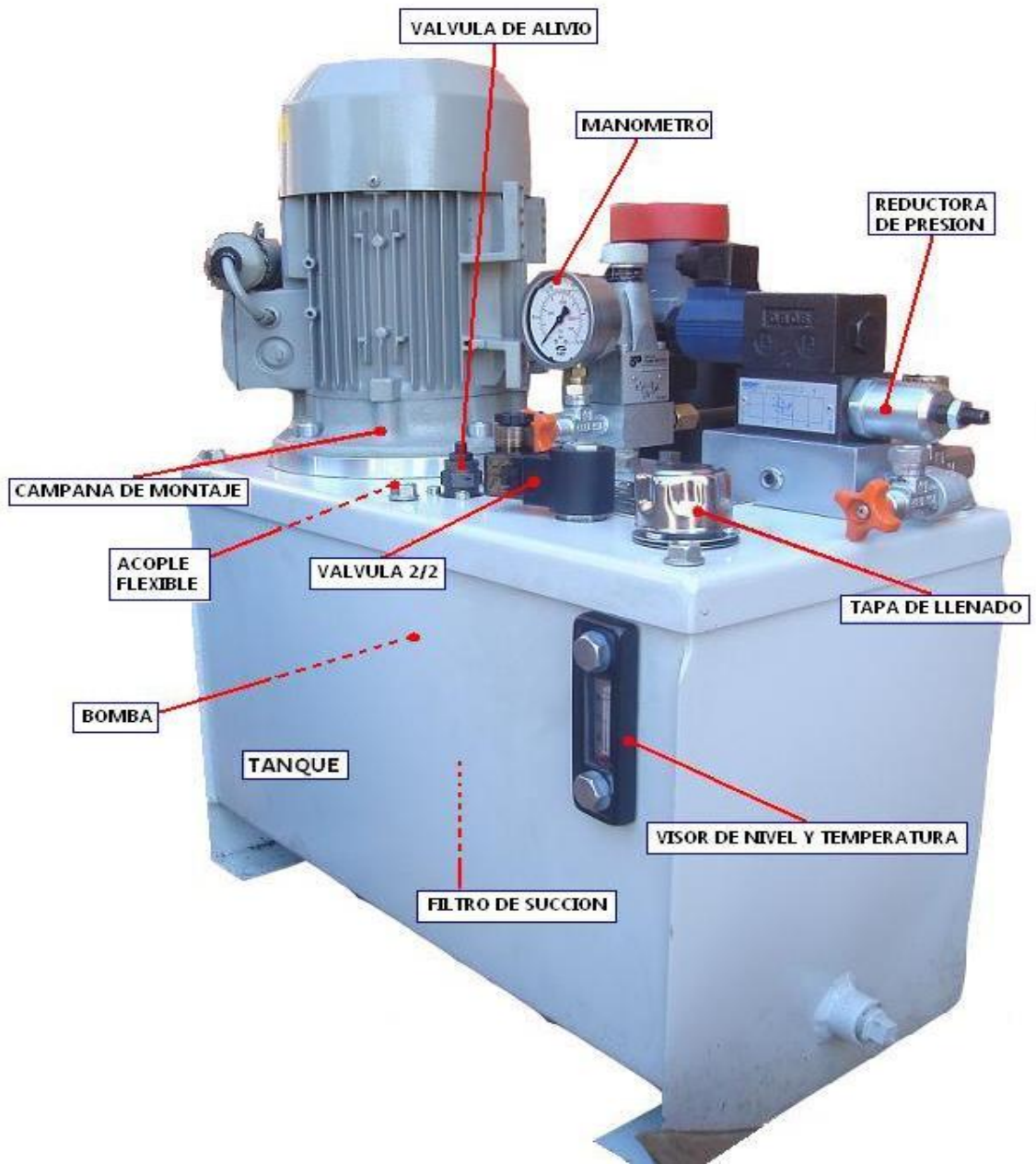


Figura 71. Unidad hidráulica

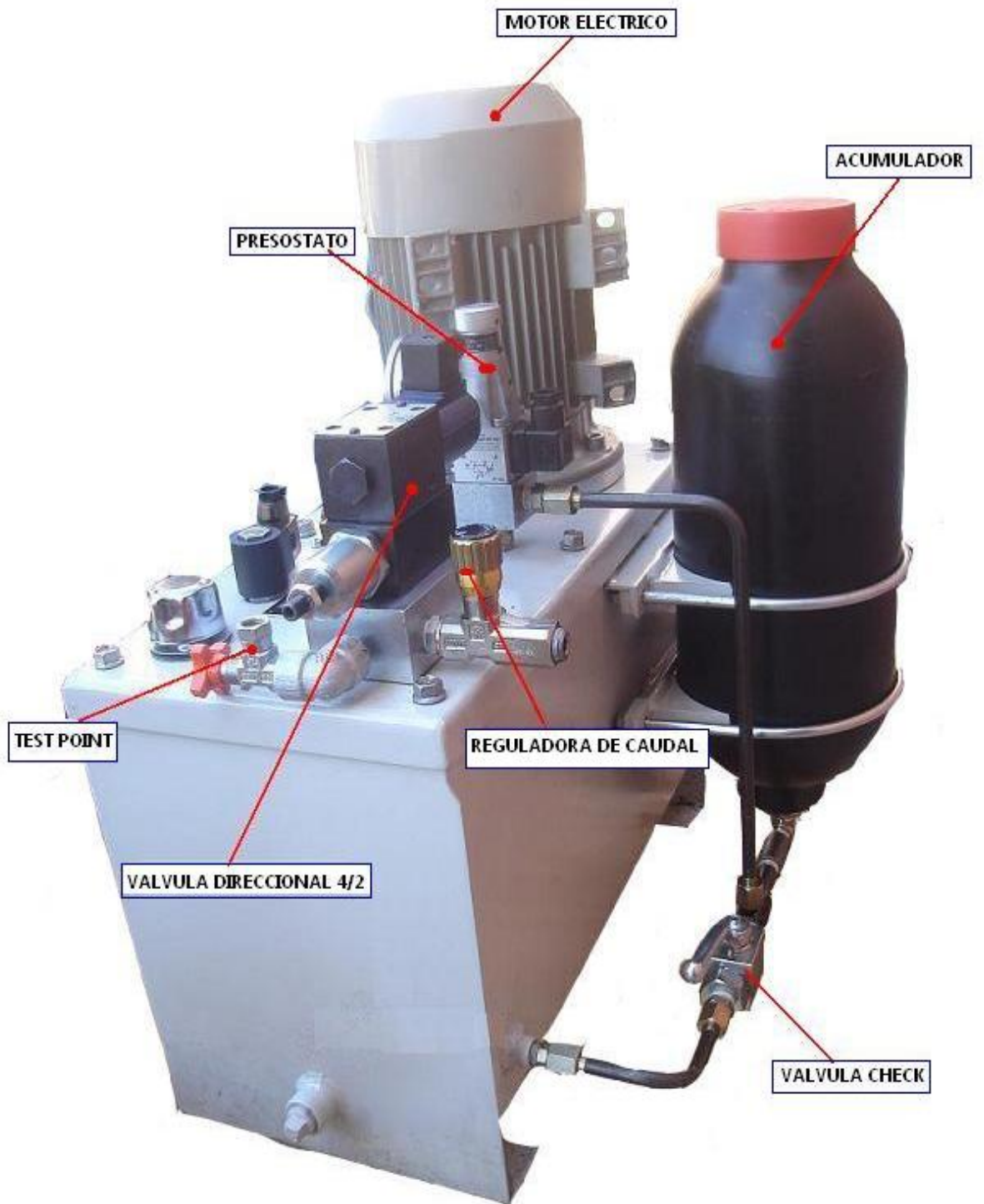


Figura 72. Unidad hidráulica

6.1 SISTEMA MECÁNICO.

El sistema mecánico es el encargado del soporte y de transmitir la fuerza generada por los actuadores al volante.

En la siguiente tabla se lista los principales componentes mecánicos, los cuales se pueden apreciar en la figura 73.

ITEM	DESCRIPCIÓN
Estructura base	Lamina HR soldada, con superficies refrentadas con fresa.
Guías de deslizamiento	Lamina HR fresada y torneada
Mordazas	Lamina HR fresada y acero 1045 torneado
Patillas	Bosch Premium Organic código 0986 460 966
Tornillería	Grado 8 (7/16", 3/8", 1/4")

Tabla 10. Componentes mecánicos

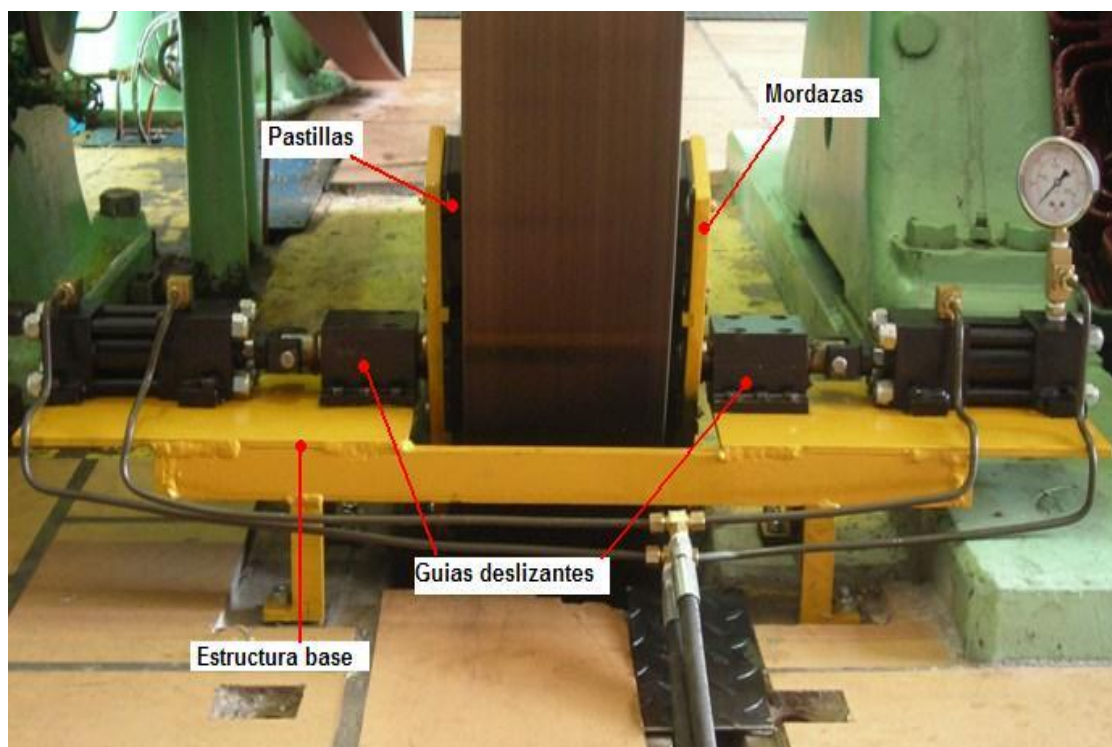


Figura 73. Componentes Mecánicos

6.2 OPERACIÓN.



Figura 74. Tablero de control

IMPORTANTE:

Previamente al frenado el operador debe cerciorarse y verificar que el regulador de la turbina este completamente cerrado.

1. Comprobar que el *circuit breaker* (figura 49) se encuentre en posición ON (arriba).
2. Accionar la perilla *OFF – ON* (figura 74) en sentido horario para energizar el sistema, deberá encenderse el piloto de luz verde.
3. Presione el botón *START* (figura 74) para ejecutar la orden de frenado, deberá encenderse el piloto de luz roja. Esperar 1 minuto y 10 segundos (tiempo aproximado del ciclo de frenado) antes de avanzar al siguiente paso.
4. Al finalizar el proceso de frenado accione nuevamente la perilla *OFF – ON* en sentido anti horario para des energizar el sistema. Los pilotos de señalización deberán quedar apagados.
5. En caso de de necesitar cancelar la orden de frenado, oprimir el botón *RESET* (figura 98), deberá encenderse el piloto naranja.

NOTA: Después de cancelada la orden girar el botón *RESET* (figura 74) en sentido horario para habilitar de nuevo el sistema de frenado y repetir el paso 4.

6.3 MANTENIMIENTO

6.3.1 CAMBIO DE PASTILLAS:

Las pastillas deben ser cambiadas cuando tengan un desgaste equivalente a 8 mm restantes de material de fricción (figura 75); Realizar una inspección visual y medición después de cada frenada.

Solo reemplazar estas pastillas por las pastillas *BOSCH® Premium Organic* código **0986 460 966** (Anexo E).

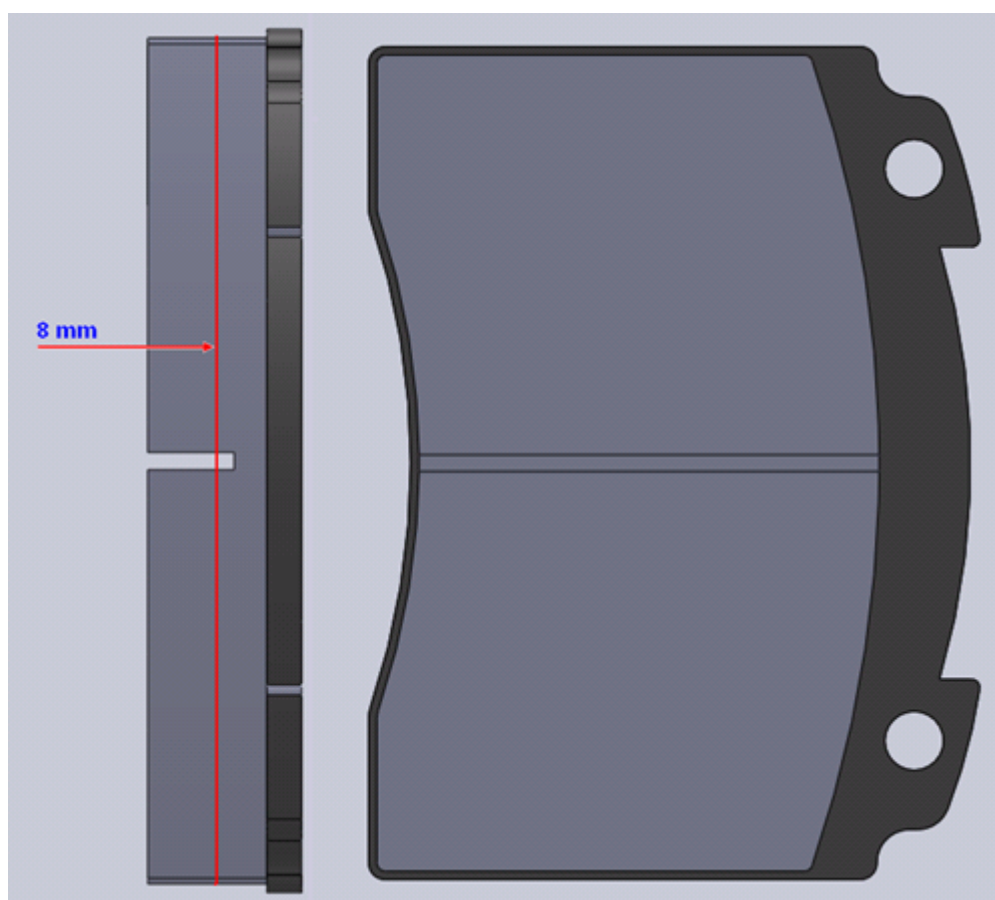


Figura 75. Diagrama de desgaste de la pastilla

Procedimiento:

- Retirar el pin y el bulón que unen el eje de la mordaza con el actuador hidráulico (figura 76).
- Retirar los tornillos y la tapa de la guía deslizante de la mordaza (figura 76).
- Extraer la mordaza de la base de la guía deslizante (figura 76).
- Retirar las pastillas viejas y reemplazarlas por las nuevas.
- Limpiar y engrasar nuevamente el eje y la guía deslizante de la mordaza.
- Armar nuevamente el conjunto teniendo en cuenta la secuencia lógica de desarme.

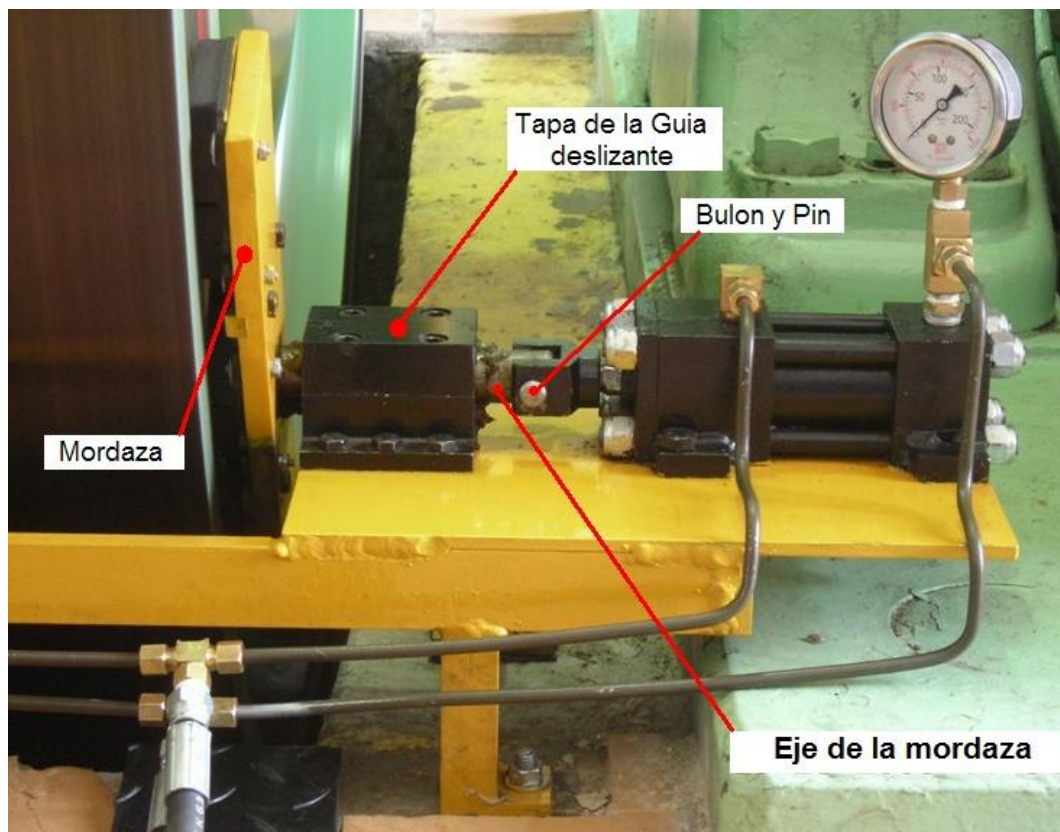


Figura 76. Conjunto Mordaza - actuador

NOTA: Siempre cambiar las pastillas en su totalidad de lo contrario disminuirá el desempeño del sistema de frenado

6.3.2 INSPECCIÓN DE CARGA DE LA UPS:

Deberá realizarse una inspección de la carga de la UPS cada 3 meses.

Procedimiento:

- Desconectar la UPS de la red eléctrica interna.
- Deberá escucharse un sonido de aviso intermitente y deberán encenderse las luces indicadoras de carga (figura 77)
- Conectar nuevamente la UPS.



Figura 77 UPS

6.3.4. CAMBIO DE ACEITE:

Cambiar el aceite hidráulico en su totalidad y el filtro hidráulico de succión cada 5 años.

Usar únicamente aceite hidráulico **Shell[®] tellus 46**. (Anexo F)

Procedimiento:

- Retirar la energía eléctrica al motor. (por medio del guarda motor)

- Descargar el acumulador hidráulico abriendo la válvula de paso (figura 78)
- Retirar la tapa de drenaje del tanque (figura 78).
- Extraer todo el aceite usado y disponga de el adecuadamente según normas ambientales.
- Colocar la tapa de drenaje nuevamente.
- Retirar la cubierta superior del tanque.
- Retirar el filtro de succión y reemplácelo por uno nuevo.
- Colocar nuevamente la cubierta del tanque en su lugar.
- Llene el tanque con **7 galones** de aceite hidráulico **Shell[®] tellus 46** por medio de la tapa de llenado (figura 78).

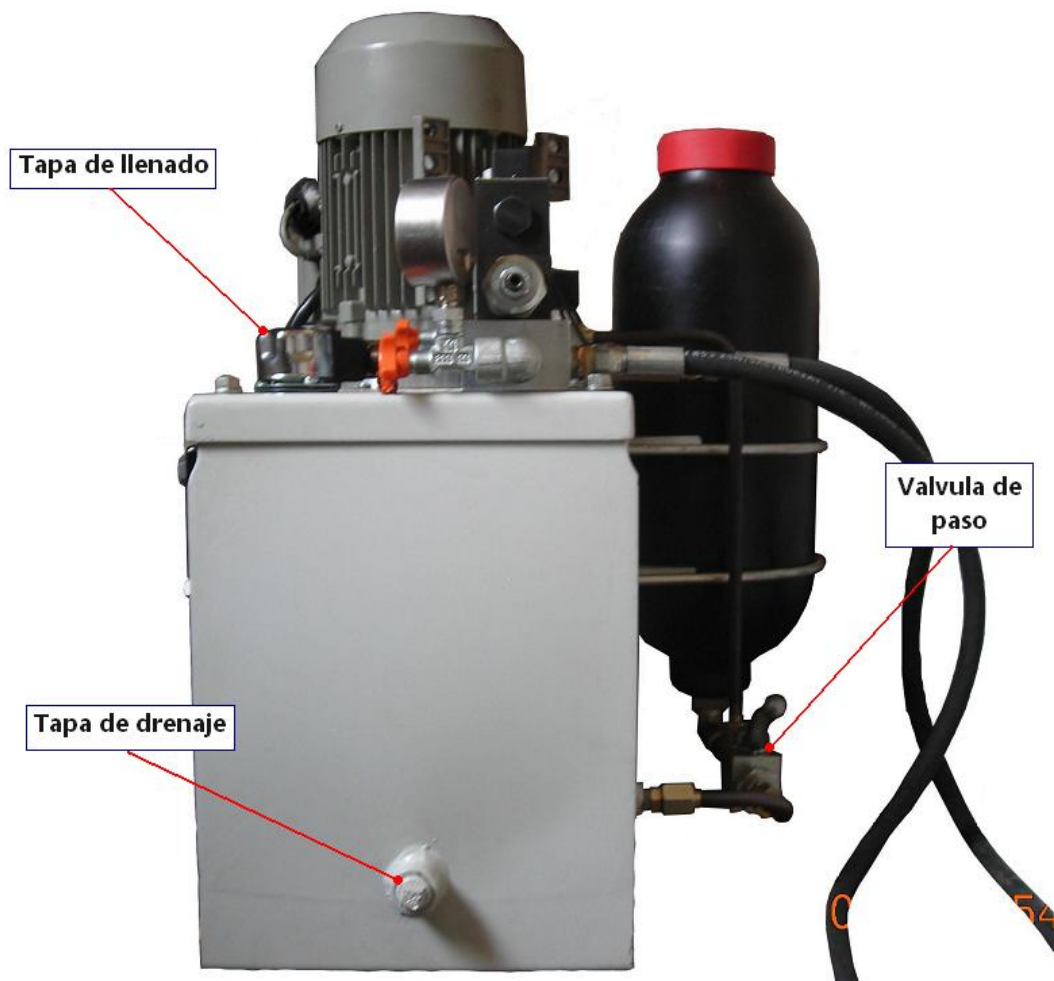


Figura 78. Unidad Hidráulica

7. PRUEBAS Y DESEMPEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO.

7.1 ANÁLISIS DINÁMICO DE LA FRENADA.

Por observación se puede notar que la frenada se hace de una manera uniforme o sea la desaceleración se da de manera proporcional y de forma lineal; es decir, la pérdida de velocidad es siempre la misma durante los 30 segundos que dura el evento de frenado, pero para hacer un análisis más detallado se tomaron los valores de la velocidad a través del tiempo (tiempo de frenado), gracias a una filmación que hizo del tacómetro de la unidad de generación durante una de las pruebas del frenado.



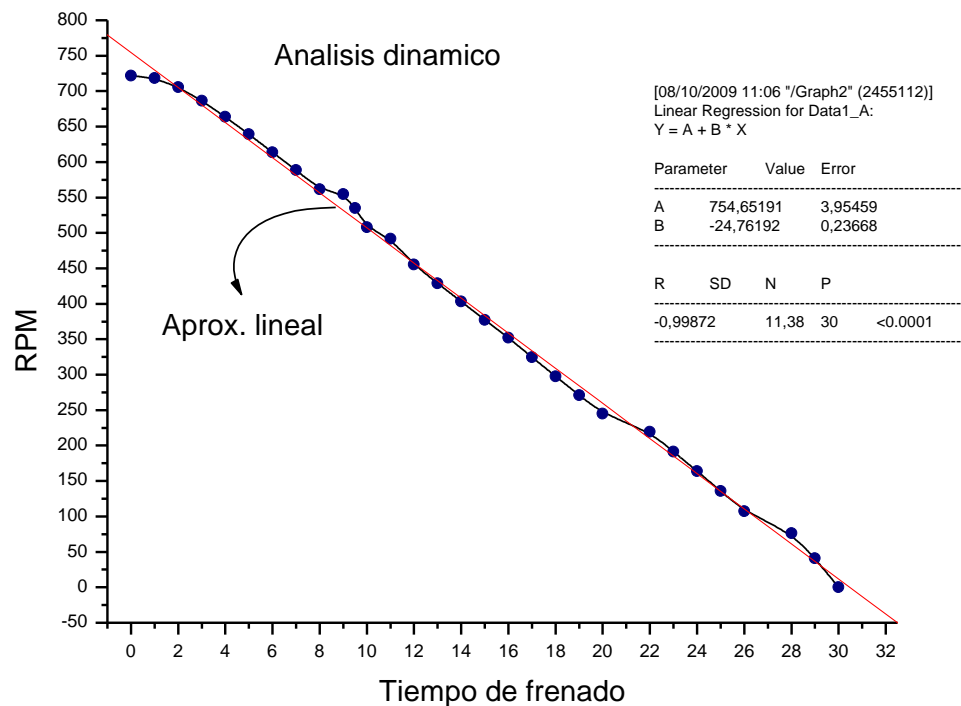
Figura 79. Tacómetro de la unidad de generación.

Se tomó la grabación y se reprodujo cuadro por cuadro para poder tomar los diferentes valores de la velocidad durante el tiempo de frenado de la unidad, tabulando los datos en una tabla de velocidad versus tiempo se obtuvieron los siguientes datos.

RPM	Tiempo de frenado
721.8	0
718.2	1
705.6	2
686.4	3
663.6	4
639	5
613.8	6
588.6	7
561.6	8
554.6	9
535.2	9.5
508.2	10
491.8	11
455.4	12
429	13
403.2	14
377.4	15
352.2	16
324.6	17
297.6	18
271.2	19
244.8	20
219.6	22
191.4	23
163.8	24
135.6	25
107.4	26
76.2	28
40.8	29
0	30

Tabla 11. Tabulación de valores de rpm Vs t, en el frenado

Después se graficaron estos valores asignando los valores de *rpm* en las abscisas y *t* en las ordenadas, obteniendo la siguiente grafica, donde se puede ver la variación lineal de la velocidad a través del tiempo, lo cual era el valor esperado a razón de lo observado.



Grafica 80. Análisis dinámico del frenado

Como era de esperarse la aceleración cae linealmente respecto al tiempo de frenado, haciendo la regresión lineal que se indica en la grafica se obtiene la siguiente ecuación de la recta:

$$Y = A + B * X$$

La cual arroja para A, el valor de: 754,65191 con un error de 3,95459 y para B, el valor de -24,76192 con un error de 0,23668 convirtiendo la ecuación lineal de la recta correspondiente a la desaceleración en:

$$Y = 754.65 - 24.76 * X$$

La grafica y los cálculos de la regresión se elaboraron con el software: Origin® 7.0 SR0 v. 7.0220 Origin Lab. Corporation.

Esto nos lleva a concluir que las propiedades físico – mecánicas de los dos materiales que se encuentran en contacto (volante de inercia y pastillas de frenado), se mantienen constantes durante todo el frenado, especialmente el coeficiente de fricción entre las dos superficies (μ).

7.2 ANÁLISIS TÉRMICO

Durante las pruebas de frenado se tomaron datos de las temperaturas de las superficies del volante y de las pastillas inmediatamente después del frenado, con la ayuda de un termómetro infrarrojo.

A continuación se presenta una tabla en la que muestra los datos obtenidos en 4 de esas pruebas.

	Temperatura inicial [°C]	Temp. Final de la pastilla [°C]	Temp. Final del volante [°C]
Frenada 1	25	60	44
Frenada 2	27	64	50
Frenada 3	26	61	45
Frenada 4	25	59	41

Tabla 12. Cambios de temperatura debido al frenado

Se puede apreciar que el comportamiento térmico durante el frenado no es crítico y se asemeja bastante a los valores calculados anteriormente, concluyendo con esto que el calentamiento no es excesivo y por tanto no es un factor de riesgo para ninguno de los componentes del sistema de frenado ni para los operarios.

CONCLUSIONES

Se optimizó el proceso de parada de la unidad de generación hidroeléctrica número uno de la planta de Zaragoza de la ESSA. S.A. E.S.P. mediante el diseño, construcción e implementación de un sistema de frenado hidráulico, con esto se logró:

- ✓ Aumentar el nivel de seguridad industrial en la planta, pues el operario da la orden de frenado a una distancia segura con respecto a la unidad, y además no tiene que hacer esfuerzo físico para detener la unidad.
- ✓ Detener la unidad en un tiempo de 30 segundos, desde una velocidad de 720 rpm. Es decir se redujo el tiempo de parada a un 5% del tiempo que gastaba el operario parando la unidad con el método antiguo.
- ✓ Un sistema de frenado autónomo e independiente de la red eléctrica interna de la planta en el momento del frenado.
- ✓ Realizar un frenado suave y constante, el cual no afecta en ningún momento la alineación ni el balanceo de la unidad de generación.
- ✓ Concebir un mecanismo de frenado de baja complejidad y mínimo mantenimiento gracias a un diseño sencillo y eficiente.
- ✓ Mostrar nuevamente que la universidad industrial de Santander y en especial la escuela de ingeniería mecánica tiene un gran

potencial para dar solución a los problemas y necesidades de la industria.

- ✓ Realizar un frenado eficiente, con un mínimo de calentamiento de los componentes que intervienen directamente en el frenado, por tanto no supone ningún riesgo para los operarios ni para el propio equipo.

BIBLIOGRAFÍA

- Robert L. Mott. Diseño de elementos de maquinas. Prentice Hall. 1989.
- Ferdinand P. Beer, Russell Johnston, John T. DeWolf. Mecánica de Materiales. Mc Graw Hill. 2004.
- A. L. Casillas. Máquinas cálculos de taller. Máquinas.
- Fundamentos y componentes de la olehidráulica. Training Hydraulics, Compendio 1. Rexroth Hydraulics.
- Manual de olehidráulica industrial 935100-a. Vickers Hydraulics.
- Tecnología Hidráulica Industrial. Parker Hannifin Corporation. Apostilla. Junio de 1999.
- Anthony F. Mills. Transferencia de Calor. Mc Graw Hill / Irwin. Enero de 1999.
- Alfredo Parda Corrales. Aceros Catálogos. Publicaciones UIS.

ANEXOS

ANEXO A

FUNDAMENTOS de HIDRÁULICA

1 CILINDROS HIDRÁULICOS

Además del motor hidráulico, en un circuito hidráulico el cilindro es un equipo insustituible para la transformación de energía hidráulica en energía mecánica.

A diferencia del motor hidráulico, el cual realiza movimientos rotatorios, el cilindro hidráulico tiene la función de realizar movimientos de traslación lineales y simultáneamente transmitir fuerza.

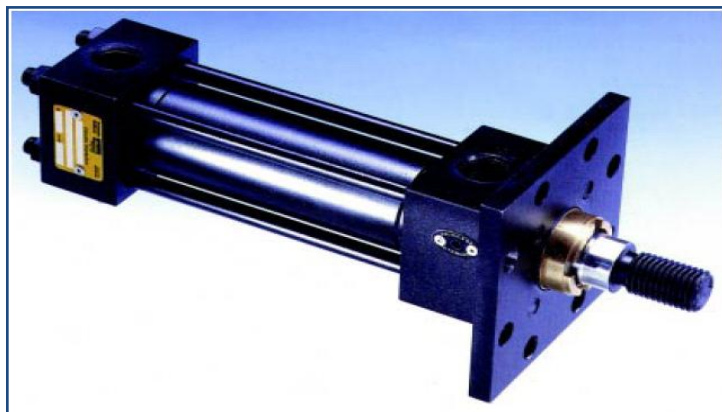


Figura 30. Actuador hidráulico tipo cilindro

La fuerza máxima posible del cilindro F depende, despreciando la fricción, de la presión de servicio máxima admisible P y de la superficie efectiva A .

$$F = P * A$$

Para el accionamiento con cilindros hidráulicos en movimientos lineales de maquinas de trabajo se obtienen las siguientes ventajas:

_ El accionamiento directo con cilindros hidráulicos es sencillo en su montaje y fácilmente ubicable para la construcción de maquinas.

_ La fuerza del cilindro permanece constante desde el comienzo hasta el final de la carrera.

_ La velocidad del pistón, que depende del caudal introducido y de la superficie, también permanece constante a lo largo de toda la longitud de carrera.

_ De acuerdo con el tipo constructivo, un cilindro puede producir fuerzas de compresión o de tracción.

_ El dimensionamiento de cilindros hidráulicos permite construir accionamientos de gran potencia con cotas reducidas de montaje.

Los casos de aplicación más frecuentes de cilindros hidráulicos son la elevación, el descenso, el bloqueo y el desplazamiento de cargas.

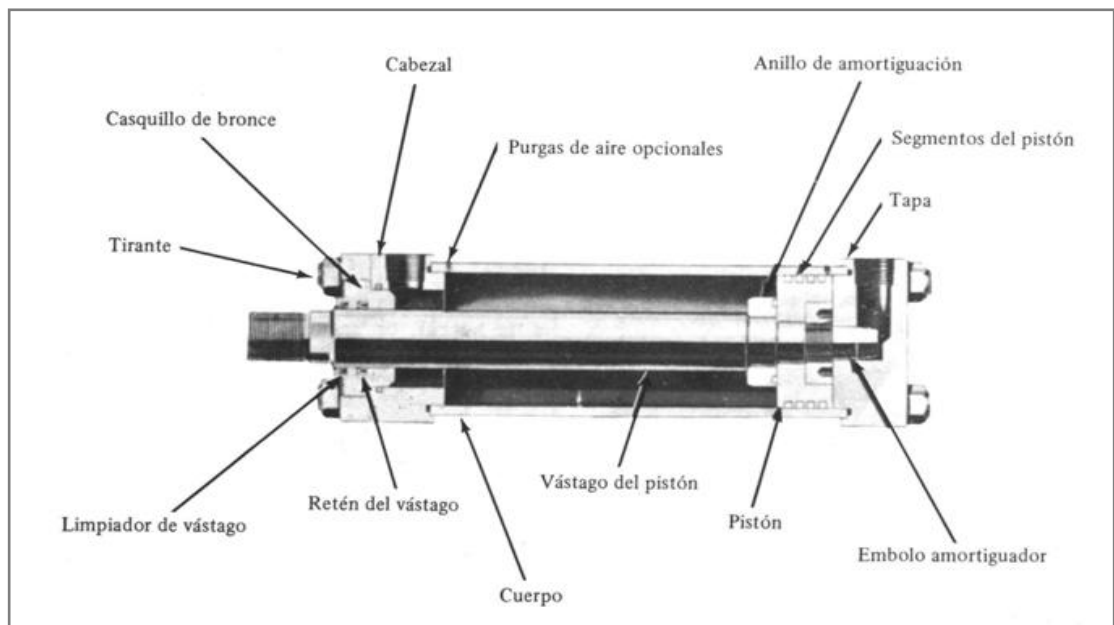


Figura 31. Partes de un cilindro de doble efecto

1.1.1 TIPOS DE CILINDRO SEGÚN SU EFECTO

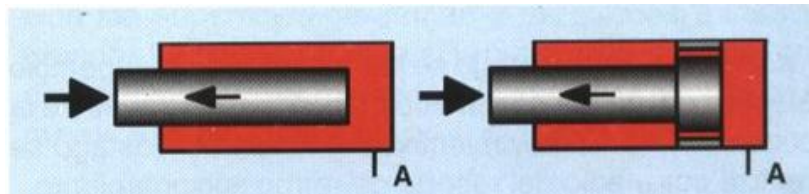
De acuerdo con su efecto los cilindros hidráulicos se dividen en:

_ Cilindros de efecto simple

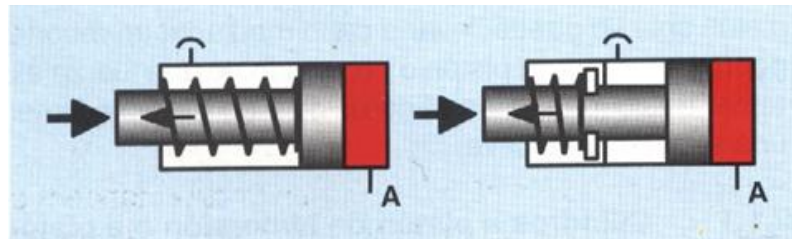
_ Cilindros de efecto doble

1.1.1.1 CILINDROS DE SIMPLE EFECTO

Los cilindros de simple efecto solamente pueden entregar su fuerza en un sentido. El retro posicionamiento del pistón solo se puede llevar a cabo mediante un resorte, por peso propio del pistón o por una fuerza externa. Básicamente los cilindros de efecto simple tienen una superficie efectiva.



Cilindro a pistón de inmersión; izq.: sin tope interno, der.: con tope interno



Cilindros de presión de efecto simple con reposición por resorte

Figura 32. Cilindros de simple efecto

1.1.1.2 CILINDROS DE DOBLE EFECTO

Los cilindros de doble efecto poseen superficies de efecto opuesto, de igual o de distinto tamaño. Disponen de dos conexiones de tuberías independientes entre sí.

Mediante alimentación de las conexiones "A" o "B" el pistón puede transmitir fuerzas de tracción o de compresión en ambos sentidos de carrera. Este tipo de cilindro se emplea en prácticamente todos los campos de aplicación.

Los cilindros de efecto doble se subdividen en cilindros diferenciales y cilindros de doble vástago.

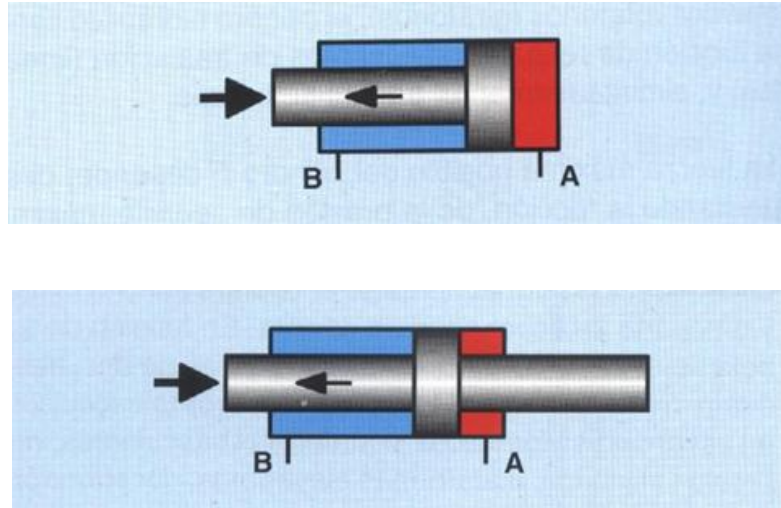


Figura 33. Cilindros de doble efecto

1.2 ACUMULADORES HIDRÁULICOS

A diferencia de los gases que, son compresibles y pueden almacenarse durante un periodo de tiempo, los fluidos hidráulicos son normalmente incompresibles. Los acumuladores suministran un medio para almacenar estos fluidos bajo presión. El fluido hidráulico entra en la cámara del acumulador y actúa sobre el área del pistón o de la vejiga para elevar un peso o comprimir un muelle o gas.



Figura 34. Acumuladores hidráulicos

El acumulador es un dispositivo de almacenamiento de energía. Se puede considerar análogo a una batería.

Los acumuladores más frecuentemente usado son los de gas, como el que se muestra en la siguiente figura:

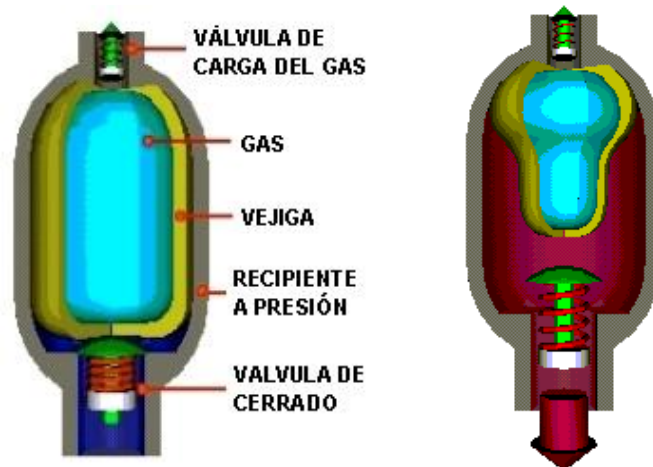


Figura 35. Acumulador hidráulico de gas

1.2.1 TIPOS DE ACUMULADORES

Hay diferentes tipos de acumuladores hidráulicos que son usados en sistemas de potencia de fluidos. La construcción más común utiliza un gas inerte en una bolsa (vejiga) o actuando sobre un pistón.

1.2.1.1 ACUMULADORES DE CONTRAPESO

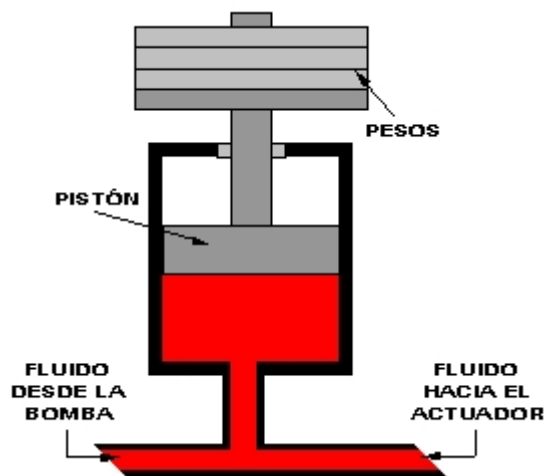


Figura 36. Acumulador de contrapeso.

