



# **ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO SEDE LATACUNGA**

**CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ**

**PROYECTO DE GRADO**

**PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN COMPRESOR HIDRÁULICO  
PARA ESPIALES.”**

*REALIZADO POR:*

**ALAY ROMERO ROBINSON RODRIGO.**

**MISE HERRERA DIEGO SEGUNDO.**

**Latacunga, Noviembre 2009**

## **CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Alay Romero Robinson Rodrigo y Mise Herrera Diego Segundo, bajo nuestra supervisión.

---

Ing. Guido Torres  
DIRECTOR DE PROYECTO

---

Ing. Luis Mena  
CODIRECTOR DE PROYECTO

# ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

## CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ

### CERTIFICADO

ING. GUIDO TORRES (DIRECTOR)

ING. LUIS MENA (CODIRECTOR)

#### CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN COMPRESOR HIDRÁULICO PARA ESPIRALES DE AMORTIGUADOR” realizado por los señores: ALAY ROMERO ROBINSON RODRIGO y MISE HERRERA DIEGO SEGUNDO ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de UN empastado y UN disco compacto el cual contiene los archivos en formato digital y se autorizan a los señores:

ALAY ROMERO ROBINSON RODRGO y MISE HERRERA DIEGO SEGUNDO que lo entreguen al ING. GUIDO TORRES, en su calidad de Coordinador de Carrera.

Latacunga, Noviembre del 2009

---

Ing. Guido Torres

DIRECTOR

---

Ing. Luis Mena

CODIRECTOR

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**  
**CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ**

**DECLARACION DE RESPONSABILIDAD**

Nosotros, Alay Romero Robinson Rodrigo.

Mise Herrera Diego Segundo

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN COMPRESOR HIDRÁULICO PARA ESPIRALES DE AMORTIGUADOR"

ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva , respetando derechos intelectuales de terceros , conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Noviembre del 2009.

-----  
Alay Romero Robinson Rodrigo

CI.- 050280204-4

-----  
Mise Herrera Diego Segundo

CI.- 050297253-2

# ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

## CARRERA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ

### AUTORIZACIÓN

Nosotros, Alay Romero Robinson Rodrigo.

Mise Herrera Diego Segundo.

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del trabajo “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN COMPRESOR HIDRÁULICO PARA MUELLES DE AMORTIGUADOR” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Noviembre del 2009.

-----  
Alay Romero Robinson Rodrigo

CI.- 050280204-4

-----  
Mise Herrera Diego Segundo

CI.- 050297253-2

## AGRADECIMIENTO

*Gracias Dios por permitirme disfrutar de tus bendiciones, y por enseñarme con tus reprensiones, gracias por estar junto a mí a cada momento, por guiarme y darme sabiduría.*

*Gracias a mis padres, Walter y Olinda por apoyarme siempre; a mis hermanos Mauricio, Jefferson y Adrian por darme ejemplos y quererme tanto.*

*Gracias a todos mis amigos y compañeros por su apoyo y estima, en especial a Diana Estefanía por ser como una luz y por estar conmigo en los momentos difíciles, a todos gracias.*

*Robinson Alay R.*

## DEDICATORIA

*Dedico el presente trabajo a mis padres, que de manera incondicional supieron apoyarme en todo el trayecto de mi vida estudiantil, gracias a su amor y esfuerzo he podido llegar a cumplir esta meta.*

*Para ellos este homenaje, y por ellos seguiré adelante tomando cada momento sus grandes ejemplos y pidiendo a Dios tenerlos por siempre.*

*Dedicado también a la memoria de Luisa Cecilia Vásquez Amores, nunca te olvidaré...*

*Robinson Alay R.*

## **Agradecimiento**

**Quiero servir y agradecer a DIOS por permitirme culminar uno de mi proyecto más anhelados para poder dar un paso firme en la vida, eh aquí mi proyecto de grado.**

**Gracias a mis Padres, Segundo y Gladys, por su apoyo incondicional que a pesar de mis tropiezos jamás dejaron de apoyarme y me extendieron sus manos generosas para poder levantarme ante la adversidad y seguir cumpliendo mis metas. Sin ustedes no lo podría haber hecho realidad. Gracias a mi tío Luis, Lilia, Nelly, Germánico y Naty Herrera por estar siempre pendientes de los pasos que paulatinamente iba dando en la vida y precautelando mi buena formación.**

**A mis profesores que han sabido transmitir sus conocimientos, de igual manera a mis compañeros que desinteresadamente me brindaron su amistad y fruto de ello logramos hacer un hogar entre amigos.**

Diego Mise

## **Dedicatoria**

**Este proyecto lo quiero dedicar a Segundo Mise mi Padre, Gladys Herrera mi Madre, a mis queridos hermanos, Sandra y Jaime, a mis Tíos Luis, Lilia y Nelly, a un ser inocente y colmado de mucho amor como lo es mi adorada sobrina Emili, de igual manera a Margarita que incondicionalmente me ha brindado su amor y apoyo, y hace que día a día el amor sea la manera más perfecta de superar las vicisitudes que tiene la vida, te amo.**

**Ustedes saben las pruebas difíciles que se me han presentado en la vida, pero con su apoyo he logrado salir adelante les amo y gracias por todo.**

**A las personas que hoy no están entre nosotros pero de seguro con sus bendiciones nos indican día a día el camino correcto a seguir, mi abuelita paterna Luisa Cáceres y mi abuelito materno Alfonso Herrera; que Dios los tenga en su ceno.**

**Dedicado también a la memoria de mis amigos inseparables Víctor Huertas y Aníbal Arcos, no los olvido y siempre juntos.**

Diego Mise.

## ÍNDICE DE CONTENIDO

CARATULA	
CERTIFICACIÓN.....	ii
CERTIFICADO.....	iii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	iv
AUTORIZACIÓN.....	v
AGRADECIMIENTO 1.....	vi
AGRADECIMIENTO 2.....	viii
DEDICATORIA 1.....	vii
DEDICATORIA 2.....	ix
ÍNDICE.....	x

## I CAPITULO

### MARCO TEÓRICO

1.1.- INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO DE LOS AMORTIGUADORES Y SU IMPORTANCIA.....	1
1.1.1. Características.....	3
1.1.2. Componentes de la suspensión.....	4
1.1.2.1. Ballestas.....	4
1.1.2.2. Muelles helicoidales.....	5
1.1.2.3. Barra de torsión.....	7
1.1.3. Clasificación de las suspensiones.....	8

1.1.4. Importancia de los amortiguadores en el sistema de suspensión de un automóvil.....	8
1.1.4.1. El frenado.....	8
1.1.4.2. La estabilidad en carretera.....	9
1.1.4.3. El desgaste de los neumáticos.....	9
1.1.4.4. El confort de conducción.....	9
1.2. TIPOS DE AMORTIGUADORES.....	10
1.2.1. Amortiguador hidráulico.....	10
1.2.2. Amortiguadores de gas.....	13
1.2.3. Amortiguador reológico.....	14
1.2.4. Amortiguador bilstein.....	15
1.2.5. Amortiguadores centrales.....	16
1.3. REVISIONES PREVENTIVAS DE LOS AMORTIGUADORES.....	17
1.4. SÍNTOMAS DE AMORTIGUADORES EN MAL ESTADO.....	17
1.4.1. Pintura de protección del chasis en el amortiguador.....	18
1.4.2. Capa cromada del vástago desgastada por roce.....	18
1.4.3. Vástago dañado.....	19
1.4.4. Tope de compresión averiado.....	19
1.4.5. Articulaciones de goma deterioradas.....	20

1.4.6. Cápsulas: montaje inadecuado.....	20
1.4.7. Amortiguador trabado.....	21
1.4.8. Rotura de espigas de anclajes.....	21
1.4.9. Anclajes desprendidos o con fisuras en su fijación.....	22
1.5. SÍNTOMAS DE FATIGA DE LOS RESORTES.....	22
1.6. CONSECUENCIAS DEL MAL ESTADO DE LOS AMORTIGUADORES....	23
1.7. COMPROBACIÓN DE AMORTIGUADORES.....	23
1.7.1. Prueba del rebote.....	24
1.7.2. Prueba de conducción.....	24
1.7.3. Prueba de suspensión.....	24
1.8. DIAGNOSIS.....	25
1.8.1. Diagnósis por el método de balanceo.....	25
1.8.2. Diagnósis mediante los comprobadores de suspensión.....	26
1.9. DESMONTAJE Y MONTAJE DEL AMORTIGUADOR.....	27
1.10. MECÁNICA DE FLUIDOS.....	30
1.10.1. Relación entre presión y elevación.....	31
1.10.2. Transmisión de potencia.....	31
1.10.3. Pérdidas por fricción.....	32
1.10.4. Compresibilidad de los fluidos.....	33

1.11. EQUILIBRIO DINÁMICO.....	33
1.12. SÍMBOLOGIA ESQUEMÁTICA HIDRAULICA.....	34
1.12.1. Depósitos hidráulicos.....	34
1.12.2. Líneas o tuberías.....	34
1.12.3. Bombas hidráulicas.....	35
1.12.4. Motores hidráulicos.....	36
1.12.5. Válvulas de chequeo.....	36
1.12.6. Válvulas de alivio.....	37
1.12.7. Válvulas hidráulicas.....	37
1.12.8. Actuadores.....	38
1.12.9. Cilindros hidráulicos.....	38
1.12.10. Misceláneo.....	39
1.12.11. Controles de flujo.....	39
1.13. ESTUDIO DEL COMPRESOR HIDRAULICO PARA ESPIRALES DE AMORTIGUADOR.....	40
1.13.1. Sistema de transmisión de energía neumática e hidráulica.....	41
1.13.2. Componentes hidráulicos.....	42
1.13.2.1. Depósito o receptor.....	42
1.13.2.2. Bombas hidráulicas.....	43
1.13.2.3. Cañerías de interconexión.....	46
1.13.2.4. Válvulas.....	47
1.13.2.5. Cilindros de doble efecto.....	49
1.14. INTRODUCCIÓN A SOLIDWOKS.....	50
1.14.1. Estudios de diseño.....	51
1.14.2. Beneficios del análisis.....	51
1.14.3. Criterio de máxima tensión de von mises.....	52
1.14.4. Definición del factor de seguridad.....	53

1.14.5. Interpretación de factores de seguridad.....	54
--	----

## **II CAPITULO**

### **DISEÑO MECÁNICO**

2.1. INTRODUCCIÓN.....	55
------------------------	----

2.2. PARÁMETROS DE DISEÑO.....	57
--------------------------------	----

2.3. MODELADO Y ENSAMBLAJE COMPUTACIONAL DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA.....	58
--	----

2.4. ANÁLISIS DE MOVIMIENTO DE LA MÁQUINA.....	63
--	----

2.5. DISEÑO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS DEL COMPRESOR DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR.....	65
--	----