Es el tipo de acumulador más antiguo. Consta de un pistón vertical, con facilidad para añadir o remover pesos, lo que permite modificar la presión de operación del acumulador. Este es el único tipo de acumulador en que la presión se mantiene constante. No obstante, son pesados, ocupan mucho espacio y su uso es limitado. Se utilizan en algunas prensas de gran tamaño en las que se requiere una presión constante o en aquellas pocas aplicaciones en que sean necesarios grandes volúmenes.

1.2.1.2 ACUMULADORES DE MUELLE

En este tipo de acumulador, la presión es aplicada al fluido mediante la compresión de un muelle espiral colocado detrás del pistón del actuador.

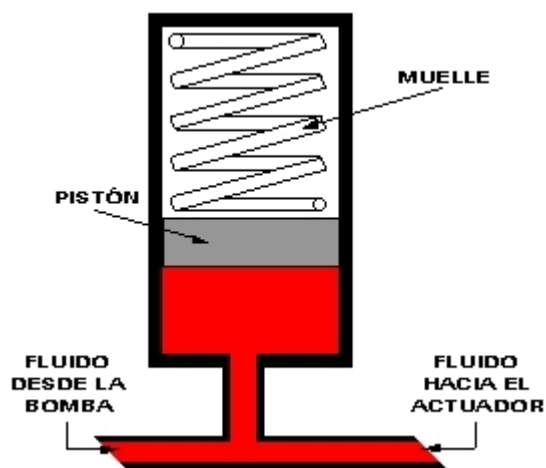


Figura 37. Acumulador de muelle.

La presión no es constante, ya que la fuerza de compresión es proporcional a la longitud comprimida del resorte; la presión aumenta cuando el fluido entra en la cámara y disminuye cuando este sale. Se pueden montar en cualquier posición. La fuerza del muelle, es decir, los límites de presión no son fácilmente ajustables con estos acumuladores. Además, cuando se requieran grandes cantidades de fluido, las fuerzas involucradas hacen muy difícil poder obtener muelles suficientemente grandes.

1.2.1.3 ACUMULADORES DE GAS

Son los más utilizados. Se cargan con un gas inerte, generalmente nitrógeno seco. Las presiones de carga varían con cada aplicación y dependen del intervalo de presiones de trabajo y del volumen de fluido requerido en dicho intervalo. La presión de carga del gas no debe ser inferior al 25% (preferiblemente el 33%) de la presión máxima de trabajo. La compresión del acumulador varía en proporción a la compresión del gas, aumentando cuando entra el fluido y disminuyendo cuando sale.

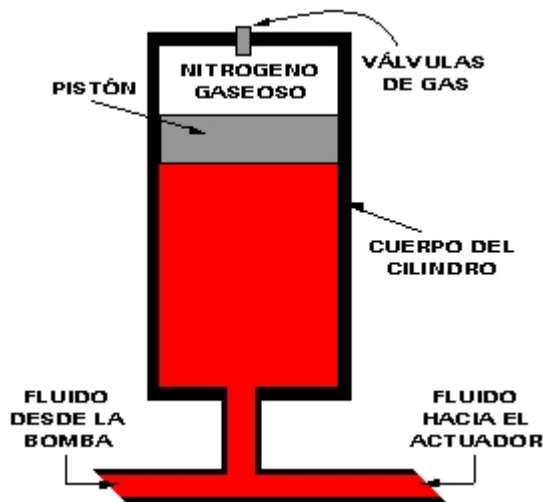


Figura 38. Acumulador tipo pistón.

1.2.1.4 ACUMULADOR DE GAS TIPO MEMBRANA O VEJIGA

Llevan incorporada una membrana o vejiga de caucho sintético que separa el fluido del gas.

El aceite disponible puede variar entre el 25% y el 75% de la capacidad total, según las condiciones de funcionamiento. Trabajando fuera de estos límites, la vejiga podría dilatarse o comprimirse demasiado, limitando su duración.

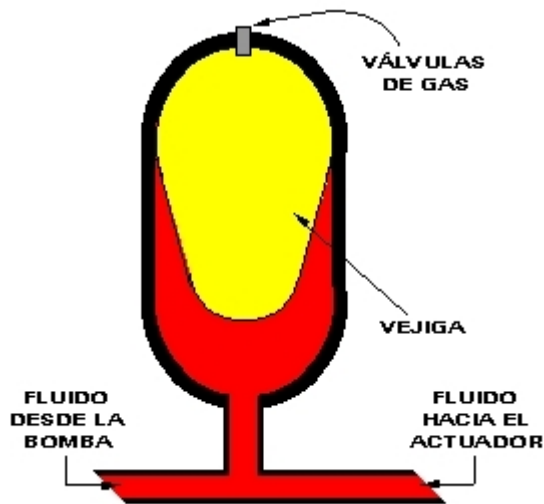


Figura 39. Acumulador de membrana o vejiga.

1.3. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

Todo sistema hidráulico incluye una bomba. Su función consiste en transformar la energía mecánica en energía hidráulica, impulsando el fluido hidráulico en el sistema. Las bombas de desplazamiento positivo, también llamadas bombas hidráulicas, funcionan desplazando una cantidad definida de fluido con cada carrera, revolución o ciclo. Esto se produce porque el fluido es atrapado en los espacios que se crean entre los elementos de bombeo y la carcasa estacionaria. Los elementos de bombeo principalmente incluyen diseños con engranajes, lóbulos, pistones, paletas y tornillos.

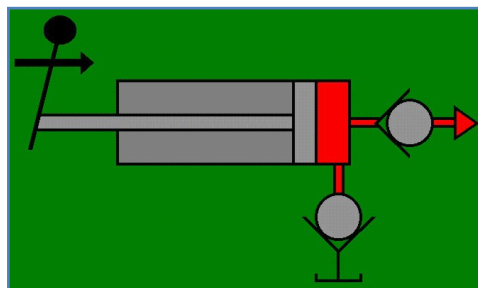


Figura 40. Principio de funcionamiento de una bomba de desplazamiento positivo.

La figura 40, muestra que el fluido entra en la bomba atravesando una válvula anti retorno en la carrera de entrada. En la salida, la válvula anti retorno se cierra, obturando la entrada. Cuando el pistón se mueve hacia delante, el fluido desplazado debe pasar por el orificio de salida.

La presión viene determinada por la carga de trabajo y exceptuando una pequeña cantidad de fugas, el caudal de salida es independiente de la presión. Esto hace que la bomba de desplazamiento positivo sea más adecuada para utilizarse en la transmisión de potencia. La bomba de desplazamiento positivo a diferencia de las centrífugas producirá el mismo flujo a un valor de r.p.m. dado sin importar que presión de descarga se tenga. A consecuencia de lo anterior una bomba de desplazamiento positivo no puede ser operada contra una válvula cerrada en el lado de la descarga. Sí ello ocurriera, la bomba seguirá produciendo flujo, lo cual hará que la presión de salida aumente hasta que las líneas se rompan, o el impulsor, o la bomba, se dañen severamente.

1.3.1 CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS

Las bombas se clasifican normalmente por su presión máxima de funcionamiento y por su caudal de salida en (litros/minuto, gpm, etc.) A una velocidad de rotación determinada.

1.3.1.1 VALORES NOMINALES DE LA PRESIÓN.

El fabricante determina la presión nominal ΔP basada en una duración razonable en condiciones de funcionamiento determinadas. Es importante anotar que no hay un factor de seguridad normalizado correspondiente a esta estimación. Trabajando a presiones mayores se puede reducir la duración de la bomba, causar daños serios y ocasionar fallas.


En las figuras de los sistemas hidráulicos, se adopto el código de colores y símbolos gráficos que corresponden a la norma Americana ASA


denominada posteriormente ANSI (*American National Standards Institute*). De esta manera se pueden apreciar los cambios de presión de manera didáctica.

 Presión del sistema.

 Caudal de retorno.

 Aspiración o drenaje.

 Caudal controlado.

 Presión reducida, presión piloto o presión de descarga.

 Presión intensificada.

 Fluido inactivo.

1.3.1.2 DESPLAZAMIENTO.

Es el volumen de líquido transferido en una revolución, es igual al volumen de una cámara multiplicada por el número de cámaras que pasan por el orificio de salida durante una revolución de la bomba. El desplazamiento se expresa en C_b (cm^3/rev , in^3/rev , etc.). La mayoría de las bombas tienen un desplazamiento fijo que solo puede modificarse sustituyendo ciertos componentes. En algunas bombas es posible variar las dimensiones de la cámara de bombeo por medio de controles externos, variando así su desplazamiento. En ciertas bombas de paletas no equilibradas hidráulicamente y en muchas bombas de pistones puede variarse el desplazamiento desde cero hasta un valor máximo teniendo algunas la posibilidad de invertir la dirección del caudal cuando el control pasa por la posición central o neutra.

1.3.1.3 CAUDAL.

Una bomba viene caracterizada por su caudal nominal Q_{Nb} en (litros/min, gpm) En realidad puede bombear más caudal en ausencia de carga y menos a su presión de funcionamiento nominal.

1.3.1.4 EFICIENCIA.

1.3.1.4.1 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA (η_{VB}).

En teoría, una bomba suministra una cantidad de fluido igual a su desplazamiento por ciclo o revolución. En realidad el desplazamiento efectivo es menor, debido a las fugas internas. A medida que aumenta la presión, las fugas también aumentan y la eficiencia volumétrica disminuye. Las fugas pueden ser de dos tipos, de puerto a puerto, lo que significa que hay un flujo de retorno desde el puerto presurizado de salida hasta el puerto de entrada; o, en algunos diseños de bombas, puede haber fugas hacia la carcasa, que va al tanque por la línea de drenaje. La viscosidad del fluido, la temperatura y la presión de operación son las propiedades que afectan la eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica es igual al caudal real de la bomba dividido por el caudal teórico. Se expresa en forma de porcentaje.

Eficiencia volumétrica = Caudal real / Caudal teórico, $\eta_{vb} = \frac{Q_b}{Q_{Nb}}$ el valor

de eficiencia volumétrica oscila entre [0.92-0.96]

1.3.1.4.2 EFICIENCIA MECÁNICA (η_{mb}).

Otro tipo de ineficiencia es la producida por la fricción mecánica durante la operación de la bomba. Si la bomba fuera a entregar flujo a presión cero, entonces no habría requerimientos de fuerza (torque).

Una aspecto, que vale la pena resaltar, es que la relación entre la eficiencia volumétrica y la mecánica cambia con la presión y la velocidad de operación. A una baja presión, la eficiencia volumétrica es alta; pero la eficiencia mecánica, baja. A una alta presión, una mejor lubricación incrementa la eficiencia mecánica, pero las fugas disminuyen la eficiencia volumétrica. Con respecto a la velocidad, la eficiencia mecánica es alta a bajas velocidades. Sin embargo, la eficiencia volumétrica es más alta a la máxima velocidad. Esto es debido a que las fugas dependen de la presión. En consecuencia, las fugas son un pequeño porcentaje de la gran cantidad de flujo producido a alta velocidad.

1.3.1.4.3 EFICIENCIA GLOBAL (η_{Tb}).

En el proceso de seleccionar una bomba hidráulica es importante que se comparen las eficiencias. Es muy común que la literatura técnica tenga en cuenta un tipo de eficiencia pero no el otro. Sin embargo, la mejor forma de comparar es a partir de la eficiencia global, que incluye ambas, la volumétrica y la mecánica. Matemáticamente, la eficiencia global, es la simple multiplicación de los dos valores.

$$\eta_{tb} = \eta_{vb} \times \eta_{mb}$$

1.3.1.5 COEFICIENTE DE PÉRDIDAS: (λ_b).

Este valor está involucrado en el caudal que se pierde por drenaje a tanque y es función de la velocidad la temperatura y la presión con frecuencia el diseñador de bombas calcula este valor experimentalmente, controlando los diferentes parámetros.

$$\lambda_b = \frac{K}{\mu}$$

K= constante particular para cada bomba.

μ = viscosidad dinámica del fluido.

1.3.2 BOMBAS DE ENGRANAJES EXTERNOS.

Una bomba de engranajes (figura 41), suministra un caudal, transportando el fluido entre los dientes de dos engranajes bien acoplados. Uno de los engranajes es accionado por el eje de la bomba y hace girar al otro.

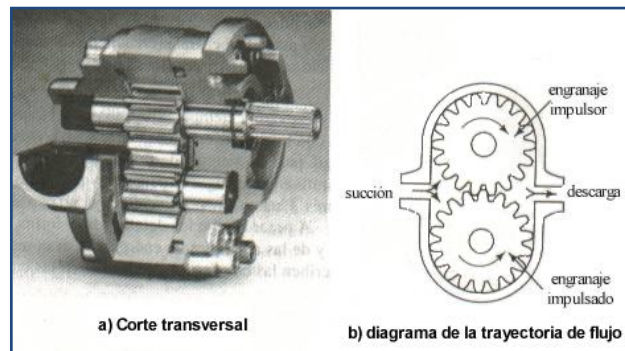


Figura 41. Bomba de engranajes externos.

Las cámaras de bombeo, formadas entre los dientes de los engranajes, están cerradas por el cuerpo de la bomba y por placas laterales llamadas frecuentemente placas de presión o de desgaste, algunas bombas poseen un campo de presión o *pressure field* (figura 42) que consiste en un compartimento en la cara frontal y posterior donde se aloja el aceite cuando la bomba esta en operación evitando que pierda eficiencia volumétrica debido a la alta presión a la cual está operando.

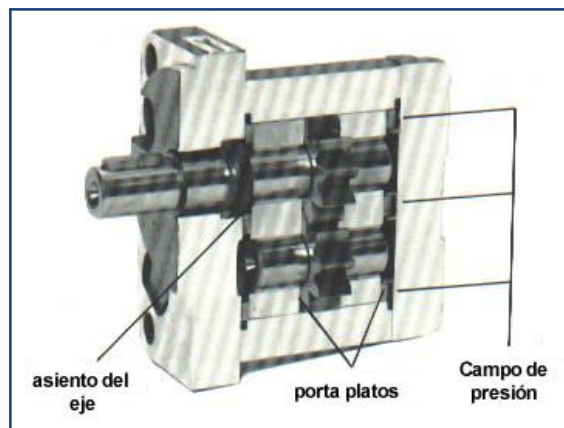


Figura 42. Bomba de engranajes con campos de presión.

En general, las bombas de engranajes no están equilibradas hidráulicamente debido a que la alta presión en el orificio de salida impone una carga no equilibrada sobre los engranajes y cojinetes. Cojinetes grandes incorporados en este diseño equilibran las cargas. Estas bombas pueden llegar a trabajar a presiones de hasta 3600 psi con una compensación adecuada de las cargas axiales.

El volumen se forma entre los flancos de los dientes y las paredes de la carcasa.

$$V = m \times z \times b \times h \times \pi$$

Donde:

m = modulo de los engranajes

z = cantidad de dientes

b = ancho de dientes

h = altura de dientes

1.3.2.1 NIVEL DE FILTRACIÓN.

Las bombas de engranajes requieren altos niveles de filtración debido a que entre la tolerancia radial que existe entre el diente del engrane y la pista de la carcasa (figura 43), es muy susceptible a ser rayada lo cual traerá como consecuencia que la bomba ya no levante la presión con la cual fue diseñada, se recomienda utilizar filtros con malla numero 100 o un nivel superior, también es posible utilizar filtros en serie para una adecuada filtración en el puerto de succión de la bomba.

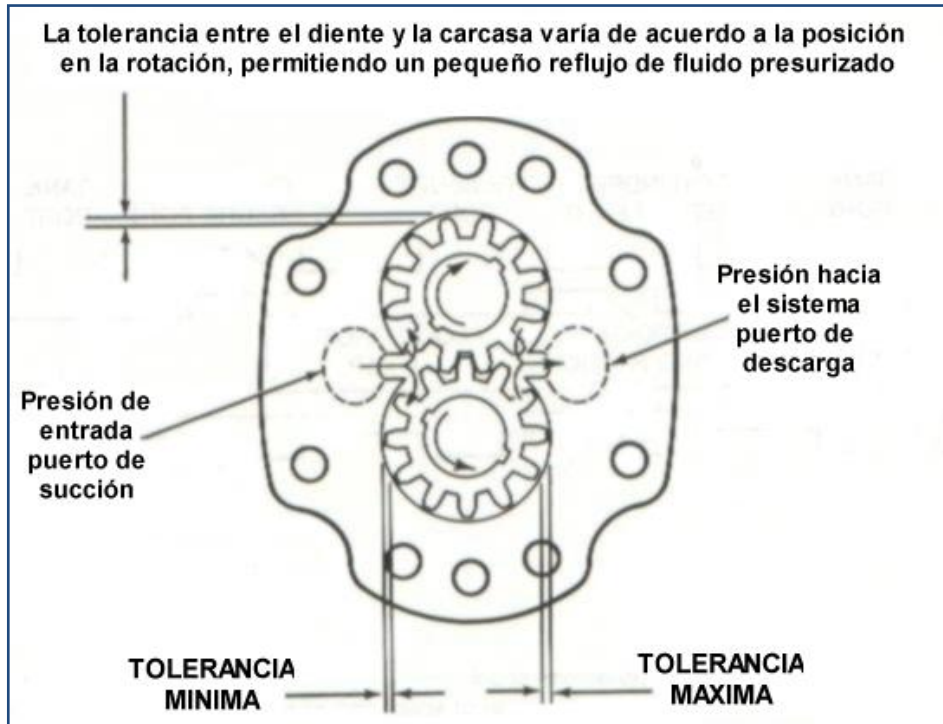


Figura 43. Tolerancias bombas de engranajes externos.

1.3.2.2 FUGAS EN BOMBAS DE ENGRANAJES.

Las fugas pueden ser internas, cuando hay flujos de retorno al puerto de succión; o externas, cuando hay flujos a través de la carcasa, los cuales son conducidos al depósito por el drenaje de la bomba o el motor. En general la mayoría de las bombas de engranajes no tienen fugas externas. Consecuentemente su eficiencia volumétrica es afectada sólo por las fugas desde el puerto de presión al puerto de succión, fugas internas.

Las fugas internas de las bombas de engranajes pueden tomar dos trayectorias. La primera es la que recorre el fluido presurizado que pasa por el juego que hay entre la envoltura y las puntas de los dientes de los engranajes. No obstante también se presentan fugas entre los mismos dientes de los engranajes estrechamente ajustados. Se debe recordar que es necesario el juego, ya que los engranajes deben girar dentro de la envoltura de la bomba. Este juego permitirá que el líquido a presión fluya por las paredes hasta el lado de succión.

Las bombas de engranajes de alta presión están diseñadas con placas de desgaste flotantes también conocidas como placas de empuje. Estas dos placas de desgaste están localizadas dentro de la envoltura de la bomba, a cada lado de los engranajes. Para facilitar el arranque de la bomba las placas de desgaste generalmente tienen superficies de bronce y están mecánicamente forzadas contra las caras de los engranajes pero con una carga ligera. A medida que la presión aumenta, esta crea una fuerza hidráulica que tiende a alejar a las placas de desgaste de los engranajes. Sin embargo la fuerza hidráulica es balanceada por una cavidad de presión creada en el lado opuesto de una (o a veces ambas, dependiendo del diseño de la bomba) de las placas de desgaste. El área efectiva de esta cavidad de presión está precisamente diseñada de tal forma que una pequeña fuerza hidráulica siempre exista para forzar las placas de desgaste contra la superficie de los engranajes. Durante su operación, las placas autoajustan el juego de la bomba, de acuerdo con el nivel de presión. Por supuesto a más alta la presión del sistema más alta es la carga hidráulica en las placas de desgaste. Las placas de desgaste presurizadas reducen las fugas a un mínimo sin crear excesiva fricción mecánica. Por otro lado permiten que la bomba compense por sí misma el desgaste.

1.3.2.3 NIVELES DE RUIDO.

En el pasado las bombas de engranajes tenían mala fama debido al alto nivel de ruido durante su operación. Este es una combinación de ruido mecánico debido al engranar de los dientes, e hidráulico creado por la alta frecuencia de los pulsos de presión ocasionados por el alto número de cámaras de bombeo. Afortunadamente los diseños computarizados de engranajes y las nuevas técnicas de fabricación han producido bombas de engranajes que operan con niveles de ruido muy satisfactorios. Las bombas con engranajes helicoidales son silenciosas, pero producen un empuje axial no deseado. Este tipo de empuje se puede abolir con el uso de engranajes *herringbone* (espina de pescado).

1.3.2.4 DIRECCIÓN DE ROTACIÓN.

Cuando se selecciona una bomba de engranajes se debe ser cuidadoso al ordenar que tenga una correcta dirección de rotación. Esta precaución es necesaria dado que la mayoría de las bombas de engranajes no pueden ser convertidas fácilmente para cambiar de una dirección de rotación a otra. De hecho pueden requerir una envoltura separada (disposición invertida) para convertir la dirección de rotación.

Si observamos cualquiera de las ilustraciones de corte transversal de una bomba de engranajes, a primera vista parece que la dirección de rotación puede ser cambiada simplemente variando el sentido de giro. En teoría esto hará que el mecanismo bombee al revés, por lo que simplemente requiere que se conecten las líneas de succión y de presión en los puertos opuestos. Sin embargo este no es el caso. La mayoría de las bombas con capacidad de autocebado tienen un puerto de succión más grande que el de descarga. Esto facilita el uso de la tubería de succión adecuada en la entrada de la bomba. En consecuencia, si sólo se cambia la dirección de rotación, la bomba tratará de impulsar el flujo a través de un puerto más pequeño, mientras que bombea a un puerto más grande. Esto no sería recomendable.

Otro problema en cambiar la dirección de rotación de una bomba de engranajes es que la mayoría no tienen un drenaje externo. Dado que la carcasa no está conectada al depósito, la baja capacidad de presión de sellado del sello del eje hace que tenga que ser internamente conectado a la succión de la bomba. Si esto no se hace cuando la dirección de rotación de la bomba es cambiada, el fluido a alta presión puede causar fallas inevitables en este sello.

Las bombas con placas de desgaste presurizadas pueden requerir placas totalmente diferentes para operar en dirección contraria. Esto se debe a que la cavidad de presión creada detrás de la placa no es simétrica. De

hecho debe ser cargada con mayor intensidad en el lado de presión que en el de succión. Al operar estas bombas en dirección equivocada, no se tendrá el sello adecuado dado por las placas de desgaste.

1.3.2.5 FUNCIONAMIENTO.

Básicamente el bombeo se produce por dos ruedas dentadas que engranan y desengranan produciendo el flujo. Las bombas de engranajes externos usan dos ruedas idénticas girando una contra otra. Una rueda es conducida por el motor, y esta a su vez conduce a la otra rueda. Sin embargo, si el diseño de la bomba es de menos de seis dientes, la rueda conducida suele ser impulsada externamente por la acción de un engranaje externo que la mueve a la misma velocidad que la rueda acoplada directamente al eje. Cada rueda es soportada por un eje con rodamientos en ambos lados.

Según se describe en la figura 44, los pasos en el funcionamiento de una bomba de engranajes externos son:

A medida que las ruedas desengranan van generando un volumen en expansión en la entrada de la bomba. El líquido fluye hacia adentro y es atrapado por los dientes de los engranes a medida que giran.

El líquido viaja alrededor de la parte interior de la carcasa dentro de las cavidades formadas por los dientes y la carcasa. No pasa por entre las ruedas.

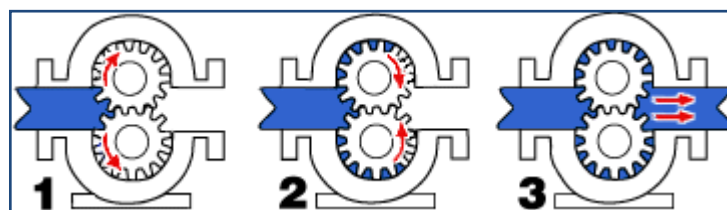


Figura 44. Funcionamiento de las bombas de engranajes externos.

Finalmente, al engranar las ruedas se fuerza al líquido a salir por el puerto de descarga presurizado.

Cuando los dientes engranan, el fluido que está en la cámara desarrolla un nivel elevado de presión. Unas muescas de descompresión mecanizadas en las placas laterales descomprimen el fluido. El líquido a presión se canaliza en una ranura para lubricar los cojinetes.

Debido a que las ruedas son apoyadas en los dos extremos, las bombas de engranajes externos pueden ser muy silenciosas y son usadas frecuentemente para aplicaciones de alta presión, como aplicaciones hidráulicas. Sin cargas en voladizo sobre los rodamientos, en el eje del rotor no hay deflexión evitando desgastes prematuros.

1.3.2.6 DESBALANCE HIDRÁULICO.

La principal causa de falla en las bombas de engranajes externos probablemente sea debida a fallas en los cojinetes. Como se aprecia en la figura 45, en este tipo de bombas se generan altas cargas mecánicas en los ejes y cojinetes debido a las fuerzas de presión desbalanceadas. Estas cargas son significativas a presiones normales de trabajo, haciendo que el tamaño y el diseño de los cojinetes, así como la precisión de su alineamiento, sean factores críticos en su diseño. Por estas razones las bombas de engranajes baratas están usualmente limitadas a presiones de operación máximas de 1500 psi o menos.

Como se muestra en la figura 46 las fuerzas de contacto entre los dientes se suman a la carga que tienen que soportar los cojinetes de la rueda conducida, pero se restan de las cargas de los cojinetes de la rueda conductora. Las fuerzas de contacto son de cerca de un 10% de las fuerzas de presión, por lo que se tiene una capacidad sobrante en el cojinete de la rueda conductora, permitiendo manejar algunas cargas desbalanceadas de una polea o un engranaje conductor. También se

concluye de lo anterior que en los casos de operación extrema, cuando las cargas permitidas de los cojinetes se exceden, se puede esperar que el cojinete de la rueda conducida falle primero.

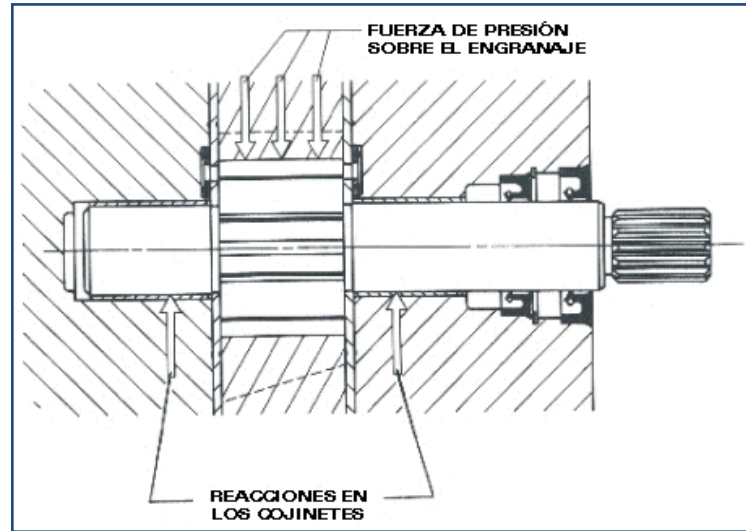


Figura 45. Fuerzas debidas a la presión en las bombas de engranajes.

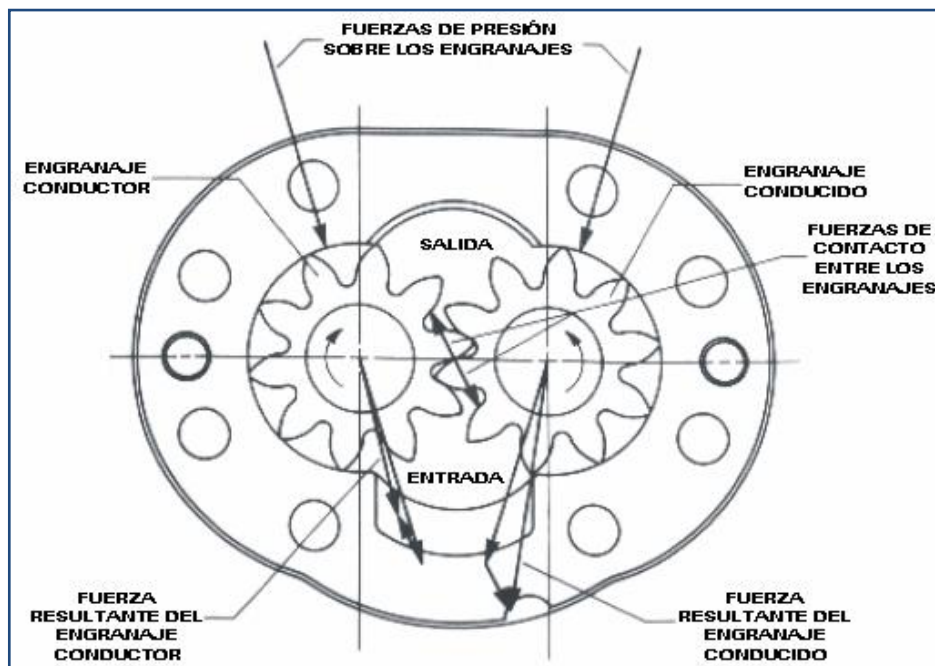


Figura 46. Efecto de las fuerzas de contacto entre los dientes.

Cuando se usan cojinetes de deslizamiento las cargas son soportadas por películas hidrodinámicas de lubricante. Para tener un espesor adecuado de la película y evitar el contacto metal a metal y el desgaste, se requiere

de unas r.p.m. mínimas y de una viscosidad del fluido mínima. Por tanto, se debe evitar la operación en condiciones de altas cargas, bajas r.p.m. y altas temperaturas.

Las bombas de engranajes externos pueden operar a altas presiones (más de 4500 psi), simplemente equipándolas con una estructura de apoyo adecuada para soportar estas cargas hidráulicas desbalanceadas. Las bombas de alta presión tienen ejes de gran diámetro que ofrecen resistencia y permiten el uso de rodamientos más grandes. Dependiendo del diseño de la bomba estos cojinetes suelen ser rodamientos de agujas o bujes hidrodinámicos (lubricados a presión).

1.3.2.7 TIPOS DE ENGRANAJES.

Los engranajes pueden ser rectos, helicoidales o de doble helicoide (espina de pescado). Los engranajes helicoidales y de espina de pescado ofrecen un flujo más uniforme que los engranajes rectos, aunque todos los tipos de engranaje producen flujos relativamente uniformes. Las bombas de engranajes externos de gran capacidad, normalmente usan engranajes helicoidales o de espina de pescado.

1.3.2.8 CURVAS DE DESEMPEÑO.

Las curvas típicas de desempeño se muestran en las figuras 47 y 48 Las presiones nominales entre los 2000 y 3000 psi (140 a 210 bares) son comunes para la mayoría de los diseños. Algunas bombas de trabajo pesado tienen rangos de presión de hasta 4000 psi (280 bares).

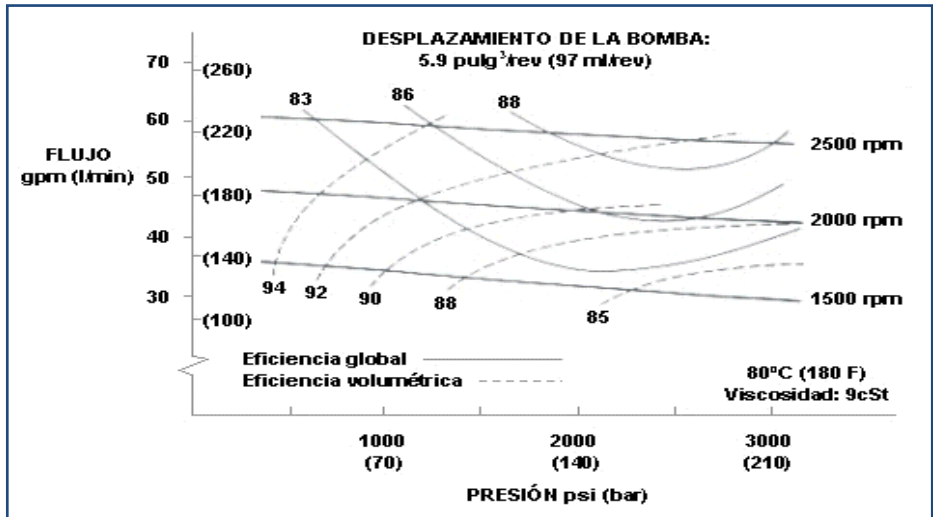


Figura 47. Eficiencia de una bomba de engranajes de trabajo mediano.

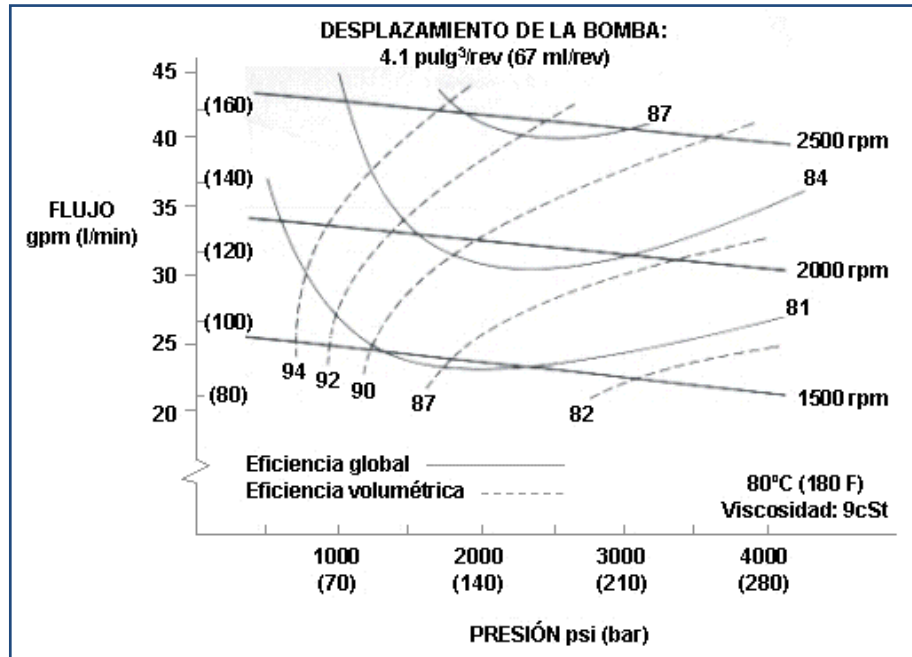


Figura 48. Eficiencia de una bomba de engranajes de trabajo pesado.

1.4.1 VALVULAS ANTIRRETORNO

Una válvula antirretorno puede funcionar como control direccional o como control de presión. En su forma más simple, sin embargo, una válvula antirretorno no es más que una válvula direccional de una sola vía (figura

49). Permite el paso libre del aceite en una dirección y lo bloquea en la otra.

Obsérvese que el símbolo gráfico compuesto para una válvula antirretorno indica dos posiciones de la válvula: abierta y cerrada. Es un diagrama bastante complicado para una válvula tan simple y se utiliza raramente. Se emplea generalmente el símbolo de bola y asiento que se utilizará en todos los casos para designar a una válvula antirretorno.

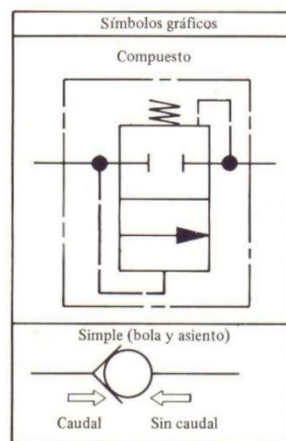


Figura 49. Símbolos gráficos de las válvulas antirretorno.

1.4.2 VALVULAS DE 2 y 4 VIAS

La función básica de estas válvulas es dirigir el caudal de entrada a cualquiera de los dos orificios de salida. Según la figura 51, el caudal del orificio "P" (bomba) puede ser dirigido a cualquiera de los dos orificios de salida (denominados A y B por conveniencia).

En la válvula de 4 vías el orificio alterno está comunicado a tanque permitiendo el retorno del caudal al depósito. En las válvulas de 2 vías el orificio alterno está bloqueado y el orificio a tanque sirve solamente como drenaje de las fugas internas de la válvula.

La mayoría de estas válvulas son del tipo de corredera deslizante, aunque existen válvulas rotativas que se usan principalmente para pilotajes. Se fabrican en modelos de 2 ó 3 posiciones. La válvula de tres posiciones tiene una posición central o neutra. Los métodos de accionamiento

incluyen palancas manuales, levas, conexiones mecánicas, muelles, solenoides, presión piloto y otros sistemas.

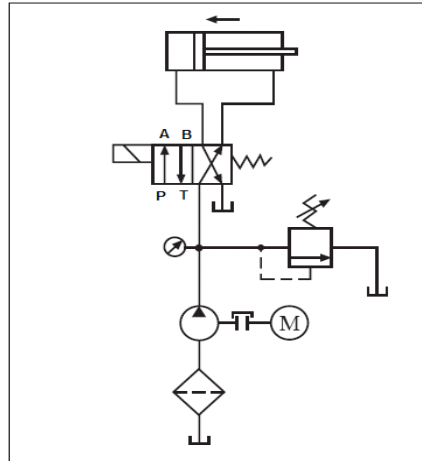


Figura 51. Funcionamiento de una válvula direccional.

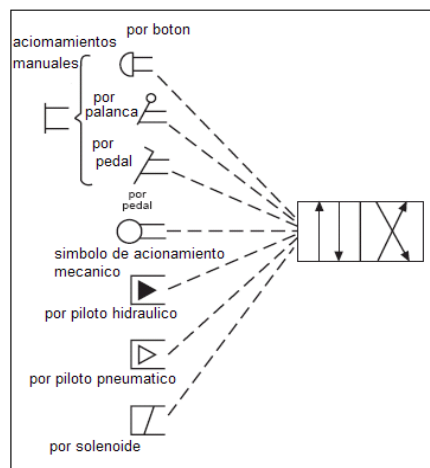


Figura 52. Tipos de accionamientos de válvulas direccionales.

1.4.2.1 VALVULA DE 2 VIAS DE TIPO CORREDERA

En la válvula direccional de tipo corredera (figura 53), una corredera cilíndrica puede deslizarse en ambos sentidos en un orificio practicado dentro del cuerpo de la válvula.

Unos pasos mecanizados, que parten de los orificios externos de la válvula, pueden estar unidos entre sí a través de ranuras circulares en la corredera o bloqueados por los salientes cilíndricos de la misma.

La versión de 2 vías permite la selección de 2 direcciones para el caudal. En una posición, el caudal puede pasar desde el orificio P hasta el orificio A. En la otra posición, desde P hasta B. Todos los demás orificios están bloqueados.

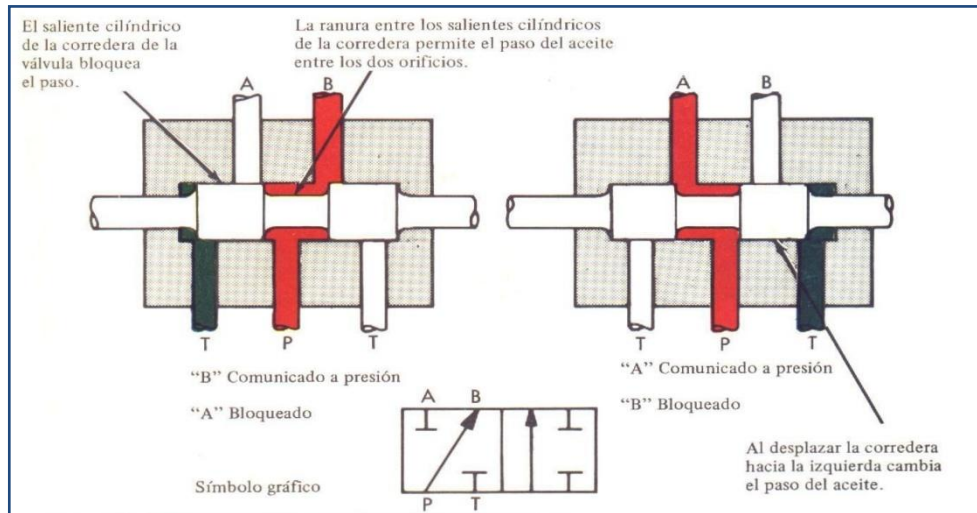


Figura 53. Funcionamiento de una válvula direccional de 2 vías.

1.4.2.2 VALVULA DE CORREDERA DE 4 VIAS

La válvula de corredera de 4 vías (fig. 54) es idéntica a la válvula de 2 vías de la figura 53 con la excepción del mecanizado de los salientes cilíndricos de la corredera. La anchura de los mismos se reduce para descubrir el orificio T (tanque) en las posiciones extremas y permitir el caudal de retorno al tanque.

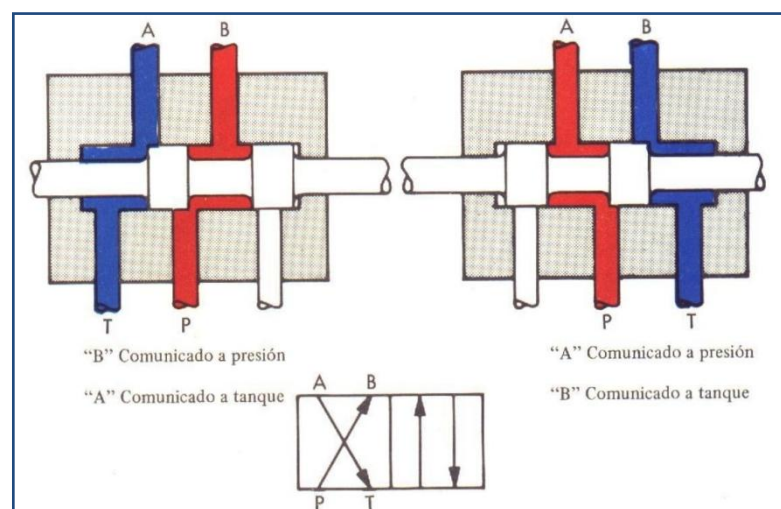


Figura 54. Funcionamiento de una válvula direccional de 4 vías.

1.5 CONTROL DE PRESION

Las válvulas de control de presión realizan funciones tales como limitar la presión máxima de un sistema o regular la presión reducida en ciertas partes de un circuito, y otras actividades que implican cambios en la presión de trabajo. Su funcionamiento se basa en un equilibrio entre la presión y la fuerza de un muelle. La mayoría son de infinitas posiciones, es decir, que las válvulas pueden ocupar varias posiciones entre completamente cerradas y completamente abiertas, según el caudal y la diferencia de presiones.