2.5.1. Diseño del elemento opresor inferior.....	66
--	----

2.5.2. Diseño del elemento opresor superior.....	68
--	----

2.5.3. Diseño de la estructura soporte.....	71
---	----

2.5.4. Diseño de pasadores y pines.....	75
---	----

2.5.5. Diseño de la soldadura.....	80
------------------------------------	----

## **III CAPITULO**

### **DISEÑO HIDRÁULICO**

3.1. REQUISITOS Y PARÁMETROS DE DISEÑO.....	82
---	----

3.2. CÁLCULO DEL CAUDAL Y FUERZAS DE EMPUJE NECESARIAS PARA COMPRIMIR LOS MUELLES.....	82
--	----

3.2.1. Cálculo de la fuerza de empuje del cilindro.....	83
3.2.2. Cálculo del caudal de la bomba.....	84
3.2.3. Cálculo de pérdidas.....	84
3.2.4. Cálculo de pérdidas menores (válvulas y juntas).....	86
3.3. SELECCIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS.....	88
3.3.1. Selección de la bomba hidráulica.....	88
3.3.2. Selección del cilindro hidráulico.....	89
3.3.3. Selección de la válvula de control.....	90
3.3.4. Selección del recipiente para almacenamiento del fluido.....	91
3.3.5. Selección del fluido hidráulico.....	92
3.4.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.....	93
3.4.1. Fase 1.....	94
3.4.2. Fase 2.....	95
3.4.3. Fase 3.....	96

#### **IV CAPITULO**

##### **PROCESO DE CONSTRUCCION Y MONTAJE DEL SISTEMA**

4.1. HERRAMIENTAS A UTILIZAR.....	97
4.2. CONSTRUCCIÓN DE LAS UÑETAS.....	97

4.3. CONSTRUCCIÓN DE PASADORES Y PINES.....	99
4.4. CONSTRUCCIÓN DE LA COLUMNA.....	101
4.5. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DE LA PRENSA DE ESPIRALES APARA AMORTIGUADOR.....	101
4.6. CONSTRUCCIÓN DE ELEMENTOS SECUNDARIOS.....	102
4.7. MONTAJE DE LA ESTRUCRURA MECÁNICA.....	105
4.8. MONTAJE DE LOS ELEMENTOS HIDRÁULICOS.....	106
4.9. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LOS ACCESORIOS Y ACOPLES DE LA PRENSA DE MUELLES.....	107
4.10. CUADRO DE PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN DEL COMPRESOR HIDRÁULICO DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR.....	108

## **V CAPITULO**

### **PRUEBAS Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA**

5.1. PRUEBAS DE FIABILIDAD DE LA PRENSA.....	113
--	-----

5.2. ANALISIS DE RESULTADOS DE LAS PRUEBAS.....	114
5.2.1. Reglas y recomendaciones para el mantenimiento de bombas hidráulicas.....	116
5.2.1.1. Operación.....	116
5.2.1.2. Mantenimiento y reparación.....	116
5.2.2. Mantenimiento del cilindros hidráulico.....	117
5.2.3. Normas de seguridad en el mantenimiento del compresor hidráulico de espirales.....	117
5.3. CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO.....	118
5.3.1. Instrucciones de mantenimiento.....	119
5.4.- NORMAS DE SEGURIDAD.....	120

## **VI CAPITULO**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

6.1. CONCLUSIONES.....	122
6.2. RECOMENDACIONES.....	123
BIBLIOGRAFÍA.....	124
ANEXOS.....	125

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Elementos de la suspensión.....	1
Figura 1.2. Amortiguación en un vehículo.....	2
Figura 1.3. Oscilaciones en el automóvil.....	3
Figura 1.4. Influencia de la dureza del muelle en las oscilaciones.....	4
Figura 1.5. Elementos de una ballesta.....	4
Figura 1.6. Elementos de un muelle helicoidal.....	5
Figura 1.7. Fuerzas que actúan sobre un muelle helicoidal.....	6
Figura 1.8. Tipos de muelles.....	6
Figura 1.9. Diversas posiciones del muelle.....	7
Figura 1.10. Barra de torsión.....	7
Figura 1.11. Frenado.....	8
Figura 1.12. Estabilidad.....	9
Figura 1.13. Desgaste de los neumáticos.....	9
Figura 1.14. Confort.....	10
Figura 1.15. Esquema interno de un amortiguador hidráulico.....	11
Figura 1.16. Funcionamiento del amortiguador hidráulico.....	13
Figura 1.17. Funcionamiento del amortiguador de gas.....	14
Figura 1.18. Amortiguador reológico.....	15
Figura 1.19. Amortiguador Bilstein.....	16
Figura 1.20. Pintura de protección del chasis en el amortiguador.....	18

Figura 1.21. Capa cromada del vástago desgastada por roce.....	18
Figura 1.22. Vástago dañado.....	19
Figura 1.23. Tope de compresión averiado.....	19
Figura 1.24. Tope de compresión averiado.....	20
Figura 1.25. Cápsulas: montaje inadecuado.....	20
Figura 1.26. Amortiguador trabado.....	21
Figura 1.27. Rotura de espigas de anclajes.....	21
Figura 1.28. Anclajes desprendidos o con fisuras en su fijación.....	22
Figura 1.29. Sujetadores del amortiguador.....	27
Figura 1.30. Sujetadores inferiores del amortiguador.....	27
Figura 1.31. Colocación de gomas para el montaje.....	28
Figura 1.32. Ajuste de sujetadores del amortiguador.....	28
Figura 1.33. Puntal del amortiguador.....	29
Figura 1.34. Colocación del montaje en una morsa.....	29
Figura 1.35. Aflojar y quitar la tuerca se seguridad.....	29
Figura 1.36. Desarme del amortiguador.....	30
Figura 1.39. Transmisión de potencia.....	31
Figura 1.40. Transmisión de potencia a través de una tubería.....	32
Figura 1.41. Compresibilidad de un fluido.....	33
Figura 1.42. Depósitos hidráulicos.....	34
Figura 1.43. Líneas o Tuberías.....	35
Figura 1.44. Líneas cruzadas.....	35

Figura 1.45. Bombas hidráulicas.....	36
Figura 1.46. Motores hidráulicos.....	36
Figura 1.47. Válvulas de chequeo.....	37
Figura 1.48. Válvulas de alivio.....	37
Figura 1.49. Válvulas hidráulicas.....	38
Figura 1.50. Actuadores.....	38
Figura 1.51. Cilindros hidráulicos.....	39
Figura 1.52. Misceláneo.....	39
Figura 1.53. Controles de flujo.....	40
Figura 1.54. Sistema de transmisión de energía.....	41
Figura 1.55. Depósito o Receptor.....	43
Figura 1.56. Válvula de control simplificada.....	48
Figura 1.57. Accionamiento de la válvula de control.....	48
Figura 1.58. Accionamiento del cilindro hidráulico.....	49
Figura 1.59. Corte esquemático de un cilindro hidráulico de doble efecto.....	50
Figura 1.60. Factor de seguridad.....	53
Figura 2.2 Curva Deflexión vs Fuerza.....	56
Figura 2.3 Modelo en SolidWorks del elemento opresor inferior.....	58
Figura 2.4 Modelo en SolidWorks del elemento opresor superior.....	59
Figura 2.5 Modelo del pasador del elemento opresor superior – estructura.....	59
Figura 2.6 Modelo de la estructura base.....	60
Figura 2.7 Modelo de los pines de sujeción.....	60

Figura 2.8 Modelo de los componentes del circuito hidráulico.....	61
Figura 2.9 Ensamblaje del compresor hidráulico de espirales de amortiguador.....	62
Figura 2.10 Configuración.....	63
Figura 2.11 Ejecución del análisis de movimiento.....	64
Figura 2.12 Ventana para la importación de cargas desde el análisis de movimiento.....	65
Figura 2.13 Tensión de Von Mises en el elemento opresor inferior.....	66
Figura 2.14 Desplazamientos resultantes en el elemento opresor inferior.....	67
Figura 2.15 Distribución del factor de seguridad en el elemento opresor inferior.....	68
Figura 2.16 Tensión de Von Mises en el elemento opresor superior.....	69
Figura 2.17 Desplazamientos resultantes en el elemento opresor superior.....	70
Figura 2.18 Distribución del factor de seguridad en el elemento opresor superior.....	70
Figura 2.19 Tensión de Von Mises en la estructura soporte.....	72
Figura 2.20 Desplazamientos resultantes en la estructura soporte.....	73
Figura 2.21 Distribución del factor de seguridad en la estructura soporte.....	74
Figura 2.22 Tensión de Von Mises en el pin cilindro hidráulico – estructura.....	76
Figura 2.23 Distribución del factor de seguridad en el pin.....	76
Figura 2.24 Tensión de Von Mises en el pin pitón hidráulico – elemento opresor.....	77
Figura 2.25 Distribución del factor de seguridad en el pin.....	78
Figura 2.26 Tensión de Von Mises en el pasador.....	79
Figura 2.27 Distribución del factor del pasador.....	79
Figura 2.28 Cordón de soldadura a diseñar.....	80
Fig. 3.1 Bomba Hidráulica.....	88

Fig. 3.2 Cilindro hidráulico de doble efecto.....	89
Fig. 3.3 Válvula de control.....	91
Fig. 3.4 Tanque reservorio.....	92
Figura 3.5 Sistema en reposo.....	94
Figura 3.6 Accionamiento del cilindro.....	95
Figura 3.7 Retroceso del cilindro.....	96
Figura 4.1 Uñeta superior.....	98
Figura 4.2 Uñeta posterior.....	99
Figura 4.3 Pin.....	100
Figura 4.4 Pasador de la uñeta superior.....	100
Figura 4.5 Columna.....	101
Figura 4.6 Base de la prensa.....	102
Figura 4.7 Platina de soporte de la base del amortiguador.....	103
Figura 4.8 Motor eléctrico.....	103
Figura 4.9 Mecanismo de compresión.....	104
Figura 4.10 Tanque reservorio.....	104
Figura 4.11 Estructura mecánica.....	105
Figura 4.12 Montaje de elementos Hidráulicos.....	106
Figura 4.13 Instalación de conexiones del sistema.....	106
Figura 4.14 Montaje de la palanca de mando.....	107
Figura 4.15 Montaje de acoples en el sistema.....	107

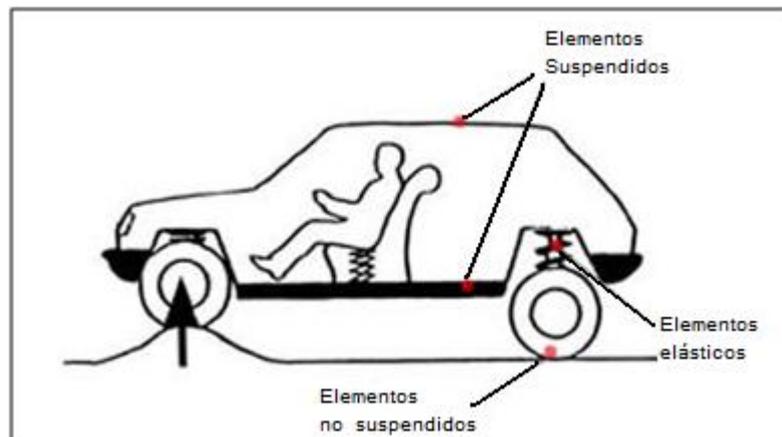
## INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Valores de presión y deflexión medidos en la prensa hidráulica.....	56
Tabla 2.4 Propiedades de la estructura soporte.....	71
Tabla 2.5 Propiedades del pin de soporte cilindro hidráulico – estructura.....	75
Tabla 5.1 Deflexión del material.....	113
Tabla 5.2 Análisis de resultados.....	115
Tabla 5.3 Cronograma de mantenimiento.....	119

# I.- MARCO TEÓRICO

## 1.1.- INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO DE LOS AMORTIGUADORES Y SU IMPORTANCIA

Se llama suspensión al conjunto de elementos elásticos que se interponen entre los órganos suspendidos (bastidor, carrocería, pasajeros y carga) y los órganos no suspendidos (ruedas y ejes) figura 1.1.



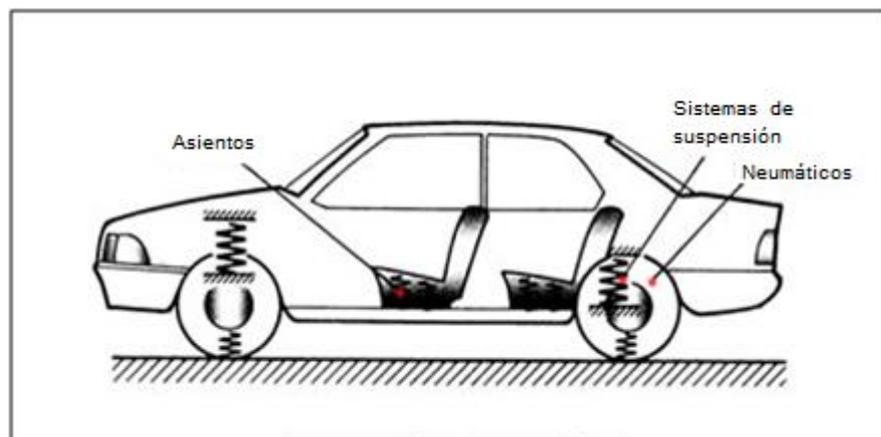
**Figura 1.1. Elementos de la suspensión.**

Su misión es absorber las reacciones producidas en las ruedas por las desigualdades del terreno, asegurando así la comodidad del conductor y pasajeros del vehículo y al mismo tiempo mantener la estabilidad y direccionalidad de éste, para que siga la trayectoria deseada por el conductor. Además también es necesario que cumplan con otras funciones complementarias:

- Transmitir las fuerzas de aceleración y frenado entre los ejes y bastidor.
- Resistir el par motor y frenado.
- Resistir los efectos de las curvas.
- Conservar el ángulo de dirección en todo el recorrido.
- Conservar el paralelismo entre los ejes y la perpendicularidad del bastidor.
- Proporcionar una estabilidad adecuada al eje de balanceo.
- Soportar la carga del vehículo.

Cuando el vehículo circula por un terreno irregular, las ruedas están sometidas a una serie de impactos que se transmiten a la carrocería a través de los elementos de unión. Si el terreno es llano, las pequeñas irregularidades del mismo son absorbidas por la elasticidad de los neumáticos. Cuando las irregularidades son grandes, los impactos producidos serían acusados por los ocupantes del vehículo, de no mediar la suspensión; la unión elástica que ésta supone es capaz de absorber dichas reacciones.

La absorción de estas reacciones se consigue por la acción combinada de los neumáticos (en la fig. 1.2), la elasticidad de los asientos y el sistema de suspensión.

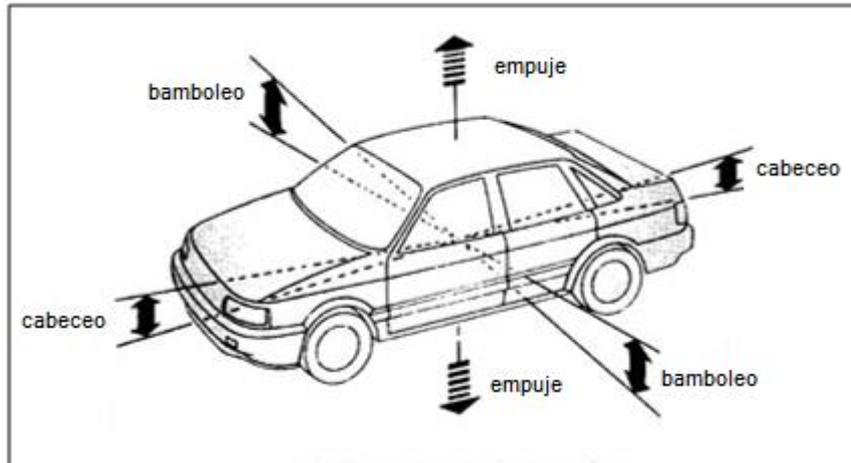


**Figura 1.2. Amortiguación en un vehículo.**

Cuando un automóvil pasa sobre un resalte o sobre un hoyo, se produce un golpe sobre la rueda que se transmite por medio de los ejes al chasis y que se traduce en oscilaciones. Una mala conducción o un reparto desequilibrado de las cargas pueden también originar "oscilaciones".

Estos movimientos se generan en el centro de gravedad del automóvil y se propagan en distintos sentidos (fig. 1.3), los tres tipos de oscilaciones existentes son:

- Empuje: se produce al pasar por terreno ondulado.
- Cabeceo: debido a las frenadas bruscas.
- Bamboleo: se genera al tomar curvas a alta velocidad.



**Figura 1.3. Oscilaciones en el automóvil.**

### **1.1.1.- CARACTERÍSTICAS**

Como los elementos de suspensión han de soportar todo el peso del vehículo, deben ser lo suficientemente fuertes para que las cargas que actúan sobre ellos no produzcan deformaciones permanentes.

A su vez, deben ser elásticos, para permitir que las ruedas se adapten continuamente al terreno sin separarse de él. Esta elasticidad en los elementos de unión produce una serie de oscilaciones de intensidad decreciente que no cesan hasta que se ha devuelto la energía absorbida, lo que coincide con la posición de equilibrio de los elementos en cuestión; dichas oscilaciones deben ser absorbidas hasta un nivel razonable que no ocasione molestias a los usuarios del vehículo.

La experiencia demuestra que el margen de comodidad para una persona es de una a dos oscilaciones por segundo; una cifra superior excita el sistema nervioso, aunque tampoco conviene bajar el valor mínimo porque se favorece el mareo.

Un muelle blando tiene gran recorrido y pequeño número de oscilaciones bajo la carga, mientras que un muelle duro tiene menor recorrido y mayor número de oscilaciones (fig. 1.4). Este mismo efecto se manifiesta al variar la carga que gravita sobre el muelle.

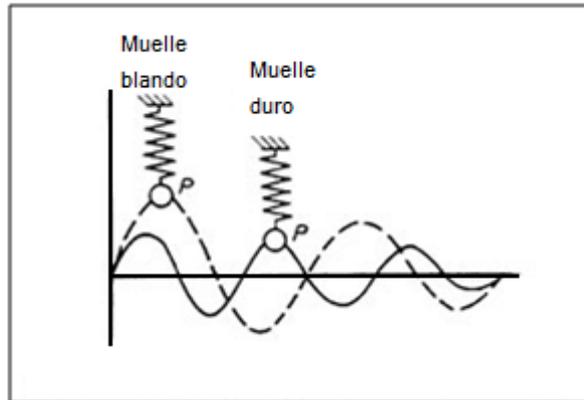


Figura 1.4. Influencia de la dureza del muelle en las oscilaciones.

### 1.1.2.- COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento flexible o elástico (muelle de ballesta o helicoidal, barra de torsión, muelle de goma, gas o aire) y un elemento amortiguación (amortiguador), cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno. En las suspensiones simples se utilizan como elementos de unión, unos resortes de acero elástico en forma de:

#### 1.1.2.1.- Ballestas

Las ballestas están constituidas (fig.1.5) por un conjunto de hojas o láminas de acero especial para muelles, unidas mediante unas abrazaderas (2) que permiten el deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por el peso que soportan. La hoja superior (1), llamada hoja maestra, va curvada en sus extremos formando unos ojos en los que se montan unos casquillos de bronce (3) para su acoplamiento al soporte del bastidor por medio de unos pernos o bulones.

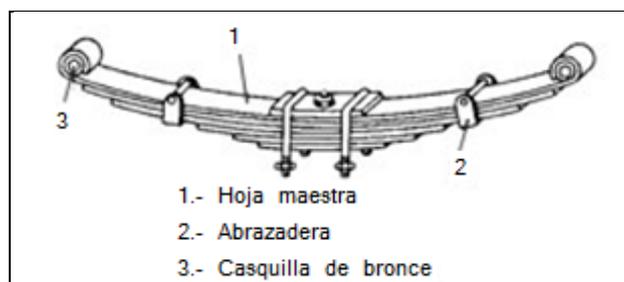
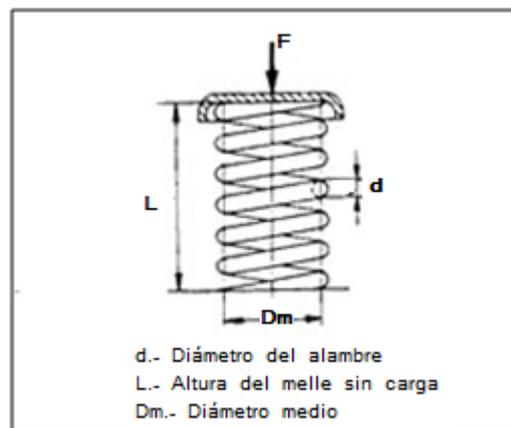


Figura 1.5. Elementos de una ballesta.

El número de hojas y el espesor de las mismas están en función de la carga que han de soportar. Funcionan como los muelles de suspensión, haciendo de enlace entre el eje de las ruedas y el bastidor (fig. 1.5). En algunos vehículos, sobre todo en camiones, además de servir de elementos de empuje, absorben con su deformación longitudinal la reacción en la propulsión.

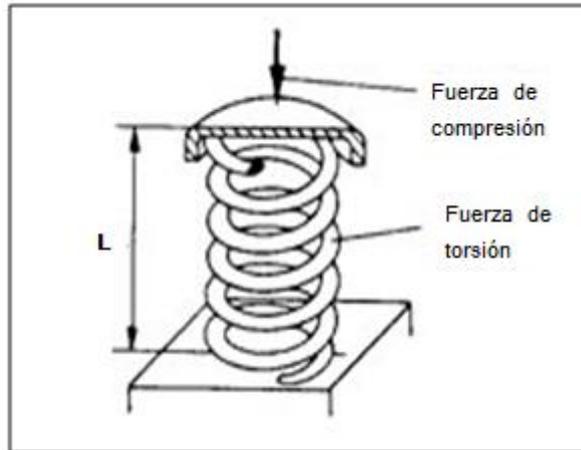
#### 1.1.2.2.- Muelles helicoidales

Estos elementos mecánicos se utilizan modernamente en casi todos los turismos en sustitución de las ballestas, pues tienen la ventaja de conseguir una elasticidad blanda debido al gran recorrido del resorte sin apenas ocupar espacio ni sumar peso. Consisten en un arrollamiento helicoidal de acero elástico formado con hilo de diámetro variable (de 10 a 15 mm); este diámetro varía en función de la carga que tienen que soportar; las últimas espiras son planas para facilitar el asiento del muelle sobre sus bases de apoyo (fig. 1.6).