Los controles de presión se denominan generalmente según su función primaria: válvula de seguridad, válvula de secuencia, válvula de frenado, etc. Se clasifican según el tipo de conexiones, tamaño y gama de presiones de funcionamiento.

1.5.1 VALVULAS DE SEGURIDAD

La válvula de seguridad se halla prácticamente en todos los sistemas hidráulicos. Es una válvula normalmente conectada entre la línea de presión (salida de la bomba) y el tanque de depósito. Su objeto es limitar la presión del sistema hasta un valor máximo predeterminado mediante la derivación de parte o de todo el caudal de la bomba a tanque, cuando se alcanza el ajuste de presión de la válvula.

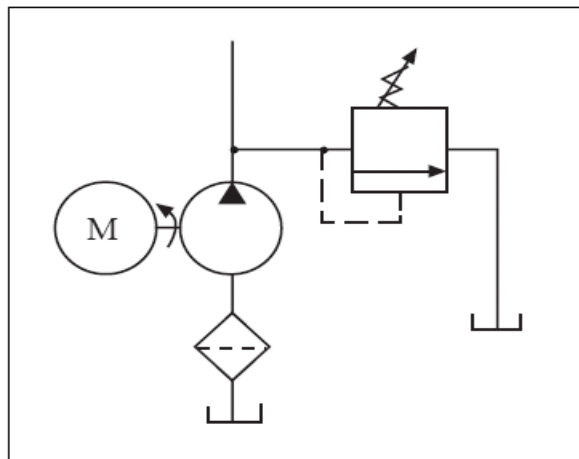


Figura 56. Esquema simbólico de válvula de seguridad.

1.5.1.1 VÁLVULA DE SEGURIDAD SIMPLE

Una válvula de seguridad simple o de acción directa puede consistir en una bola u obturador mantenido en su asiento, en el cuerpo de la válvula, mediante un muelle fuerte. Cuando la presión en la entrada es insuficiente para vencer la fuerza del muelle, la válvula permanece cerrada. Cuando se alcanza la presión de abertura, la bola u obturador es desplazado de su asiento y ello permite el paso del líquido al tanque mientras se mantenga la presión.

En la mayoría de estas válvulas se dispone de un tornillo de ajuste para variar la fuerza del muelle. De esta forma, la válvula puede ajustarse para que se abra a cualquier presión comprendida dentro de su intervalo de ajuste.

La presión a la cual la válvula empieza a derivar el caudal se denomina presión de abertura. A medida que el caudal va aumentando a través de la válvula, el obturador es alejado cada vez más de su asiento, originando una compresión mayor del resorte. De esta forma, cuando la válvula desvía todo el caudal, la presión puede ser considerablemente mayor que la presión de abertura.

La presión a la entrada de la válvula, cuando ésta deja pasar todo el caudal, se denomina presión de plena abertura. La diferencia entre la presión de plena abertura y la presión de abertura se llama margen de sobrepresión. Algunas veces el margen de sobrepresión no es un inconveniente, en otros casos, puede dar como resultado una pérdida de potencia considerable debida al fluido que se pierde a través de la válvula antes de alcanzar su ajuste máximo o puede permitir que la presión máxima del sistema sobrepase los valores nominales de los demás componentes. Cuando se desee reducir el margen de sobrepresión debe utilizarse una válvula de seguridad compuesta.

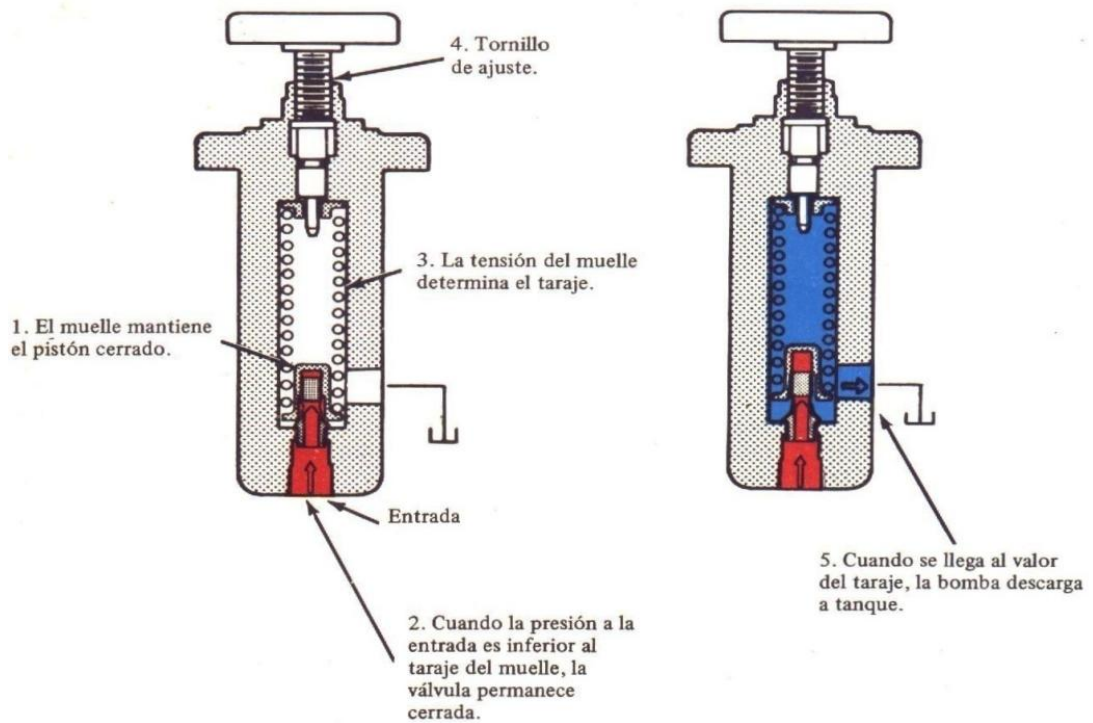


Figura 57. Válvula de seguridad.

1.5.2 VALVULA REDUCTORA DE PRESION

Las válvulas reductoras de presión son controles de presión, normalmente abiertos, utilizados para mantener presiones reducidas en ciertas partes de un circuito. Las válvulas son actuadas por la presión de salida, que tiende a cerrarlas cuando se llega al taraje de la válvula, evitándose así un aumento no deseado de presión. Se utilizan válvulas reductoras de acción directa y válvulas reductoras pilotadas

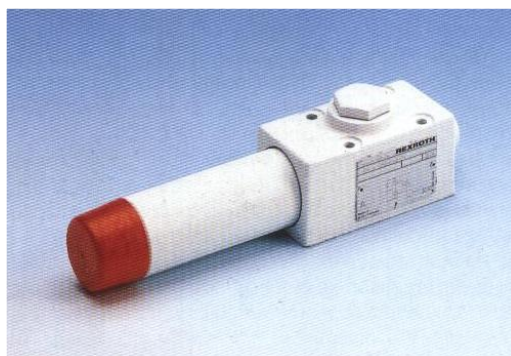


Figura 58. Válvula reductora de presión

1.5.2.1 VÁLVULA REDUCTORA DE ACCIÓN DIRECTA

Esta válvula se muestra en la figura 59. Utiliza una corredera accionada por un muelle que controla la presión de salida.

Si la presión a la entrada es inferior al ajuste del muelle, el líquido fluye libremente desde la entrada hasta la salida. Un pasaje interno, unido a la salida de la válvula, transmite la presión de salida al extremo de la corredera que no lleva muelle.

Cuando la presión de salida llega al taraje de la válvula (figura 59), la corredera se mueve, bloqueando parcialmente el orificio de salida. Únicamente alcanza la salida el caudal suficiente para mantener el ajuste prefijado. Si la válvula se cerrase por completo, las fugas, a través de la corredera, podrían originar un aumento de presión en el circuito derivado. Esto puede evitarse haciendo que un drenaje continuo al tanque mantenga la válvula ligeramente abierta, impidiendo que haya una presión superior al taraje de la misma a su salida. La válvula dispone de otro pasaje para drenar estas fugas al tanque.

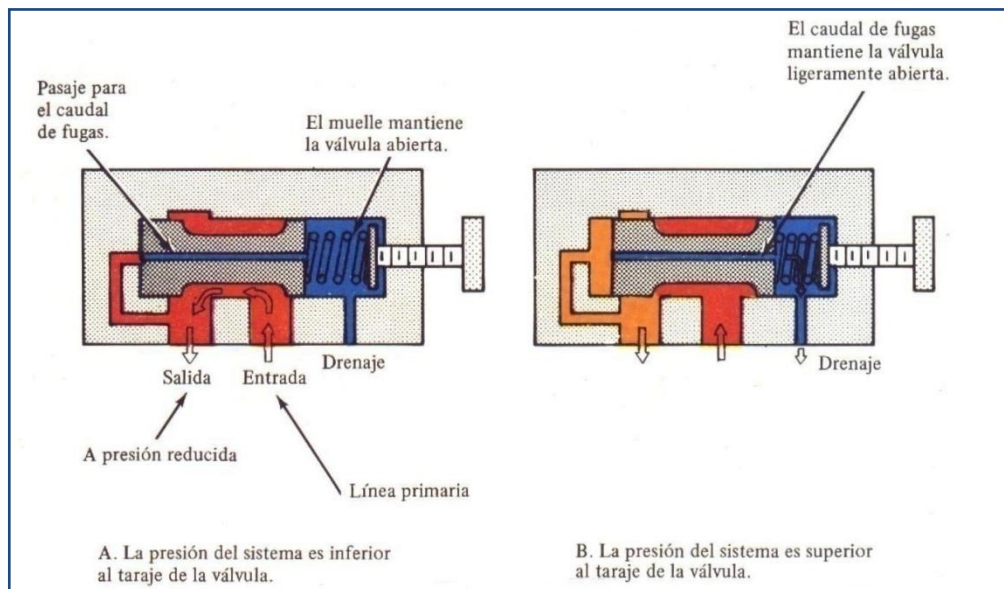


Figura 59. Válvula reductora de acción directa

La válvula mostrada en la figura 59. Permite el paso libre del aceite en el sentido contrario, cuando la presión del sistema es inferior al ajuste de la válvula. Si la presión de retorno fuese mayor, sería necesario montar, en derivación con la válvula reductora, una válvula antirretorno, que puede estar incorporada dentro del cuerpo de la válvula reductora.

1.6 CONTROL DE CAUDAL

Las válvulas reguladoras de caudal se utilizan para regular la velocidad. Como ya se mencionó en capítulos anteriores, la velocidad de un actuador depende de la cantidad de aceite que se le envía por unidad de tiempo. Es posible regular el caudal con una bomba de desplazamiento variable, pero en muchos circuitos es más práctico utilizar una bomba de desplazamiento fijo y regular el caudal con una válvula reguladora de caudal.



Figura 60. Válvula reguladora de flujo

1.6.1 SISTEMAS DE REGULACION DE CAUDAL

Existen tres métodos básicos para aplicar las válvulas reguladoras de caudal para controlar la velocidad de los actuadores: regulación a la entrada, regulación a la salida y regulación por substracción.

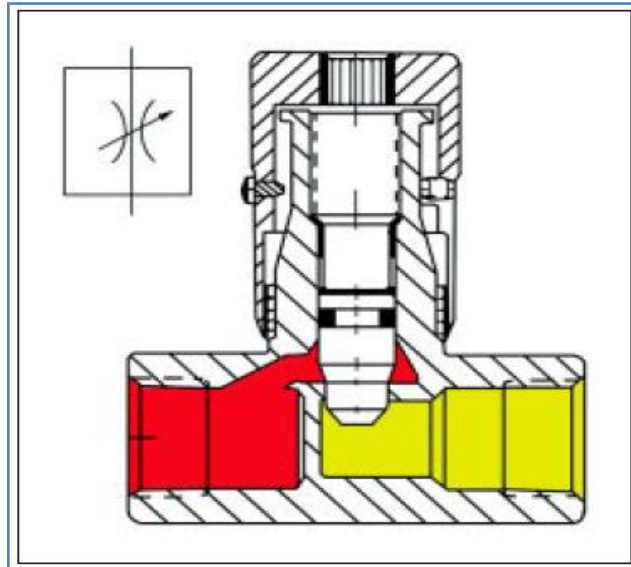


Figura 61. Funcionamiento de una válvula reguladora de flujo

1.6.1.1 CIRCUITO DE REGULACIÓN A LA ENTRADA

En este circuito, la válvula reguladora de caudal se coloca entre la bomba y el actuador (figura 62); de esta forma controla la cantidad de fluido que entra en el actuador (Meter - in). El exceso de caudal suministrado por la bomba es desviado al tanque a través de la válvula de seguridad. Con la válvula instalada en la línea de entrada al cilindro, como puede verse en la figura, el caudal es controlado en una sola dirección y debe incorporarse una válvula antirretorno, dentro de la válvula reguladora, o montarla en derivación con la misma, para permitir el retorno libre del fluido. Si se deseara controlar la velocidad en ambas direcciones, el regulador de caudal podría instalarse a la salida de la bomba, antes de la válvula de control direccional.

Este método es muy preciso y se utiliza en aquellas aplicaciones donde la carga siempre se opone al movimiento del actuador, tales como la elevación de un cilindro vertical con carga, o empujar una carga a una velocidad controlada.

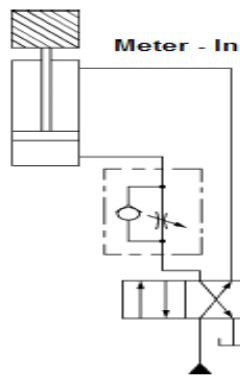


Figura 62. Sistema regulado a la entrada

1.6.1.2 CIRCUITO DE REGULACIÓN A LA SALIDA

Este sistema de control (figura 63) se utiliza cuando la carga tiende a huir del actuador, desplazándose en la misma dirección que éste. El regulador de caudal se instala de forma que restrinja el caudal de salida del actuador (Meter – Out). Para regular la velocidad en ambas direcciones puede instalarse la válvula en la línea de tanque de la válvula direccional. Frecuentemente hay necesidad de controlar el caudal únicamente en una sola dirección y la válvula se sitúa entre el actuador y la válvula direccional en la línea que corresponde al tanque. Aquí también hace falta una válvula antirretorno que permita el paso libre del caudal en sentido contrario.

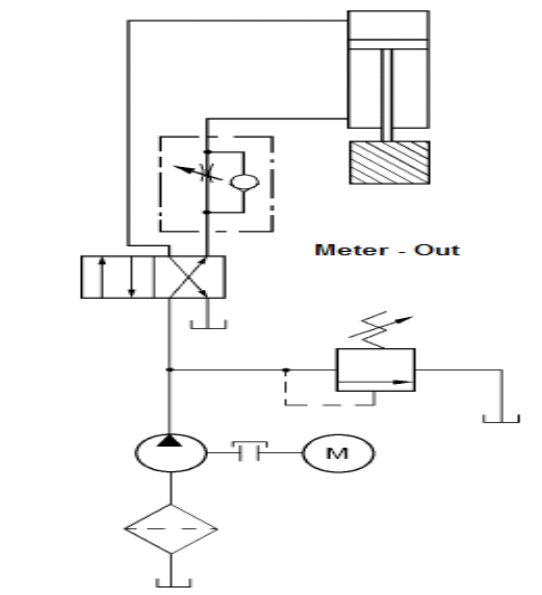


Figura 63. Sistema regulado a la salida

1.7 ALGUNOS ACCESORIOS

1.7.1 PRESOSTATOS

Los presóstatos (figura 64) se utilizan para abrir o cerrar circuitos eléctricos a presiones seleccionadas previamente, para accionar electroválvulas y otros dispositivos utilizados en el sistema. El principio de funcionamiento de un presóstato es el siguiente: contiene dos interruptores eléctricos separados, accionado cada uno de ellos mediante una varilla apoyada contra un pistón cuya posición es controlada por la presión hidráulica en un lado y por un muelle en el otro. La presión a la que actúan los interruptores se selecciona girando el tornillo de ajuste para aumentar o disminuir la fuerza del muelle.

Hay que observar que en este diseño los interruptores son accionados por los muelles, en el montaje de las unidades. Así, los contactos normalmente abiertos se cerrarán y viceversa.

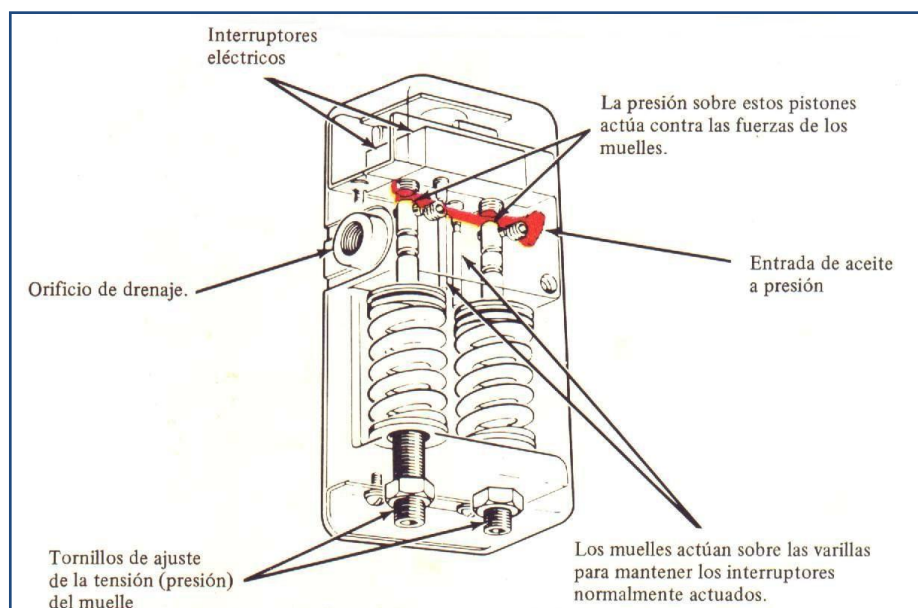


Figura 64. Presóstato típico

Cuando se alcanza la presión de taraje, los pistones comprimen los muelles y permiten que las varillas bajen, haciendo que los interruptores vuelvan a su condición normal.

Utilizando ambos interruptores conjuntamente con un relé eléctrico, las presiones del sistema pueden mantenerse dentro de unos límites inferior y superior muy amplios.

1.7.2 APARATOS DE MEDIDA

Las medidas de caudal, de presión y de temperatura, son necesarias para evaluar el funcionamiento de los elementos hidráulicos. Estas medidas son útiles también para la localización de averías en un sistema hidráulico. Debido a la dificultad de instalar un caudalímetro en el circuito, las medidas de caudal se determinan muchas veces midiendo el desplazamiento o la rotación de un actuador. La presión y la temperatura se determinan de la manera usual mediante manómetros y termómetros.

1.7.2.1 MANOMETROS

Los manómetros son necesarios para ajustar las válvulas de control de presión y para determinar las fuerzas ejercidas por un cilindro o el par desarrollado por un motor hidráulico.

Los dos tipos principales de manómetro son el tubo de Bourdon y los tipos Schrader. En el manómetro tipo Bourdon (figura 65), un tubo cerrado tiene forma de arco. Cuando se aplica presión al orificio de entrada, el tubo tiende a enderezarse, accionando un acoplamiento que gira un engranaje y una aguja ligada a éste que indica la presión en un cuadrante.

En el manómetro Schrader (figura 66), la presión se aplica a un pistón y a una camisa accionada por un muelle. Cuando la presión mueve la camisa, ésta acciona la aguja indicadora mediante una conexión mecánica.

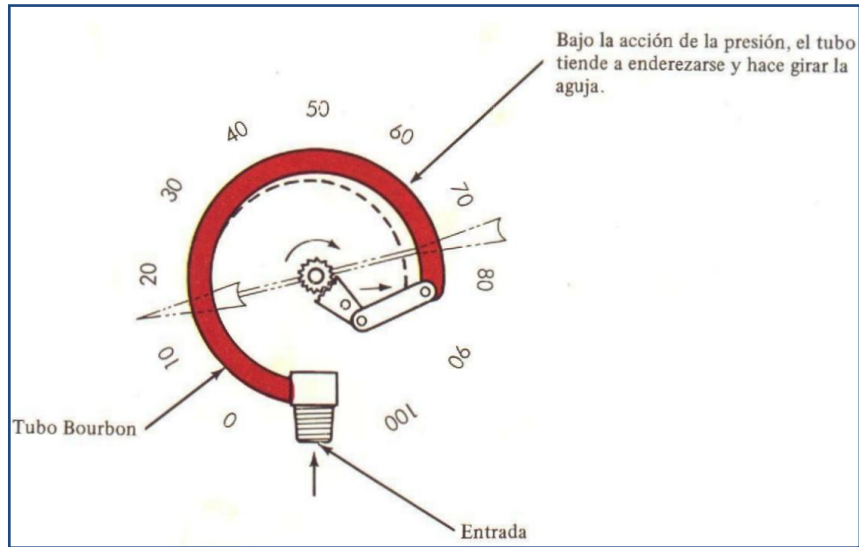


Figura 65. Manómetro de Bourdon

La mayoría de los manómetros indican cero a la presión atmosférica y están calibrados en kilos por centímetro cuadrado (Bar) o en libras por pulgada cuadrada (Psi), sin tener en cuenta la presión atmosférica en toda su escala.

La presión a la entrada de una bomba es frecuentemente inferior a la presión atmosférica y debe medirse en unidades absolutas utilizándose, generalmente, las pulgadas o los milímetros de mercurio, considerándose que 30 pulgadas o 760 mm corresponden al vacío perfecto

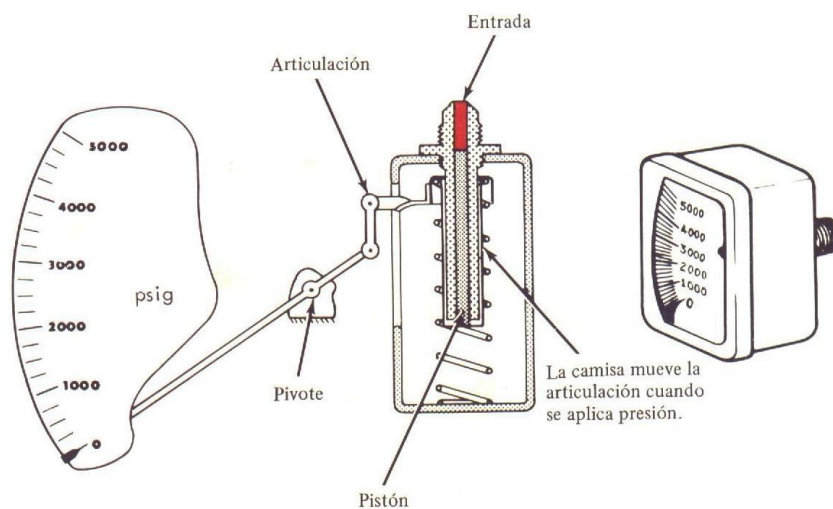


Figura 66. Manómetro de Schrader.

ANEXO B

FRICCIÓN Y FRENADO⁴

1 TRIBOLOGÍA

La tribología es la ciencia y técnica que estudia la interacción entre superficies en movimiento y los problemas relacionados con ellos: desgaste, fricción, adhesión y lubricación.

En la interacción entre dos superficies aparecen diversos fenómenos cuyo conocimiento es de vital importancia. Estos tres fenómenos fundamentales que aparecen son:

- **Fricción:** Efecto que proviene de la existencia de fuerzas tangenciales que aparecen entre dos superficies sólidas en contacto cuando permanecen unidas por la existencia de esfuerzos normales a las mismas. Se genera debido a las imperfecciones, especialmente microscópicas, entre las superficies en contacto.
- **Desgaste:** Consiste en la desaparición de material de la superficie de un cuerpo como consecuencia de la interacción con otro cuerpo.
- **Adhesión:** Capacidad para generar fuerzas normales entre dos superficies después de que han sido mantenidas juntas. Es decir, la capacidad de mantener dos cuerpos unidos por la generación anterior de fuerzas de unión entre ambos.

El objetivo de la tribología no solo es minorar las desventajas.

Dependiendo de la situación el objetivo a alcanzar puede ser distinto.

- ♦ Mínimo desgaste y mínima fricción: rodamientos, engranajes, levas... gracias a la lubricación y las capas de recubrimiento.

⁴ <http://www.roadhouse.es/manual.PDF>

- ♦ Mínimo desgaste y máxima fricción: frenos, embragues, neumáticos... con materiales resistentes al desgaste.
- ♦ Máximo desgaste y mínima fricción: lápices, deposición de lubricantes sólidos mediante deslizamiento.
- ♦ Máxima fricción y máximo desgaste: borradores.

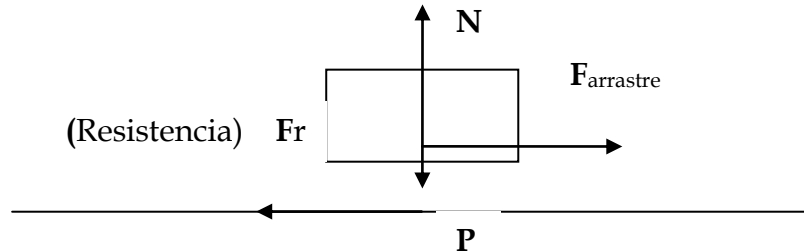
Para tener una idea de lo importante que son las soluciones a problemas tribológicos; por ejemplo, en los automóviles, en los que existen más de 2000 contactos tribológicos, las mejoras tribológicas pueden suponer un ahorro estimado de energía del 18,6 %. En el campo energético, se estima que en EE.UU. un 11% de la energía total consumida en cuatro grandes sectores: transportes, turbo máquinas, generadores de potencia y procesos industriales, pueden ser ahorrados introduciendo avances tribológicos. Desde el punto de vista económico un informe realizado en Alemania revelaba que las pérdidas como consecuencia de la fricción y el desgaste, equivale a un desperdicio energético anual del orden de 20.000 millones de dólares.

2 FRICCIÓN.

Fricción es la resistencia al movimiento que existe cuando un objeto sólido se mueve tangencialmente con respecto a la superficie de otro sólido con el que está en movimiento.

La fricción se expresa en términos relativos de fuerza, como el coeficiente entre la fuerza de fricción y la carga nominal a las superficies de contacto, suele representarse por μ , que es un coeficiente adimensional, es decir, carece de unidades ya que las dos fuerzas se miden en las mismas unidades.

$$\mu = \frac{F}{N} \frac{(Kg)}{(Kg)}$$



Hay que distinguir entre dos situaciones:

1. Fuerza de fricción estática: La necesaria para iniciar el movimiento. Si la fuerza tangencial aplicada es menor a este valor, no existe movimiento y la fuerza de fricción es igual o mayor a la tangencial aplicada.
2. Fuerza de fricción cinética o dinámica: La necesaria para mantener el movimiento. De valor menor a la anterior.

Las leyes fundamentales de la fricción son:

- La fuerza de fricción es proporcional a la fuerza normal.

$$F_f = \mu * N$$

- la fuerza de fricción es independiente del área aparente de contacto. Por esta razón objetos grandes y pequeños del mismo par de materiales, presentan el mismo coeficiente de fricción.
- La fuerza de fricción teóricamente es independiente de la velocidad de deslizamiento (aunque no es así en la práctica debido a la sensibilidad de los materiales de fricción a la presión, a la velocidad y a la temperatura).

Los coeficientes de fricción típicos que presenta el acero cuando se desliza sobre otros materiales son los que aparecen en la siguiente tabla.

MATERIAL 1	MATERIAL 2	μ
Acero	Acero	0.62

Bronce	Acero	0.24
Grafito	Acero	0.10

Tabla 1 Coeficientes de fricción típicos para el acero

A escala microscópica, las superficies de los sólidos presentan cimas y valles, que podemos evaluar midiendo su rugosidad. Debido a esta rugosidad cuando dos superficies entran en contacto, no lo hacen en todo el área aparente de contacto, sino que el contacto se verificará solo en algunos puntos de estas rugosidades.

A la suma de las áreas de los puntos en los que se verifica el contacto, la denominaremos área real de contacto. Esta área es independiente del área aparente de contacto.

Estos puntos de contactos son los encargados de soportar la carga normal y de generar la fuerza de fricción.

Cuando la carga normal aumenta, el número de puntos en contacto aumenta, aumentando el área real de contacto a pesar de mantenerse invariable el área aparente.

La fuerza de fricción es debida a varios efectos que suponen aportación de energía:

- ✓ Adhesión: principal componente de la fricción.
- ✓ Deformación.
- ✓ A la interacción entre asperezas.

La existencia de capas contaminantes entre el disco de freno y el material de fricción reduce considerablemente las fuerzas de fricción.

La existencia de una fuerza de fricción hace aumentar el área real de contacto y aumenta el barrido de la capa intermedia (tercera capa), aumentando la adhesión respecto al simple contacto.

Es importante destacar que a altas velocidades de deslizamiento de una superficie contra la otra, se aumenta la temperatura debido a la fuerza de rozamiento entre ambos materiales que se oponen al movimiento con lo cual se produce una conversión de la energía cinética en calor (energía térmica) con el consiguiente aumento de la temperatura de ambas superficies.

3 EL FRENADO.

El frenado de un cuerpo en movimiento es uno de los estudios más complejos dentro de la tribología.

Al frenar una máquina lo que estamos consiguiendo por medio de la fricción entre dos materiales, es la transformación de energía cinética y/o potencial (la que lleva el objeto por moverse o por encontrarse a una determinada altura) en energía calorífica. Esta transformación de energía provoca un aumento en la temperatura global de todo el sistema.

La transformación de la energía se produce en el contacto entre una parte fija que va anclada a la mordaza del sistema de frenado y una parte móvil que gira solidaria con el eje a la misma velocidad angular (el disco). Cuando accionamos el sistema de frenado se presuriza el circuito y los émbolos empujan a las pastillas (elemento fijo) contra el disco (elemento móvil).

En el contacto entre las pastillas y el disco es donde se produce la transformación de la energía, de ahí que las características de ambos elementos sean muy peculiares, ya que deben de soportar altas temperaturas sin desgastarse en exceso pero con un buen coeficiente de rozamiento para poder conseguir frenar la máquina.

También, el coeficiente de rozamiento del material de fricción ha de ser lo más estable posible a distintas velocidades y a diferentes presiones en el

sistema de freno de forma tal que el operario pueda prever el resultado cuando trata de desacelerar o parar la maquina.

4. FRENO DE DISCO⁵

4.1 PASTILLAS DE FRENO

4.1.1 Composición

La obligatoriedad de eliminar el amianto (Asbesto) supuso un cambio importante dentro de las formulaciones. El amianto era una fibra que constituía la base de cualquier formulación ya que era capaz de aportar las cualidades requeridas a cualquier material de fricción.

No obstante, aunque los primeros materiales “sin amianto” que aparecieron en el mercado eran de prestaciones y duración inferiores a los de “con amianto”, hoy en día los productos “sin amianto” han superado a aquellos en todos los requisitos exigibles a un material de fricción.

En la actualidad la mayoría de los fabricantes de materiales de fricción emplea en mayor o menor medida la base que a continuación se ofrece.

- **Las fibras:** Las fibras son los elementos encargados de aglutinar y ligar el resto de los elementos. Es decir, las fibras son la base de las pastillas de freno, a través de sus múltiples ramificaciones van uniendo el resto de los elementos. Existen dos tipos principales de fibras las sintéticas y las minerales. Las más usuales en el campo de la fricción son: fibras de vidrio, fibras de aramida, lana de roca, etc.

- **Las cargas minerales:** Las cargas minerales son las encargadas de dar consistencia mecánica al conjunto, es decir, le aportan resistencia a la abrasión, resistencia a cortadura... Están

⁵ <http://www.roadhouse.es/manual.PDF>

encargadas también, de aportar resistencia a las altas temperaturas. Las más usuales son: barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato y otros.

- **Componentes metálicos:** Se añaden en forma de polvo o viruta para conseguir homogeneizar el coeficiente de fricción así como la transferencia de calor de la pastilla a la mordaza y ambiente. Los más usuales son, latón, cobre, bronce entre otros. No obstante una gran parte de los componentes metálicos usados en los materiales de fricción, tienen efectos nocivos sobre la salud por lo que se recomienda seguir estrictamente la legislación referente a los productos que contengan tales metales pesados.
- **Los lubricantes o modificadores de coeficiente:** Son los encargados de hacer variar el coeficiente de fricción normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura de funcionamiento. Son empleados en forma de polvo suelen ser grafitos, cokes, sulfuros, antracitas, etc.
- **Los materiales orgánicos:** Son los encargados de aglomerar el resto de los materiales. Cuando alcanzan una determinada temperatura fluyen y ligan el resto de componentes, hasta que se polimerizan. Las más importantes son las resinas fenólicas termoendurecibles, aunque también son empleados diferentes tipos de cauchos, ceras, aceites, etc.
- **Los abrasivos:** Cumplen principalmente la misión de incrementar el coeficiente de fricción y también renuevan y limpian la superficie del disco permitiendo la formación de la capa intermedia o también conocida como tercera capa.



Figura 17. Composición de materiales de fricción.

4.1.2 FABRICACIÓN

La fabricación de material de fricción es un proceso bastante estandarizado. Las variables del proceso son las que cada fabricante define en función del tipo de materiales que emplea, es decir, de la composición que defina. A grandes rasgos los pasos fundamentales que se deben de seguir a la hora de fabricar son:

- ♦ El proceso de mezclado
- ♦ Prensado en caliente
- ♦ Curado
- ♦ Scorchado
- ♦ Operaciones de mecanizado
- ♦ Puesta de accesorios
- ♦ Marcado y estuchado

4.1.3 CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE LA PASTILLA DE FRENO

Los requerimientos básicos del material de fricción son los que establece la propia aplicación del producto. Los más relevantes son:

- Presentar un coeficiente de fricción adecuado y estable a cualquier rango de temperatura y presión.
- Mantener un equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste.
- Una cierta compresibilidad, tanto en frío como en caliente, que haga que el material absorba vibraciones e irregularidades de la otra superficie con la que entra en contacto.
- Una buena resistencia al choque y al cizallamiento.

Para conseguir satisfacer todos estos requerimientos, cada fabricante implementa sus propias formulaciones, las cuales ensaya una y otra vez hasta conseguir los resultados que le aportan la calidad que buscaban. A continuación se presenta los diferentes componentes que pueden llevar las pastillas de freno.

4.1.4 COMPONENTES DE UNA PASTILLA

4.1.4.1 UNDERLAYER (Subcapa)

El underlayer es una capa de material cuya función es la de fijar el material de fricción en el soporte además de reducir la temperatura que llega a la mordaza. Esta capa de material tiene su propia formulación, ya que no tiene los requerimientos que del material de fricción se esperan sino que sus funciones son las de unir la capa de material de fricción al soporte además de variar la conductividad térmica del material de fricción para que el calor no pase a través de ella y no se caliente el líquido de frenos en el caso de materiales de fricción con una alta conductividad térmica.

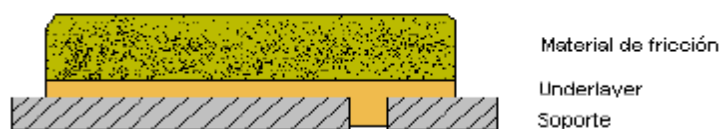


Figura 21. Componentes de una pastilla de freno

En definitiva, es un elemento añadido que puede implicar riesgos adicionales por lo que sí es posible es conveniente evitar el tener que usar este elemento.

4.1.4.2 SOPORTE

El soporte es el elemento metálico cuya función es la de mantener el material de fricción en el porta pastillas de las mordaza. La característica principal es que debe de ser lo más plano posible para evitar que durante en proceso de prensado en caliente y posterior curado de las pastillas surjan fisuras entre el soporte y el material de fricción.



Figura 22. Soporte de pastilla de freno

Los soportes se fabrican por estampación a partir de una lámina del espesor requerido. Dependiendo de la complejidad del soporte se fabrican en varios pasos, aunque es uno de los procesos más automatizados de la fabricación de las pastillas.

Los soportes son pintados con un barniz de alta resistencia para prevenir la corrosión con el paso del tiempo. La impregnación del soporte metálico con una resina de gran adherencia es una fase crítica del proceso de fabricación, ya que se debe de garantizar una correcta adherencia del material de fricción al soporte.

4.1.4.3 ANTIRRUIDOS

Las láminas antirruído son accesorios cuya función principal es la de absorber las vibraciones que se producen en el contacto entre la pastilla y el disco, evitando la aparición de ruido. Existen diferentes materiales, como son láminas de fibra de vidrio, láminas metálicas... cada aplicación lleva definida un tipo de lámina diferente dependiendo del tipo de vehículo o maquina en el cual va montada la pastilla. La forma de fijarlas al soporte suele variar dependiendo del tipo de material de la lámina antirruído. Existen láminas que van pegadas por medio de una resina fenólica las cuales tienen que ser comprimidas contra el soporte sometido el conjunto a una temperatura de unos 150°C. Otras láminas van remachadas a los tetones del soporte. Existe otra posibilidad de que la lámina vaya fijada al soporte por medio de patillas y embutida en dos tetones del soporte, para impedir su movimiento.



Figura 23. Láminas antirruído.

4.1.4.4 OTROS ACCESORIOS.

Las pastillas para absorber las vibraciones a las que son sometidas en el momento en que se frena, llevan una serie de accesorios que se denominan muelles. Estos muelles están fabricados a partir de láminas. Este tipo de elementos depende de la geometría de la pastilla, del sistema de anclaje.

Otro tipo de accesorios que van incluidas en las pastillas son los avisadores de desgaste. La función de estos elementos es la de alertar al

operador de la maquina o del vehículo que sus pastillas están al límite de su vida útil y debe de sustituidas.



Figura 24. Pastillas con avisador luminosos de desgaste

4.1.5 PARAMETROS QUE DEFINEN EL MATERIAL DE FRICCIÓN.

El parámetro básico que define cualquier material de fricción es su coeficiente de fricción (μ). Durante el desarrollo de nuevas formulaciones, el coeficiente de fricción es ensayado en los dinamómetros de inercia, así como en la máquina de presión constante o dinamómetros Krauss. Una vez pasada esta fase se ensayan directamente en vehículos equipados para la adquisición de los datos que el ensayo produzca.

La herramienta fundamental sigue siendo el dinamómetro de inercia. Estos son bancos de ensayos completamente sensorizados, en los cuales se acopla el sistema de freno que se desee ensayar. Los dinamómetros están comandados por potentes sistemas informáticos que son capaces de medir cualquier parámetro durante el ensayo, desde la temperatura del disco, el coeficiente de fricción, la presión del circuito, la velocidad de giro, la deceleración, etc. Los dinamómetros de inercia en esencia son máquinas capaces de reproducir las fuerzas que se generan en un vehículo o maquina durante el proceso de frenado. Esto implica que se consiguen simular fielmente las condiciones de trabajo del sistema de frenos, especialmente del material de fricción durante su vida en servicio.

El fundamento del dinamómetro de inercia es la simulación de la energía cinética del vehículo o la maquina.

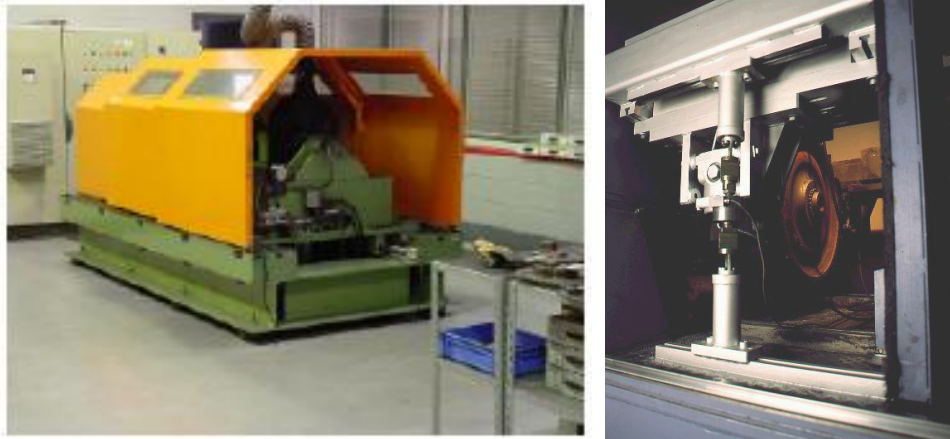


Figura 25. Dinamómetro de inercia

Energía cinética de un vehículo

$$E_c = \frac{1}{2} M * v^2 \quad [Kg] * \left[\frac{m}{s}\right]^2$$

Energía cinética de una maquina rotativa

$$E_c = \frac{1}{2} \sum I_i * w^2 = \frac{1}{2} \left[\sum \left(\frac{1}{2} M_i * R_i^2 \right) \right] * w^2 \quad [Kg] * \left[\frac{m}{s}\right]^2$$

Energía cinética del dinamómetro

$$E_c = \frac{1}{2} I * w^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} * M * R^2 \right] * w^2 \quad [Kg] * \left[\frac{m}{s}\right]^2$$

En donde:

M = Masa (Kg).

v = Velocidad del vehículo (m/s)

I = Momento de inercia (Kg*m²)

w = Velocidad angular (1/seg.)

Al poder igualar las expresiones de energía (ya que se miden en las mismas unidades) podemos calcular la inercia necesaria en el dinamómetro para simular fielmente cualquier tipo de maquina o vehículo, así como cualquier tipo de situación. Aprovechando así todas las ventajas que reporta el trabajar sobre dinamómetro.

Los dinamómetros de inercia están compuestos por un *motor eléctrico* que es el encargado de dar la velocidad necesaria a las masas, la potencia del motor necesaria es la que determina la inercia que es capaz de mover. Las *masas de inercia* son discos de diferentes diámetros que determinan las características dimensionales de la maquina o vehículo a ensayar, es decir, un vehículo o maquina con una determinada masa cuando se encuentra en movimiento lleva una energía que es la que hay que disipar al frenar, con lo cual, la masas de inercia son las que acumulan la misma energía que se desea simular. Lógicamente las inercias están unidas al motor eléctrico mediante un eje. En el extremo de dicho eje, se encuentra una brida donde va colocado el disco de freno. En el cabezal fijo se coloca la, mordaza que se desea ensayar, así como la bomba de freno, y el sistema hidráulico que comanda la bomba.



Figura 26. Detalle dinamómetro de inercia

Los ensayos que se pueden realizar en el dinamómetro son muy variados ya que software que controla el banco, puede ser programado de modo que se realice el ensayo que se desee. Existen una serie de ensayos que

están reconocidos a escala internacional y que a las diferentes compañías les sirve como niveles estándar de ensayo.

Los ensayos se encuentran divididos en diferentes etapas, en las cuales se prueba el material de fricción, bajo diferentes condiciones de funcionamiento. Se puede considerar que un ensayo básico está compuesto por las siguientes etapas en un programa estándar de pruebas (AK - Master):

- *Etapas de asentamiento.* La necesidad del asentamiento se hace patente en los ensayos que se realizan. El asentamiento se realiza a temperaturas inferiores a 100 °C, la presión varía desde 15 a 45 bares, el rango de velocidades es de 100 a 30 km/h. Durante toda la etapa lo que se mide es el coeficiente de fricción para ver el comportamiento del material durante las primeras frenadas. Esta etapa está compuesta por 100 frenadas.
- *Etapas de sensibilidad a la presión.* Variando la presión del circuito se van comprobando a diferentes velocidades el coeficiente de fricción que el material es capaz de aportar. En una primera sub-etapa se realizan frenadas a 40 km/h en un rango de presiones que va desde 10 a 80 bares. En las siguientes sub-etapas la velocidad es de 80, 120, 160 y 180 km/h manteniendo el rango de presiones así como el número de frenadas.
- *Etapas de fading.* Esta etapa se suele repetir un par de veces durante el proceso, para comprobar que sucede con el coeficiente si se producen dos fading. El test de fading está compuesto de 20 frenadas en las cuales el requerimiento es alcanzar una deceleración media de 4m/s² durante diferentes temperaturas que van desde los 100°C de la primera frenada hasta los 550°C de la última frenada. Cada una de las 20 frenadas se realiza cuando se alcanza la temperatura establecida. Dichas temperaturas van incrementándose de 30°C en 30°C aproximadamente en cada

frenada. La presión en el circuito es la necesaria para alcanzar una deceleración media de 4 m/s².

- *Etapa de sensibilidad a la presión a alta temperatura.* Es igual que la etapa de sensibilidad a la presión pero con una temperatura inicial del sistema de 500°C.
- *Etapas de análisis de características.* Estas etapas lo que hacen la medición del coeficiente de fricción en condiciones de frenada normal, es decir, a una presión de 30 bar, a una temperatura inicial de 100°C y en un intervalo de velocidad de 80 a 30 km/h. Se realizan 18 frenadas durante las cuales se mide el coeficiente de fricción. Se realizan después de cada etapa descrita anteriormente.

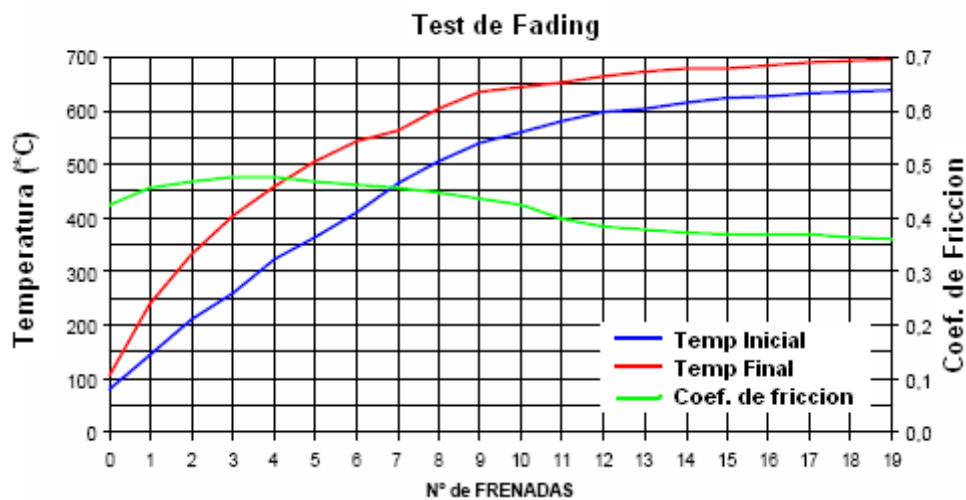


Figura 27. Grafica obtenida en el Test de Fading

Lo ideal para un buen material de fricción sería que su coeficiente de fricción se mantuviese constante en $m=0,4$ durante cualquier rango de utilización, ya sea en temperatura, de presión o de cualquier otro parámetro. Además debiera de desgastarse poco y no dañar la otra superficie contra la que entra en contacto, pero esto es una utopía ya que el material de fricción está sujeto a muchos cambios como ya hemos visto.

El material de fricción no se caracteriza solo por el coeficiente de fricción sino que además existen otras características intrínsecas al material.

Dichas características deben de mantenerse dentro de unos límites para que el material cumpla su función primaria.

4.1.5.1 DENSIDAD.

La densidad (ρ) del material de las pastillas es la relación entre la masa del material de fricción dividido del volumen que ocupa. Es un dato importante porque puede darnos idea como estamos prensando durante el proceso de fabricación, y también como pueden ser las expectativas de vida en servicio.

4.1.5.2 POROSIDAD.

La porosidad es entendida como el volumen relativo de la proporción de cavidades en el material. Esto incluye poros, ampollas de aire y cualquier cavidad que presente el material. La proporción de cavidades debe de ser menor al 5% de la superficie de la pastilla y no afectar a su perfil para que así no sea rechazada la pastilla. Una porosidad elevada puede provocar desgastes prematuros y una porosidad reducida puede dar lugar a chirridos.

4.1.5.3 FUERZA DE CIZALLADURA.

La fuerza de cizalladura es la resistencia que presenta el material de fricción a ser separado del soporte cuando sobre el actúa una fuerza tangencial.

Este valor es de los más importantes ya que las pastillas de freno cuando se encuentran frenando están sometidas no solo a las fuerzas normales contra el disco sino también a grandes esfuerzos tangenciales que son los que realiza el disco al intentar arrastrar las pastillas en el sentido de su giro.

El valor mínimo aceptable para un test de cizallamiento es de 250 N/cm², según Reglamento 90, esta presión equivale a desarrollar una fuerza de 1250 kg. En una pastilla de tipo medio, con un área de 50 cm². Si esta característica no se cumple es necesario el tomar medidas correctivas que consigan una mayor adherencia entre el soporte y el material de fricción. Las principales acciones encaminadas a corregir este defecto son el empleo de un adhesivo diferente, incluso variar el material de fricción para que fluya mejor por los huecos del soporte y su adhesión al mismo sea mejor.

Es importante destacar no solo el valor de rotura o presión máxima de cizalladura que soporta el material, sino la adhesión que este presenta sobre el soporte metálico, ya que una vez separado el material de fricción del soporte debe de quedar material adherido al soporte en cantidad superior al 80 % de la superficie del mismo. Si esto no fuese así sería necesario tomar las medidas oportunas, descritas anteriormente.

En la figura se puede ver como se debe aplicar la fuerza de rotura en la máquina, es importante que el radio del útil que empujará a la superficie de fricción tenga el mismo radio que la pastilla para cumplir con lo estipulado según el Reglamento 90.

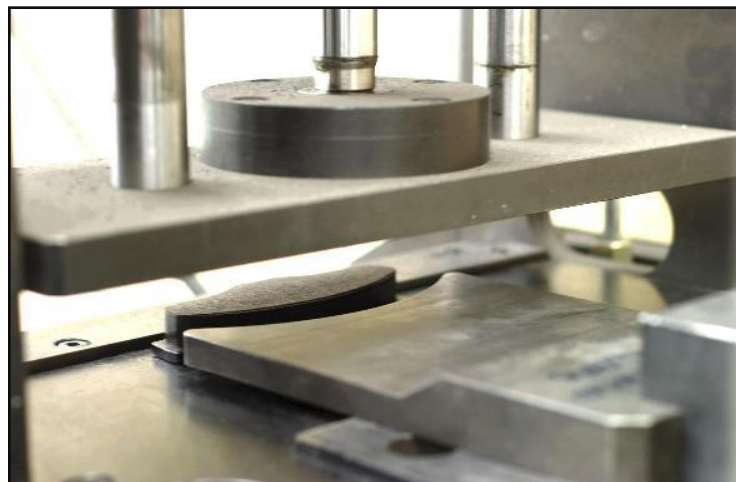


Figura 28. Prueba de cizalladura

4.1.5.4 COMPRESIBILIDAD

La compresibilidad es el cambio de espesor en las pastillas por la aplicación de una fuerza normal a la superficie de las pastillas. Este ensayo se realiza en dos condiciones diferentes, en un principio se realiza a temperatura ambiente, lo que se conoce como compresibilidad en frío y en posteriormente se realiza colocando la pastilla por el lado del material de fricción contra una superficie que se encuentra a 400°C durante 10 minutos, es el conocido como test de compresibilidad en caliente.

Cuando el valor de la compresibilidad en frío es mayor a un 2% del espesor de la pastilla, se debería de modificar el material de fricción para que no se produzca una reducción tan grande en el espesor del material. Durante el ensayo en caliente el valor máximo de compresibilidad debe ser menor al 5%. Si se sobrepasase este valor de nuevo deberían de tomarse medidas correctivas ya que ambos límites máximos tanto para frío como para caliente están definidos según Reglamento 90.



Figura 29. Máquina para ensayos de compresibilidad

4.1.5.5 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

La conductividad térmica de los materiales de fricción es la propiedad física por la cual tienen la capacidad de transmitir el calor hacia su interior. Para el caso de las pastillas de freno es muy importante que la conductividad térmica sea capaz de evacuar el calor hacía el exterior de la pastilla pero se debe controlar ya que si ese calor pasase a través del

soporte metálico hasta la pinza, llegaría hasta el líquido de freno. Dicho calor puede provocar que el líquido entre en ebullición con las consecuentes pérdidas de eficacia de frenada. Los síntomas claros de esta ebullición es el aumento de la carrera de pedal, que se iría al fondo, con la consiguiente pérdida de eficacia de frenado.

Los valores de conductividad térmica son muy variables con la formulación de material de fricción, ya que si las pastillas son semi-metálicas (aquellas que tienen alto contenido en lana de acero, de cobre, latón u otros), su conductividad térmica será mayor ya que los metales son mejores conductores de la temperatura. Por ello en formulaciones semi-metálicas es muy importante colocar un underlayer que evite la transferencia de calor al líquido de freno para evitar que el líquido de freno, eventualmente, entre en ebullición. En materiales de fricción de base orgánica la conductividad térmica será menor de forma que no tendrán, en la mayoría de los casos, la necesidad de usar underlayer.

4.2 DISCOS PARA FRENOS

Los discos de freno son la superficie contra la cual interactúan las pastillas para frenar el vehículo, debido a que el disco gira solidario con las ruedas. Ese rozamiento entre discos y pastillas produce la transformación de energía cinética en energía calorífica, provocando una reducción de la velocidad.

Los discos de freno no solo deben producir la transformación de energía sino que además deben de conseguir que el calor producido sea transmitido a la atmósfera lo más rápidamente posible, ya que sino, las temperaturas a las que operaría el sistema serían muy elevadas llegando incluso al colapso del sistema.

El material escogido para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las

prestaciones durante el periodo de vida de los discos. Existen también, discos de materiales compuestos en matriz de carbono, usados en la alta competición y en los frenos de los aviones, aunque debido al alto coste que tienen son inviables para los vehículos comunes. En la actualidad se están desarrollando discos de freno en aluminio con una base de carburo de silicio, ya que su menor peso los hace muy atractivos, pero la mala disipación de calor que tienen los hacen inviables de momento, ya que necesitan un sobredimensionamiento importante que hacen que pierdan las ventajas del reducido peso.

Las características básicas de la fundición de los discos la podemos ver la siguiente tabla.

Propiedades Físicas	Valores
Resistencia a la tracción	240 N/mm ²
Dureza	170-250 HB

Tabla . Características básicas de la fundición de discos

ANEXO C. CATALOGO BOMBA DE ENGRANAJES



POMPE AD INGRANAGGI GEAR PUMPS

Pag.
Page

CARATTERISTICHE FEATURES		A-3
GAMMA DI PRODOTTO PRODUCT RANGE		A-4
INFORMAZIONI TECNICHE TECHNICAL INFORMATION		A-6
PRESTAZIONI PERFORMANCES		A-10
POMPE GRUPPO PUMPS GROUP	1	A-16
POMPE GRUPPO PUMPS GROUP	2	A-28
POMPE GRUPPO PUMPS GROUP	3	A-52
POMPE GRUPPO PUMPS GROUP	4	A-64

CARATTERISTICHE

La Galtech è specializzata nella produzione di pompe dal gruppo 1 al gruppo 4 suddivise in 34 cilindrate da 0,9 a 120 cc/g, e fino a 320 bar di pressione massima di esercizio.

Sono disponibili versioni con flange e coperchi in ghisa per ridurre il livello di rumorosità.

Il bilanciamento idrostatico è a ripresa del gioco assiale mediante pressione inviata ad un'area definita della boccola.

La lubrificazione dei supporti è automatica e proporzionale alla pressione di impiego della pompa.

Ogni pompa può essere assemblata con totale intercambiabilità sia con flange standard (europea, tedesca, SAE) sia con quelle speciali (ZF, Perkins, Renault) e con alberi conici, cilindrici e scanalati.

E' possibile inoltre montare coperchi con valvole limitatrici di pressione e valvole regolatrici di flusso.

Tutte le pompe sono predisposte per il traino posteriore di una o più pompe interponendo il kit di accoppiamento disponibile anche in versione corta.

FEATURES

Galtech is specialized in pumps production from group 1 to group 4, divided into 34 displacements: from 0,9 to 120 cc/rev, and up to 320 bar of max working pressure.

Pumps are available with cast iron flanges and covers version to reduce the loudness level.

Hydrostatic balance takes up axial slack through the pressure supplied to a defined bushing area.

Bearings lubrication is automatic and proportional to the pump operating pressure.

Each pump can be assembled whether with standard flanges (european, german or SAE) or with special ones (ZF, Perkins and Renault), with tapered, cylindrical or splined shafts.

Furthermore it is possible to assemble covers with pressure relief valves and flow control valves.

All standard pumps are arranged to drive a supplementary pumps, using the coupling kits, available also in the short version.



INFORMAZIONI TECNICHE

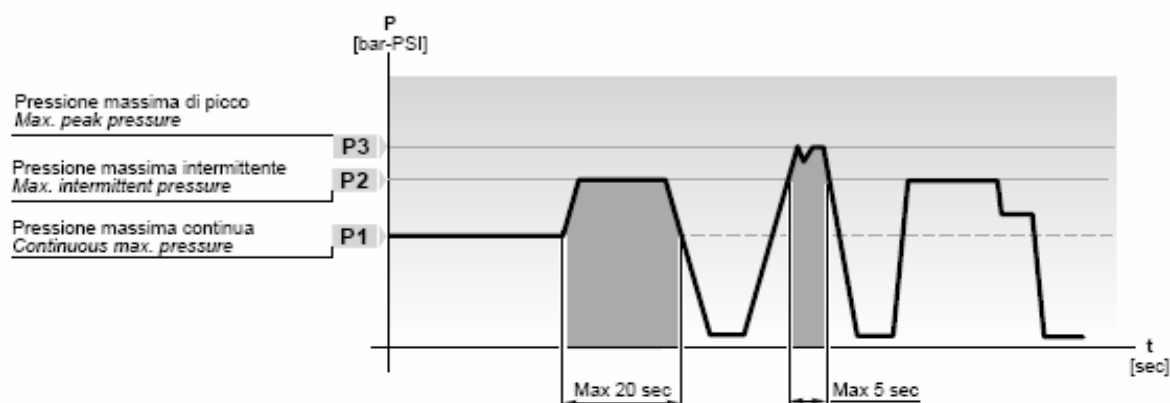
TECHNICAL INFORMATION

Definizione delle pressioni

Le pompe possono essere sottoposte alle pressioni P1, P2, P3 indicate nelle tabelle delle prestazioni. Il grafico seguente ne illustra le definizioni e l'applicabilità rispettando i limiti delle velocità di rotazione riportati.

Definition of pressures

The pumps can be subjected to the pressures P1, P2 or P3 indicated in the performance tables. The following diagram illustrates the definitions and applicability of these, compared to the rotation speed limits included.


Misure idrauliche
Hydraulic measures

Q	Portata <i>Flow</i>	[l/min - Gal/min]
M	Coppia <i>Torque</i>	[Nm - lbf.in]
P	Potenza <i>Power</i>	[kW - HP]
V	Cilindrata <i>Displacement</i>	[cm ³ /rev - in ³ /rev]
N	Velocità <i>Speed</i>	[min ⁻¹ - rpm]
Δp	Pressione <i>Pressure</i>	[bar - PSI]
η_v	Rendimento volumetrico <i>Volumetric efficiency</i>	
η_m	Rendimento meccanico <i>Mechanical efficiency</i>	
η_t	Rendimento totale <i>Overall efficiency</i>	

Formule utili
Useful formulas

$$Q = V [\text{cm}^3/\text{rev}] \times \eta_v \times n \cdot 10^{-3} \quad \text{l/min}$$

$$M = \frac{\Delta p [\text{bar}] \times V [\text{cm}^3/\text{rev}]}{62.83 \times \eta_m} \quad \text{Nm}$$

$$P = \frac{\Delta p [\text{bar}] \times V [\text{cm}^3/\text{rev}] \times n}{600 \times 1000 \times \eta_t} \quad \text{kW}$$

Fattore di conversione
Conversion factors

1 l/min = 0.2641 US Gal/min
1 Nm = 8.851 in-lbs
1 Nm = 0.7375 ft-lbs
1 N = 0.2248 lbs
1 kW = 1.34 HP
1 cm ³ /giro = 0.061 in ³ /rev
1 bar = 14.5 PSI
1 mm = 0.0394 in
1 kg = 2.205 lbs

GAMMA DI PRODOTTO

PRODUCT RANGE

POMPE GRUPPO
PUMPS GROUP

1

Standard



SAE AA



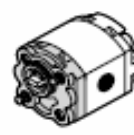
MC 32



E 32 BX



E 32 CX



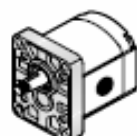
Grandezza Size	Cilindrata Displacement [cm ³ /g] - (in ³ /rev)	Velocità max. Max. speed [g/min] - (rpm)	Portata max. Max. flow [l/min] - (Gal/min)	Velocità min. Min. speed [g/min] - (rpm)	Portata min. Min. flow [l/min] - (Gal/min)	Rendimento volumetrico min. Min. volumetric efficiency %
1SPA_0.9	0.89 (0.05)	6000	5.3 (1.40)	600	0.49 (0.13)	92*
1SPA_1.2	1.18 (0.07)	6000	7.1 (1.88)	600	0.65 (0.17)	
1SPA_1.6	1.6 (0.10)	6000	9.6 (2.54)	400	0.61 (0.16)	95*
1SPA_2.0	2.0 (0.12)	5500	11 (2.91)	400	0.76 (0.20)	
1SPA_2.5	2.5 (0.15)	5000	12.5 (3.30)	400	0.95 (0.25)	
1SPA_3.2	3.2 (0.20)	4500	14.4 (3.80)	400	1.21 (0.32)	
1SPA_3.7	3.7 (0.23)	4000	14.8 (3.91)	400	1.40 (0.37)	
1SPA_4.2	4.2 (0.26)	3500	14.7 (3.88)	400	1.60 (0.42)	
1SPA_5.0	5.0 (0.31)	3000	15 (3.96)	400	1.90 (0.50)	
1SPA_6.3	6.3 (0.38)	2700	17 (4.40)	400	2.39 (0.63)	
1SPA_7.8	7.76 (0.47)	2500	19.4 (5.13)	400	2.95 (0.78)	
1SPA_9.8	9.78 (0.60)	2000	19.6 (5.18)	400	3.71 (0.98)	

* (Valori rilevati in fase di collaudo a 1500 giri/min / Value collected during the testing at 1500 rpm)

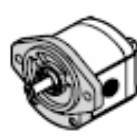
POMPE GRUPPO
PUMPS GROUP

2

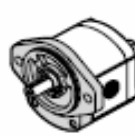
Standard



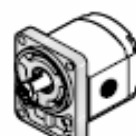
SAE A



SAE A-OR



B80 C



B50 C



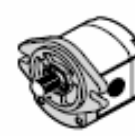
E52 C



PRKS 400D



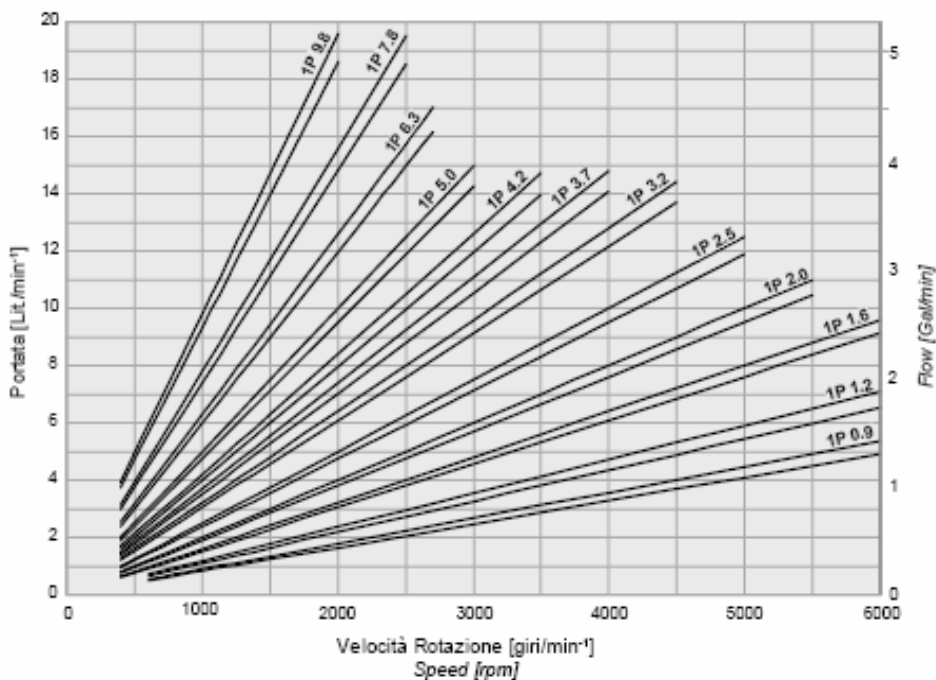
SAE A 14*



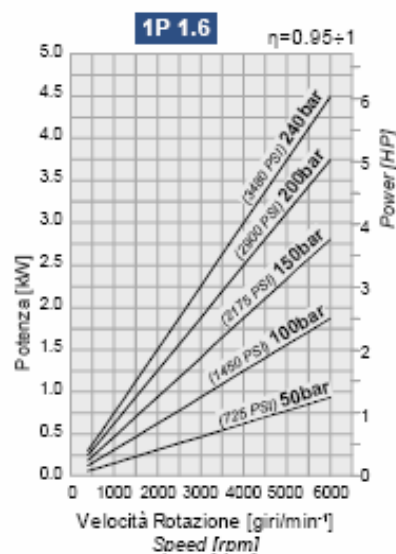
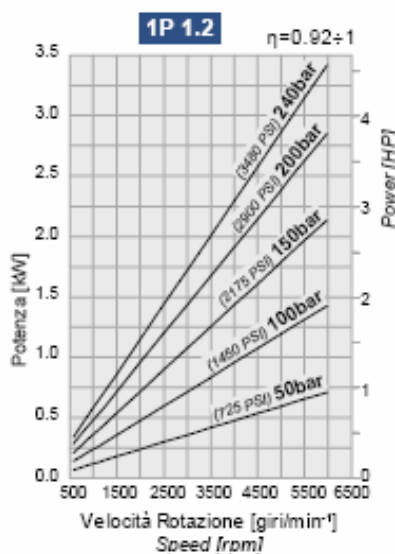
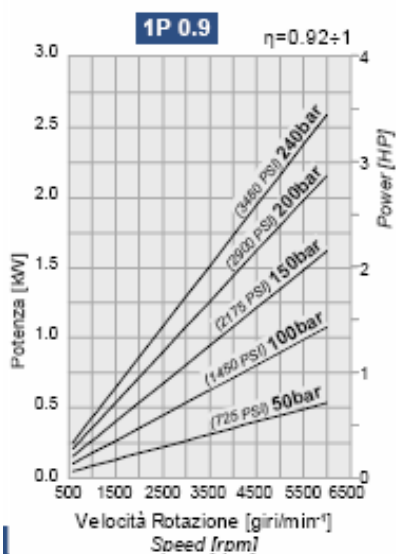
Grandezza Size	Cilindrata Displacement [cm ³ /g] - (in ³ /rev)	Velocità max. Max. speed [g/min] - (rpm)	Portata max. Max. flow [l/min] - (Gal/min)	Velocità min. Min. speed [g/min] - (rpm)	Portata min. Min. flow [l/min] - (Gal/min)	Rendimento volumetrico min. Min. volumetric efficiency %
2SP_4	4 (0.24)	4000	16 (4.23)	500	1.9 (0.50)	95*
2SP_6	6 (0.37)	4000	24 (6.34)	500	2.85 (0.75)	
2SP_8	8.5 (0.52)	3500	29.7 (7.85)	500	4.03 (1.06)	
2SP_11	11 (0.67)	3500	38.5 (10.17)	500	5.22 (1.38)	
2SP_14	14 (0.85)	3500	49 (12.95)	500	6.65 (1.76)	
2SP_16	16.5 (1.01)	3500	57.7 (15.24)	500	7.83 (2.07)	
2SP_19	19.5 (1.19)	3300	64.3 (16.99)	500	9.26 (2.45)	
2SP_22	22.5 (1.37)	2800	63 (16.64)	500	10.68 (2.82)	
2SP_26	26 (1.59)	2500	65 (17.17)	500	12.35 (3.26)	

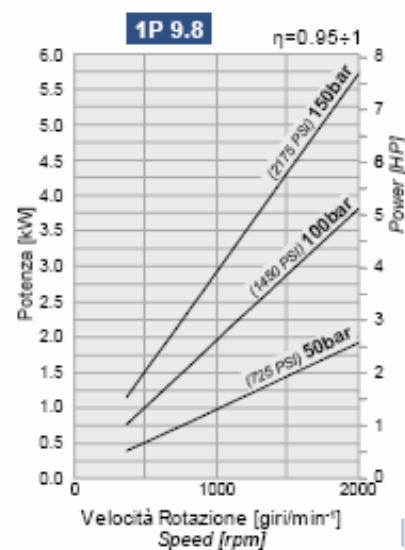
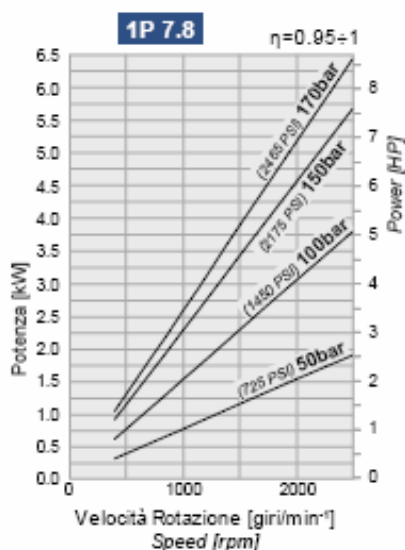
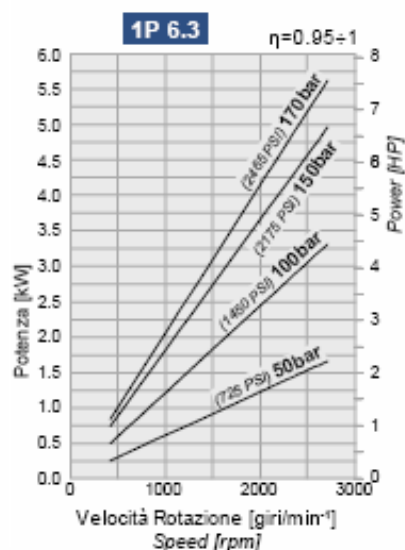
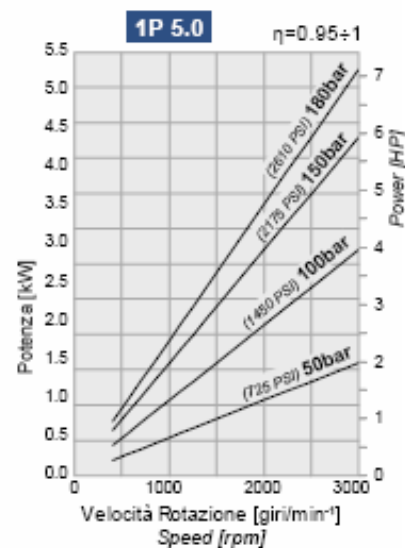
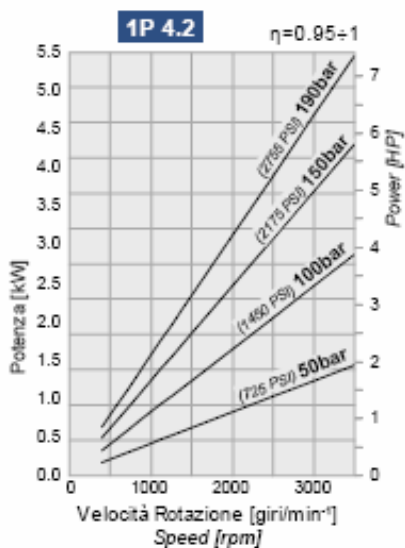
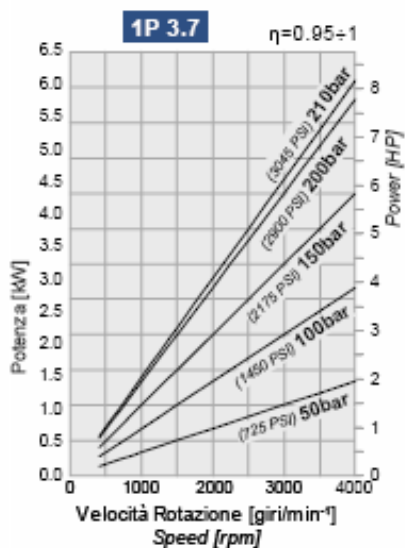
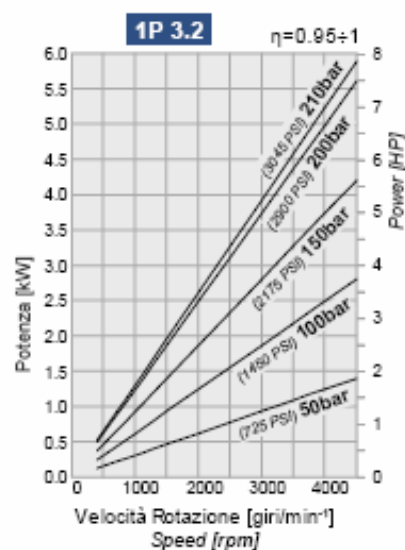
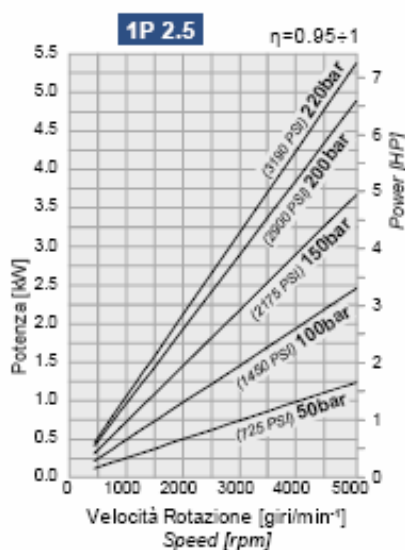
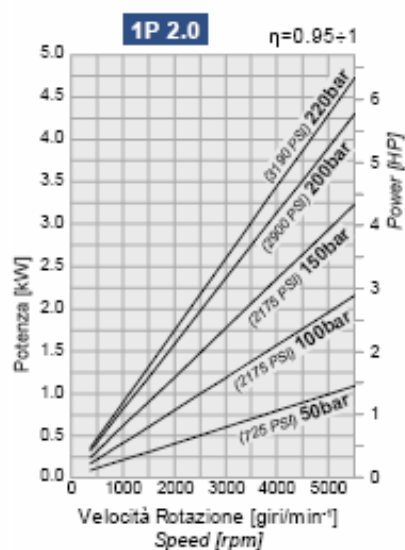
* (Valori rilevati in fase di collaudo a 1500 giri/min / Value taken during the testing at 1500 rpm)

Diagramma Portata - Velocità di rotazione
Flow - Speed chart



Pompe Gruppo 1 Diagrammi Potenze - n° /giri / Pumps group 1 Diagrams Power- n° Rev





POMPE GRUPPO
PUMPS GROUP

1

Standard

Dati tecnici / Technical data

Grandezza Size	Cilindrata Displacement [cm ³ /rev] [in ³ /rev]	Pressione max. d'esercizio Max. working pressure			Velocità max. Max. speed [g/min] [rpm]	Portata max. Max. flow [l/min] [Gal/min]	Velocità min. Min. speed [g/min] [rpm]	Portata min. Min. flow [l/min] [Gal/min]	Dimensioni Dimensions		Massa Mass [kg] [lbs]	Rendimento volumetrico min. Min. volumetric efficiency %
		P1 [bar] [PSI]	P2 [bar] [PSI]	P3 [bar] [PSI]					A [mm] [inch]	B [mm] [inch]		
1SP A0.9	0.89 (0.05)	240 (3480)	260 (3770)	290 (4205)	6000	5.3 (1.40)	600	0.49 (0.13)	34.80 (1.370)	73.6 (2.898)	0.91 (2.01)	92*
1SP A1.2	1.18 (0.07)	240 (3480)	260 (3770)	290 (4205)	6000	7.1 (1.88)	600	0.65 (0.17)	35.35 (1.392)	74.7 (2.941)	0.93 (2.05)	
1SP A1.6	1.6 (0.10)	240 (3480)	260 (3770)	290 (4205)	6000	9.6 (2.54)	400	0.61 (0.16)	36.20 (1.425)	76.4 (3.008)	0.95 (2.09)	
1SP A2.0	2.0 (0.12)	220 (3190)	250 (3625)	270 (3915)	5500	11 (2.91)	400	0.76 (0.20)	36.95 (1.455)	77.9 (3.067)	0.97 (2.14)	95*
1SP A2.5	2.5 (0.15)	220 (3190)	250 (3625)	270 (3915)	5000	12.5 (3.30)	400	0.95 (0.25)	37.95 (1.494)	79.9 (3.146)	1.00 (2.21)	
1SP A3.2	3.2 (0.20)	210 (3045)	240 (3480)	260 (3770)	4500	14.4 (3.80)	400	1.21 (0.32)	39.30 (1.547)	82.6 (3.252)	1.04 (2.29)	
1SP A3.7	3.7 (0.23)	210 (3045)	240 (3480)	260 (3770)	4000	14.8 (3.91)	400	1.40 (0.37)	40.30 (1.587)	84.6 (3.331)	1.07 (2.36)	
1SP A4.2	4.2 (0.26)	190 (2755)	210 (3045)	230 (3335)	3500	14.7 (3.88)	400	1.60 (0.42)	41.25 (1.624)	86.5 (3.406)	1.10 (2.43)	
1SP A5.0	5.0 (0.31)	180 (2610)	210 (3045)	230 (3335)	3000	15 (3.96)	400	1.90 (0.50)	42.80 (1.685)	89.6 (3.528)	1.14 (2.51)	
1SP A6.3	6.3 (0.38)	170 (2465)	190 (2755)	210 (3045)	2700	17 (4.49)	400	2.39 (0.63)	45.35 (1.785)	94.7 (3.728)	1.22 (2.69)	
1SP A7.8	7.76 (0.47)	170 (2465)	190 (2755)	210 (3045)	2500	19.4 (5.13)	400	2.95 (0.78)	48.20 (1.898)	100.4 (3.953)	1.30 (2.87)	
1SP A9.8	9.78 (0.60)	150 (2175)	170 (2465)	190 (2755)	2000	19.6 (5.18)	400	3.71 (0.98)	52.15 (2.053)	108.3 (4.264)	1.41 (3.11)	

* (Valori rilevati in fase di collaudo a 1500 giri/min / Value collected during the testing at 1500 rpm)

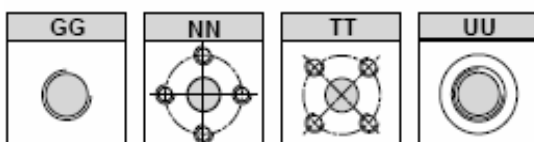
Esempio di ordinazione in codice / Example of ordering code

1SP A 2.0 D (H) - 10 GG 0 (VT)

1SP	Tipo pompa / Pump type	vedi tabella / see table
A	Materiale flangia e coperchio / Flange and cover material	A = Alluminio / Aluminium
2.0	Cilindrata / Displacement	vedi tabella / see table
D	Rotazione destra / Clockwise rotation	D = Rotazione destra / Clockwise rotation S = Rotazione sinistra / Anticlockwise rotation
(H)	Anello di rinforzo per piccola pressione in aspirazione Stiffening seal for low suction pressure	(a richiesta / optional)
— ⁽¹⁾	Flangia standard / Standard flange	
10	Tipo albero / Shaft type	10 - 11 - 13 - 14 - 15 - 27
GG	Tipo connessioni / Connections type	GG - NN - TT - UU - NG - TG - UG
0	Posizione connessioni / Connections positions	0 - 1 - 3 - 4
(VT)	Opzioni / Optional	(VT) Guarnizione in Viton (a richiesta) Viton seals (optional) VLP-I (N) Valvola limitatrice di pressione (pag. A-27) Pressure relief valve (page A-27)

⁽¹⁾ Non è necessario indicare la flangia STANDARD / It is not necessary indicate STANDARD flange

Conn Connessioni / Connections

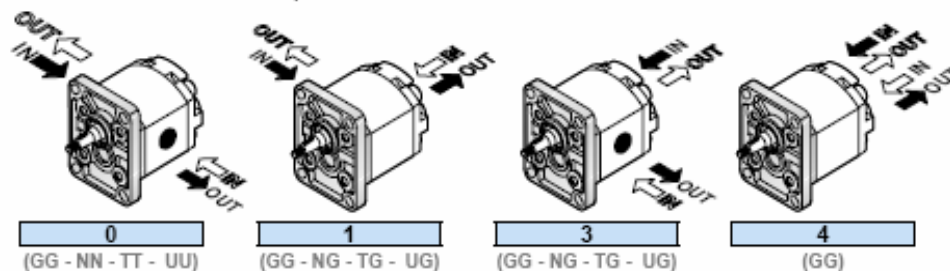


A-25

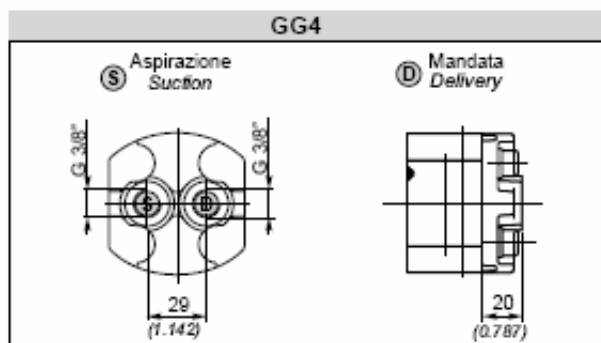
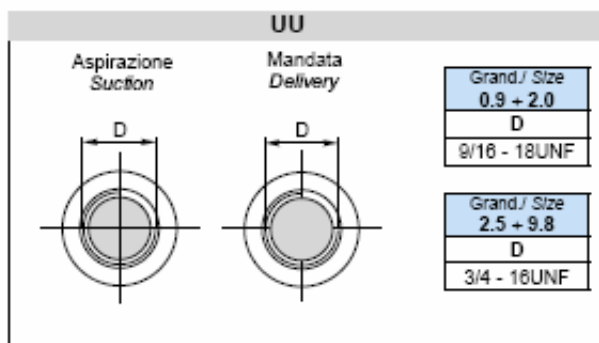
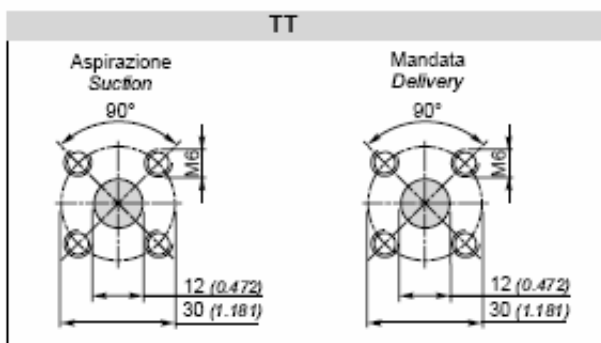
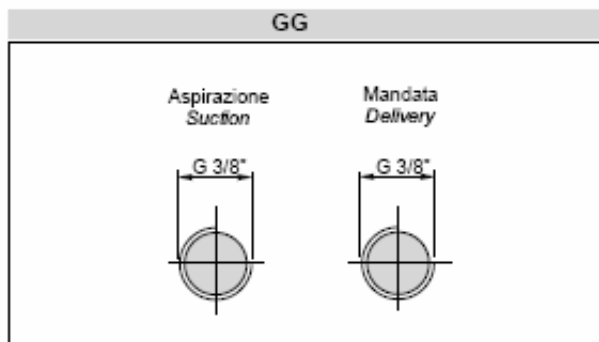
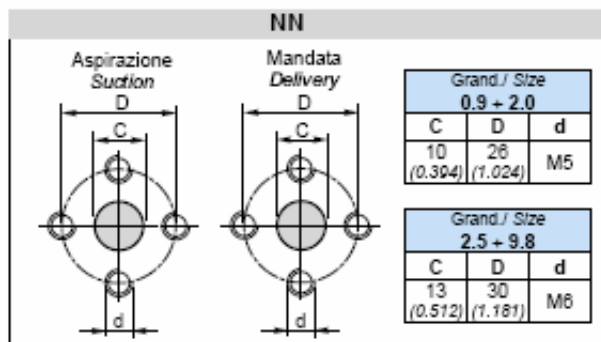


Il segno sul corpo indica il lato aspirazione per le pompe.
The sign on the body identify the suction side for the pumps.