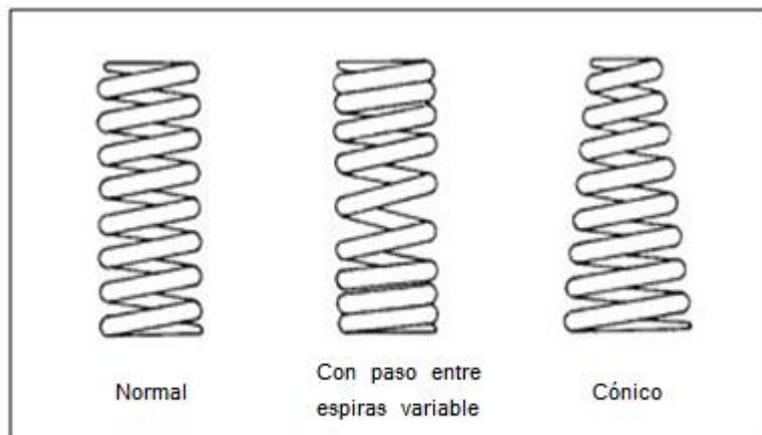
**Figura 1.6. Elementos de un muelle helicoidal.**

Una de las características de los muelles helicoidales es que no pueden transmitir esfuerzos laterales, y requieren, por tanto, en su montaje bielras de empuje lateral y transversal para la absorción de las reacciones de la rueda. Trabajan a torsión (fig. 1.7), retorciéndose proporcionalmente al esfuerzo que tienen que soportar, acortando su longitud y volviendo a su posición de reposo cuando cesa el efecto que produce la deformación.



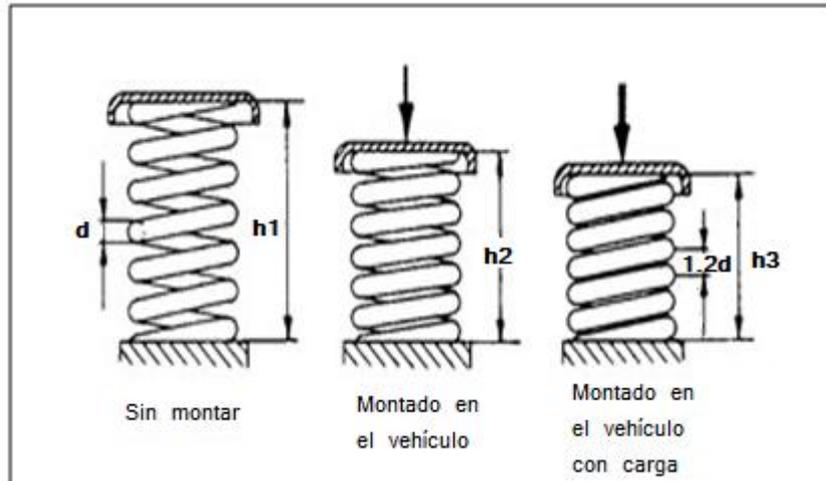
**Figura 1.7. Fuerzas que actúan sobre un muelle helicoidal.**

La flexibilidad de los muelles está en función del número de espiras, del diámetro del resorte, del paso entre espiras, del espesor o diámetro del hilo, y de las características del material. Se puede conseguir muelles con una flexibilidad progresiva, utilizando diferentes diámetros de enrollado por medio de muelles helicoidales cónicos, por medio de muelles con paso entre espiras variable o disponiendo de muelles adicionales (fig. 1.8).



**Figura 1.8. Tipos de muelles.**

En la figura 1.9 puede apreciarse de forma gráfica las tres posiciones del muelle: sin montar, montado en el vehículo y el muelle bajo la acción de la carga.

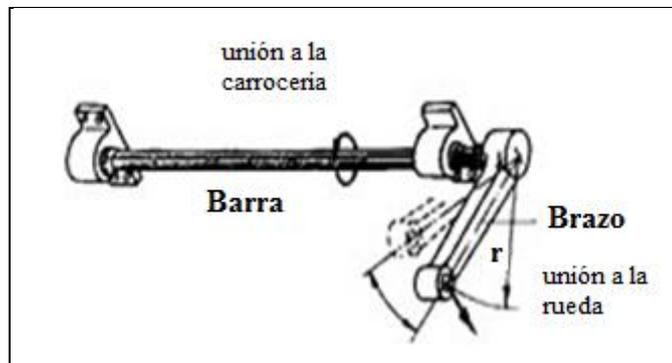


**Figura 1.9. Diversas posiciones del muelle.**

Las espiras de un muelle helicoidal no deben, en su función elástica, hacer contacto entre sus espiras; es decir, que la deformación tiene que ser menor que el paso del muelle por el número de espiras. De ocurrir lo contrario, cesa el efecto del muelle y entonces las sacudidas por la marcha del vehículo se transmiten de forma directa al chasis.

### 1.1.2.3.- Barra de torsión

Este tipo de resorte utilizado en algunos turismos con suspensión independiente, está basado en el principio de que si a una varilla de acero elástico sujeta por uno de sus extremos se le aplica por el otro un esfuerzo de torsión, esta varilla tenderá a retorcerse, volviendo a su forma primitiva por su elasticidad cuando cesa el esfuerzo de torsión.



**Figura 1.10. Barra de torsión.**

### **1.1.3.- CLASIFICACIÓN DE LAS SUSPENSIONES**

Se pueden clasificar las suspensiones mecánicas en tres grupos:

- Suspensiones rígidas: en las que la suspensión de una rueda va unida a la otra mediante un eje rígido, se transmiten las vibraciones de una rueda a la otra.
- Suspensiones semirrígidas: similares a las suspensiones rígidas pero con menor peso no suspendido.
- Suspensiones independientes: en esta disposición las ruedas tienen una suspensión independiente para cada una de ellas. Por lo tanto no se transmiten las oscilaciones de unas ruedas a otras.

### **1.1.4.- IMPORTANCIA DE LOS AMORTIGUADORES EN EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN AUTOMÓVIL**

#### **1.1.4.1.- El frenado**

Con amortiguadores en mal estado, las distancias de parada se alargan tanto más cuanto más degradada está la calzada (fig. 1.11).



**Figura 1.11. Frenado.**

#### **1.1.4.2.- La estabilidad en carretera**

Con amortiguadores en mal estado, el coche reacciona de forma blanda “aplastándose” sobre sus suspensiones (fig. 1.12).



**Figura 1.12. Estabilidad.**

#### **1.1.4.3.- El desgaste de los neumáticos.**

Sometidos constantemente a aplastamientos parásitos, trabajan en peores condiciones. Su adherencia disminuye y su desgaste aumenta (fig. 1.13).



**Figura 1.13. Desgaste de los neumáticos.**

#### **1.1.4.4.- El confort de conducción**

Los ocupantes están sometidos a fuertes sacudidas durante el frenado, un mayor rendimiento en la aceleración y un balanceo acentuado en las curvas y, todo ello, amplificado por oscilaciones persistentes (fig. 1.14).



**Figura 1.14. Confort.**

## **1.2. TIPOS DE AMORTIGUADORES**

### **1.2.1.- AMORTIGUADOR HIDRÁULICO**

Es aquel en que la fuerza de amortiguación, para controlar los movimientos de las masas suspendidas y no suspendidas, se obtiene forzando el paso de un fluido a través de unos conductos calibrados de apertura diferenciada, con el fin de obtener la flexibilidad necesaria para el control del vehículo en diferentes estados.

Son los más usuales, de tarados pre-establecidos (se montan habitualmente como equipo de origen). Son baratos pero su duración es limitada y presentan pérdidas de eficacia con trabajo excesivo, debido al aumento de temperatura. No se suelen utilizar en conducción deportiva ni en competición.

Estos amortiguadores de tipo telescópico y de funcionamiento hidráulico están constituidos (fig. 1.15) por una cilindro (A) dentro del cual puede deslizarse el émbolo (B) unido al vástago (C), que termina en el anillo soporte (D), unido al bastidor. Rodeando el cilindro (A) va otro concéntrico, (F), y los dos terminan sellados en la parte superior por la empaquetadura (E), por la que pasa el vástago (C), al que también se une la campana (G), que preserva de polvo al

amortiguador. El cilindro (F) termina en el anillo (H), que se une al eje de la rueda y se comunica con el cilindro (A) por medio del orificio (I). El cilindro (A) queda dividido en dos cámaras por el pistón (B); éstas se comunican por los orificios calibrados (J y K), este último tapado por la válvula de bola (L). Así constituido el amortiguador, quedan formadas las cámaras (1, 2 y 3), que están llenas de aceite. Cuando la rueda sube con relación al chasis, lo hace con ella el anillo (H) y, a la vez que él, los cilindros (A y F), con lo cual, el líquido contenido en la cámara (2) va siendo comprimido, pasando a través de los orificios (J y K) a la cámara (1), en la que va quedando espacio vacío debido al movimiento ascendente de los cilindros (A y F). Otra parte del líquido pasa de (2) a la cámara de compensación (3), a través del orificio (I). Este paso forzado del líquido de una cámara a las otras, frena el movimiento ascendente de los cilindros (A y F), lo que supone una amortiguación de la suspensión.