Posizione delle connessioni / Connection positions

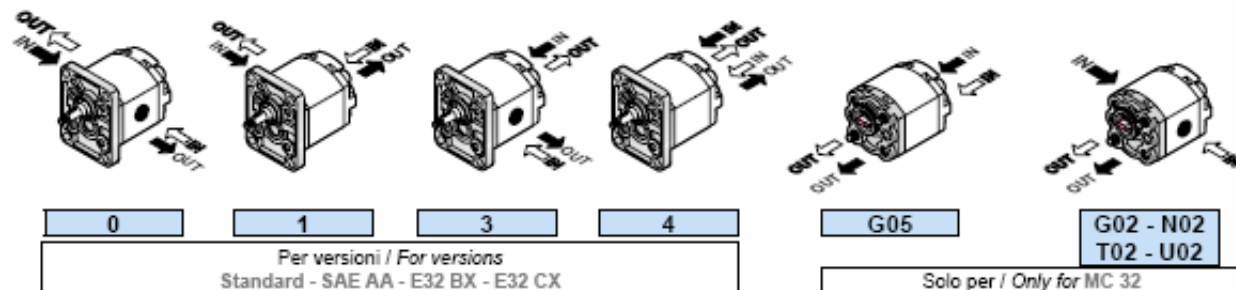


Rotazione / Rotation	
D	S



Il segno sul corpo indica il lato aspirazione per le pompe.
The sign on the body identify the suction side for the pumps.

Posizione delle connessioni / Connections positions



ANEXO D. CATALOGO MOTOR ELÉCTRICO



Catálogo General SD03 2005

motores eléctricos

- Motores monofásicos NEMA
- Motores trifásicos NEMA
- Motores de media tensión NEMA
- Motobombas
- Variadores de velocidad

SIEMENS

Información general

Normas

El programa de fabricación de nuestros motores monofásicos en armazón 56 de inducción "jaula de ardilla" cumplen con lo establecido en la publicación NEMA MG-1-1993 y NMX-J-75-1985.

Datos eléctricos

Tensión y frecuencia.

Los motores pueden operarse a plena carga en redes eléctricas, en las que a frecuencia nominal la tensión varía + 10% de la nominal.

Tensiones nominales:

- 127 V, 60 Hz.
- 220V, 60 Hz.

Potencia

La potencia nominal y el factor de servicio indicados en las tablas de selección, son válidos para servicio continuo con tensión y frecuencia nominales, una temperatura ambiente de 40°C y una altura de instalación de hasta 1000 m.s.n.m. ó 33°C a 2400 m.s.n.m.

Conexión a la red

La tablilla de conexiones es de fácil acceso y con terminales claramente identificadas. La placa de características contiene el diagrama de conexión.

Protección eléctrica

Todos los motores hasta 0.75 CP tienen un protector térmico incorporado. Los motores desde 1 CP hasta 2 CP, recomendamos protegerlos mediante guardamotores.

Sistemas de arranque

Fabricamos nuestros motores para los sistemas de arranque por capacitor y arranque por fase dividida. En ambos sistemas un microinterruptor encapsulado a prueba de polvo, realiza eficientemente la desconexión del devanado de arranque.

Datos mecánicos

Tipo de montaje.

Para las diversas aplicaciones

fabricamos diferentes tipos de montaje:

- Con base rígida.
- Con base flotante.
- Con base rígida, brida "C" y flecha roscada.
- Sin base, brida "C" y flecha roscada.

Sentido de giro

El sentido de giro normal del motor es el de las manecillas del reloj, viendo el motor del lado de la flecha. Para cambiar de rotación basta con intercambiar dos terminales en la tablilla de conexiones. Los motores con brida "C" y flecha roscada se proveen con rotación fija.

Posición de montaje

Nuestros motores pueden instalarse en posición horizontal o vertical, con la flecha hacia arriba o hacia abajo.

Protección mecánica (IP23)

La forma de protección de los motores monofásicos en armazón 56 corresponde a la designación: "tipo abierto a prueba de goteo y salpicaduras"

Carcasa y tapas

La carcasa es de lámina de hierro de alta calidad y las tapas de aluminio están diseñadas para soportar alto esfuerzo mecánico y proporcionar soporte rígido al rotor.

Rodamientos

Los motores se suministran con baleros de bolas con doble sello, lubricados de por vida.

Enfriamiento

Los motores están provistos de un ventilador radial de material termoplástico, el cual enfría al motor independientemente del sentido de giro del mismo.

Pintura (color naranja)

La pintura es a base de zinc para evitar corrosión por ambientes húmedos o agresivos.

Aplicaciones de los motores monofásicos

Aplicación del motor con arranque por fase dividida, 4 polos

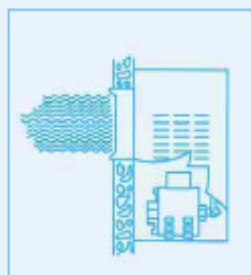
Están diseñados con un moderado par de arranque, para aplicaciones que no requieren alto par de arranque, tales como: extractores de aire, lavadoras y aparatos de aire acondicionado. Se pueden surtir con base rígida o con base flotante, con rodamientos de bolas. Cuando se requiere de una operación silenciosa o eliminar vibraciones, se recomienda la aplicación de un motor de fase dividida con base flotante.

Motor con arranque por capacitor, brida "C"; 2 polos

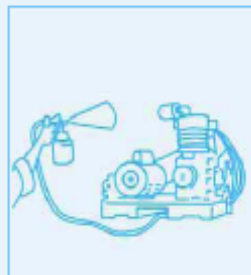
Este tipo de motor está diseñado con un moderado par de arranque y baja corriente de arranque. Las principales aplicaciones del motor con brida "C" se encuentran en las bombas centrífugas y otros equipos que requieren acoplamiento directo. Los motores se suministran con base fija o sin base y flecha roscada (sentido de rotación fijo).

Aplicaciones del motor con arranque por capacitor de 2 y 4 polos

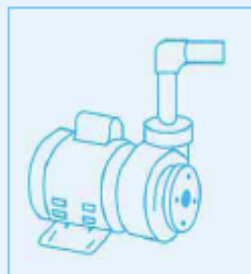
Este tipo de motor está diseñado con un alto par de arranque y baja corriente de arranque. Para aplicaciones que requieran arranque con carga, tales como: compresores de aire, compresores de refrigerante, bombas para mover líquidos, máquinas, herramientas, etc. Se pueden surtir con base rígida o con base flotante. Por el tipo de aplicación a que están sujetos, se suministran con rodamientos de bola, ya que están expuestos a fuertes cargas radiales, debido al empleo de bandas "V" para la transmisión de las máquinas a mover.



Aire acondicionado



Compresores de aire



Bombas para agua

Motores monofásicos armazón 56 tipo 1RF3

Tabla de selección
Motores monofásicos jaula de ardilla a prueba de goteo; aisl. clase B

Potencia CP	Tipo	Catálogo No.	Peso neto Kg	Velocidad nominal r.p.m.	Tensión nominal Volt	Corriente nominal A	Factor de Servicio	Corriente a F.S. A	Long. L mm
-------------	------	--------------	--------------	--------------------------	----------------------	---------------------	--------------------	--------------------	------------

Arranque por capacitor, base rígida, con balero (uso general)

0.25	1RF3 052-2YC41	30002034	8.3	3540/3520	127/220	7.6/3.0	2.0	8.3/3.9	254
0.33	1RF3 053-2YC41	30002043	8.4	3535/3515	127/220	8.5/3.5	2.0	9.7/4.5	254
0.50	1RF3 054-2YC41	30002051	9.7	3535/3515	127/220	9.9/4.1	1.8	12.4/6.2	271
0.75	1RF3 055-2YC41	30002059	10.5	3530/3500	127/220	12.4/5.3	1.6	14.6/7.1	271
1.0	1RF3 056-2YC41	30002064	11.9	3535/3510	127/220	15.5/6.6	1.6	18.6/9.4	291
1.5	1RF3 057-2YC41	30002069	12.8	3505/3470	127/220	18.5/9.4	1.2	20.4/10.2	291
2	1RF3 058-2YC41	30002071	15.5	3480/3460	127/220	21.6/11.0	1.15	24/12	313

Arranque por capacitor, base rígida, con balero, brida "C" y flecha roscada (bomba)

0.25	1RF3 252-2YC34	30002074	6.7	3540	127**	4.5	1.8	5.4	258
0.33	1RF3 253-2YC34	30002078	7.5	3530	127**	5.7	1.7	6.6	270
0.50	1RF3 254-2YC34	30002082	8.5	3540	127**	7.5	1.6	9.0	270
0.75	1RF3 255-2YC44	30002086	10.3	3550/3530	127/220	11.6/5.0	1.6	1.35/7.0	287
1.0	1RF3 256-2YC44	30002088	11.2	3535/3515	127/220	12.3/6.0	1.4	14.5/7.5	311
1.5	1RF3 257-2YC44	30002090	13.2	3520/3500	127/220	16.6/8.4	1.2	18.2/9.7	311
2	1RF3 258-2YC44	30002092	15.5	3480/3460	127/220	21.6/11.0	1.15	24/12	320

Arranque por capacitor, sin base, con balero, brida "C" y flecha roscada (bomba)

0.25	1RF3 252-2YC33	*	6.3	3540	127**	4.5	1.8	5.4	258
0.33	1RF3 253-2YC33	*	7.1	3530	127**	5.7	1.7	6.6	270
0.50	1RF3 254-2YC33	*	8.1	3540	127**	7.5	1.6	9.0	270
0.75	1RF3 255-2YC43	*	9.9	3550/3530	127/220	11.6/5.0	1.6	1.35/7.0	287
1.0	1RF3 256-2YC43	*	10.8	3535/3515	127/220	12.3/6.0	1.4	14.5/7.5	311
1.5	1RF3 257-2YC43	*	12.8	3520/3500	127/220	16.6/8.4	1.2	18.2/9.7	311
2	1RF3 258-2YC43	*	15.1	3480/3460	127/220	21.6/11.0	1.15	24/12	320

Motores monofásicos jaula de ardilla a prueba de goteo; aisl. clase B; 4 polos

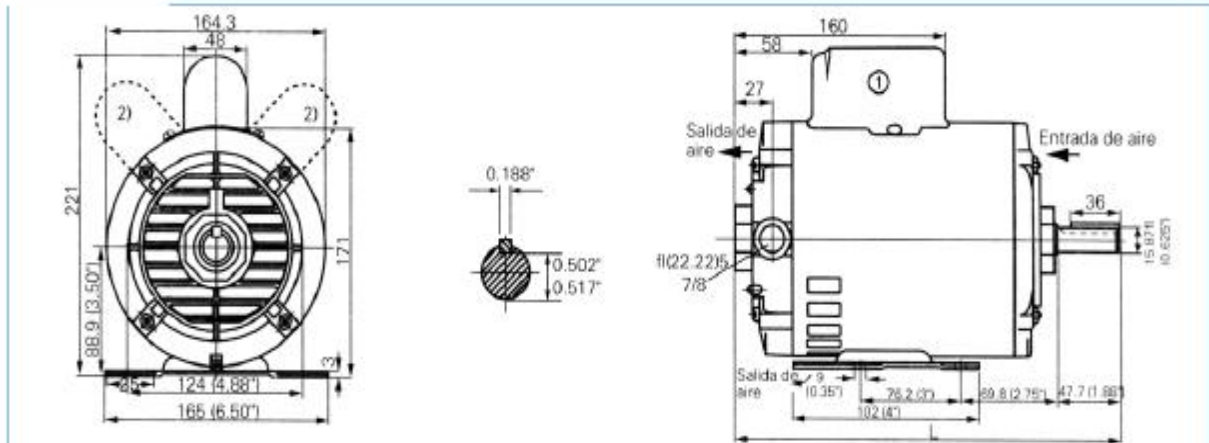
Potencia CP	Tipo	Catálogo No.	Peso neto Kg	Velocidad nominal r.p.m.	Tensión nominal Volt	Corriente nominal A	Factor de Servicio	Corriente a F.S. A	Long. L mm
-------------	------	--------------	--------------	--------------------------	----------------------	---------------------	--------------------	--------------------	------------

Arranque por capacitor, base rígida, con balero

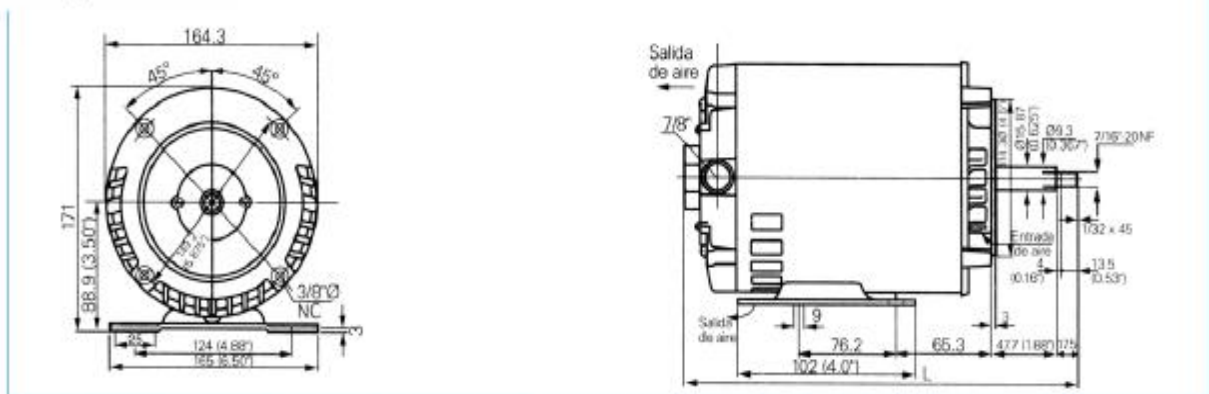
0.25	1RF3 052-4YC31	30002036	7.4	1760	127**	5.4	1.6	6.0	254
0.33	1RF3 053-4YC31	30002045	8.6	1755	127**	6.6	1.5	7.4	271
0.50	1RF3 054-4YC31	30002053	9.2	1745	127**	9.5	1.3	10.0	271
0.75	1RF3 055-4YC41	30002061	12.6	1735/1720	127/220	12.7/5.8	1.25	14.0/7.0	291
1.0	1RF3 056-4YC41	30002066	15.4	1745/1720	127/220	16/7.4	1.15	16.9/8.2	313
1.5 ¹⁾	1RF3 057-4YB41	30003716	14.3	1740/1720	127/220	13.8/7.2	1.15	15.2/8.3	313
2 ¹⁾	1RF3 058-4YB41	30003717	15.4	1730/1710	127/220	18.2/9.6	1.0	-	313

¹⁾ Motor con capacitores de arranque y de trabajo
** Para doble voltaje en estas capacidades, sobre pedido
Datos sujetos a cambio sin previo aviso

Estándar



Brida C, bomba*



1) Motores de fase dividida, no llevan capacitor
 L = Ver última columna de la tabla de selección
 2) Motor de 2HP-4 Polos, con capacitores de arranque y trabajo.
 * El capacitor está en el interior del escudo lado B, excepto en los motores de 2HP en los que está sobre el motor (altura 221 mm).

ANEXO E. CATALOGO PASTILLAS DE FRENO

Sistemas de Frenos. Mejor Bosch.

Catálogo de Figuras

Pastillas para Frenos por marca de Vehículo

2003-2004

El líder europeo en sistemas de frenos ofrece al mercado colombiano la mejor opción en desarrollo tecnológico: La Pastillas para frenos Bosch. Superan los más altos requerimientos de seguridad mundial y están adaptadas a la topografía colombiana.




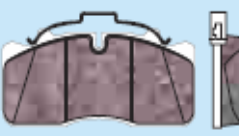
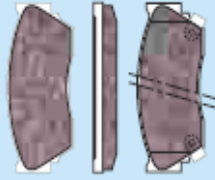
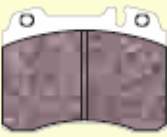




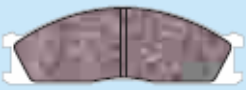







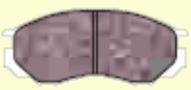



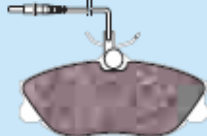
Frenos

- **Coefficiente de fricción más estable**
Agarre perfecto aún en condiciones extremas de trabajo
- **Mayor resistencia al desgaste**
Larga vida útil que representa economía a largo plazo
- **Una aplicación perfecta para cada vehículo**
Seguridad de acuerdo a las especificaciones del fabricante
- **Máximo cubrimiento del mercado**
Más de 180 aplicaciones para el mercado colombiano

BOSCH



Pastillas para Frenos a Disco

<p>106</p> <p>0986 460 965 Largo: 61,8 Ancho: 69,5 Espesor: 16</p> <p>M-BENZ E CLASS W210</p> 	<p>113</p> <p>0986 50B 254 Largo: 175,5 Ancho: 85,5 Espesor: 26,0</p> <p>M-BENZ SPRINTER LO 914</p> 	<p>120</p> <p>0986 460 997 Largo: 106,3 Ancho: 47,8 Espesor: 16,4</p> <p>NISSAN SENTRA B13, Serie 1.6cc</p> 
<p>107</p> <p>0986 460 966 Ancho: 89,8 Largo: 73,5 Espesor: 17,8</p> <p>M-BENZ Mod 51 en adelante W124 (E320 E400)</p> 	<p>114</p> <p>0986 50B 294 Ancho: 164,6 Largo: 73 Espesor: 20</p> <p>M-BENZ SPRINTER 313, 413</p> 	<p>121</p> <p>0986 50B 164 Largo: 166 Ancho: 62,3 Espesor: 16,8</p> <p>NISSAN Busete Non Plus Libre</p> 
<p>108</p> <p>0986 460 977 Largo: 110 Ancho: 74,6 Espesor: 20,3</p> <p>M-BENZ W202 Clase C 160,200,220,280</p> 	<p>115</p> <p>0986 50B 295 Largo: 125,7 Ancho: 61,9 Espesor: 18,2</p> <p>M-BENZ SPRINTER 313 CDI</p> 	<p>122</p> <p>0986 50B 072 Ancho: 161 Largo: 49 Espesor: 17</p> <p>NISSAN Pulsfinder, Urven 15 pasajeros</p> 
<p>109</p> <p>0986 463 412 Largo: 89,8 Ancho: 73,5 Espesor: 17,5</p> <p>M-BENZ W126</p> 	<p>116</p> <p>0986 50B 074 Largo: 127,8 Ancho: 57 Espesor: 16,3</p> <p>MITSUBISHI Montero Nacional, Wagon, Microbus y Pick up L300</p> 	<p>123</p> <p>0986 50B 593 Largo: 106,4 Ancho: 47,6 Espesor: 16,5</p> <p>NISSAN Sentra B13 1600</p> 
<p>110</p> <p>0986 463 921 Largo: 89,8 Ancho: 73,6 Espesor: 15</p> <p>M-BENZ "230Todos; W123; 200 Mod 80"</p> 	<p>117</p> <p>0986 50B 607 Largo: 114,1 Ancho: 50,2 Espesor: 15,4</p> <p>MITSUBISHI Mitsubishi Lancer</p> 	<p>124</p> <p>0986 50B 652 Largo: 106,6 Ancho: 48 Espesor: 15,8</p> <p>NISSAN Almera, B14</p> 
<p>111</p> <p>0986 466 302 Largo: 61,8 Ancho: 56,5 Espesor: 15,5</p> <p>M-BENZ W123 Tresera</p> 	<p>118</p> <p>0986 50B 628 Largo: 137,8 Ancho: 54,9 Espesor: 15,4</p> <p>MITSUBISHI Montero V11 2,4, 2,6 cc</p> 	<p>125</p> <p>0986 50B 675 Largo: 165,9 Ancho: 61,3 Espesor: 19</p> <p>NISSAN Patrol 4, 500 Y61</p> 
<p>112</p> <p>0986 490 260 Largo: 61,8 Ancho: 56,5 Espesor: 15</p> <p>M-BENZ W124 Todos</p> 	<p>119</p> <p>0986 50B 641 Largo: 149,8 Ancho: 56,5 Espesor: 15,7</p> <p>MITSUBISHI V 6, Pajero, Galan, Nativa, V 13, 3.0 L3</p> 	<p>126</p> <p>0986 424 223 Largo: 130 Ancho: 56,3 Espesor: 19,3</p> <p>PEUGEOT "406 1.9; 3.0, Mod 95-2000"</p> 



Shell TELLUS Oils

Aceites hidráulicos de altas prestaciones

Los nuevos **Shell TELLUS Oils** son fluidos hidráulicos basados en aceites minerales de muy alta calidad y alto índice de viscosidad, producidos mediante procesos de refinado específicos. Han sido formulados para trabajar bajo las más severas condiciones de operación, como las que se dan en los modernos sistemas hidráulicos.

Aplicaciones

La nueva generación de aceites **Shell TELLUS Oils** se puede utilizar en:

- Sistemas hidráulicos industriales.
- Sistemas hidráulicos instalados en equipos móviles (maquinaria, etc.).
- Sistemas hidráulicos marinos.

Propiedades

- **Estabilidad térmica.** Alta estabilidad frente a las elevadas temperaturas a las que se trabaja en los modernos sistemas hidráulicos. Los nuevos **Shell TELLUS Oils** son muy resistentes a la degradación y a la formación de lodos, aumentando la limpieza de los equipos y, por lo tanto, su fiabilidad.
- **Resistencia frente a la oxidación.** Los nuevos **Shell TELLUS Oils** se resisten a ser oxidados en presencia de aire, agua y cobre. El ensayo TOST demuestra las sobresalientes prestaciones del nuevo producto: baja acidez, baja formación de lodos y bajas pérdidas de cobre. En una palabra, mayor vida del aceite y menos costes de mantenimiento.
- **Estabilidad química.** Los nuevos **Shell TELLUS Oils** tienen una ele-

vada estabilidad química en presencia de humedad, lo que asegura una larga vida del aceite y reduce el riesgo de corrosión de los equipos.

- **Sobresalientes prestaciones antidesgaste.** El paquete de aditivos antidesgaste incorporado es efectivo en todas las condiciones de operación, tanto a bajas como altas cargas. Los ensayos Denison T6C y Vickers 35VQ25 demuestran que los nuevos **Shell TELLUS Oils** hacen que los equipos duren más.
- **Superior filtrabilidad.** Los nuevos **Shell TELLUS Oils** son adecuados para su utilización con los modernos filtros de bajo micraje, por lo que los equipos trabajan con aceite más limpio y con muy bajas pérdidas de carga.
- **Baja fricción.** Los nuevos **Shell TELLUS Oils** poseen elevadas características lubricantes y de baja fricción en todos los sistemas, tanto a alta como a baja velocidad. Además, evita el problema de avance a saltos de los vástagos ('stick-slip'), consiguiéndose un control muy preciso de los equipos.
- **Excelentes propiedades antiespumantes.** La nueva generación de **Shell TELLUS Oils** permite que el aire se desprenda más rápidamente, evitándose la cavitación de las bombas y los fenómenos de oxidación.
- **Fácil separación del agua (demulsibilidad).** Resiste la formación de emulsiones agua/aceite, previniendo daños en bombas y en todo el sistema.

Especificaciones y aprobaciones

Los nuevos **Shell TELLUS Oils** tienen las siguientes aprobaciones:

Cincinnati P68, P69 y P70
Denison HF-O (HF-1 y HF-2)
Eaton (Vickers) I-286-S y M-2950-S

Asimismo, **Shell TELLUS Oils** cumplen los requerimientos de:

DIN 51524 parte 2, HLP
ISO 11158
GM LS/2
AFNOR NF E 48 603
Mannesman Rexroth RE 90 220-1

Compatibilidad

Los nuevos **Shell TELLUS Oils** son compatibles con los materiales co-

múnmente utilizados en las bombas. Sin embargo, no deben utilizarse en bombas fabricadas con componentes de plata.

Seguridad e Higiene

Los aceites **Shell TELLUS Oils** no producen efectos nocivos cuando se utilizan en las aplicaciones recomendadas y se respetan unas adecuadas prácticas de Seguridad e Higiene en el trabajo.

Para mayor información sobre este particular, se recomienda consultar la Ficha de Datos de Seguridad (FDS) del producto, disponible a través del Centro de Servicio al Cliente y de la Red Comercial de Shell España, S.A.

Características técnicas medias

Shell TELLUS Oil		22	32	46	68	100
Característica	Método	Valores típicos				
ISO 6743/4		HM	HM	HM	HM	HM
Viscosidad cinemática, cSt	IP 71					
• a 0°C		180	338	580	1040	1790
• a 40°C		22	32	46	68	100
• a 100°C		4,3	5,4	6,7	8,6	11,1
Índice de viscosidad	IP 226	100	99	98	97	96
Densidad a 15°C, kg/m ³	IP 365	866	875	879	886	891
Punto de inflamación, V.C., °C	IP 34	204	209	218	223	234
Punto de congelación, °C	IP 15	-30	-30	-30	-24	-24

G1/2J 09/04

Shell España, S.A.



Centro de Servicio al Cliente

"Shell responde"

Península
Canarias

Tfno. 902.40.16.16
Tfno. 902.40.17.17

Parker Heavy Duty Hydraulic Cylinders

Series 2H

Exclusive with the Parker Stepped Cushion for increased performance and productivity

- Faster cycle time
- Reduced hydraulic shock
- Reduced machine noise
- Lower machine maintenance



- Heavy Duty Service – Industrial Tie-Rod Construction
- Nominal Pressure – 3000 PSI
- Standard Bore Sizes – 1-1/2" through 6"
- Piston Rod Diameters – 5/8" through 4"
- 18 Standard Mounting Styles

B

The inside story on why series 2H is your best choice in heavy duty hydraulic cylinders

Primary Seal – New TS-2000 Rod Seal is a proven leakproof design – completely self-compensating and self-relieving to withstand variations and conform to mechanical deflection that may occur.

Piston Rod Stud – Furnished on 2" diameter rods and smaller when standard style #4 rod end threads are required or on 1 3/8" diameter rods and smaller when style #8 threads are required. Also available in 2 times the catalog "A" dimension length. Studs have rolled threads and are made from high strength steel. Anaerobic adhesive is used to permanently lock the stud to the piston rod.

"Jewel" Rod Gland Assembly – Externally removable without cylinder disassembly. Long bearing surface is inboard of the seals, assuring positive lubrication from within the cylinder. An "O" ring is used as a seal between gland and head, and also serves as a prevailing torque-type lock.

Secondary Seal – Double-Service Wiperseal® (Hannifin Patent #2907598) – wipes clean any oil film adhering to the rod on the extend stroke and cleans the rod on the return stroke.

Stepped Cushions
 Sleeve Design Spear Design

High Strength Tie Rods – Made from 100,000 psi minimum yield steel with rolled threads for added strength.

Adjustable Floating Stepped Cushions – For maximum performance – economical and flexible for even the most demanding applications – provides superior performance in reducing shock. Cushions are optional and can be supplied at head end, cap end, or both ends without change in envelope or mounting dimensions.

Steel Head – Bored and grooved to provide concentricity for mating parts.

Ports – S.A.E. "O" ring ports are standard.

End Seals – Pressure-actuated cylinder body-to-head and cap "O" rings.

The Cylinder Body – Heavy-wall steel tubing, honed to a micro finish bore.

Parker's New, Exclusive Stepped floating cushions combine the best features of known cushion technology.

Deceleration devices or built-in "cushions" are optional and can be supplied at head end, cap end, or both ends without change in envelope or mounting dimensions. Parker cylinder cushions are a stepped design and combine the best features of known cushion technology.

Standard straight or tapered cushions have been used in industrial cylinders over a very broad range of applications. Parker research has found that both designs have their limitations.

As a result, Parker has taken a new approach in cushioning of industrial hydraulic cylinders and for specific load and velocity conditions have been able to obtain deceleration curves that come very close to the ideal. The success lies in a stepped sleeve or spear concept where the steps are calculated to approximate theoretical orifice areas curves.

In the cushion performance chart, pressure traces show the results of typical orifice flow conditions. Tests of a three-step sleeve or spear show three pressure pulses coinciding with the steps. The deceleration cushion plunger curves shape comes very close to being theoretical, with the exception of the last 1/2 inch of

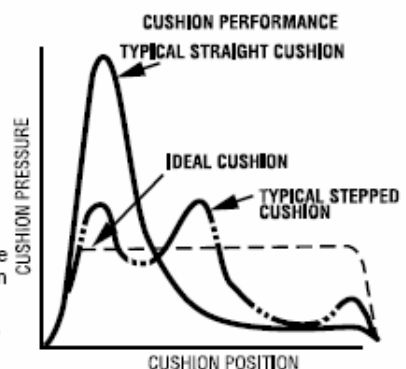
travel. This is a constant shape in order to have some flexibility in application. The stepped cushion design shows reduced pressure peaks for most load and speed conditions, with comparable reduction of objectionable stopping forces being transmitted to the load and the support structure.

All Parker Hannifin cushions are adjustable.

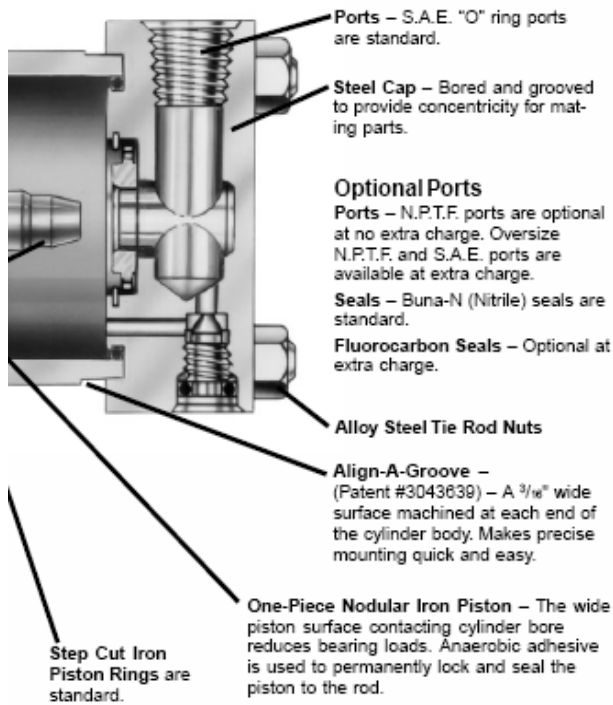
The Series 2H cylinder design incorporates the longest cushion sleeve and cushion spear that can be provided in the standard envelope without decreasing the rod bearing and piston bearing strengths.

(1) When a cushion is specified at the head end:

- a. A self-centering stepped sleeve is furnished on the piston rod assembly.
- b. A needle valve is provided that is flush with the side of the



Piston Rod – Medium carbon steel, induction case-hardened to 54 Rc, hard chrome-plated and polished to 10 RMS finish. Piston rods are made from 90,000 to 100,000 psi minimum yield material in 3/8" through 4" diameters. Larger diameters vary between 57,000 and 90,000 psi minimum material, depending on rod diameter. The piston thread equals the catalog style #4 rod end thread for each rod diameter to assure proper piston-to-rod thread strength. Two wrench flats are provided for rod end attachment.



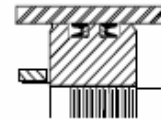
The exclusive "Jewel" gland gives you longer cylinder life, better performance and lower costs.



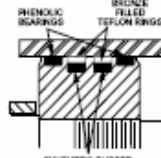
An extra-long inboard bearing surface insures lubrication from within the cylinder. Outboard of the bearing surface are two leakproof seals – The TS-2000 and Wiperseal. The serrated TS-2000 (primary seal) is completely self-compensating and self-relieving. It adjusts to mechanical deflections or any pressure variation from near-zero to rated operating pressure. The result is positive, no-leak sealing – regardless of conditions.

The Wiperseal does double duty. On the advance stroke, it acts as a secondary pressure seal. On the return, it wipes away any dirt on the rod. This means less wear on bearing surfaces and internal parts. Longer life for working parts. And, less loss of fluid. Plus, you can replace a "Jewel" gland without removing the tie rods or the retainer. Just a few twists with a spanner wrench does the job.

Optional Pistons



Lipseal® Piston – Optional at no extra charge. Zero leakage under static conditions for hydraulic pressures up to 3000 psi. Seals are self-compensating to conform to variations in pressure, mechanical deflection, and wear. Back-up washers prevent extrusion.



Hi Load Piston – Optional at extra charge. Includes wear rings and bronze-filled PTFE seals. Two wear rings serve as bearings which deform radially under side-loading, enabling the load to be spread over a larger area and reduce unit loading. Bronze-filled PTFE seals are designed for extrusion-free, leak-proof service and longer cylinder life than the lipseal type piston.



Nut Retained Piston – Optional at extra charge.

head even when wide open. It may be identified by the fact that it is socket-keyed. It is located on side number 2, in all mounting styles except D, DB, DD, JJ, HH and E. In these styles it is located on side number 3.

- c. On 6" bore and larger cylinders (except for 2 1/2" bore with code 2 rod), a springless check valve is provided that is also flush with the side of the head and is mounted adjacent to the needle valve except on mounting style C, where it is mounted opposite the needle valve. It may be identified by the fact that it is slotted.
- d. On 1 1/2" - 5" bore cylinders a slotted sleeve design is used in place of the check valve.
- e. 1 1/2" - 2 1/2" bore cylinders use a cartridge style needle valve (see Figure A).

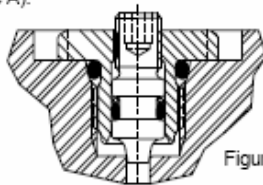


Figure A

- (2) When a cushion is specified at the cap end:
- a. A cushion stepped spear is provided on the piston rod.

- b. A "float check" self-centering bushing is provided which incorporates a large flow check valve for fast "out-stroke" action.
- c. A socket-keyed needle valve is provided that is flush with the side of the cap when wide open. It is located on side number 2 in all mounting styles except D, DB, DD, JJ, HH and E. In these styles it is located on side number 3.

Cushion Length

Cyl. Bore In.	Rod Dia. In.	Rod No.	Cushion Length – Inch	
			Head*	Cap
1 1/2	5/8	1	1 1/8	1 3/8
	1	2	1 1/8	1 3/8
2	1	1	1 1/8	1 1/8
	1 3/8	2	1 1/8	1 1/8
2 1/2	1	1	1 1/8	1 1/8
	1 3/4	2	1 1/8	1 1/8
3 1/4	1 3/8	1	1 3/8	1 5/8
	2	2	1 1/8	1 5/8
4	1 3/4	1	1 3/8	1 1/4
	2 1/2	2	1 1/8	1 1/4
5	2	1	1 1/8	1 1/8
	3 1/2	2	1 1/8	1 1/8

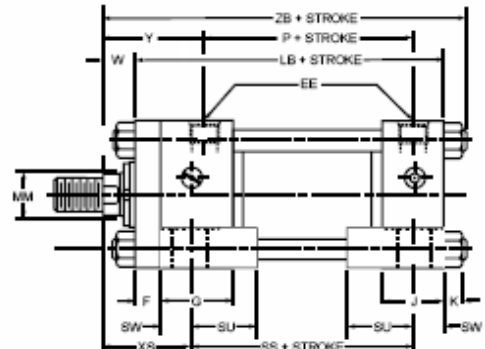
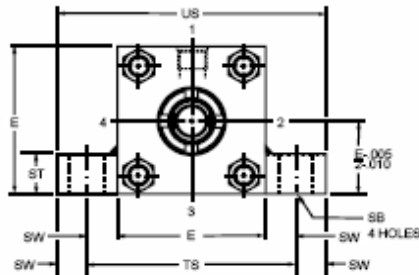
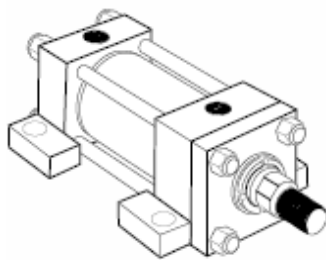
Cyl. Bore In.	Rod Dia. In.	Rod No.	Cushion Length – Inch	
			Head*	Cap
6	2 1/2	1	1 5/8	1 1/2
	4	2	1 5/8	1 1/2
7	3	1	1 13/16	1 15/16
	5	2	1 11/16	1 15/16
8	3 1/2	1	2 1/16	2
	5 1/2	2	1 15/16	2

*Head end cushions for rod diameters not listed have cushion lengths with the limits shown.

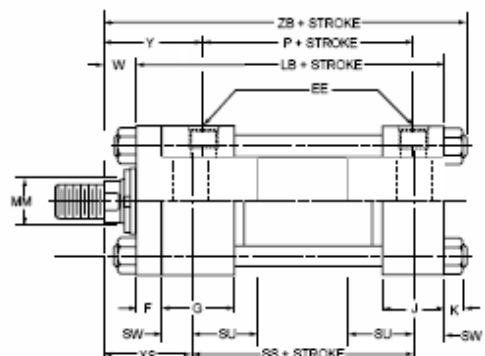
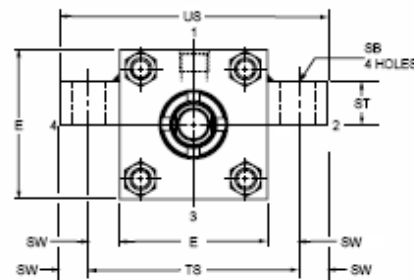
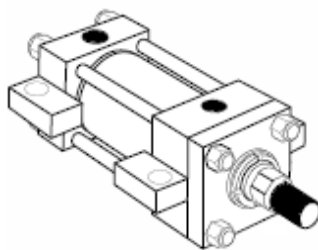
Side Lugs, Centerline Lugs and Side Tapped Mountings
1½" to 6" Bore Sizes

Series 2H
Heavy Duty Hydraulic Cylinders

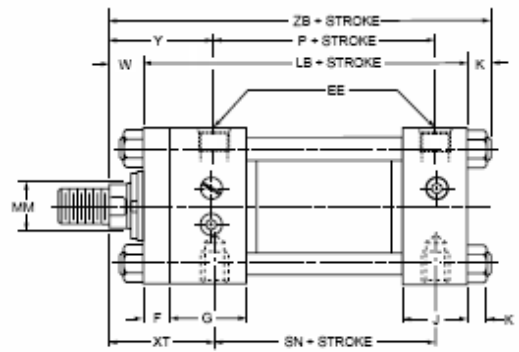
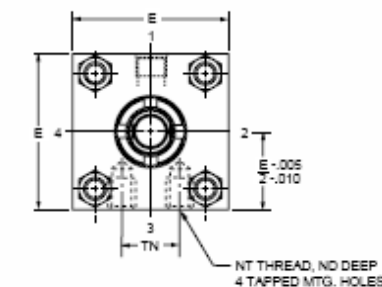
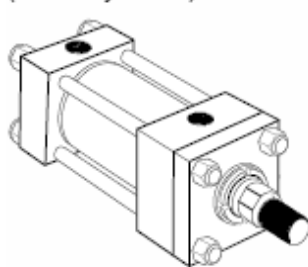
Side Lug Mountings
Style C
(NFPA Style MS2)



Centerline Lugs Mounting
Style E
(NFPA Style MS3)

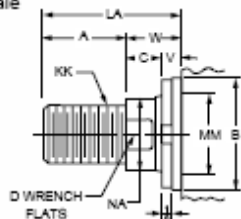


Side Tapped Mounting
Style F
(NFPA Style MS4)



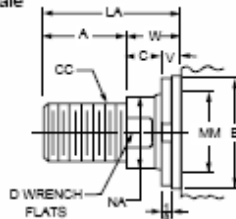
Rod End Dimensions — see table 2

Thread Style 4
(NFPA Style SM)
Small Male



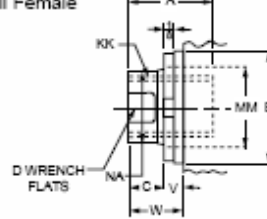
A high strength rod end stud is supplied on thread style 4 through 2" diameter rods and on thread style 3 through 1½" diameter rods. Larger sizes or special rod ends are cut threads. Style 4 rod ends are recommended where the workpiece is secured against the rod shoulder.

Thread Style 8
(NFPA Style IM)
Intermediate Male



When the workpiece is not shouldered, style 4 rod ends are recommended through 2" piston rod diameters and style 8 rod ends are recommended on larger diameters. Use style 9 for applications where female rod end threads are required. If rod end is not specified, style 4 will be supplied.

Thread Style 9
(NFPA Style SF)
Small Female



"Special" Thread Style 3

Special thread, extension, rod eye, blank, etc., are also available.

To order, specify "Style 3" and give desired dimensions for CC or KK, A and LA. If otherwise special, furnish dimensioned sketch.

Series 2H Heavy Duty Hydraulic Cylinders

Side Lugs, Centerline Lugs
and Side Tapped Mountings
1½" to 6" Bore Sizes

Table 1—Envelope and Mounting Dimensions

Bore	E	EE		F	G	J	K	NT	SB*	ST	SU	SW	TN	TS	US	Add Stroke			
		NPTF [⊖]	SAE*													LB	P	SN	SS
1½	2½	½	10	¾	1¾	1½	¾	¾-10	7/16	½	15/16	¾	¾	3¼	4	5	27/8	27/8	37/8
2	3	½	10	5/8	1¾	1½	7/16	1½-13	9/16	¾	1¼	½	15/16	4	5	5¼	27/8	27/8	35/8
2½	3½	½	10	5/8	1¾	1½	7/16	5/8-11	13/16	1	19/16	11/16	15/16	47/8	6¼	53/8	3	3	33/8
3¼	4½	¾	12	¾	2	1¾	9/16	¾-10	13/16	1	19/16	11/16	1½	57/8	7¼	6¼	3½	3½	4½
4	5	¾	12	7/8	2	1¾	9/16	1-8	11/16	1¼	2	7/8	21/16	63/4	8½	65/8	3¾	3¾	4
5	6½	¾	12	7/8	2	1¾	13/16	1-8	11/16	1¼	2	7/8	215/16	8¼	10	71/8	4¼	4¼	4½
6	7½	1	16	1	2¼	2¼	7/8	1¼-7	15/16	1½	2½	1½	35/16	9¾	12	83/8	47/8	51/8	5½

* SAE straight thread ports are standard and are indicated by port number.

⊖ NPTF ports are available at no extra charge.

* Upper surface spotfaced for socket head screws.