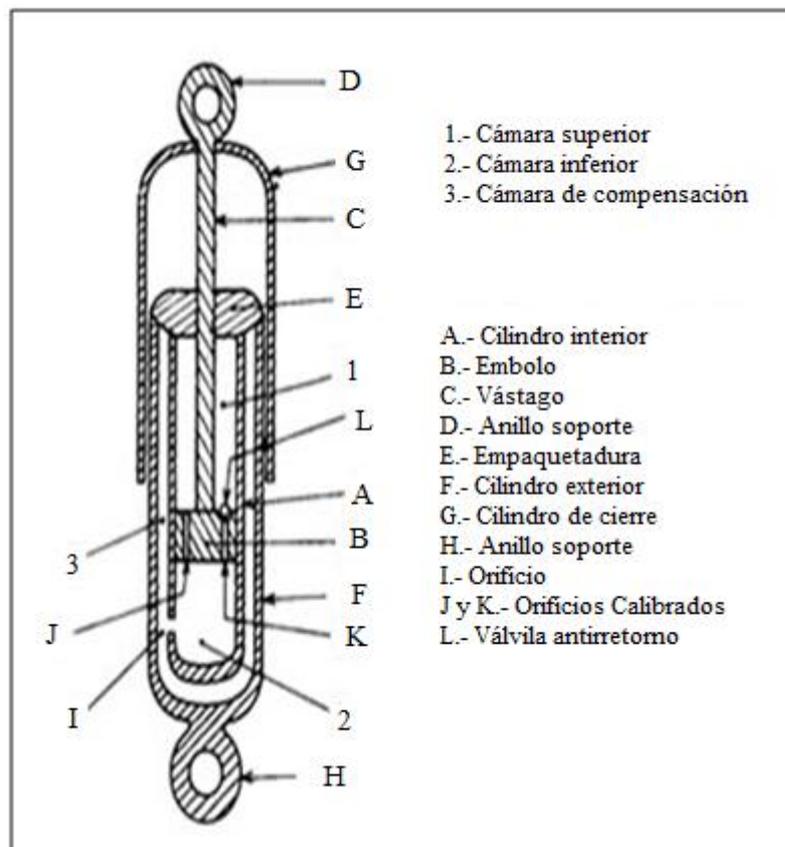


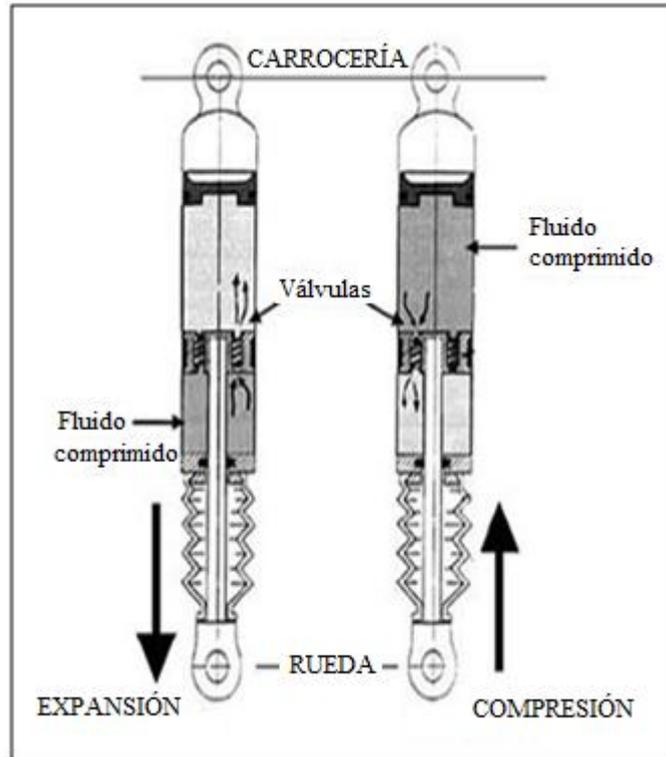
Figura 1.15. Esquema interno de un amortiguador hidráulico.

Cuando la rueda ha pasado el obstáculo que la hizo levantarse, se produce el disparo de la ballesta o el muelle, por lo que (H) baja con la rueda y con él los cilindros (A y F). Entonces el líquido de la cámara (1) va siendo comprimido por el pistón y pasa a la cámara (2) a través de (J) (por K no puede hacerlo por impedírselo la válvula anti-retorno L), lo que constituye un freno de la expansión de la ballesta o el muelle. El espacio que va quedando vacío en la cámara (2) a medida que bajan los cilindros (A y F), se va llenando de aceite que llega de la cámara (1) y, si no es suficiente, del que llega de la cámara de compensación (3) a través de (I).

Por tanto, en este amortiguador vemos que la acción de frenado es mayor en la expansión que en la compresión del muelle o ballesta, permitiéndose así que la rueda pueda subir con relativa facilidad y que actúe en ese momento el muelle o la ballesta; pero impidiendo seguidamente el rebote de ellos, que supondría un mayor número de oscilaciones hasta quedar la suspensión en posición de equilibrio.

Según el calibre del orificio (J), se obtiene mayor o menor acción de frenado en los dos sentidos; y según el calibre del orificio (K), se obtiene mayor o menor frenado cuando sube la rueda. En el momento que lo hace, el aceite contenido en la cámara inferior (2) no puede pasar en su totalidad a la superior (1), puesto que ésta es más reducida, debido a la presencia del vástago (C) del pistón; por ello se dispone la cámara de compensación (3), para que el líquido sobrante de la cámara inferior (2) pueda pasar a ella.

Todo lo contrario ocurre cuando la rueda baja: entonces el líquido que pasa de la cámara superior (1) a la inferior (2) no es suficiente para llenarla y por ello le entra líquido de la cámara de compensación (3) (fig. 1.16).



**Figura 1.16. Funcionamiento del amortiguador hidráulico.**

Este tipo de amortiguador se ha visto que es de doble efecto; pero cuando la rueda sube, la acción de frenado del amortiguador es pequeña y cuando baja es grande (generalmente, el doble), consiguiéndose con ello que al subir la rueda, sea la ballesta o el muelle los que deformándose absorban la desigualdad del terreno y, cuando se produzca la expansión, sea el amortiguador el que lo frene o disminuya las oscilaciones.

### **1.2.2.- AMORTIGUADORES DE GAS**

Estos amortiguadores a gas trabajan bajo el mismo principio básico que los hidráulicos (fig. 1.17), pero contienen en uno de sus extremos nitrógeno a alta presión (aproximadamente 25 bar). Un pistón flotante separa este gas del aceite impidiendo que se mezclen. Cuando el aceite, al desplazarse el vástago, comprime el gas, éste sufre una variación de volumen que permite dar una respuesta instantánea y un funcionamiento silencioso.

Los amortiguadores a gas además de amortiguar también hacen en cierto modo de resorte elástico, es por ello que este tipo de amortiguadores vuelven a su posición cuando se deja de actuar sobre ellos.

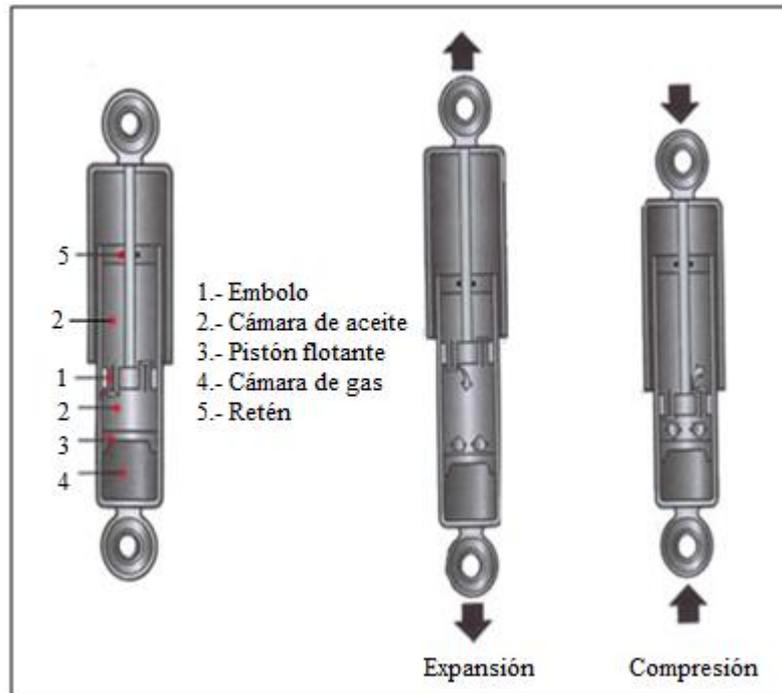


Figura 1.17. Funcionamiento del amortiguador de gas.

### 1.2.3.- EL AMORTIGUADOR REOLÓGICO

La reología es la parte de la física que estudia la relación entre el esfuerzo y la deformación en los materiales que son capaces de fluir, es una parte de la mecánica de medios continuos.

El amortiguador reológico es un tipo de amortiguador de dureza variable que utiliza un líquido cuya viscosidad se puede modificar a voluntad. A diferencia de otros amortiguadores variables, el control no se obtiene por medio de electroválvulas, y el rango de variación de dureza es continuo en vez de limitarse a tres o cuatro valores fijos. El líquido contiene un 40% de finísimas partículas de hierro en suspensión, lo que le permite cambiar su viscosidad al aplicar un campo magnético, aunque también hay otras versiones que reaccionan directamente a una corriente eléctrica.

Se instala de serie en vehículos de lujo y deportivos de alta gama. Presentado en el salón de Francfort de 1999, este nuevo tipo de amortiguador es, en apariencia, idéntico a todos los demás del mercado (fig. 1.18).



**Figura 1.18. Amortiguador reológico.**

Al aplicar una pequeña corriente electromagnética, las partículas se orientan en una disposición similar y convierten el líquido en una sustancia con aspecto fibroso y mucho más viscoso. Esta particularidad permite ajustar la dureza del mecanismo en cada instante, bien al gusto del conductor, bien a las exigencias de la carretera. Como casi todos los avances recientes en el automóvil, la electrónica juega un papel fundamental, distintos sensores detectan la cantidad y contundencia de los rebotes en la suspensión, enviando los datos a una centralita. Ésta calcula las necesidades en función de los parámetros.

#### **1.2.4.- AMORTIGUADOR BILSTEIN**

Los amortiguadores BILSTEIN representan un elemento esencial en la seguridad del vehículo dadas sus prestaciones, además de encajar perfectamente con las necesidades del conductor más exigente. Su nivel de prestaciones es ideal para aquel que además de disfrutar de una conducción deportiva busque la mejor seguridad en la conducción, éste tipo de amortiguadores es ideal para los usuarios Tuning de alta gama (fig. 1.19). Las prestaciones BILSTEIN hacen de

éste amortiguador el más caro en precio y el más barato a largo plazo por su larga vida efectiva y su extremada resistencia a la fatiga.



**Figura 1.19. Amortiguador Bilstein.**

#### **1.2.5.- AMORTIGUADORES CENTRALES**

En los monoplazas actuales no hay el suficiente margen para la amortiguación, son coches cuyas suspensiones poseen un tarado extremadamente duro aunque tengan un grado de regulación.

Por ello cualquier excursión por la grava, planos o hierba es amortiguada con escasez y algún piloto ha salido con moratones tras una excursión por fuera de la pista debido a ello. Sin embargo, este detalle es anecdótico pues las suspensiones están diseñadas con el fin que los neumáticos estén en contacto con el asfalto el mayor tiempo posible. Mayor contacto implica mayor agarre, mejora nuestro paso por curvas gracias a esa mejor tracción.

### **1.3.- REVISIONES PREVENTIVAS DE LOS AMORTIGUADORES**

- Comprobar visualmente el estado de la suspensión de forma periódica, cada 20.000 ó 30.000 Kilómetros, o al menos una vez al año. Si en alguna ocasión se observa que los amortiguadores están defectuosos por golpes, fugas de aceite, muy blandos o flojos proceder al cambio de los mismos, también verificar la altura correcta del vehículo que es dada por los resortes.
- El uso frecuente en terrenos accidentados o el transporte continuo de cargas hará necesario un control más a menudo.
- Los Amortiguadores suavizan la marcha a la vez que evitan los rebotes incontrolados de las ruedas generando estabilidad en el vehículo.
- Si los amortiguadores no están en buen estado comenzaran a producirse rebotes incontrolados de las ruedas generando poca adherencia de los neumáticos contra el suelo provocando la inestabilidad del vehículo.
- Los resortes helicoidales son los que garantizan la altura de un vehículo y los que absorben los impactos producidos por los pozos e irregularidades del terreno.
- Si los resortes no están en buen estado todo el peso es soportado por los amortiguadores y por el resto de las piezas de la suspensión.
- El equilibrio y la estabilidad de un automóvil en curvas y frenadas dependen del buen funcionamiento del conjunto resorte / amortiguador.
- El cambio de Resortes se debe realizar cada dos cambios de Amortiguadores garantizando la seguridad y el óptimo rendimiento de todos los componentes de la suspensión.