Table 2—Rod Dimensions

Bore	Rod No.	Rod Dia. MM	Thread		Rod Extensions and Pilot Dimensions								ND	XS	XT	Y	Add Stroke ZB
			Style 8 CC	Style 4 & 9 KK	A	+000 -002 B	C	D	LA	NA	V	W					
1½	1(Std.)	5/8	1/2-20	7/16-20	¾	1.124	¾	1/2	13/8	9/16	¼	5/8	¾	13/8	2	2	6
	2	1	7/8-14	¾-16	11/8	1.499	1/2	7/8	21/8	15/16	1/2	1	¾	1¾	23/8	23/8	63/8
2	1(Std.)	1	7/8-14	¾-16	11/8	1.499	1/2	7/8	17/8	15/16	¼	¾	7/16	17/8	23/8	23/8	67/16
	2	13/8	1¼-12	1-14	15/8	1.999	5/8	11/8	25/8	15/16	¾	1	7/16	21/8	25/8	25/8	611/16
2½	1(Std.)	1	7/8-14	¾-16	11/8	1.499	1/2	7/8	17/8	15/16	¼	¾	1/2	21/16	23/8	23/8	69/16
	2	1¾	1½-12	1¼-12	2	2.374	¾	1½	3¼	111/16	1/2	1¼	1/2	29/16	27/8	27/8	71/16
3¼	1(Std.)	13/8	1¼-12	1-14	15/8	1.999	5/8	11/8	25/8	15/16	¾	1	1/2	25/16	25/8	25/8	613/16
	2	2	1¾-12	1½-12	2¼	2.624	7/8	111/16	3½	115/16	¾	1¼	11/16	211/16	31/8	31/8	81/16
4	1(Std.)	1¾	1½-12	1¼-12	2	2.374	¾	1½	3	111/16	1¼	1	11/16	23¼	3	3	83/16
	2	2½	2¼-12	17/8-12	3	3.124	1	21/16	43/8	23/8	¾	13/8	11/16	31/8	33/8	33/8	89/16
5	1(Std.)	2	1¾-12	1½-12	2¼	2.624	7/8	111/16	33/8	115/16	1¼	11/8	1	27/8	31/8	31/8	91/16
	2	3½	3¼-12	2½-12	3½	4.249	1	3	47/8	33/8	¾	13/8	1	31/8	33/8	33/8	95/16
6	1(Std.)	2½	2¼-12	17/8-12	3	3.124	1	21/16	4¼	23/8	1¼	1¼	1¼	33/8	3½	3½	101/2
	2	4	3¼-12	3-12	4	4.749	1	33/8	5¼	37/8	1¼	1¼	1¼	33/8	3½	3½	101/2

Table 3 —
Envelope and
Mounting
Dimensions

ANEXO H. CATALOGO FILTRO DE SUCCIÓN



The advertisement features a dark grey background. At the top center, the brand name **OMT** is written in a large, bold, italicized sans-serif font. Below this, a central image shows a cylindrical suction filter with a hexagonal top cap and a pleated mesh body. Underneath the image, the text reads: **SERIE SF-SP-SFM-SPM SERIES**, followed by **Filtri in aspirazione Immersi** and **Suction strainers**. At the bottom of the text block, it says **serie spaccalegna / for log splitters**. On the right side of the advertisement, there is a vertical grey bar containing the number **11** at the top and the text **Filtri - Filters** oriented vertically.

DESCRIZIONE DESCRIPTION



I filtri della serie SF - SP - SFM - SPM sono stati studiati per essere montati sulla linea di aspirazione completamente immersi nel serbatoio. I filtri della serie SF-SP sono disponibili con o senza valvola di By-pass.

Le serie di filtri SFM-SPM, sono corredati di una colonna magnetica che permette di trattenere le particelle metalliche che possono attraversare il setto filtrante; tali filtri non prevedono il montaggio della valvola di by-pass.

The filters of our series SF, SP, SFM, and SPM have been developed for use in the suction line. They work completely immersed in the reservoir. Series "SF" and "SP" are available both with and without bypass valve.

The filters in series "SFM" and "SPM" are equipped with a magnet shaft capable of retaining any solid metallic contaminant which has passed through the filter media. These filters are not available with by-pass valve.

Materiali / Materials

Serie Series	Attacco Cap	Fondello Bottom Cap	Tubi di sostegno Tube	Valvole di by-pass Bypass valve	Tirante Shaft
SF	Lega di alluminio Aluminium alloy	Acciaio zincato Zinc plated steel	Acciaio zincato Zinc plated steel	Nylon caricato Reinforced Nylon	
SP	Nylon caricato Reinforced Nylon	Acciaio zincato Zinc plated steel	Acciaio zincato Zinc plated steel	Nylon caricato Reinforced Nylon	
SFM	Lega di alluminio Aluminium alloy	Acciaio zincato Zinc plated steel	Acciaio zincato Zinc plated steel		Acciaio zincato Zinc plated steel
SPM	Nylon caricato Reinforced Nylon	Acciaio zincato Zinc plated steel	Acciaio zincato Zinc plated steel		Acciaio zincato Zinc plated steel

Setti filtranti / Filtration Media

Tipo Type	Descrizione Description	Materiale Materials	Grado di filtrazione Filtration degree
R 60	Rete a maglia quadra Square mesh	Aisi 304	60 µm
R 90	Rete a maglia quadra Square mesh	Aisi 304	90 µm
R 125	Rete a maglia quadra Square mesh	Aisi 304	125 µm
R 250	Rete a maglia quadra Square mesh	Aisi 304	250 µm
R 500	Rete a maglia quadra Square mesh	Aisi 304	500 µm

SUPERFICI FILTRANTI

FILTRATION SURFACE AREA

Superfici Utili (cm²) / Effective surface area (cm²)

Tipo Type	46 A	46 B	64 A	64 B	86 A	86 B	86 C	86 D	150 A	150 B	150 C
SF - SP - SFM - SPM	330	400	540	720	900	1.350	1.820	2.350	1.600	2.400	3.200

La superficie filtrante è valida per tutti i gradi di filtrazione.

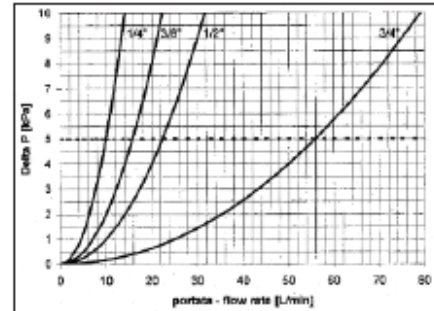
The above surface areas apply to all filtration ratings.

Pressioni: Valvola di By-pass tarate a 0,25 bar \pm 9%
(solo per le serie SF-SP)

Set point of bypass valve: The bypass valves are set to 0,25 bar \pm 9%
(series SF-SP only)

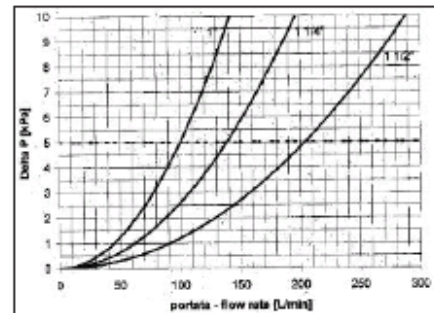
Temperature: Temperatura massima di esercizio da -25°C a +90°C

Temperature range: Working temperature: -25°C / +90°C



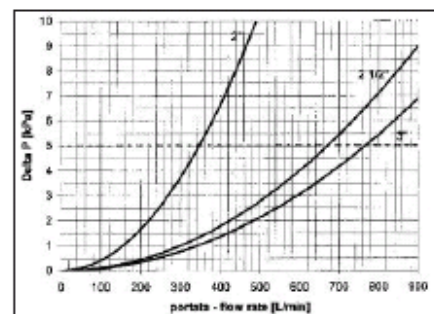
Compatibilità con i liquidi - ISO 2943: Compatibili con oli minerali
(tipo HH, HM, HR, HV, HG
secondo ISO 6743/4)

Fluid compatibility: Compatible with standard mineral oils
(types HH, HM, HR, HV, HG
according to ISO 6743/4)



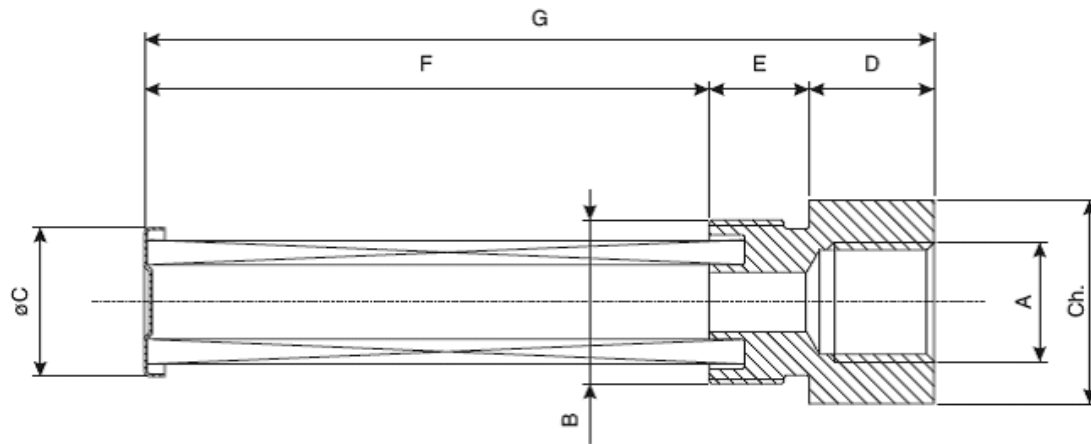
Perdite di carico del filtro completo: Le cadute di pressione nei filtri completi sono riferite a olio minerale avente massa volumica di 860 kg/m³ e viscosità cinematica di 30 mm²/s (cSt). La caduta di pressione massima a filtro pulito deve essere \leq 5 kPa.

Complete filter pressure drop: The graphics refer to use of mineral oil with a mass density of 860 kg/m³ and kinematic viscosity of 30 mm²/s (cSt). The clean filter pressure drop shall be \leq 5 kPa



SFM - SPM

SF - SP



Tipo Type	Port. L/min Delivery	A - Thread size "A"		B	C	CH
		BSP	NPT			
46A-14	10		1/4"	90	46	30
46A-38	16		3/8"	90	46	30
46B-12	22		1/2"	105	46	30
64A-34	56		3/4"	109	64	36
64A-12	22		1/2"	109	64	36
64B-34	56		3/4"	139	64	36
64B-100	100		1"	139	64	46
86A-100	100		1"	139	86	60
86A-114	140		1 1/4"	139	86	60
86A-112	200		1 1/2"	139	86	60
86B-112	200		1 1/2"	200	86	60
86C-112	200		1 1/2"	260	86	60
86C-200	340		2"	260	86	70
86D-200	340		2"	331	86	70
150A-112	200		1 1/2"	151	150	70
150A-200	340		2"	151	150	70
150B-212	660		2 1/2"	211	150	90
150C-300	760		3"	272	150	100

ANEXO I. CATALOGO VÁLVULA ANTIRRETORNO

VALVOLE AUSILIARIE

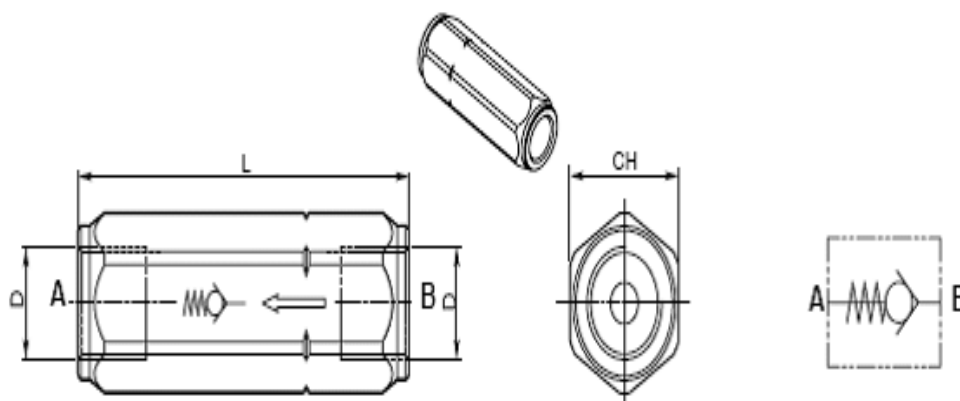


AUXILIARIES VALVES

VALVOLE AUSILIARIE AUXILIARIES VALVES



	Pag. Page
IS VBP	L-2
VRP	L-3
IS VBPS	L-4
IS SB	L-5
IS SR	L-6
IS RU	L-7
IS SU	L-8
VLP	L-9
B-VLP	L-10

IS RU
**VALVOLE UNIDIREZIONALI
UNIDIRECTIONAL CHECK VALVES**


Tipo Type	Portata max. Max flow rate [l/min] (Gal/min)	Pressione max. Max. pressure [bar] (PSI)	Pressione di apertura Opening pressure [bar] (PSI)	D**	L [mm] (inch)	CH [mm] (inch)	Peso Mass [Kg] (lbs)
IS RU 7	25 (6.60)	400 (5800)	0.5 (7) (standard)*	G 1/4"	58 (2.283)	19 (0.748)	0.10 (0.22)
IS RU 10	40 (10.56)	400 (5800)		G 3/8"	62 (2.441)	24 (0.945)	0.18 (0.40)
IS RU 13	80 (21.12)	350 (5075)		G 1/2"	71 (2.795)	30 (1.181)	0.31 (0.68)
IS RU 19	110 (29.04)	300 (4350)		G 3/4"	83 (3.268)	36 (1.417)	0.58 (1.2)
IS RU 25	140 (36.99)	270 (3915)		G 1"	106 (4.173)	45 (1.772)	0.91 (2.0)
IS RU 32	200 (52.84)	250 (3625)		G 1 1/4"	127 (5.000)	55 (2.165)	1.5 (3.3)
IS RU 38	300 (79.26)	200 (2900)		G 1 1/2"	138 (5.433)	65 (2.559)	2.4 (5.2)

* Specificare il valore di apertura se diverso dallo standard. Consultare la nostra società per la disponibilità di tarature diverse da quelle indicate.
For different valves specify them. Contact Galtech for the available calibrations (not standard).

** Disponibili anche con filettature SAE e NP / Available also with SAE and NPT threads

ANEXO J. CATALOGO VÁLVULA AISLADORA

FT 291



ESCLUSORI PER MANOMETRO

Esclusori per manometro a spillo a 90°

Gli esclusori a spillo FT 291 (a 90°) vengono normalmente utilizzati a protezione del manometro in quanto assolvono la duplice funzione di attutire lo shock della pressione, in fase di apertura, e di isolare lo stesso dalla linea in pressione.

Stampati in acciaio ad alta resistenza, protetti da un accurato trattamento, sottoposti a severi controlli offrono sicurezza di affidabilità e di durata.

Particolare attenzione merita l'adozione di un dado girevole che consente all'utilizzatore di allacciare il manometro, orientato nella posizione a lui più consona, con una singola operazione di bloccaggio.

La guarnizione, fornita di serie, è inserita nel dado stesso, impedisce qualsiasi trafilamento tra il raccordo e il manometro.

Qualora il manometro fosse dotato di flettatura conica si rende necessario l'utilizzo delle pastiglie in rame FT 1201 raffigurate a pag. 104 del presente catalogo da richiedere separatamente. Corredati di connettori FT 299-24 (vedi pag. 103) permettono anche il collegamento di manometri con attacco da 1/2" Gas. (In alternativa è consigliabile l'impiego del modello FT 290-12). Idonei per pressioni fino a 400 bar e temperature da -20° a +100° possono essere montati a pannello mediante l'inserimento di apposite ghiera (G) fornibili a richiesta.

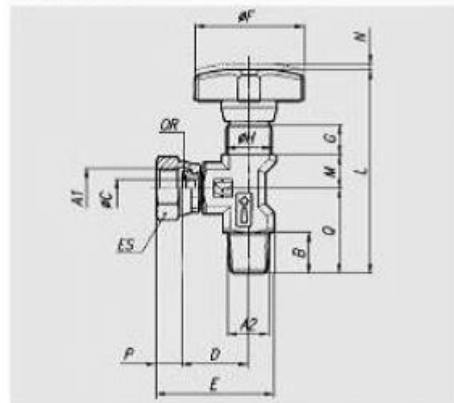
A richiesta

- Versioni con connettori Femmina/Femmina (01)
- Per tubi rigidi (04)
- Per tubi flessibili (05)
- Guarnizioni in Viton (V)
- Completati di ghiera (G) indicare se KM o esagonali

MATERIALI

Corpo	9 S Mn Pb 23 UNI 5105 - Stamp.
Spillo	35 S Mn Pb 23 UNI 5105 - Brunito
OR	Miscela nitrilica
Anello antistrusione	PTFE
Manopola	Nylon 66

Codice FT 291



ESEMPIO PER DINAZIONE

Accessori a richiesta

Codice	Connessione Femmina/Femmina	Ghiera pannello	Guarnizione Viton
FT 291	01	G	V

CODICE FT 291

A2	B	C	D	E	F	G	H	L	M	N	P	Q	ES	OR	Peso kg.
38	UNI 339														
1/4"GC	13,5	5,6	22	40	34	10	M15x1	66	11	2	8,5	28	18	2108	0,105

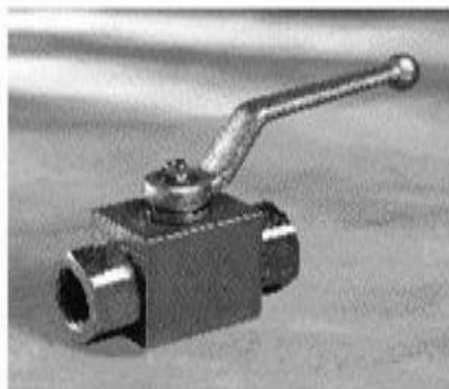
ANEXO J. CATALOGO VÁLVULA DE PASO



FT 221/1



VALVOLE
A SFERA

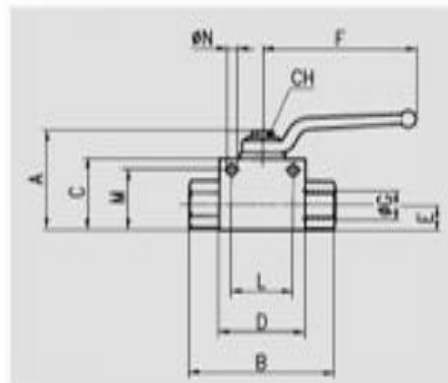


Valvole a sfera per alte pressioni
a due vie

Utilizzate ogni qual volta si intenda realizzare un punto di intercettazione rapida del flusso evitando per altro di ingenerare una sensibile perdita di carico nella linea. Le valvole a sfera FT 221/1 sono realizzate per ottenere una perfetta tenuta e consentire una agevole e rapida manovra, anche in presenza di elevate pressioni. La notevole solidità, la selezione dei materiali utilizzati e l'accurata lavorazione ne consentono l'impiego fino a pressioni di esercizio di 500 Bar e con i più svariati fluidi quali: olio idraulico, carburanti, emissioni e liquidi in genere.

MATERIALI

Corpo	Acciaio al carbonio
Stelo di comando	Acciaio cromato
Sfera	Acciaio cromato
Guarnizione stelo	Miscela nitrilica
Guarnizione sfera	PTFE



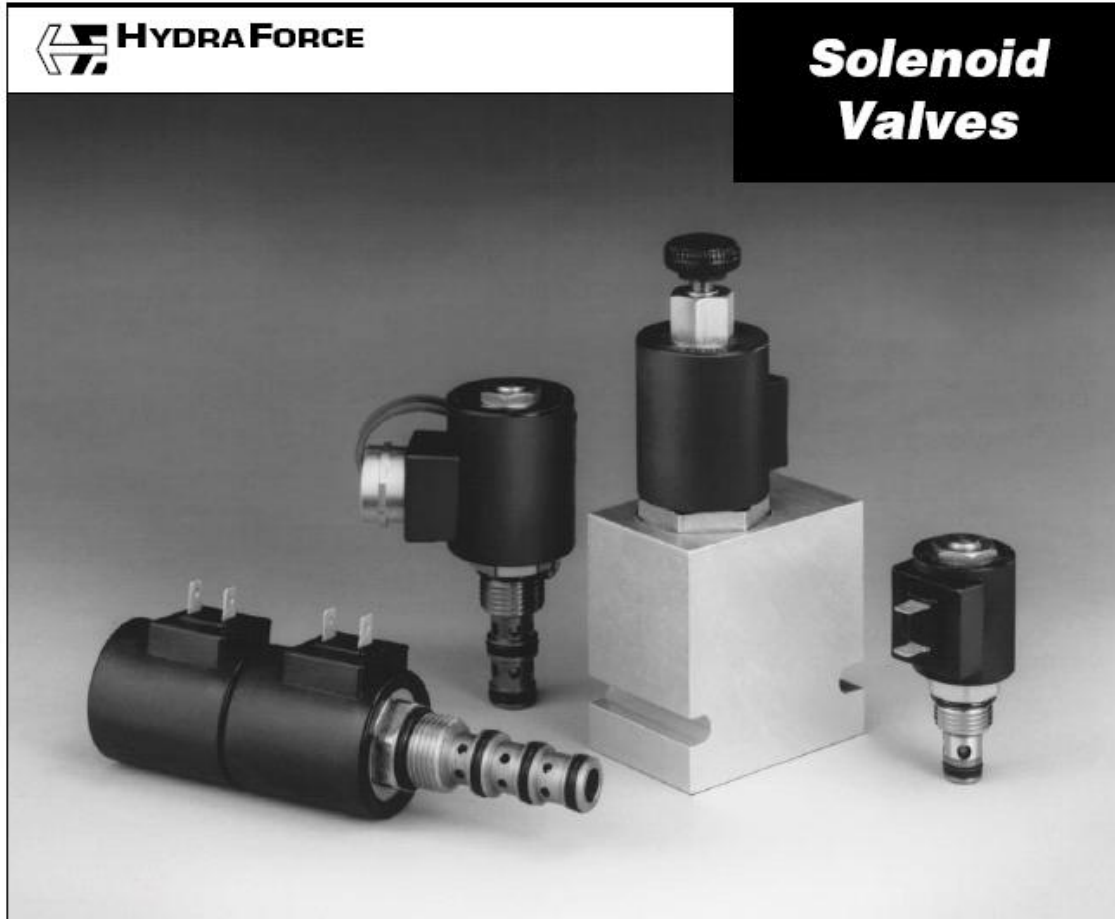
ESEMPIO PER ORDINAZIONE

Codice	Tipo
FT 221/1	34

CODICE FT 221/1

Tipo	DN	PN	A	B	C	D	E	F	□ G	CH	Peso kg	A richiesta fuori di fissaggio		
												L	M	□ L
18	4	500	44,5	71	33,5	37	13	115	1/8" G	9	0,300	29	27,5	4,5
14	6	500	44,5	71	33,5	37	13	115	1/4" G	9	0,374	29	27,5	4,5
38	10	500	50	72	39	43	16,5	115	3/8" G	9	0,559	35	35	5,5
12	13	500	51	85	40	48	17	115	1/2" G	9	0,655	39	35,5	6,5
34	20	320	71,5	97	56	63	24	160	3/4" G	14	1,564	50	49,5	6,5
100	25	320	76	113	60	67	26,5	160	1" G	14	2,082	54	54	6,5
114	32	320	106	110	85	80	39	210	1 1/4" G	17	2,107	-	-	-
112	40	320	112,5	130	92	85	41,5	210	1 1/2" G	17	3,698	-	-	-
200	50	320	132	140	111	100	50	210	2" G	19	6,070	-	-	-

ANEXO K. CATALOGO VÁLVULA DIRECCIONAL 2/2



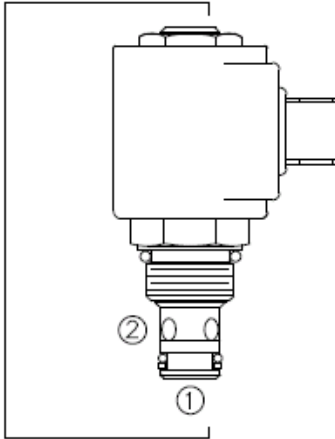
Poppet type valves are two-way, normally open or normally closed, load holding or blocking valves for applications requiring low internal leakage. Models are available for flows up to 150 lpm (40 gpm).

Spool type valves are two-way, normally open or normally closed; three-way; or four-way, three position. The four-way, three position valves are available in tandem center, open center, closed center or motor spool configurations. Models are available for flows up to 38 lpm (10 gpm).

Blocking/low flow valves are two-way, normally closed, load holding and venting valves.

- Poppet or spool types
- Operating pressures to 345 bar (5000 psi)
- Hardened precision poppets, seats, spools and cages for long life and low leakage
- Durable, unitized, molded coils
- Manual override available on all models
- Industry common cavities—compact sizes
- Cartridges are voltage interchangeable
- Low voltage pull-in characteristics
- Coils are rated for continuous duty operation
- Waterproofing optional

SV08-20 Poppet, 2-Way, Normally Closed



DESCRIPTION

A solenoid-operated, 2-way, normally closed, piloted poppet-type, screw-in hydraulic cartridge valve, intended to act as a blocking or load-holding device for low flow circuits.

OPERATION

When de-energized, the SV08-20 acts as a check valve, allowing flow from ① to ②, while blocking flow from ② to ①.

When energized, the cartridge's poppet lifts to open the ② to ① flow path. In this mode, flow from ① to ② is severely restricted. If this path is required, see model SV08-22, page 1.048.1.

Operation of Manual Override Option: To override, push button in, twist counter-clockwise 180°, and release. In this position, the valve will remain open.

To return to normal operation, push button in, twist clockwise 180°, and release. Override will be detented in this position.

FEATURES

- Continuous-duty rated coil.
- Hardened seat for long life and low leakage.
- Optional coil voltages and terminations.
- Cartridges are voltage interchangeable.
- Unitized, molded coil design.
- Manual override option.
- Waterproofing option.
- Industry common cavity.
- Compact size.

RATINGS

Operating Pressure: 207 bar (3000 psi)

Proof Pressure: 255 bar (3700 psi)

Flow: See Performance Chart

Internal Leakage: 0.25 cc/minute (5 drops/minute) max. at 207 bar (3000 psi)

Temperature: -40 to 120°C with standard Buna seals

Coil Duty Rating: Continuous from 85% to 115% of nominal voltage

Response Time: First indication of change of state with 100% voltage supplied at 80% of nominal flow rating:

Energized: 40 msec.; De-energized: 46 msec.

Initial Coil Current Draw at 20°C: 1.2 amps at 12 VDC; 0.13 amps at 115 VAC (full wave rectified)

Minimum Pull-in Voltage: 85% of nominal at 207 bar (3000 psi)

Filtration: Recommend 25µ nominal; See page 8.010.1

Fluids: Mineral-based or synthetics with lubricating properties at viscosities of 7.4 to 420 cSt (50 to 2000 ssu)

Installation: No restrictions; See page 8.020.1

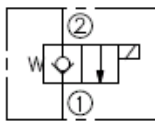
Cavity: VC08-2; See page 8.108.1

Cavity Tool: CT08-2XX; See page 7.200.1

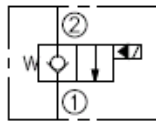
Seal Kit: SK08-2X-T; See page 8.500.1

SYMBOLS

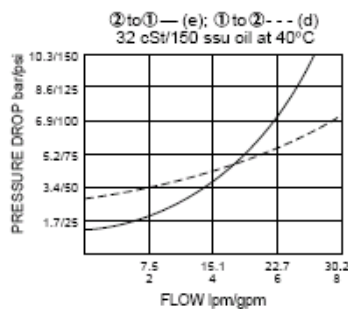
USASI:



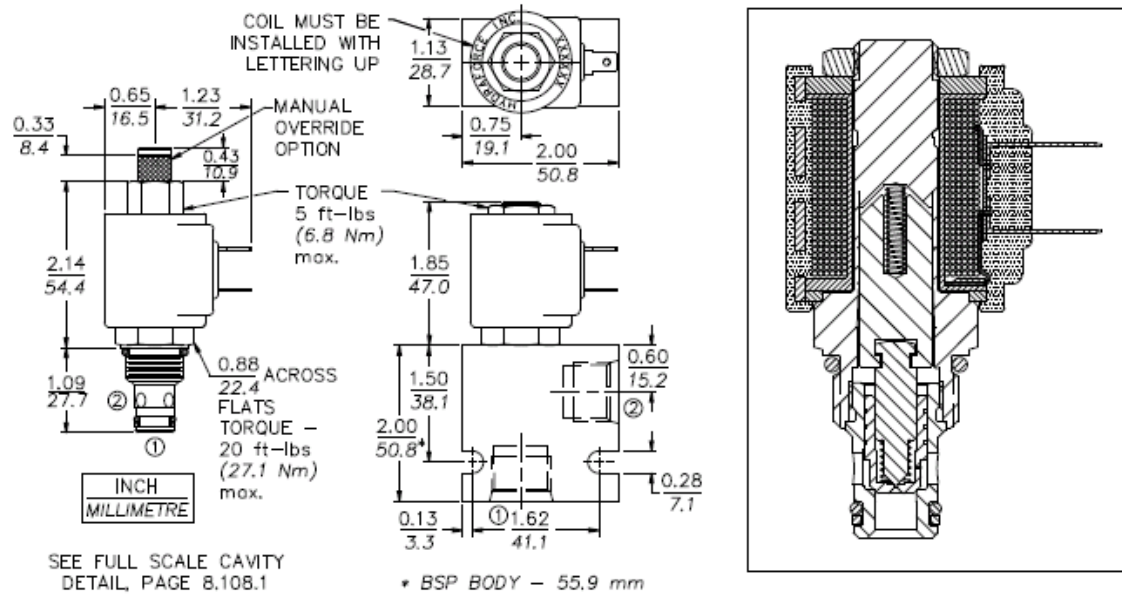
ISO:



PERFORMANCE (Cartridge Only)



DIMENSIONS



MATERIALS

Cartridge: Weight: 0.09 kg. (0.20 lbs.); Steel with hardened work surfaces. Zinc-plated exposed surfaces; Buna N O-rings and back-ups standard.

Standard Ported Body: Weight: 0.16 kg. (0.35 lbs.); Anodized high-strength 6061 T6 aluminum alloy, rated to 240 bar (3500 psi); See page 6.040.1. Steel bodies available; consult factory.

Coil: Weight: 0.11 kg. (0.25 lbs.); Unitized thermoplastic encapsulated, Class H high temperature magnetwire; See page 8.200.1.

TO ORDER

SV08-20			
Option		Voltage	Terminations (VDC)
None (Blank)		0 Less Coil	DS Dual Spades
150u Screen	S	10 10 VDC ¹	DG DIN 43650
Manual Override	M	12 12 VDC	DL Leadwires (2)
Waterproofing	W	24 24 VDC	DW Leads w/Weatherpak® Connectors
		36 36 VDC	DD Single 8-32 Stud, Internal Ground w/Diode
Porting		48 48 VDC	DE Dual 8-32 Stud
Cartridge Only	0	110 110 VDC	DB Single 8-32 Stud, Internal Ground
1/4 in. NPTF	2P	24 24 VAC	Terminations (VAC)
3/8 in. NPTF	3P	115 115 VAC	AG DIN 43650
SAE 4	4T	230 230 VAC	AP 1/2 in. Conduit
SAE 6	6T		
SAE 8	8T		
1/4 in. BSP*	2B		
3/8 in. BSP*	3B		
		Seals	
		N Buna N (Std.)	
		V Viton A	

¹Available only with DS, DW or DL terminations

Standard In-Line Housings



HydraForce offers a variety of standard housings, many of which are usually available from stock. These are single-cavity/function housings and an increasing range of multiple cavity/multi-functional housings.

All HydraForce cartridges are offered with a standard high-tensile aluminum housing, rated for common applications to at least 240 bar (3500 psi). Aluminum housings are anodized for corrosion resistance, cleanliness, and added surface hardness.

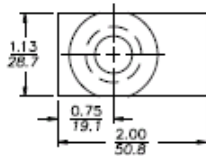
Some standard aluminum housings can be NFPA fatigue-rated for high impulse cycle applications. Where not standard, special fatigue-rated housings can be supplied at low additional cost. Consult the factory.

Several standard housings are available in steel. These are typically designed for service to 345 bar (5000 psi). Steel housings are zinc plated for corrosion resistance.

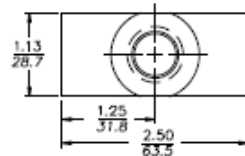
STANDARD IN-LINE HOUSINGS

Series 08 Standard Valve Housings

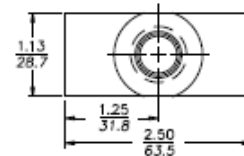
TWO-WAY



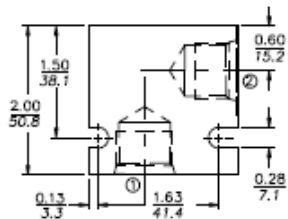
THREE-WAY



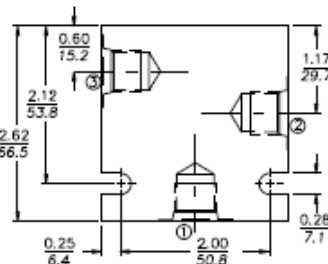
FOUR-WAY



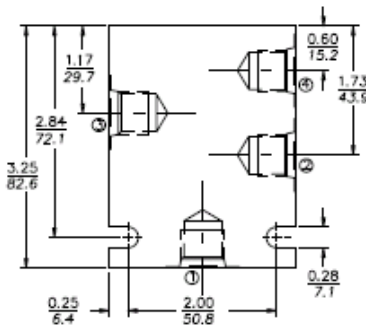
INCH
MILLIMETRE



SAE 8 Ported Housing Illustrated



SAE 6 Ported Housing Illustrated



SAE 6 Ported Housing Illustrated

SERIES 08 2-WAY HOUSINGS					
Code	Part No.	Mat'l	Port 1	Port 2	Mfg. Loc.
2P	7024620	Alum.	1/4" NPTF	1/4" NPTF	U.S.
3P	7024630	Alum.	3/8" NPTF	3/8" NPTF	U.S.
4T	7024640	Alum.	SAE 4	SAE 4	U.S.
5T	7024650	Alum.	SAE 5	SAE 5	U.S.
6T	7024660	Alum.	SAE 6	SAE 6	U.S.
8T	7024680	Alum.	SAE 8	SAE 8	U.S.
2B	7028620	Alum.	1/4" BSP	1/4" BSP	U.K.
3B	7028630	Alum.	3/8" BSP	3/8" BSP	U.K.
3PS	7026630	Steel	3/8" NPTF	3/8" NPTF	U.S.
6TS	7026660	Steel	SAE 6	SAE 6	U.S.
8TS	7026680	Steel	SAE 8	SAE 8	U.S.
2BS	7026920	Steel	1/4" BSP	1/4" BSP	U.K.
3BS	7026930	Steel	3/8" BSP	3/8" BSP	U.K.

SERIES 08 3-WAY HOUSINGS						
Code	Part No.	Mat'l	Port 1	Port 2	Port 3	Mfg. Loc.
2P	7024720	Alum.	1/4" NPTF	1/4" NPTF	1/4" NPTF	U.S.
3P	7024730	Alum.	3/8" NPTF	3/8" NPTF	3/8" NPTF	U.S.
4T	7024740	Alum.	SAE 4	SAE 4	SAE 4	U.S.
6T	7024760	Alum.	SAE 6	SAE 6	SAE 6	U.S.
3B	7028730	Alum.	3/8" BSP	3/8" BSP	3/8" BSP	U.K.
6TS	7026760	Steel	SAE 6	SAE 6	SAE 6	U.S.

SERIES 08 4-WAY HOUSINGS							
Code	Part No.	Mat'l	Port 1	Port 2	Port 3	Port 4	Mfg. Loc.
2P	7024820	Alum.	1/4" NPTF	1/4" NPTF	1/4" NPTF	1/4" NPTF	U.S.
3P	7024830	Alum.	3/8" NPTF	3/8" NPTF	3/8" NPTF	3/8" NPTF	U.S.
6T	7024860	Alum.	SAE 6	SAE 6	SAE 6	SAE 6	U.S.
2B	7028820	Alum.	1/4" BSP	1/4" BSP	1/4" BSP	1/4" BSP	U.K.
3B	7028830	Alum.	3/8" BSP	3/8" BSP	3/8" BSP	3/8" BSP	U.K.
6TS	7026860	Steel	SAE 6	SAE 6	SAE 6	SAE 6	U.S.

STANDARD VALVE HOUSINGS

Standard HydraForce aluminum in-line bodies are rated for general applications at pressures to 240 bar (3500 psi). Steel bodies are rated for general applications to 350 bar (5000 psi).

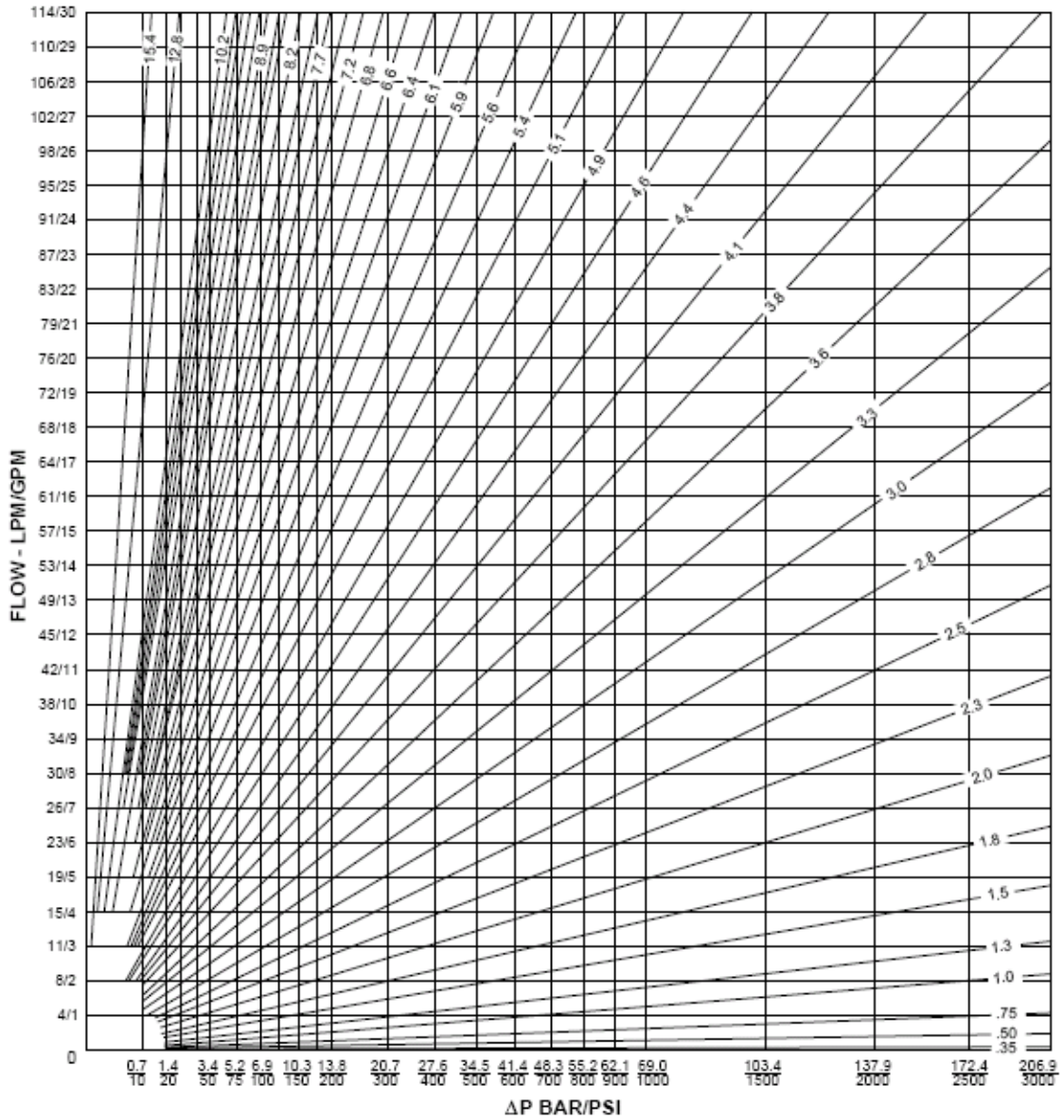
*Please note that NPTF ports are not recommended for operating pressures over 35 bar (500 psi), per JIC/NFPA/T2.24.M. Fatigue-rated aluminum bodies are available; consult factory.

Port Type(s)	U.S. Mfr.	U.K. Mfr.
	NPTF*, SAE	BSP
Aluminum Bodies: Material Anodize	6061 T6511 Clear	6082 TF Gold Tint
Steel Bodies: Material Plating	Low Carbon Steel	220 M 07 Zinc

Orifice Disc Sizing Guides

ORIFICE DISC SIZING GUIDE (Inches)

Curves represent orifice disc drill-thru diameters.



Cartridge Installation & Torque Values

CARTRIDGES

- Inspect the cartridge to ensure that no external contaminant is present.
- Be sure O-rings and back-ups are intact and correctly positioned. The O-ring should always be toward the higher pressure port or between double back-ups on bidirectional valves. See page 8.500.1 for O-ring installation.

COILS

- It is recommended that the coil be removed from the cartridge when installing terminations or making connections with conduit, etc.
- Re-torque coil retaining nut to 0.55 to 0.69 kg/m (4 to 5 ft/lbs) maximum.

HOUSINGS

- Verify correct plumbing by referring to specific product catalog pages. See Index, page 0.002.1.
- Inspect cavity for burrs or other machining irregularities which could damage O-rings during installation.

- See page 6.250.1 for panel mount spacer plates.

ASSEMBLY

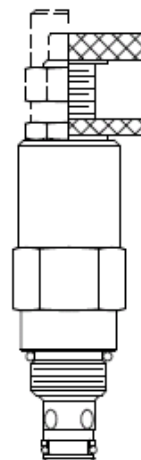
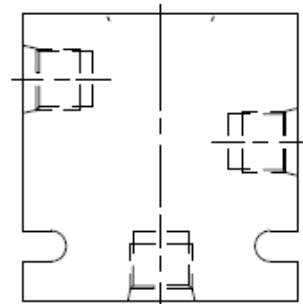
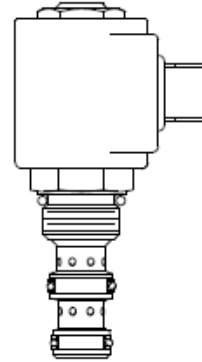
- Dip the cartridge in clean oil.
- Screw the cartridge in BY HAND until the top O-ring is met, then wrench tighten to the torque specification shown below.