### **1.4.- SÍNTOMAS DE AMORTIGUADORES EN MAL ESTADO**

En la inspección visual se pueden detectar pérdidas de aceite, ruidos de funcionamiento, retenes defectuosos, bujes dañados, fuelles protectores y topes rotos y posibles deformaciones que indiquen daños físicos de los amortiguadores.

#### 1.4.1.- PINTURA DE PROTECCIÓN DEL CHASIS EN EL AMORTIGUADOR

- Se aplicó pintura de protección de chasis o cera conservante en los amortiguadores (fig. 1.20).
- Se impide la disipación del calor.
- Da la impresión de perder aceite que no pertenece a los amortiguadores.
- **RECOMENDACIÓN: Limpiar y controlar de nuevo.**



Figura 1.20. Pintura de protección del chasis en el amortiguador.

#### 1.4.2.- CAPA CROMADA DEL VÁSTAGO DESGASTADA POR ROCE

- Excesivo esfuerzo mecánico del amortiguador ya montado.
- Los puntos de fijación no coinciden (trabajan forzados).
- Desgaste del retén y la guía del vástago, perdiendo por ello aceite y la fuerza de amortiguación (fig. 1.21).
- **RECOMENDACIÓN: Apretar los amortiguadores, sólo cuando el vehículo esté apoyando sus ruedas en el piso plano.**



Figura 1.21. Capa cromada del vástago desgastada por roce.

#### 1.4.3.- VÁSTAGO DAÑADO

- Al montar el amortiguador se sujetó el vástago con herramientas no adecuadas (pinzas) con lo que se deterioró la superficie del vástago.
- Los vástagos con una superficie áspera rasgan la junta, perdiendo entonces aceite y fuerza amortiguadora (fig. 1.22).
- **RECOMENDACIÓN: Retener el vástago con la herramienta para ello prevista.**



Figura 1.22. Vástago dañado.

#### 1.4.4.- TOPE DE COMPRESIÓN AVERIADO

- Fugas de aceite del amortiguador.
- Envejecimiento (fig. 1.23).
- Sobre esfuerzo (resortes vencidos, la carrocería excesivamente baja).
- **RECOMENDACIÓN: Reemplazar la pieza deteriorada por una nueva.**



Figura 1.23. Tope de compresión averiado.

#### 1.4.5.- ARTICULACIONES DE GOMA DETERIORADAS

- Desgaste normal debido al uso (fig. 1.24).
- Daños provocados por combustibles o sustancias químicas que deterioran la goma.
- **CONSECUENCIA: Ruidos y pérdida del efecto del amortiguador.**



Figura 1.24. Tope de compresión averiado.

#### 1.4.6.- CÁPSULAS: MONTAJE INADECUADO

- Par de apriete insuficiente.
- Se han utilizado uniones roscadas viejas (fig. 1.25).
- No se han montado piezas accesorias (anillo de suplemento).
- **CONSECUENCIA: La cápsula o cartucho tiene movimientos dentro de la mangueta.**



Figura 1.25. Cápsulas: montaje inadecuado.

#### 1.4.7.- AMORTIGUADOR TRABADO

- Vástago doblado (fig. 1.26).
- Excesiva tensión, por ejemplo, debido a un accidente.
- **CONSECUENCIA: El vástago queda trabado en la guía.**



Figura 1.26. Amortiguador trabado.

#### 1.4.8.- ROTURA DE ESPIGAS DE ANCLAJES

- Amortiguador montado con excesivo torque de ajuste (fig. 1.27).
- Amortiguador montado con insuficiente torque de ajuste.
- **CONSECUENCIA: El vástago queda trabado en la guía.**



Figura 1.27. Rotura de espigas de anclajes.

#### 1.4.9.- ANCLAJES DESPRENDIDOS O CON FISURAS EN SU FIJACIÓN.

- Topes limitadores de carrera o averiados, el amortiguador se ve obligado a asumir las funciones de tope, quedando sometido a una sobrecarga (fig. 1.28).
- Falencias en el estado de los resortes y/o muelles de suspensión.
- **RECOMENDACIÓN: Mantener el torque de apriete prescrito.**



Figura 1.28. Anclajes desprendidos o con fisuras en su fijación.

#### 1.5.- SÍNTOMAS DE FATIGA DE LOS RESORTES.

- Vehículo bajo, o inclinado hacia adelante, hacia atrás, o en forma lateral.
- Excesivo desgaste en los amortiguadores, rótulas, extremos de dirección y bujes.
- Desgaste de los topes de goma de la suspensión.
- Desgaste desparejo de los neumáticos.
- Las espiras del resorte muestran señales de que se están golpeando entre sí.
- Aparición de óxido en la superficie del resorte.
- Variación en la distancia entre el borde de guardabarros y el centro de la rueda.

- Desgaste prematuro del conjunto suspensión: Amortiguadores, Rotulas, Bujes, Extremos, Axiales, Caja cremallera dirección, Desgaste desperejo y Deformación Neumáticos.
- Imposibilidad de alinear.
- Gran probabilidad de pérdida del control de su vehículo con peligro inminente de accidente.

## **1.6.- CONSECUENCIAS DEL MAL ESTADO DE LOS AMORTIGUADORES.**

Los conductores adaptan su modo de conducción al progresivo deterioro de los amortiguadores y a la reducción de adherencia que ello conlleva. Con frecuencia, no son conscientes de que están conduciendo con amortiguadores en mal estado.

Los amortiguadores en mal estado aumentan el desgaste de las piezas mecánicas del vehículo: muelles de suspensión, dirección, rótulas, diferencial, neumáticos, casquillos de goma de la suspensión, caja de dirección, cojinetes de las ruedas, conjunto suspensión, rótulas de dirección, etc.

Las consecuencias directas de conducir con amortiguadores en mal estado son, aumento de la distancia de frenado, disminución de la visibilidad nocturna, fatiga del conductor, mayor riesgo de aquaplaning y menos adherencia al suelo.

## **1.7.- COMPROBACIÓN DE AMORTIGUADORES**

A continuación se detallan algunas pruebas que podemos realizar para determinar el estado de los amortiguadores y del conjunto de suspensión.

### **1.7.1.- PRUEBA DEL REBOTE**

Si el vehículo oscila más de una vez al aplicar presión hacia abajo sobre la carrocería, podemos sospechar que los amortiguadores están gastados. Esta prueba no siempre es exacta, sobre todo si se trata de suspensiones modernas, como las columnas de suspensión.

### **1.7.2.- PRUEBA DE CONDUCCIÓN**

Puede realizarse una prueba sencilla de conducción prestando atención específicamente al comportamiento del vehículo durante la frenada y los giros. Podemos realizar la prueba con viento lateral y sobre firme mojado.

### **1.7.3.- PRUEBA DE SUSPENSIÓN**

Un conjunto de prueba de suspensión permite medir la asimetría de la suspensión entre las dos ruedas de un mismo eje, así como medir la eficacia de la suspensión mediante adherencia rueda a rueda, midiendo su fuerza de apoyo dinámica mínima.

Sin embargo, las características del amortiguador sólo pueden verificarse retirando éste del coche y utilizando un dinamómetro, el cual permite registrar las fuerzas de compresión y rebote del amortiguador. Estos instrumentos son utilizados por los proveedores de equipos para la producción y control del desarrollo de nuevos productos.

A la hora de interpretar el resultado de una prueba de suspensión debemos tener en cuenta que, se considera aceptable una eficacia mínima del 40 por ciento, pero con ese grado de eficacia es recomendable examinar el estado de la suspensión (muelles, casquillos de goma, rótulas y amortiguadores). Una asimetría de la suspensión de las dos ruedas del mismo eje superior al 20 por ciento es inaceptable, por lo que se hace necesaria una comprobación y revisión de todo el sistema.

En todos los casos, aún cuando el valor de adhesión sea aceptable (superior al 60 por ciento) es indispensable un examen visual de los amortiguadores para detectar pérdidas, óxidos, golpes, etc, que aún no se manifiestan en las pruebas pero que ocasionarán una avería en poco tiempo.

## **1.8.- DIAGNOSIS**

A nivel de fabricación, la comprobación de amortiguadores se realiza mediante un banco de pruebas dinamométrico especial, donde se obtienen las curvas características de amortiguación.

A nivel de reparación, este tipo de comprobadores dinamométricos no son de aplicación en el taller reparador, ya que la máquina es demasiado costosa y los amortiguadores se deben desmontar para su control.

Además, para analizar los datos resultantes, se debería disponer de los datos de referencia del fabricante y así evaluar la medición realizada, pero estos parámetros y curvas características del amortiguador no suelen publicarse.

Este tipo de máquina es utilizada únicamente por los propios fabricantes de amortiguadores y automóviles, y no por los talleres de reparación. Ante estas consideraciones, las pruebas alternativas para comprobar la eficacia de los amortiguadores de un automóvil son las siguientes:

### **1.8.1.- DIAGNOSIS POR EL MÉTODO DE BALANCEO**

Este método consiste en presionar repetidamente con fuerza (por lo menos 4 veces) sobre los pasa ruedas del automóvil justo en el lugar donde están montado los amortiguadores para desplazar verticalmente la carrocería, y observar a continuación las oscilaciones generadas.

Debe indicarse que esta prueba, únicamente tiene validez en los casos extremos de una amortiguación nula, porque la excitación manual y la observación visual de la amplitud, número y duración de las oscilaciones, no permiten conocer de forma precisa el estado de la suspensión y de los amortiguadores, tanto en la compresión como en la extensión. Se trata de una diagnosis subjetiva para casos de amortiguación muy deficiente.

### **1.8.2.- DIAGNOSIS MEDIANTE LOS COMPROBADORES DE SUSPENSION**

Con equipos de comprobación de placas oscilantes, estos equipos permiten comprobar la eficacia de la suspensión rueda por rueda, y la asimetría de la suspensión entre las ruedas de un mismo eje.

El equipo mide el peso dinámico constantemente y selecciona el valor mínimo encontrado, que es dividido por el peso estático medido en reposo y multiplicado por 100 para obtener la eficacia por rueda en %.

Hay que tener en cuenta que los Datos obtenidos en las maquinas probadoras de suspensión como las utilizados en las inspecciones técnicas, deben ser interpretados como la eficacia del conjunto de la suspensión, no del estado de los amortiguadores solamente.

Estas pruebas se realizan “en caliente”, es decir, después de que el automóvil haya circulado durante un tiempo determinado, haciendo que el aceite de los amortiguadores se caliente perdiendo viscosidad y adquiriendo mayor fluidez.