TORQUE VALUES

Final Cartridge Tightening:

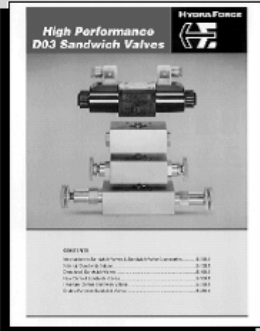
04 Size:	(see specific product pages)
07 Size:	2.77 kg/m (20 ft/lbs)
08 Size:	2.77 kg/m (20 ft/lbs)
38 Size:	2.77 kg/m (20 ft/lbs)
58 Size:	2.77 kg/m (20 ft/lbs)
10 Size:	3.46 kg/m (25 ft/lbs)
12 Size:	4.85 kg/m (35 ft/lbs)
16 Size:	6.91 kg/m (50 ft/lbs)
20 Size:	94.6 Nm (70 ft./lbs)
M42 Size:	94.6 Nm (70 ft/lbs)

Adjustment Holding Parts/Cap: 0.69 to 0.97 kg/m (5 to 7 ft/lbs)




ANEXO L. CATALOGO VÁLVULA REDUCTORA DE PRESIÓN

Request our
D03 Sandwich Valve Catalog




Call Toll Free: 1-800/682-6875 Coming Soon: Watch for us on the Internet!

Designers and Manufacturers of High Performance Hydraulic Controls




HYDRAFORCE, INC.
500 Barclay Blvd.
Lincolnshire, IL 60069 U.S.A.
Phone: 847/799-2200
Fax: 847/799-0068

ISO 9001
Registered




National
FLUID POWER
Association
MEMBER



HYDRAFORCE HYDRAULICS, LTD
Newnham Works, Brocebridge Street
Birmingham B15 4PF England
Phone: 0121 959 1959
Fax: 0121 959 1964

ISO 9001
Registered



BFP
MEMBER

HydraForce and the HydraForce logo are registered trademarks of HydraForce, Inc.


DIPLOMATIC
OLEODINÁMICA

62 200/107 SD

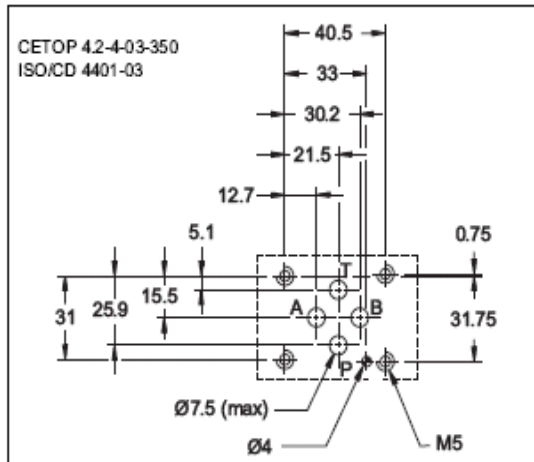


MZD
**REDUCTORA DE PRESION DE
ACCION DIRECTA DE TRES VIAS
CON AJUSTE FIJO O VARIABLE**

TIPO MODULAR
ISO 4401-03 (CETOP 03)

p max 350 bar
Q max (ver tabla de prestaciones)

PLANO DE ASIENTO



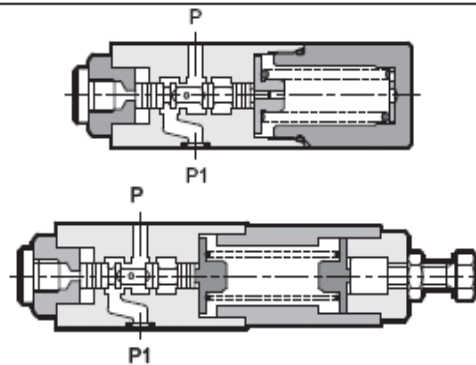
VERSIONES (ver tabla de símbolos hidráulicos - punto 1)

- MZD* y MZD*/RP: reducción presión en la línea P, drenaje conectado con la línea T.
- MZD*/A y MDZ*/RA: reducción presión en la línea A hacia el accionador y máxima presión en la línea B, drenaje conectado con la línea T.
- MZD*/B y MDZ*/RB: reducción presión en la línea B hacia el accionador y máxima presión en la línea A, drenaje conectado con la línea T.

PRESTACIONES (medidas con aceite mineral de viscosidad 36 cSt a 50°C)

Presión máxima de trabajo	bar	350
Presión máxima conexión T		10
Caudal máx en los conductos controlados	l/min	50
Caudal máx en los conductos libres		75
Caudal de drenaje		≤0,08
Campo temperatura ambiente	°C	-20 / +50
Campo temperatura fluido	°C	-20 / +80
Campo viscosidad fluido	cSt	10 + 400
Grado de contaminación del fluido	segundo ISO 4406:1999 clase 20/18/15	
Viscosidad recomendada	cSt	25
Masa	kg	1,4

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



- La válvula MZD es una reductora de presión de acción directa, del tipo cursor de tres vías. En posición de reposo se encuentra normalmente abierta y el fluido hidráulico pasa libremente desde el conducto P1 al conducto P.

El cursor está sometido por un lado a la presión del conducto P y por el otro al resorte de regulación. Cuando la presión en el conducto P supera el valor predispuesto por el resorte, la válvula se cierra y permanece cerrada hasta que la presión en P (reducida) no alcance el valor de regulación.

- Los criterios de fabricación adoptados permiten alcanzar una buena sensibilidad de regulación con caudal de drenaje reducido. El drenaje está conectado al conducto T en el interior de la válvula.

- La versión de tres vías permite proteger el circuito secundario contra sobrepresiones ya que determina un flujo en sentido inverso desde el dispositivo utilizador hacia la descarga T.

- Se fabrica en versión modular con conexiones según normas ISO 4401 (CETOP RP121H) y puede ser instalada rápidamente, sin el empleo de tuberías, bajo las electroválvulas ISO 4401-03 (CETOP 03).

- Normalmente se suministra con tornillo de regulación hexagonal. Bajo pedido puede ser dotada de pomo de regulación SICBLOC.

- El ajuste fijo se encuentra disponible en tre diferentes versiones: 20, 25 y 30 bar.

1 - CODIGO DE IDENTIFICACION MZD CON AJUSTE VARIABLE

M	Z	D	/	/	/	/
----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------

Tamaño nominal ISO 4401-03 (CETOP 03)
Tipo modular

Válvula reductora de presión de acción directa

Campo de regulación presión:
 2 = 3 + 35 bar 4 = 30 + 140 bar
 3 = 10 + 70 bar 5 = 60 + 280 bar

Versiones (omitir para MZD con reducción en P con grupo regulador lado B)

A: reducción presión vía A y presión llena vía B con grupo regulador lado B
B: reducción presión vía B y presión llena vía A con grupo regulador lado B
RP: reducción en P con grupo regulador lado A
RA: reducción presión vía A y presión llena vía B con grupo regulador lado A
RB: reducción presión vía B y presión llena vía A con grupo regulador lado A

N. de serie:
50 - para válvulas MZD*, MZD*/RP, MZD*/A, MZD*/RA, MZD*/B
51 - para válvulas MZD*/RB
 (entre 50 y 59 las dimensiones y el espacio para instalación permanecen invariables)

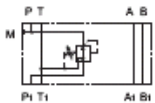
M = regulación mediante pomo SICBLOC (omitir para regulación por tornillo de cabeza hexagonal)

Tipo de juntas: omitir para aceites minerales
V = vitón para fluidos especiales

Simbolos hidráulicos

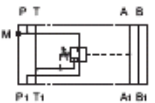
MZD*

MZD*/RP



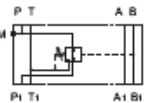
MZD*/A

MZD*/RA



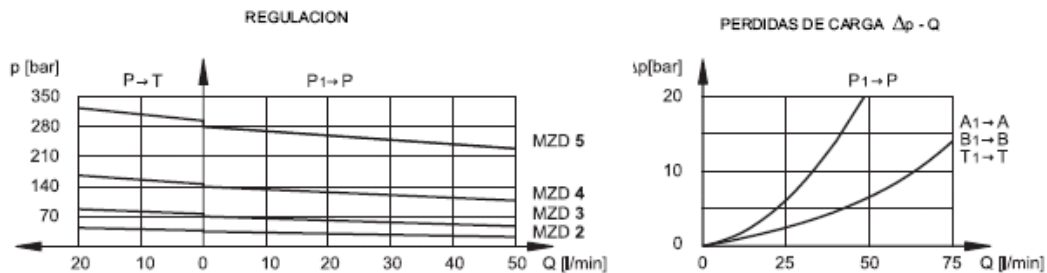
MZD*/B

MZD*/RB



NOTA: las versiones RP, RA y RB son producidas con el grupo regulador lado A, para que sean intercambiables con las válvulas de otros constructores.
 La versión estándar es con grupo regulador en el lado B.

2 - CURVAS CARACTERISTICAS MZD CON AJUSTE FIJO (valores obtenidos con viscosidad 36 cSt a 50°C)



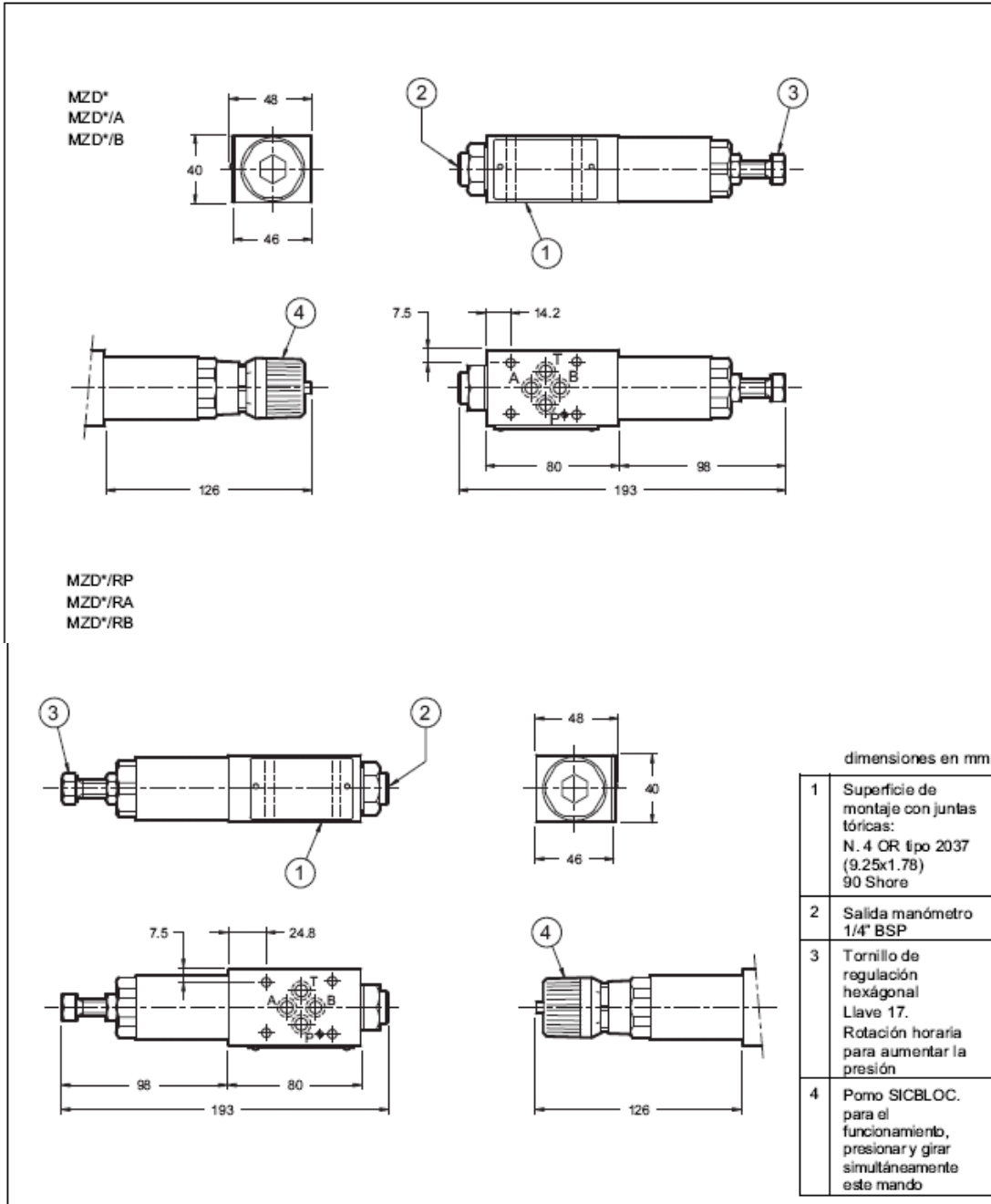
4 - FLUIDOS HIDRAULICOS

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral tipo HL o HM según ISO 6743-4. Para esos tipos de fluidos, usar juntas en NBR.
 Para fluidos tipo HFDR (ésteres fosfóricos) utilizar juntas en FPM (código V).
 Para el uso de otros tipos de fluidos, como HFA, HFB, HFC consultar con nuestra Oficina Técnica.
 El uso con fluido a temperatura superior a 80° determina una precoz disminución de las propiedades del fluido y de los tipos de juntas.
 El fluido debe mantener intactas sus propiedades físicas y químicas.



MZD

5 - DIMENSIONES PARA LA INSTALACION MZD CON AJUSTE VARIABLE



ANEXO M. CATALOGO VÁLVULA DIRECCIONAL 4/2

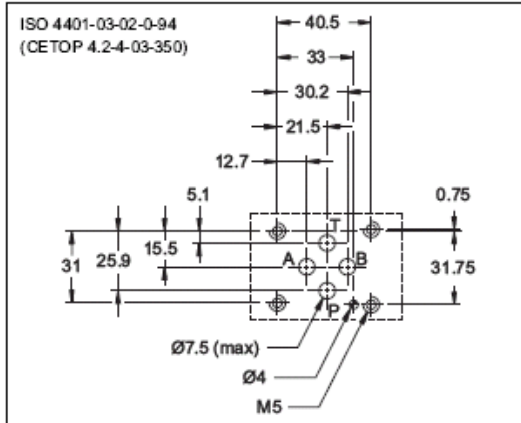


DS3 ELECTROVALVULA DIRECCIONAL DE MANDO DIRECTO

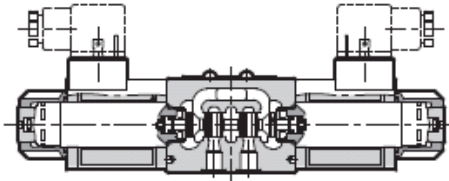
**MONTAJE SOBRE PLACA
ISO 4401-03 (CETOP 03)**

**p max 350 bar
Q max 100 l/min**

PLANO DE ASIENTO



PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



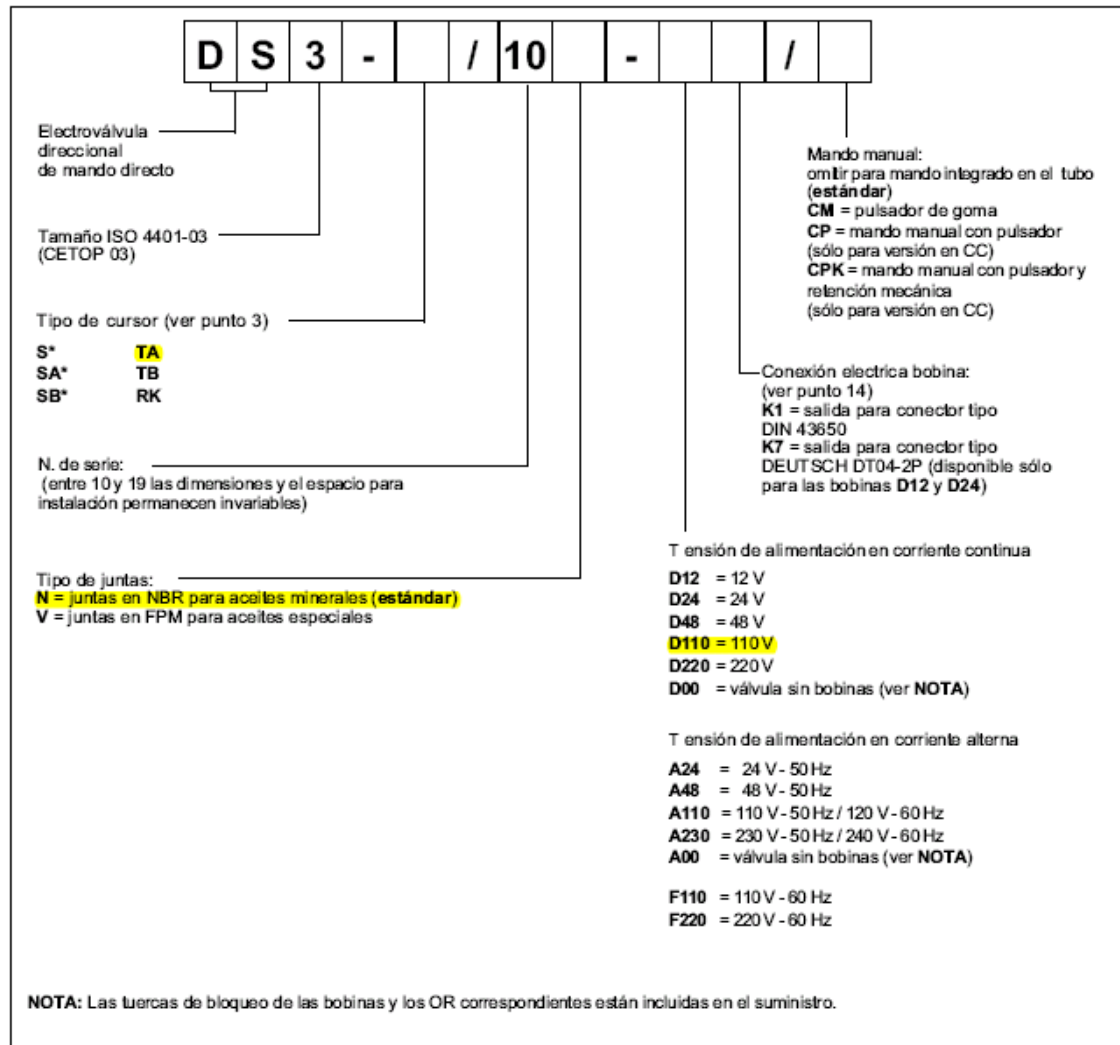
- Electroválvula direccional de mando directo para montaje sobre placa, con superficie de conexión conforme a las normas ISO 4401 (CETOP RP121H).
- El cuerpo de la válvula está realizado en hierro fundido a elevada resistencia y está dotado de amplios conductos internos para reducir al mínimo las pérdidas de carga. Se utilizan electroimanes con bobinas intercambiables y con tubos en baño de aceite (para informaciones adicionales sobre los electroimanes ver punto 7).

PRESTACIONES (con aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50 °C)

Presión máxima de trabajo Vías P - A - B Vía T	bar	CC	CA
		350	160
Caudal máximo	l/min	100	90
Pérdidas de carga Δp-Q	ver punto 4		
Capacidad límite	ver punto 6		
Características eléctricas	ver punto 7		
Conexiones eléctricas	ver punto 14		
Campo temperatura ambiente	°C	-20 / +50	
Campo temperatura fluido	°C	-20 / +80	
Campo viscosidad fluido	cSt	10 + 400	
Viscosidad efectiva recomendada	cSt	25	
Grado de contaminación del fluido	Según ISO 4406:1999 clase 20/18/15		
Masa: válvula monosolenoides	kg	1,5	1,35
válvula doble solenoide	kg	2	1,8

- Se suministra en versiones de 3 y 4 vías, con 2 o 3 posiciones y con diversos tipos de cursores intercambiables los cuáles tienen diferentes esquemas.
- Es disponible con solenoides para alimentación en corriente continua y alterna. Los solenoides para corriente continua pueden ser utilizados con corriente alterna, utilizando conectores con rectificador en puente (ver punto 7.2).
- La válvula DS3 para corriente continua es disponible en la versión con orificio fijo para conmutación gradual (ver punto 13).

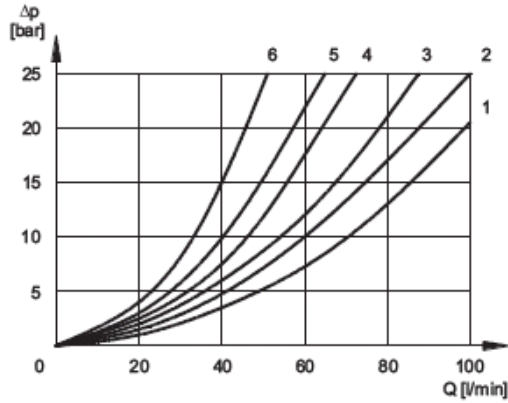
1 - CODIGO DE IDENTIFICACION



3 - FLUIDOS HIDRAULICOS

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral tipo HL o HM según ISO 6743-4. Para esos tipos de fluidos, usar juntas en NBR (código N). Para fluidos tipo HFDR (ésteres fosfóricos) utilizar juntas en FPM (código V). Para el uso de otros tipos de fluidos, como HFA, HFB, HFC consultar con nuestra Oficina Técnica. El uso con fluido a temperatura superior a 80° determina una precoz disminución de las propiedades del fluido y de los tipos de juntas. El fluido debe mantener intactas sus propiedades físicas y químicas.

4 - PERDIDAS DE CARGA Δp -Q (valores obtenidos con viscosidad de 36 cSt a 50 °C)



Para las pérdidas de carga entre los usuarios A y B de los cursores S10, S20, S21, S22 y S23, utilizados en esquema regenerativo, hacer referencia a la curva 5.

PERDIDAS DE CARGA ELECTROVALVULA CONMUTADA

CURSOR	DIRECCION DEL FLUJO			
	P-A	P-B	A-T	B-T
	CURVAS DEL DIAGRAMA			
S1, SA1, SB1	2	2	3	3
S2, SA2, SB2	1	1	3	3
S3, SA3, SB3	3	3	1	1
S4, SA4, SB4	6	6	6	6
S5	2	1	3	3
S6	2	2	3	1
S7, S8	6	6	6	6
S9	2	2	3	3
S10	1	3	1	3
S11	2	2	1	3
S12	2	2	3	3
S17	2	2	3	3
S18	1	2	3	3
S19	2	2	3	3
S20	1	5	2	
S21	5	1		2
S22	1	5	2	
S23	5	1		2
TA, TB	2	2	2	2
TA02, TB02	2	2	2	2
TA23, TB23	3	3		
RK	2	2	2	2
RK02	2	2	2	2
RK1, 1RK	2	2	2	2

PERDIDAS DE CARGA ELECTROVALVULA EN POSICION CENTRAL

CURSOR	DIRECCION DEL FLUJO				
	P-A	P-B	A-T	B-T	P-T
	CURVAS DEL DIAGRAMA				
S2, SA2, SB2					2
S3, SA3, SB3			3	3	
S4, SA4, SB4					5
S5		4			
S6				3	
S7, S8					5
S10	3	3			
S11			3		
S18	4				
S22			3	3	
S23			3	3	

5 - TIEMPOS DE CONMUTACION

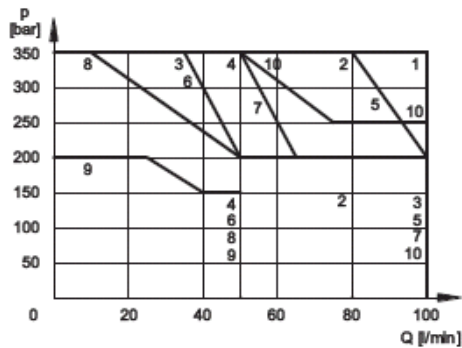
Los valores indicados son medidos según ISO 6403, con aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50°C.

TIPO DE ALIMENTACION	TIEMPOS	
	CONEXION	DESCONEXION
CC	25 + 75 ms	15 + 25 ms
CA	10 + 25 ms	15 + 40 ms

6 - CAPACIDAD LIMITE

Las curvas delimitan los campos de funcionamiento del caudal según la presión de las distintas versiones de la electroválvula. Los valores son obtenidos según ISO 6403, con imanes a temperatura de régimen y alimentados con un voltaje igual al 90% de la tensión nominal. Los valores son obtenidos con aceite mineral con viscosidad 36 cSt, a 50 °C y filtrado según ISO 6606:1999 clase 18/16/13.

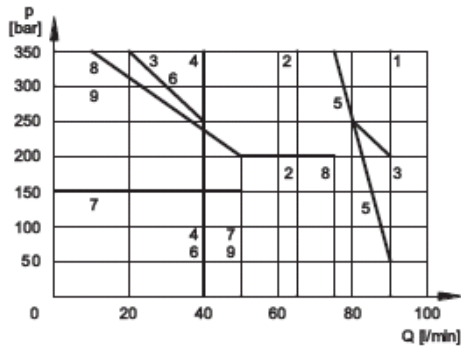
ELECTROVALVULA EN CC



CURSOR	CURVA	
	P-A	P-B
S1,SA1,SB1	1	1
S2,SA2,SB2	2	2
S3,SA3,SB3	3	3
S4,SA4,SB4	4	4
S5	1	1
S6	6	7
S7	4	4
S8	4	4
S9	10	10
S10	1	1
S11	7	6
S12	1	1

CURSOR	CURVA	
	P-A	P-B
S17		
S18	1	1
S19		
S20	8*	8
S21	8	8*
S22	9*	8
S23	8	9*
TA, TB	5	5
TA02, TB02	1	1
TA23, TB23	2	2
RK	1	1
RK02	1	1
RK1, 1RK	1	1

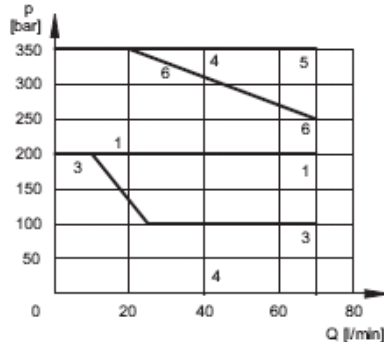
ELECTROVALVULA EN CA



CURSOR	CURVA	
	P-A	P-B
S1,SA1,SB1	1	1
S2,SA2,SB2	2	2
S3,SA3,SB3	3	3
S4,SA4,SB4	4	4
S5	1	1
S6	3	1
S7	4	4
S8	4	4
S9	1	1
S10	1	1
S11	1	3
S12	1	1

CURSOR	CURVA	
	P-A	P-B
S17		
S18	1	1
S19		
S20	9*	8
S21	8	9*
S22	7*	6
S23	6	7*
TA, TB	1	1
TA02, TB02	1	1
TA23, TB23	5	5
RK	1	1
RK02	1	1
RK1, 1RK	1	1

ELECTROVALVULA EN CA con bobina A110 alimentada a 110V - 60 Hz



* Prestación obtenida para válvula teniendo los usuarios A y B conectados uno a la cámara lado pistón y el otro a la cámara lado vástago de un cilindro a doble efecto con proporción áreas 2:1.

CURSOR	CURVA	
	P-A	P-B
S1,SA1,SB1	1	1
S2,SA2,SB2	5	5
S3,SA3,SB3	3	3
S4,SA4,SB4	4	4
S9	1	1
TA, TB	5	5
RK	6	6

N.B.: Los valores indicados en los gráficos se refieren a la electroválvula en versión estándar. Los valores indicados en los gráficos pueden reducirse significativamente en caso de emplear una válvula de 4 vías con las salidas A o B taponadas. Para las prestaciones en caudal y presión de la versión a conmutación gradual, ver punto 13. Para las electroválvulas en CC alimentadas en CA a través de conectores con rectificador incorporado, ver punto 7.2.

7 - CARACTERISTICAS ELECTRICAS

7.1 Electroimanes

Están compuestos esencialmente de dos partes: tubo y bobina. El tubo está atornillado al cuerpo de la válvula y contiene el ancla móvil que se desliza sumergida en aceite, sin desgaste. La parte interna, que está en contacto con el aceite de descarga, asegura la disipación térmica.

La bobina está fijada al tubo por medio de una tuerca y, si el espacio disponible lo permite, puede ser girada.

NOTA 1: para reducir ulteriormente las emisiones se aconseja el empleo de conectores de tipo H, los cuáles previenen las sobretensiones durante la apertura del circuito eléctrico de alimentación de las bobinas (ver cat. 49 000).

Protección para los agentes atmosféricos CEI EN 60529

Conector	IP 65	IP 69 K	NOTA: el grado de protección está garantizado sólo con conectores cableados e instalados correctamente.
K1 DIN 43650	x		
K7 DEUTSCH DT04 macho	x	x	

7.2 Corriente y potencia eléctrica absorbida electroválvula en corriente continua

En la tabla se representan los valores de absorción relativos a varios tipos de bobina para la alimentación eléctrica en corriente continua.

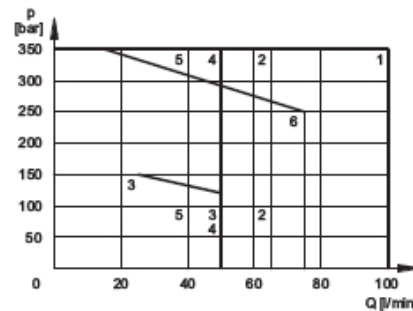
Utilizando los conectores con rectificador en puente, incluido en el tipo "D" (ver cat. 49 000) es posible alimentar la bobina (excepto la bobina D12) con corriente alterna (50 o 60 Hz), considerando una reducción de las capacidades límites (ver diagrama abajo).

Bobinas para corriente continua (valores $\pm 5\%$)

	Tensión nominal [V]	Resistencia a 20°C [Ω]	Corriente absorbida [A]	Potencia absorbida [W]	Código bobina	
					K1	K7
D12	12	4,4	2,72	32,6	1902860	1902940
D24	24	18,6	1,29	31	1902861	1902941
D48	48	78,6	0,61	29,3	1902863	
D110	110	423	0,26	28,6	1902864	
D220	220	1692	0,13	28,6	1902865	

Capacidad límites electroválvulas CC alimentadas en CA por medio de conectores con rectificador incluido

CURSOR	CURVA	
	P-A	P-B
S1, SA1, SB1	1	1
S2, SA2, SB2	2	2
S3, SA3, SB3	3	3
S4, SA4, SB4	4	4
S9	6	6
TA, TB	5	5
RK	1	1



7.3 Corriente y potencia eléctrica absorbida electroválvula en CA

En la tabla se representan los valores de corriente absorbida al arrancar y de corriente absorbida a régimen para alimentación eléctrica en corriente alterna.

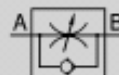
Bobinas para corriente alterna (valores $\pm 5\%$)

Sufijo	Tensión nominal [V]	Frecuencia [Hz]	Resistencia a 20°C [ohm]	Corriente absorbida al arrancar [A]	Corriente absorbida a régimen [A]	Potencia absorbida al arrancar [VA]	Potencia absorbida a régimen [VA]	Código bobina K1
A24	24	50	1,46	8	2	192	48	1902830
A48	48	50	5,84	4,4	1,1	204	51	1902831
A110	110V-50Hz	50/60	32	1,84	0,46	192	48	1902832
	120V-60Hz			1,56	0,39	188	47	
A230	230V-50Hz		140	0,76	0,19	176	44	1902833
	240V-60Hz			0,6	0,15	144	36	
F110	110	60	26	1,6	0,4	176	44	1902834
F220	220		106	0,8	0,2	180	45	1902835

ANEXO N. CATALOGO VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL



FT 1251/5-01



VALVOLE
DI REGOLAZIONE
IN OT-58
STAMPATO

Valvole di regolazione unidirezionali in linea (Femmina/Femmina)

Garantiscono un preciso controllo del fluido in un verso e consentono il libero passaggio in quello opposto grazie al gruppo unidirezionale di tipo a sfera con gabbia di guida e contragguio di cui sono dotate.

Costituiscono una conveniente alternativa alle valvole FT 257/5 per applicazioni su impianti con pressioni di esercizio sino a 210 bar oppure quando siano soggette a condizioni di lavoro ove si debba escludere l'impiego di materiali ferrosi.

Si prestano ottimamente per essere utilizzate con fluidi diversi dall'olio (quali: aria, gas e liquidi in genere).

Da rilevare inoltre che conservano fondamentali caratteristiche delle valvole serie FT 257 quali:

- efficace tenuta metallica;

- linearità di flusso nell'apertura;
- semplicità di impostazione dei valori di flusso;
- assoluta sicurezza contro lo sfilamento dello spillo;
- stabilità di posizionamento;
- predisposizione per il montaggio a pannello, per il quale si forniscono le apposite ghiera (G) di bloccaggio (solo a richiesta).

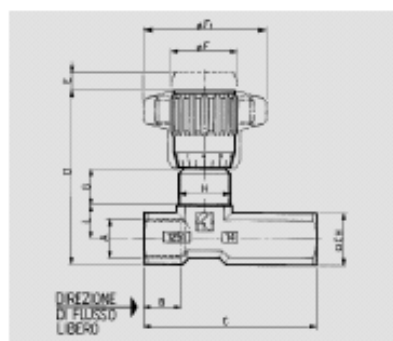
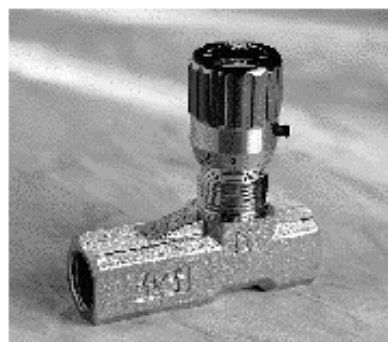
La pressione massima di esercizio è di 210 bar.

A richiesta

- Guarnizione in Viton (V)
- Filettatura NPT
- Manopola in ABS (mp)
- Completì di ghiera (G)

MATERIALI

Corpo	OT 58 - UNI 5705 - Nichelato
Spillo	X 10 Cr Ni S 1809 UNI 6900
OR	Miscela nitrilica
Anello antiestrusione	PTFE
Manopola	GD - Al Si 12 - UNI 5705
Manopola (mp)	ABS
Molla	ANSI 302
Sfera	UNI 100 C 6
Guida sfera	Nylon 66 + fibra di carbonio



ESEMPIO
PER
L'ORDINAZIONE

CODICE
FT 1251/5-01

Accessori a richiesta

Codice	Tipo	Ghiera pannello	Guarnizione Viton	Manopola ABS	
Ottone	FT 1251/5-01	38	G	V	mp

Tipo	A	B	C	D	E	F	F1	G	H	L	CH	Peso kg
UN 338												
14	1/4" G	12	56	57	4,5	22	40	11,5	M17x1	11	17	0,138
38	3/8" G	13	64,5	69	7	27	50	12,5	M20x1	15	22	0,259
12	1/2" G	16	87	82	10	33	70	13	M25x1,5	19	27	0,499
34	3/4" G	20	115	100	12	38	80	15	M30x1,5	22	34	0,975

FT 1251/2-FT 1252/2 - FT 1251/5



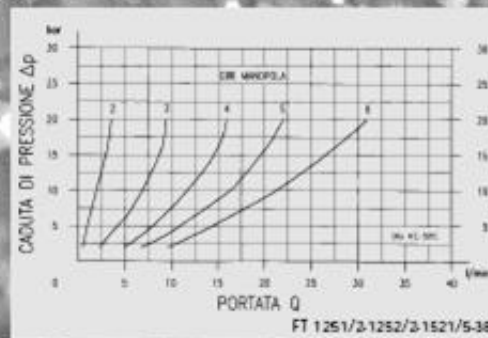
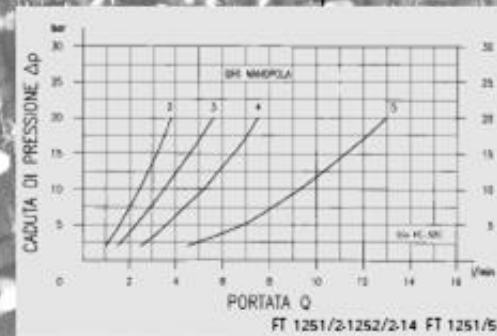
Tipo	Passaggio mm ²	Pressione massima esercizio bar	Temperatura esercizio °C	Grado di filtrazione µm assoluti
18	7,07	210	-20°/+100°	25
14	12,57	210	-20°/+100°	25
38	19,64	210	-20°/+100°	25
12	50,27	210	-20°/+100°	25
34	78,54	210	-20°/+100°	25

**DATI
TECNICI
CODICI
FT 1251/2
FT 1252/2**

Tipo	Passaggio mm ²	Pressione massima esercizio bar	Temperatura esercizio °C	Grado di filtrazione µm assoluti
14	12,57	210	-20°/+100°	25
38	19,64	210	-20°/+100°	25
12	50,27	210	-20°/+100°	25
34	78,54	210	-20°/+100°	25

**DATI
TECNICI
CODICE
FT 1251/5**

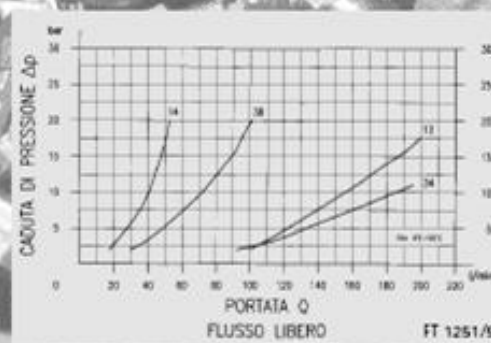
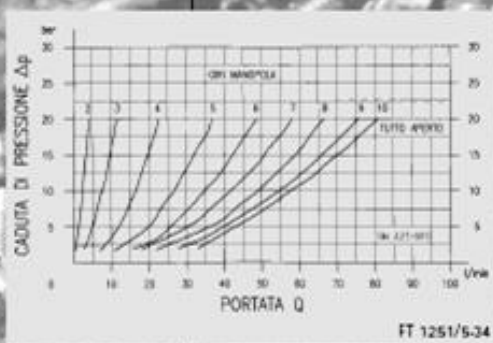
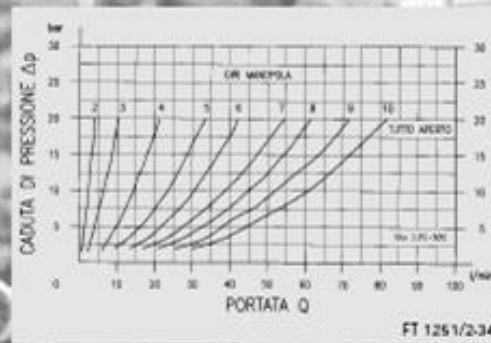
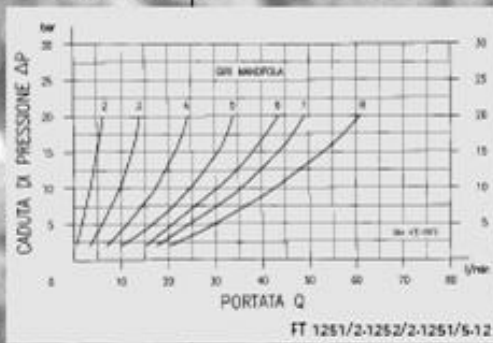
**CURVE
DI PORTATA**





FT 1251/2-FT 1252/2 - FT 1251/5

CURVE DI PORTATA



ANEXO O. CATALOGO VÁLVULA DE SEGURIDAD

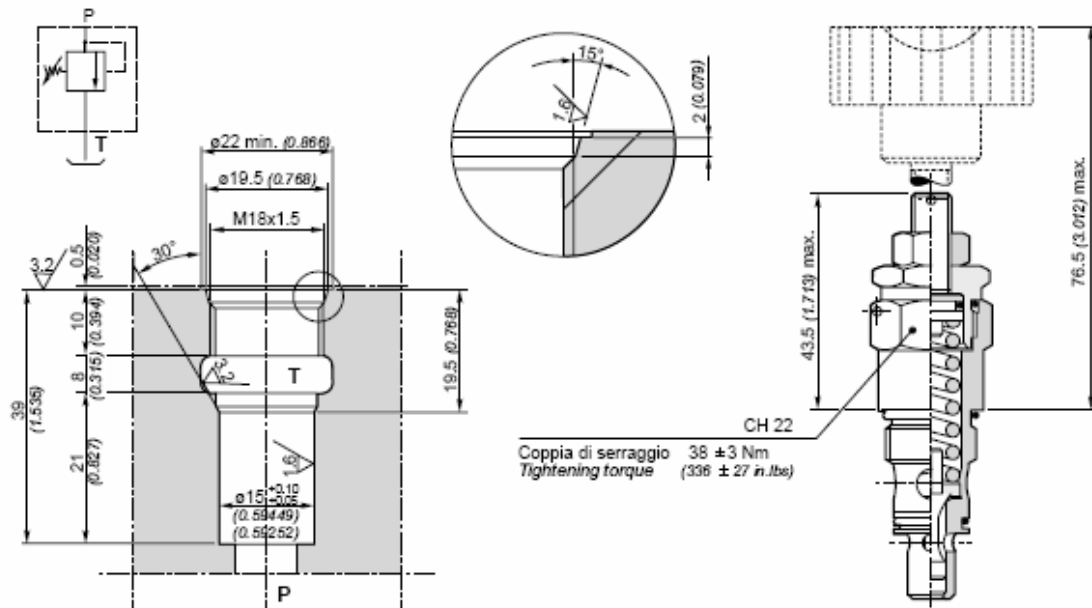
VALVOLE AUSILIARIE



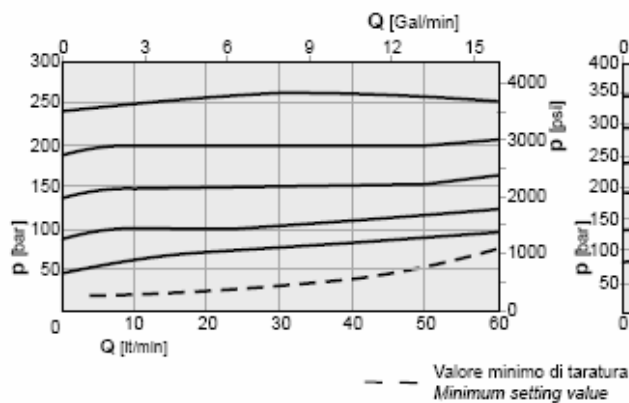
AUXILIARIES VALVES

VLP 35S

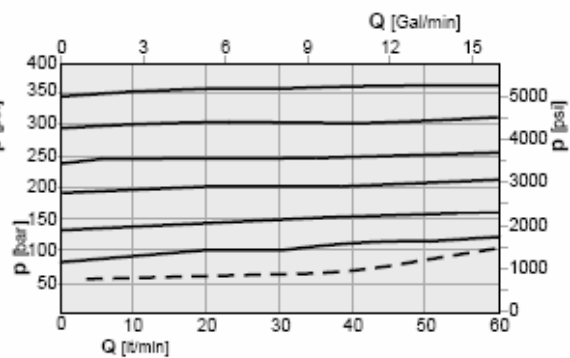
VALVOLA LIMITATRICE DI PRESSIONE / PRESSURE RELIEF VALVE
(Q25 - Q30 - Q35 - Q45 - Q50)