También se debe comprobar la presión de inflado correcta de los neumáticos para así poder obtener bajo las condiciones más reales a las habituales valores más exactos. Debe tenerse en cuenta que una amortiguación reducida mejora el confort, pero reduce la estabilidad, y una amortiguación muy rígida asegura la estabilidad de la marcha, pero es muy poco comfortable.

## 1.9.- DESMONTAJE Y MONTAJE DEL AMORTIGUADOR.

Como primer paso, si el amortiguador no está integrado en el montaje del puntal debemos de corroborar que el peso del auto está bien soportado, luego procederemos a los sujetadores, los que deben ser aflojados desde la parte superior como podemos observar en la figura 1.29.



Figura 1.29. Sujetadores del amortiguador.

Luego, continuamos aflojando los sujetadores que se encuentran en el lado inferior con respecto al amortiguador, y empujando el amortiguador hacia afuera de su montaje podremos removerlo de su posición (fig. 1.30), a continuación veremos la forma de colocar el amortiguador en su posición

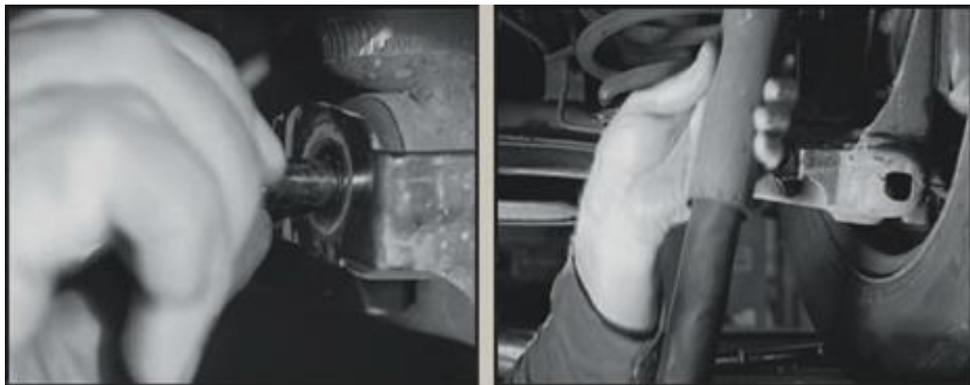
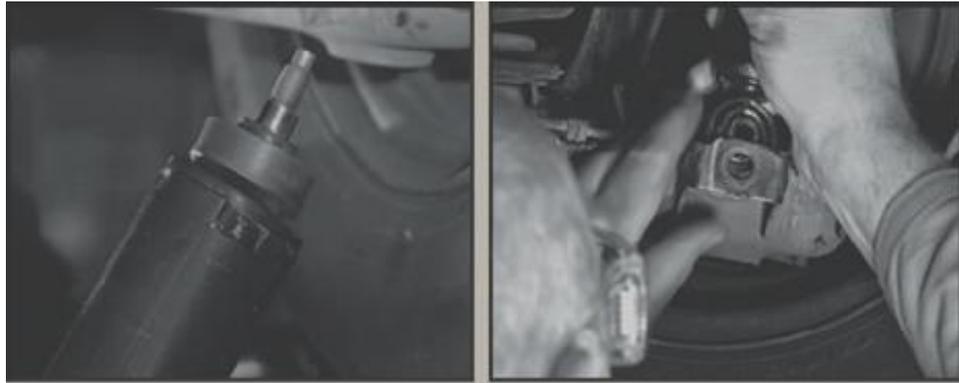


Figura 1.30. Sujetadores inferiores del amortiguador.

Primero, colocamos las gomas para montaje en las dos puntas del amortiguador, para luego insertarlo en su posición en el auto (fig. 1.31).



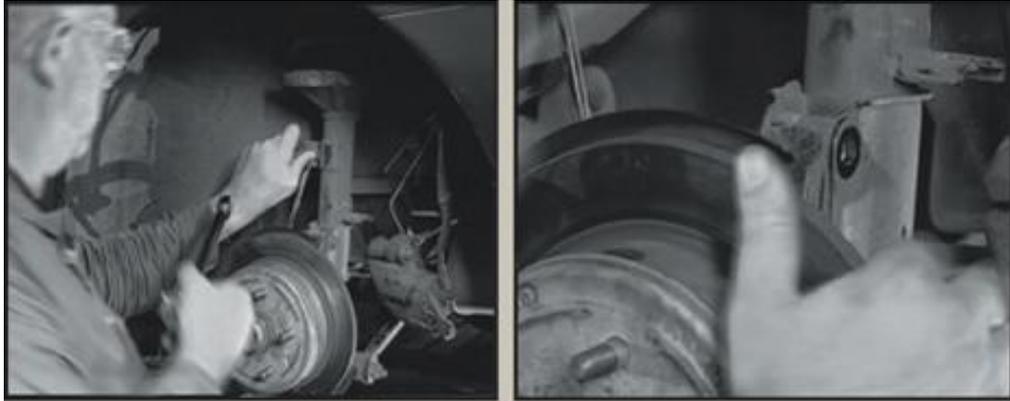
**Figura 1.31. Colocación de gomas para el montaje.**

Continuamos colocando entonces la otra parte de la montura de goma a la sección del montaje saliente ajustando los sujetadores (prestando siempre atención a las particularidades que expongan los fabricantes) (fig. 1.32).



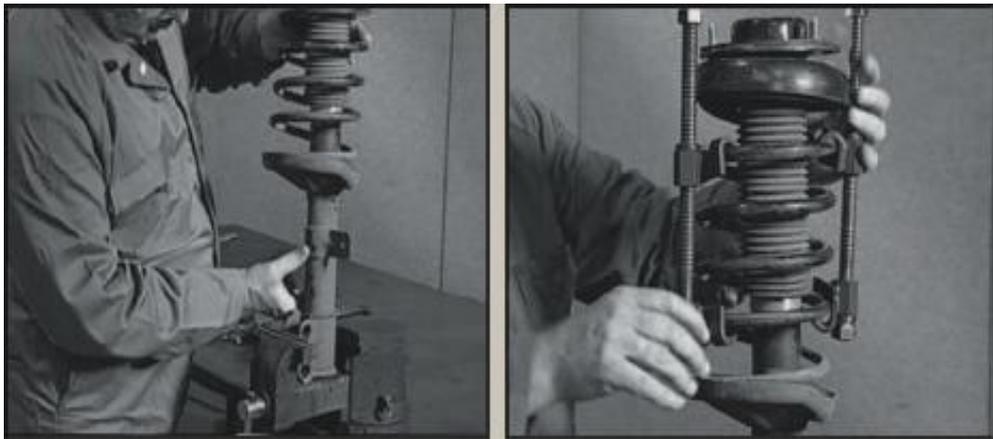
**Figura 1.32. Ajuste de sujetadores del amortiguador.**

En el caso que el amortiguador sea del tipo integrado al montaje del puntal deberemos quitar ésta antes de cambiar el amortiguador (fig. 1.33), tener en cuenta que hay múltiples forma de encaje del puntal en el auto por lo que la mejor forma es la de recurrir al manual del fabricante para saber cómo proceder en esta tarea.



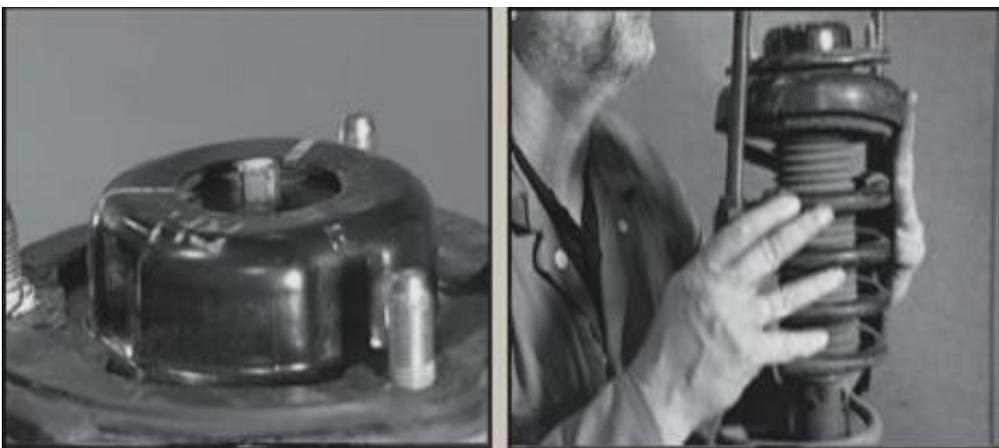
**Figura 1.33. Puntal del amortiguador.**

Colocamos el montaje en una morsa teniendo precaución de no dañar éste y procedemos al acoplamiento de los compresores del resorte con el resorte de espiral comprimiendo luego éstos (fig. 1.34).



**Figura 1.34. Colocación del montaje en una morsa.**

Procedemos a aflojar y quitar la tuerca que asegura el montaje de arriba con el eje, removiendo luego el montaje, el soporte superior y el resorte (fig. 1.35).



**Figura 1.35. Aflojar y quitar la tuerca se seguridad.**

Por último realizamos las verificaciones al amortiguador para proceder con su respectivo cambio (fig. 1.36).



**Figura 1.36. Desarme del amortiguador.**

Poner atención, al volver a colocar el muelle, pues este solo puede entrar en el platillo inferior en una posición determinada, en el platillo hay un orificio previsto para colocar el extremo del muelle. Fijar de forma extremadamente fuerte los platillos y no soltar los tensores bajo ningún concepto hasta que la guía superior esté montada de nuevo. Finalmente coloque el elemento amortiguador de nuevo en el vehículo.

## **1.10.- MECÁNICA DE FLUIDOS**

Es la parte de la física que se ocupa de la acción de los fluidos en reposo o en movimiento, así como de las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan fluidos. La mecánica de fluidos es fundamental en campos tan diversos como la aeronáutica, la ingeniería química, civil e industrial, la meteorología, las construcciones navales y la oceanografía.

La mecánica de fluidos puede subdividirse en dos campos principales: la estática de fluidos, o hidrostática, que se ocupa de los fluidos en reposo, y la dinámica de fluidos, que trata de los fluidos en movimiento. El término de hidrodinámica se aplica al flujo de líquidos o al flujo de los gases a baja velocidad, en el que puede considerarse que el gas es esencialmente incompresible.

Entre las aplicaciones de la mecánica de fluidos están la propulsión a chorro, las turbinas, los compresores y las bombas. La hidráulica estudia la utilización en ingeniería de la presión del agua o del aceite.

### 1.10.1.- RELACIÓN ENTRE PRESIÓN Y ELEVACIÓN

El cambio de presión en un líquido homogéneo en reposo debido al cambio en elevación se puede calcular a partir de:

$$\Delta p = \gamma \cdot H$$

Donde:

$\gamma$  = peso específico del líquido

$h$  = cambio de elevación

### 1.10.2.- TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La figura 1.39 muestra el principio en el cual está basada la transmisión de potencia en los sistemas neumáticos e hidráulicos. Una fuerza mecánica, trabajo o potencia es aplicada en el pistón A. La presión interna desarrollada en el fluido ejerciendo una fuerza de empuje en el pistón B.