Curve caratteristiche VLP 35S (molla nera)
Performances curves VLP 35S (black spring)



Curve caratteristiche VLP 35S (molla rossa)
Performances curves VLP 35S (red spring)



Esempio di ordinazione in codice / Ordering code example

VLP	-	V	35S	-	N120
VLP	Valvola limitatrice di pressione / Pressure relief valve				
V	Regolazione a volantino (a richiesta) / Adjusting with handwheel (optional)				
35S	Tipo di valvola / Valve type				
			molla bianca white spring	molla nera black spring	molla rossa red spring
N	Tipo di molla / Spring type		B	N	R
Campi di taratura / Calibration fields					
			bar (psi)		
120	Taratura / Setting		15 + 100 (218 + 1450)	30 + 280 (435 + 4080)	80 + 380 (1160 + 5510)

Anexo P

CALCULO DEL MOMENTO FLECTOR PRODUCIDO EN LA FLECHA POR LA FUERZA DE FRENADO

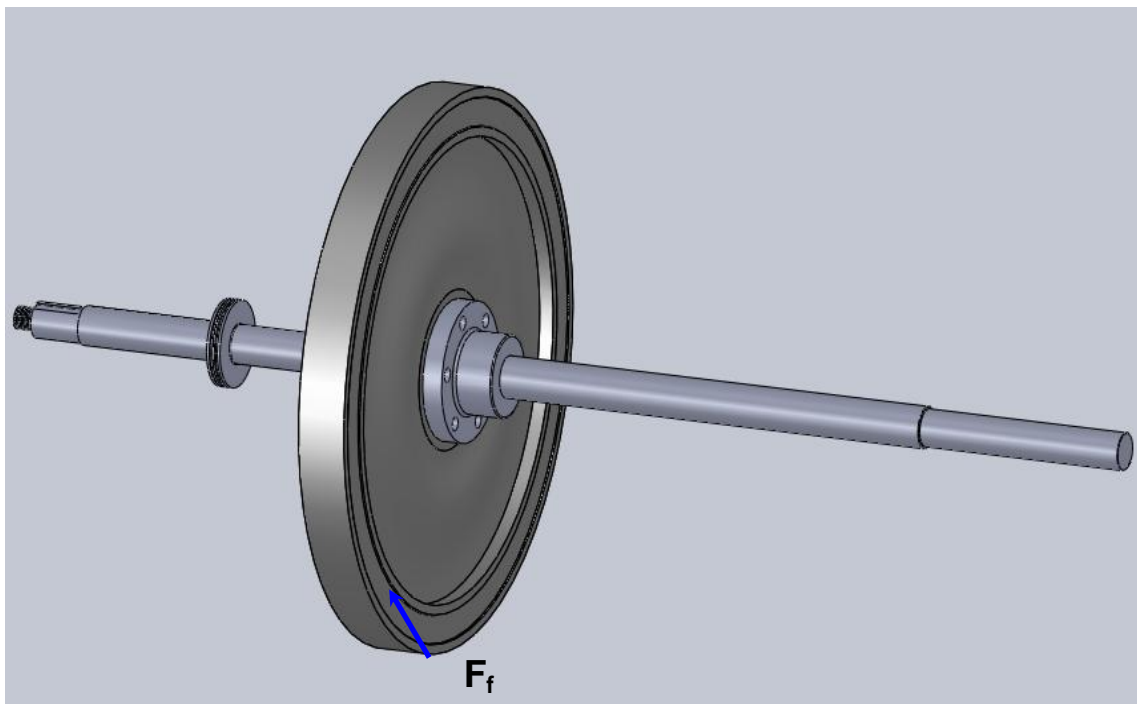
Como resultado de la fuerza de frenado sobre el volante de la unidad aparece una reacción en el sentido opuesto al del frenado y con la misma inclinación a la tangente en ese punto para los cálculos se tomara el estado crítico que es aquel en el cual la válvula reductora de presión no funcione y permita que a los actuadores llegue una presión de 1800 psi, la cual corresponde a la presión máxima de carga del acumulador.

$$F_N = P_1 \times A_p$$

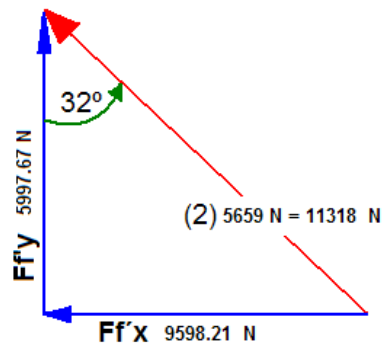
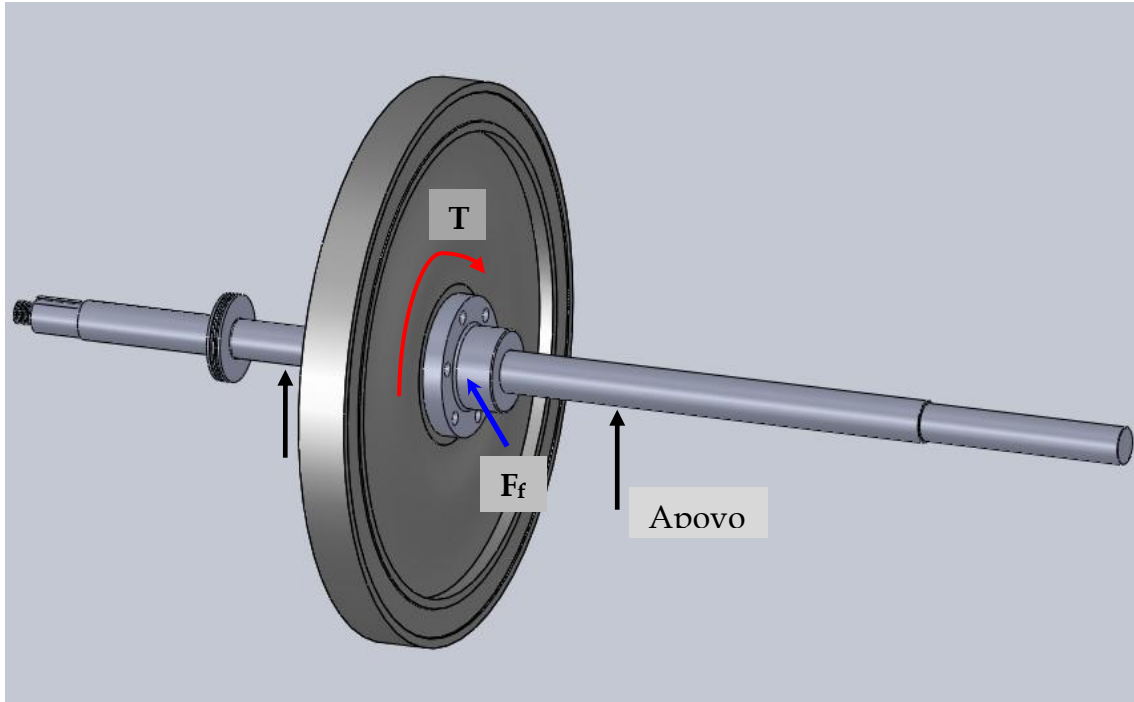
$$F_N = 1800 \text{Psi} * 1.767 \text{in}^2 = 14148 \text{ N}$$

La fuerza de fricción será entonces:

$$F_f = 2 * (F_N * \mu) = 2 * (14148 \text{ N} * 0.4) = 11318 \text{ N}$$

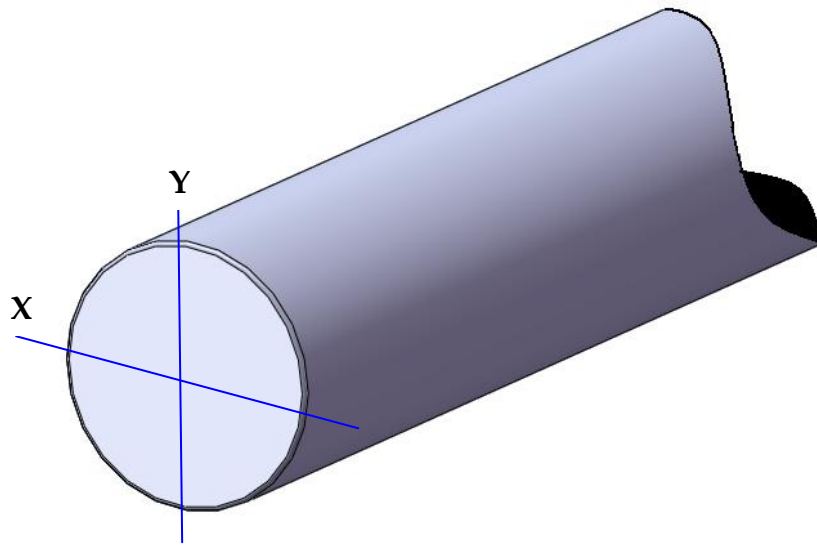


Esta fuerza se traslada al eje de la unidad generando un momento igual a 10186.2 N – m. opuesto al giro de la misma, y una fuerza que descompuesta en los planos coordenados X y Y tiene valores correspondientes a:



Estas dos reacciones traen como consecuencia sobre la flecha de la maquina un momento flector, una deflexión y un esfuerzo que serán calculados a continuación.

El modelo a usar será el de la viga simplemente apoyada con una carga concentrada en el centro de la luz de la misma, se analizara por separado para las coordenadas de X y de Y.



$$I_t = I_{xx} = I_{yy}$$

$$I_t = \frac{1}{4} \pi r^4$$

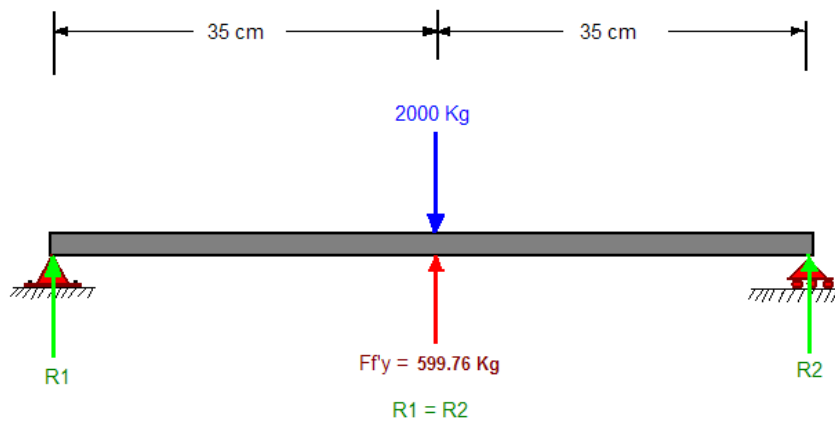
$$I_t = \frac{1}{4} \pi (0.07m)^4$$

$$I_t = 0.000019m^4$$

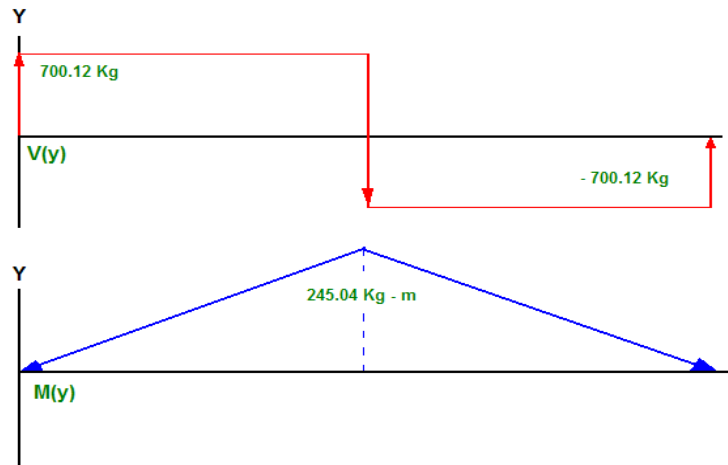
El material del eje es de Acero estructural AISI 1045:

- $E = 205 \text{ Gpa}$.
- $S_y = 530 \text{ Mpa}$

- Análisis estático en Y:



- Diagrama de cortante y momentos en Y:



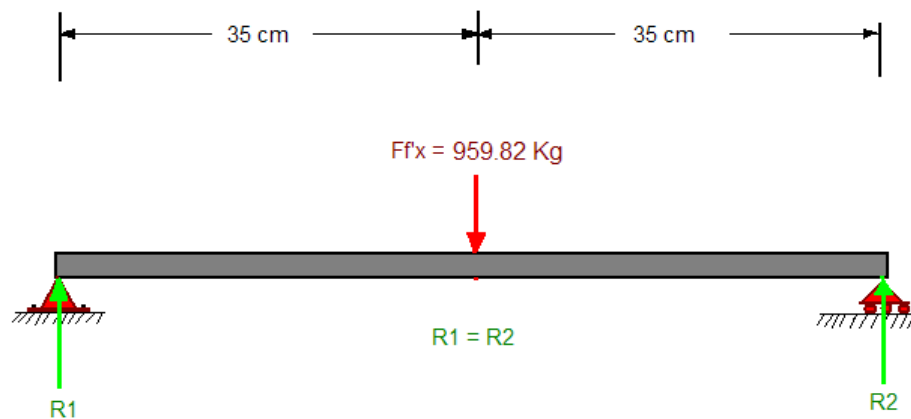
- Calculo del esfuerzo y la deflexión en Y:

$$\tau_m = \frac{Mc}{I} \text{ donde } c = \frac{h}{2} = r$$

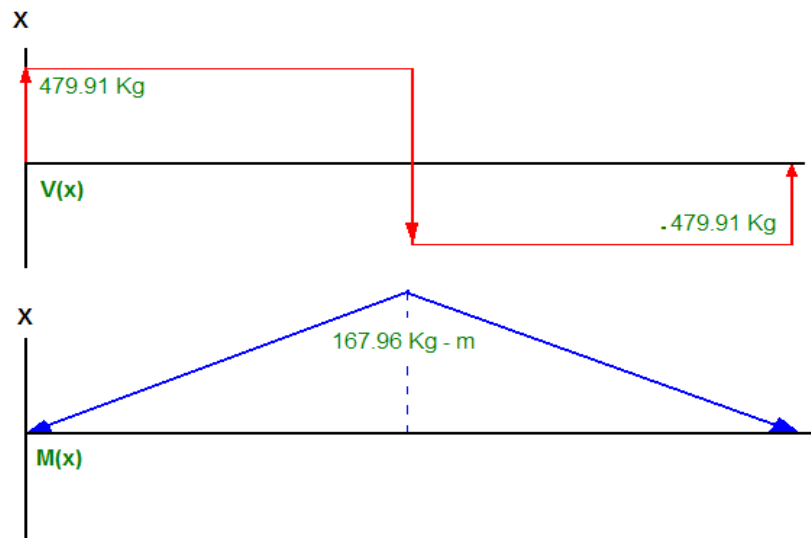
$$\tau_{my} = \frac{2450.04N - m * 0.07m}{0.000019m^4}$$

$$\tau_{my} = 9.02 \text{ Mpa}$$

- Análisis estático en X:



- Diagrama de cortantes y momentos en X:



- Calculo del esfuerzo y la deflexión en X:

$$\tau_{mx} = \frac{Mc}{I} \text{ donde } c = \frac{h}{2} = r$$

$$\tau_{mx} = \frac{1679.6 \text{ N} - \text{m} * 0.07\text{m}}{0.000019\text{m}^4}$$

$$\tau_{mx} = 6.18 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo resultante total en el eje:

$$\tau_{mt} = \sqrt{\tau_{mx}^2 + \tau_{my}^2}$$

$$\tau_{mt} = 10.91 \text{ Mpa}$$

El cálculo se realizó teniendo en cuenta el peso del volante y aun así nos da como resultado un esfuerzo mucho menor que el esfuerzo permisible para este material ($S_y = 530 \text{ Mpa}$).

- Cálculo de la deflexión en el eje:

$$Y_{max_x} = \frac{-PL^3}{48EI}$$

$$Y_{max_x} = \frac{(11318N)(0.7m^3)}{(48)(205 \times 10^9 Pa)(0.000019m^4)}$$

$$Y_{max_x} = 2.07 \times 10^{-5} m$$

Podemos deducir del cálculo anterior que los esfuerzos y deformaciones en el eje en general por efecto de la fuerza de frenado son mínimos, no afectan la unidad de generación en alineación ni balanceo, incluso la reacción en Y reduce la acción del peso del volante y en ese momento lo aliviando los esfuerzos que ya existen normalmente.

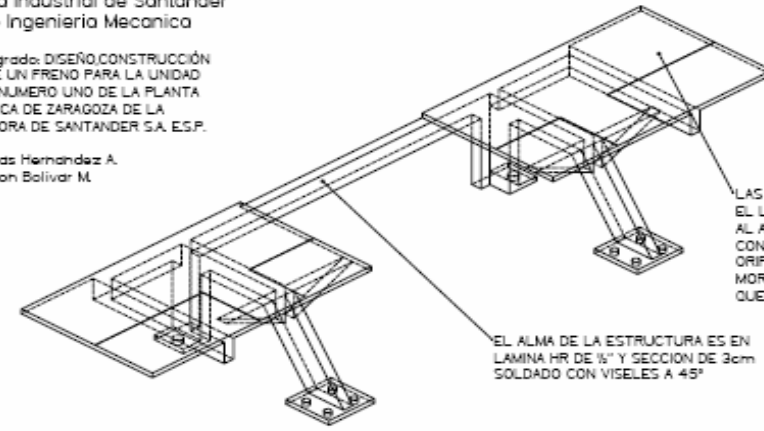
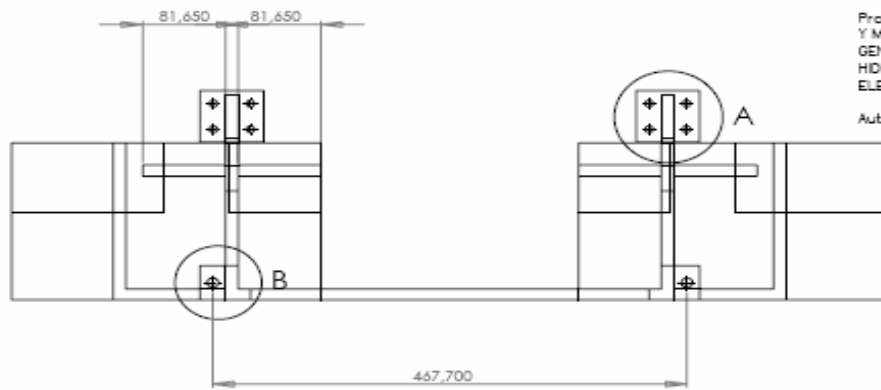
Anexo Q

PLANOS

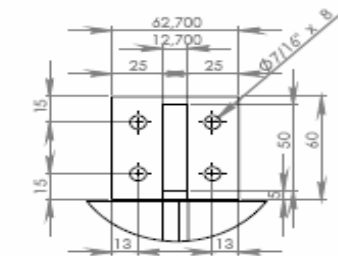
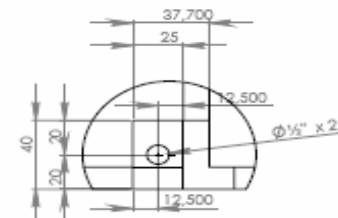
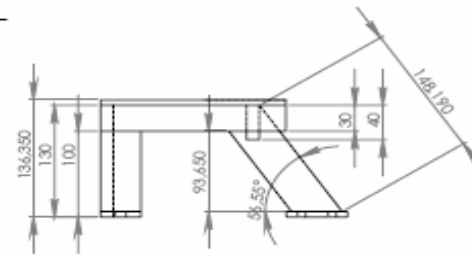
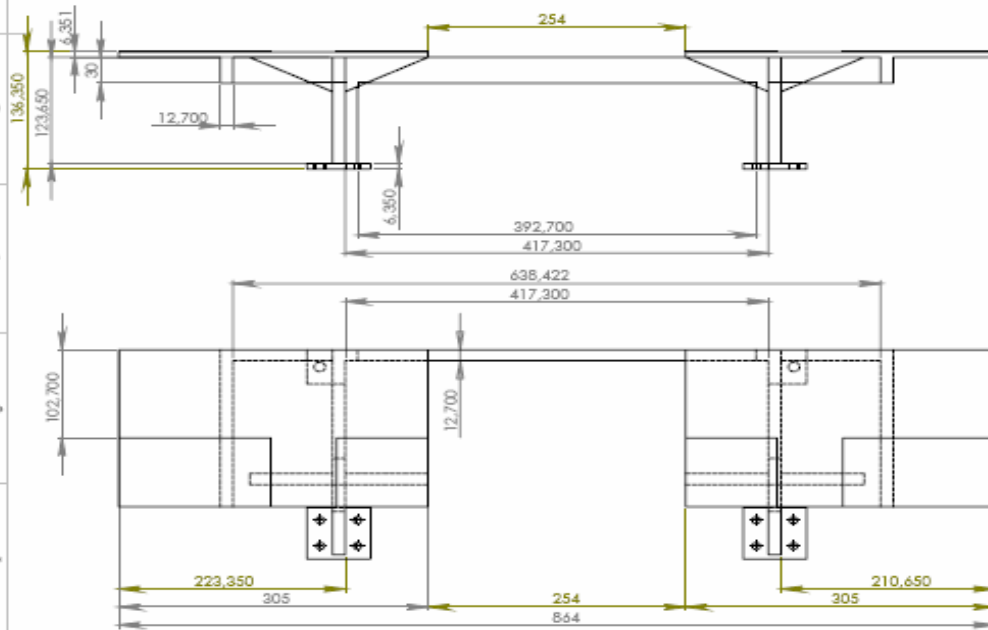
Universidad Industrial de Santander
Escuela de Ingeniería Mecánica

Proyecto de grado DISEÑO, CONSTRUCCIÓN
Y MONTAJE DE UN FRENO PARA LA UNIDAD
GENERADORA NUMERO UNO DE LA PLANTA
HIDROELECTRICA DE ZARAGOZA DE LA
ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. E.S.P.

Autores: Nicolas Hernandez A.
Edinson Bolivar M.



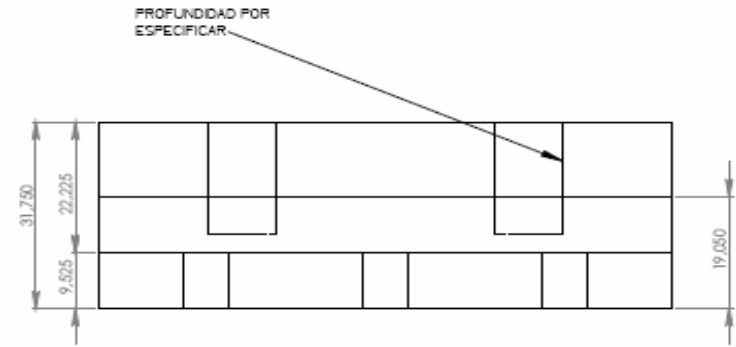
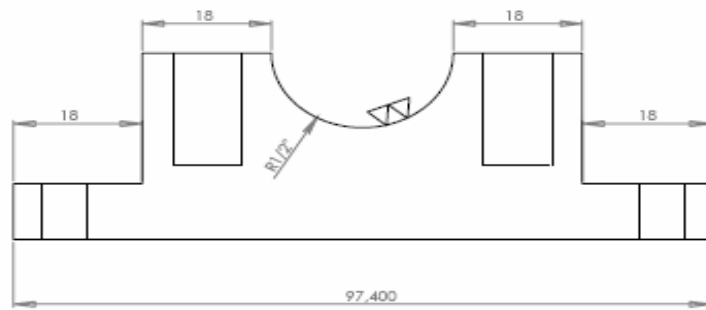
ESTRUCTURA PRINCIPAL



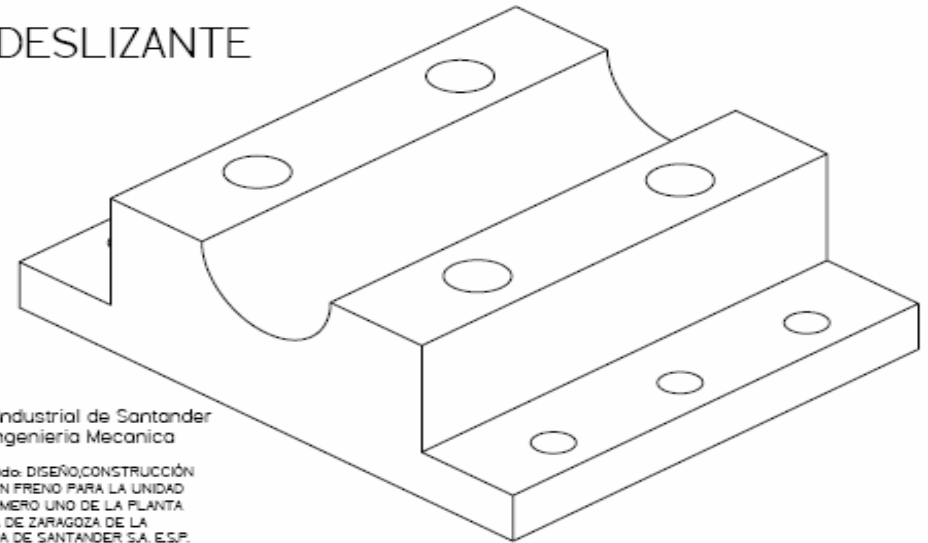
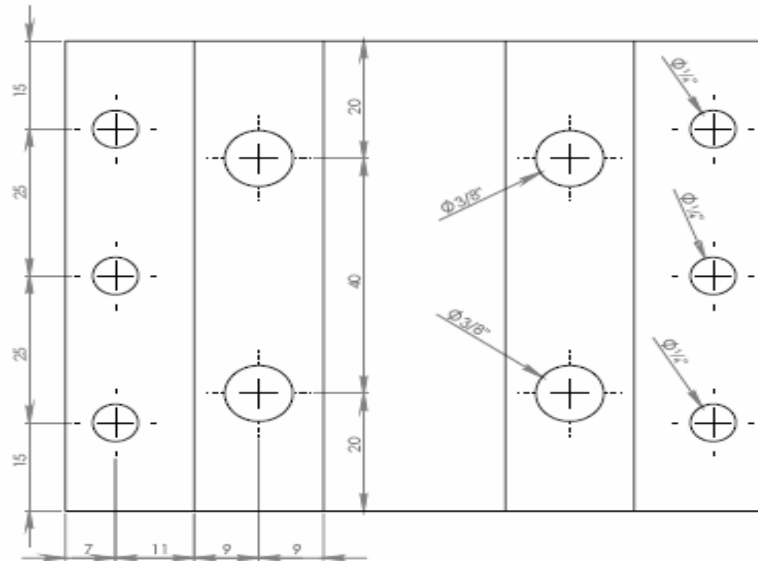
DETALLE A
ESCALA 2 : 3.5

DETALLE B
ESCALA 2 : 3.5

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
AUTORES: NICOLAS H. EDINSON B.		AUTORES: NICOLAS H. EDINSON B.		AUTORES: NICOLAS H. EDINSON B.	
TITULO: LAMINA HR ESCALA 1:3,5		TITULO: LAMINA HR ESCALA 1:3,5		TITULO: LAMINA HR ESCALA 1:3,5	
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER - ESSA S.A. E.S.P.		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER - ESSA S.A. E.S.P.		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER - ESSA S.A. E.S.P.	
estructura principal ²		estructura principal ²		estructura principal ²	



BASE GUIA DESLIZANTE

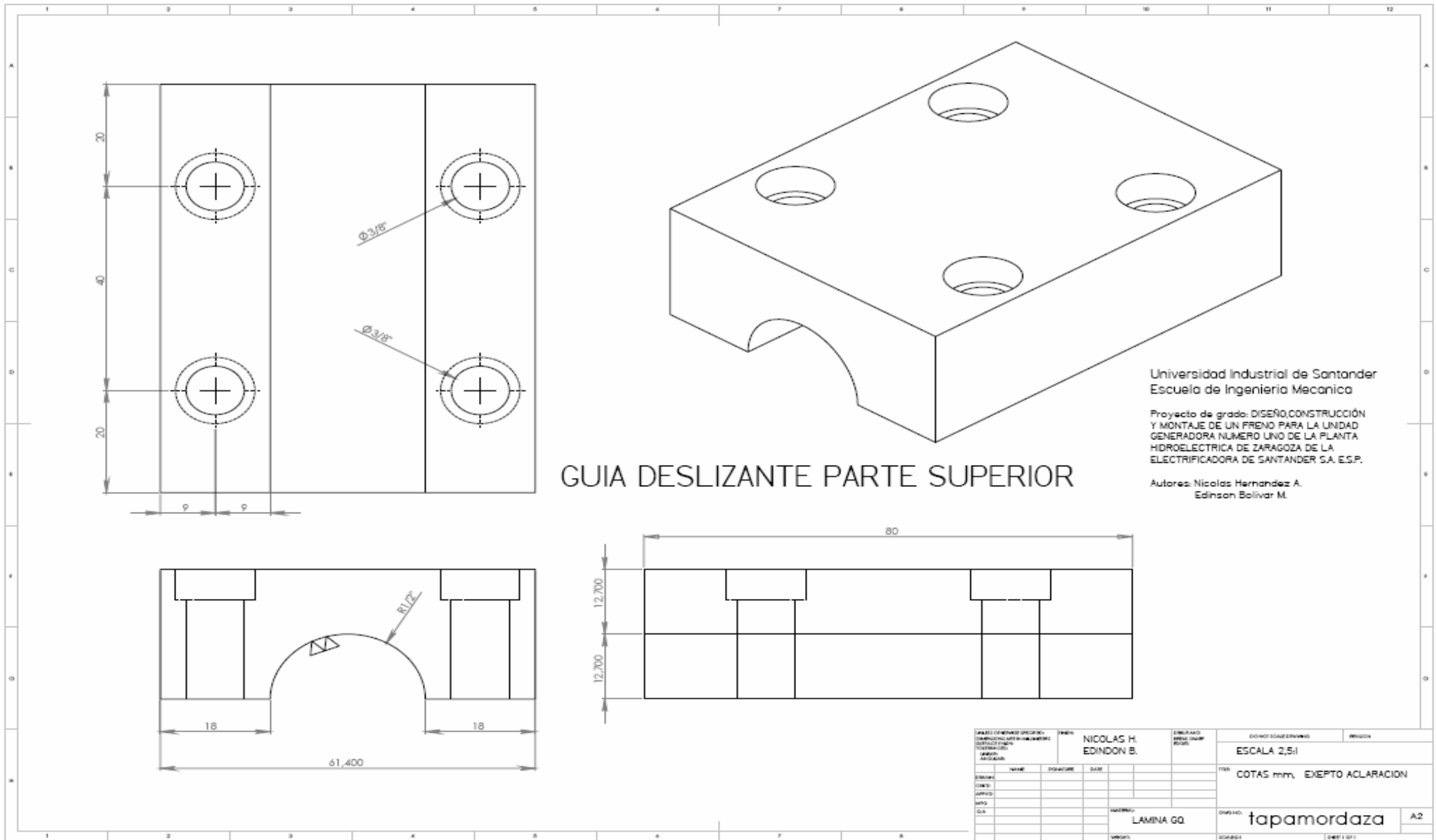


Universidad Industrial de Santander
Escuela de Ingeniería Mecánica

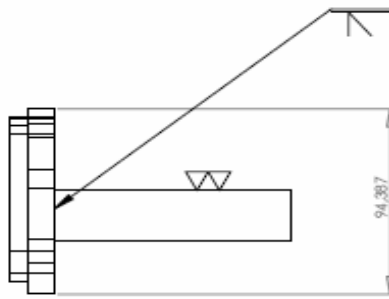
Proyecto de grado: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN
Y MONTAJE DE UN FRENO PARA LA UNIDAD
GENERADORA NUMERO UNO DE LA PLANTA
HIDROELECTRICA DE ZARAGOZA DE LA
ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. E.S.P.

Autores: Nicolas Hernandez A.
Edinson Bolivar M.

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		DO NOT SCALE DRAWING		INCHES	
PROYECTO DE GRADO		DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN FRENO PARA LA UNIDAD GENERADORA NUMERO UNO DE LA PLANTA HIDROELECTRICA DE ZARAGOZA DE LA ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A. E.S.P.		ESCALA 2:1			
AUTORES:		NICOLAS H. EDINSON B.		COTAS EN mm, EXEPTO ACLARACION			
MATERIAL:		LAMINA HR		BaseMordaza		A2	
FECHA:				DISEÑO:		DISEÑO: 1 OF 1	



SOLDADURA DE ALTA RESISTENCIA SOLDADA A TOPE CON VIGEL A 45° CON CALENTAMIENTO PREVIO

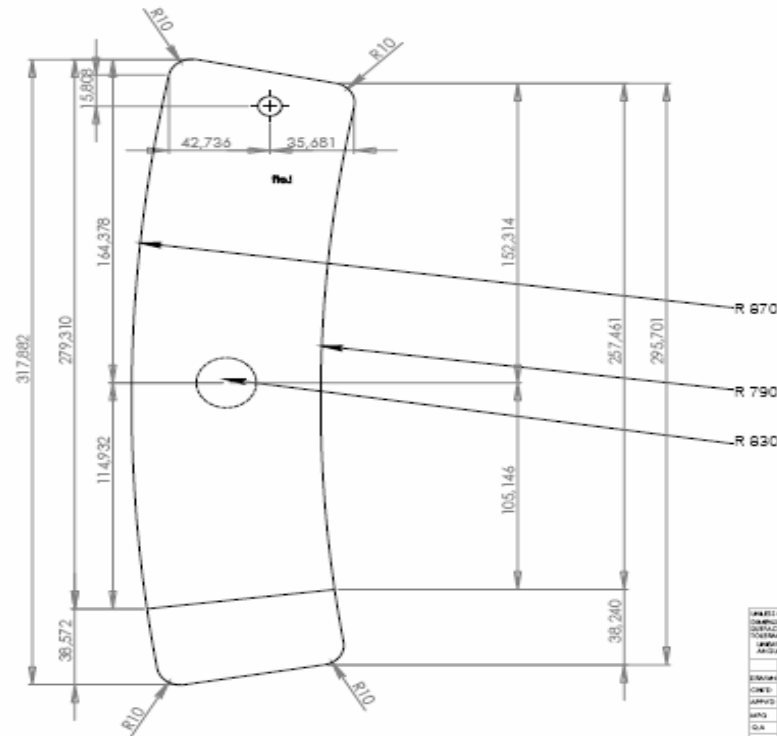
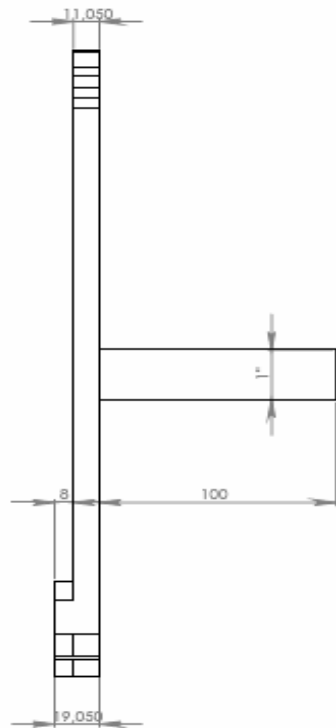
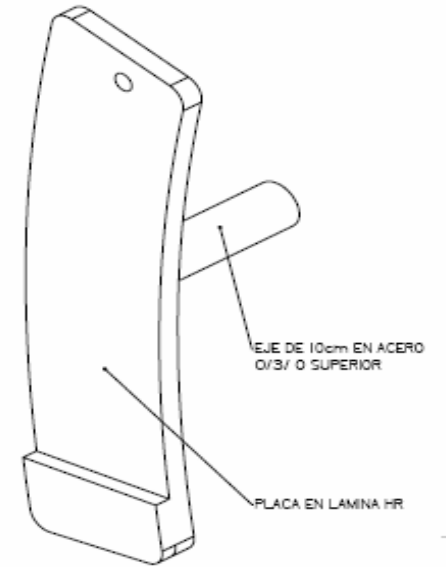


Universidad Industrial de Santander
Escuela de Ingeniería Mecánica

Proyecto de grado:
DISEÑO, CONSTRUCCIÓN
Y MONTAJE DE UN FRENO PARA LA UNIDAD
GENERADORA NUMERO UNO DE LA PLANTA
HIDROELECTRICA DE ZARAGOZA DE LA
ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A.
E.S.P.

Autores: Nicolas Hernandez A.
Edinson Bolivar M.

MORDAZA IZQUIERDA

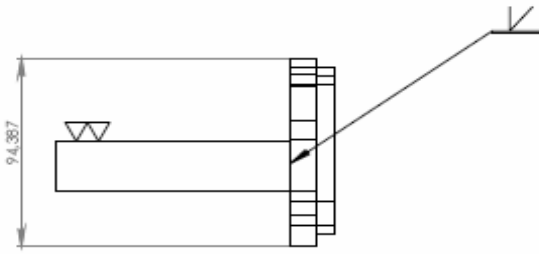
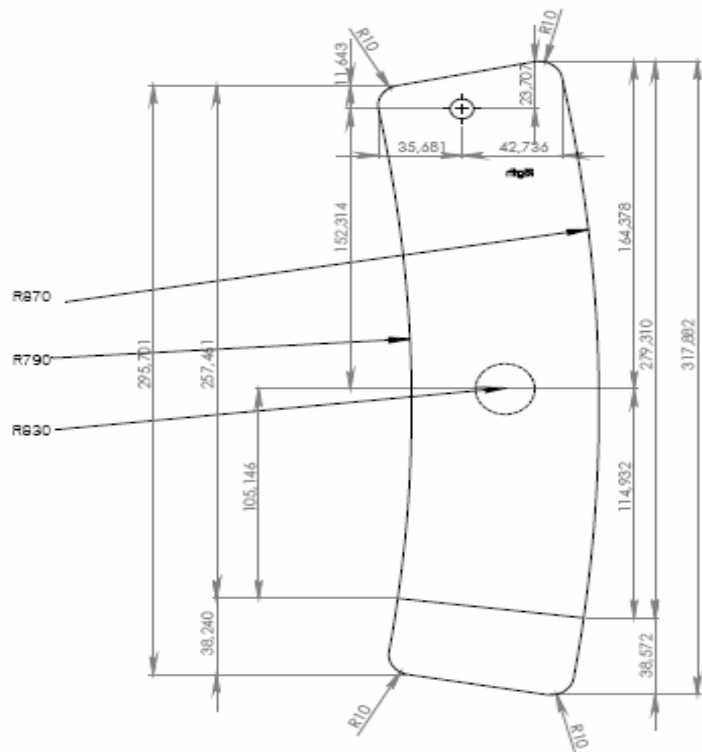


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		NOMBRE: NICOLAS H. EDINSON B.		EVALUADO: []		DO NOT DIMENSION		PROYECTO	
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA		FECHA: []		EVALUADO: []		ESCALA: 1:1.5		TITULO: COTAS EN mm EXCEPTO ACLARACION	
AUTOR: []		FECHA: []		EVALUADO: []		ESCALA: []		TITULO: Porta Pastilla L	
AUTOR: []		FECHA: []		EVALUADO: []		ESCALA: []		TITULO: A2	
AUTOR: []		FECHA: []		EVALUADO: []		ESCALA: []		TITULO: A2	

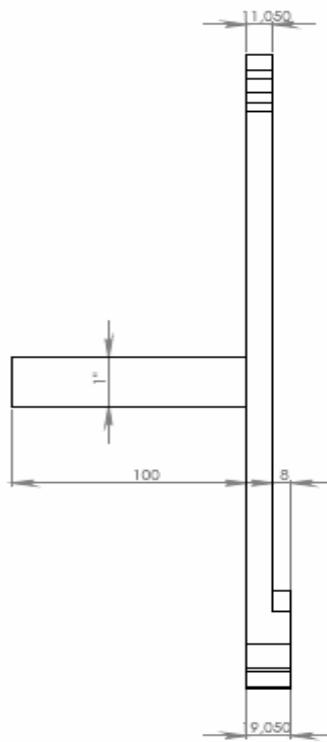
Universidad Industrial de Santander
Escuela de Ingeniería Mecánica

Proyecto de grado:
DISEÑO, CONSTRUCCIÓN
Y MONTAJE DE UN FRENO PARA LA UNIDAD
GENERADORA NUMERO UNO DE LA PLANTA
HIDROELECTRICA DE ZARAGOZA DE LA
ELECTRIFICADORA DE SANTANDER S.A.
E.S.P.

Autores: Nicolas Hernandez A.
Edinson Bolivar M.



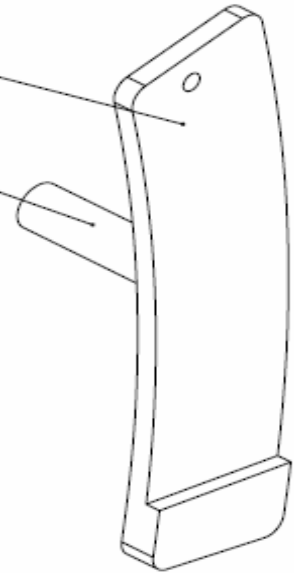
SOLDADURA DE ALTA RESISTENCIA, SODADO A TOPE CON VISEL A 45° CON CLAENTAMENTO PREVIO



PLACA EN LAMINA G0.

EJE DE 10CM EN ACERO 1040 O SUPERIOR

MORDAZA DERECHA



SHEET CONTAINS DESIGN: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS UNLESS SPECIFIED OTHERWISE UNITS: MILLIMETERS		DRAWN: NICOLAS H. EDINSON B.	CHECKED: (Blank)	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
TITLE: MORDAZA DERECHA		SCALE: ESCALA 1:1,5		UNIT: COTAS EN mm EXCEPTO ACLARACION	
DATE: (Blank)		PROJECT: EJE 1040 PLACA G0		DRAWING NO.: Porta Pastilla R	
APPR: (Blank)		MATERIAL: ACERO 1040		SHEET NO.: A2	
DESIGNED BY: NICOLAS H. EDINSON B.		CHECKED BY: (Blank)		DATE: (Blank)	