Según la ley de Pascal la presión desarrollada en el fluido es igual en todos los puntos por lo que la fuerza desarrollada en el pistón B es igual a la fuerza ejercida en el fluido por el pistón A, asumiendo que los diámetros de A y B son iguales (fig. 1.40).

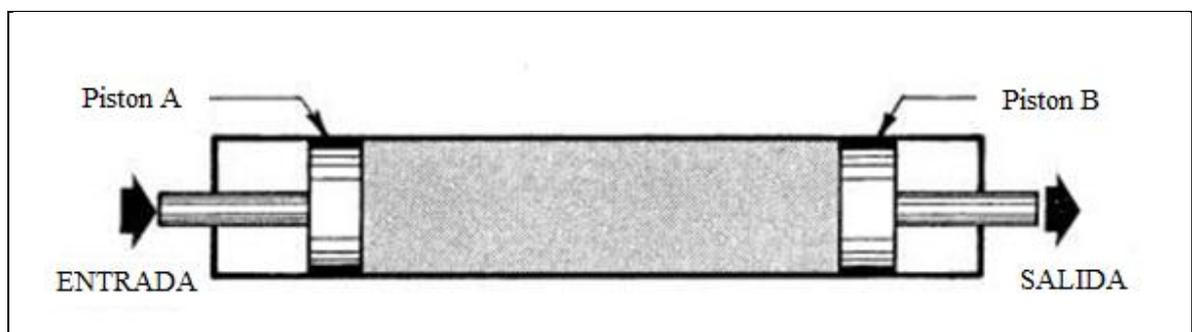


Figura 1.39. Transmisión de potencia.

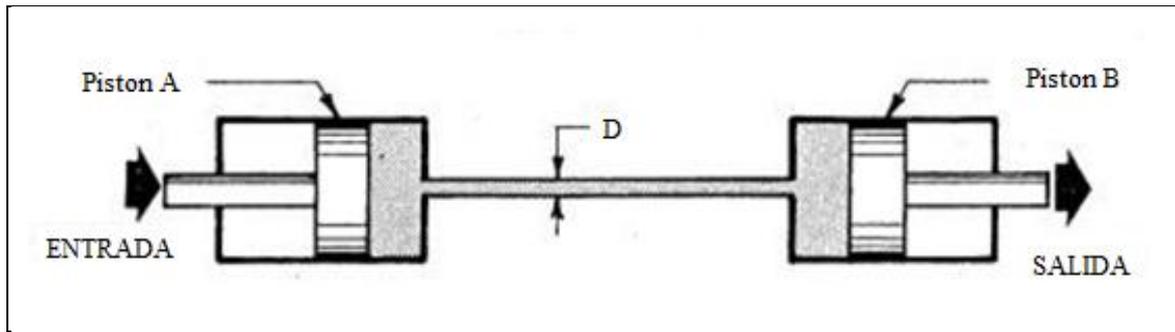


Figura 1.40. Transmisión de potencia a través de una tubería.

### 1.10.3.- PÉRDIDAS POR FRICCIÓN

A medida que un fluido fluye por un conducto, tubo o algún otro dispositivo, ocurren pérdidas de energía debido a la fricción interna en el fluido. Tales pérdidas de energía traen como resultado una disminución la presión entre dos puntos del sistema de flujo. El termino  $h_L$  se define como la energía perdida por el sistema. Una componente de la perdida se debe a la fricción en el fluido en movimiento. La fricción es proporcional a la cabeza de velocidad del flujo y al cociente de la longitud entre el diámetro de la corriente de flujo, para el caso de flujo en conductos y tubos.

Lo anterior se expresa en la siguiente ecuación:

$$h_L = f \times L/D \times v^2/2g$$

Donde:

$h_L$  = pérdida de energía debido a la fricción (N . m/N , m , lb-pie/lb,pie)

$L$  = longitud de corriente de flujo (m o pie)

$D$  = diámetro del conducto (m o pie)

$v$  = velocidad del flujo promedio (m/s o pie/s)

$f$  = factor de fricción (sin dimensiones)

#### 1.10.4.- COMPRESIBILIDAD DE LOS FLUIDOS

Todos los materiales en estado gaseoso, líquido o sólido son compresibles en mayor o menor grado (fig. 1.41). Para las aplicaciones hidráulicas usuales el aceite hidráulico es considerado incompresible, si bien cuando una fuerza es aplicada la reducción de volumen será de 1/2 % por cada 70 Kg/cm<sup>2</sup> de presión interna en el seno del fluido.

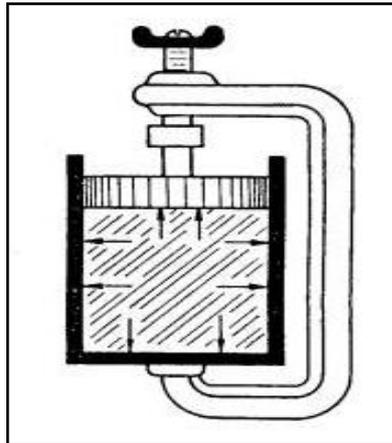


Figura 1.41. Compresibilidad de un fluido.

De la misma forma que los diseñadores de estructuras deben tener en cuenta el comportamiento del acero a la compresión y elongación, el diseño hidráulico en muchas instancias debe tener en cuenta la compresibilidad de los líquidos, podemos citar como ejemplo, la rigidez en un servomecanismo, o el cálculo del volumen de descompresión de una prensa hidráulica para prevenir el golpe de ariete.

#### 1.11.- EQUILIBRIO DINÁMICO

En los sistemas hidráulicos la presión se produce por el flujo de líquido desde una bomba impulsada por un eje en rotación que es conectado a la transmisión por medio de una toma fuerza.

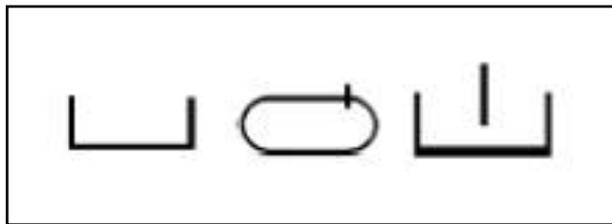
El flujo queda confinado por los conductos, carcasa y mangueras, se dirige y controla las válvulas o electroválvulas haciendo funcionar cilindros y otros

subsistemas, los tubos y mangueras que conducen el líquido pueden ser largos, cortos anchos, intermedios, las pérdidas de potencia en tubería son mínimas.

## **1.12.- SÍMBOLOGIA ESQUEMÁTICA HIDRAULICA**

### **1.12.1. DEPÓSITOS HIDRÁULICOS**

Los depósitos se representan con un cuadrado abierto que corresponde a un depósito ventilado a la atmósfera, o un cuadrado cerrado que corresponde a un depósito presurizado (fig. 1.42). En todo sistema los depósitos tienen por lo menos dos tuberías conectadas, en algunos son muchas más.

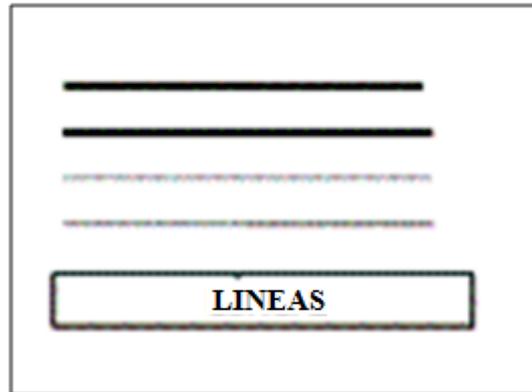


**Figura 1.42. Depósitos hidráulicos.**

A menudo los componentes que están conectados a él están dispersos por todo el diagrama esquemático. En lugar de tener muchas líneas confusas por todo el diagrama esquemático, es común dibujar símbolos de depósito individuales cerca de los componentes, tal como ocurre con el símbolo de tierra de algunos diagramas de cableado. Por lo general el depósito es el único componente que se representa más de una vez.

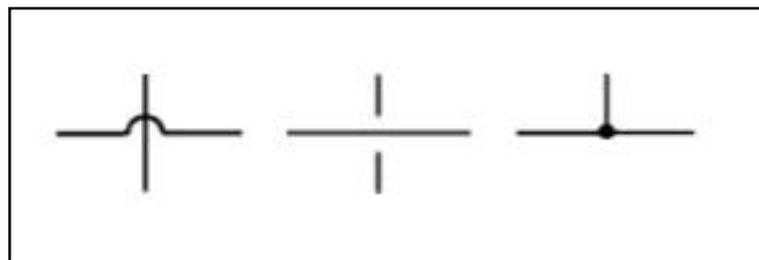
### **1.12.2.- LÍNEAS O TUBERÍAS**

Una línea, tubería, manguera o cualquier conducto hidráulico que transporte el líquido entre los componentes se representa mediante una línea (fig. 1.43). Algunas líneas tienen flechas para demostrar la dirección del flujo de aceite; otras pueden representarse como una línea punteada para indicar ciertos tipos de flujo de aceite.



**Figura 1.43. Líneas o Tuberías.**

Hay líneas que cruzan a otras (fig. 1.44), pero no están conectadas, las líneas que están conectadas se indican con un punto o a veces con dos líneas cruzadas. Si el diagrama esquemático muestra un símbolo específico para indicar líneas que no están conectadas, todas las demás estarán conectadas.



**Figura 1.44. Líneas cruzadas.**

### **1.12.3.- BOMBAS HIDRÁULICAS**

Existen muchos diseños básicos de bombas, una bomba de desplazamiento fijo simple se representa mediante un círculo con un triángulo apuntando hacia afuera (fig. 1.45). El triángulo apunta en la dirección en la cual fluirá el aceite.

Si la bomba es reversible o está diseñada para bombear en ambas direcciones, se indicará mediante dos triángulos opuestos y se interpretará que el aceite puede fluir en ambas direcciones.

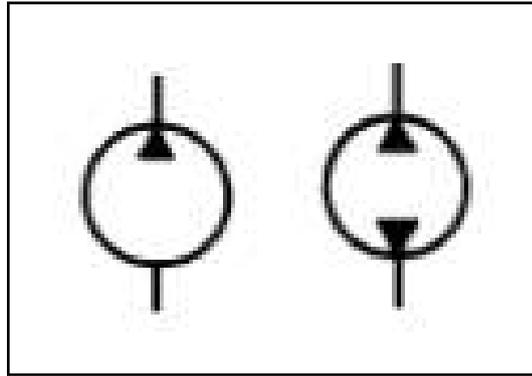


Figura 1.45. Bombas hidráulicas.

#### 1.12.4.- MOTORES HIDRÁULICOS

Los símbolos de motores hidráulicos son círculos con triángulos, pero al contrario de las bombas hidráulicas (fig. 1.46), el triángulo apunta hacia adentro para indicar que el aceite fluye con dirección al motor. Se usa un triángulo para los motores no reversibles y dos triángulos para los reversibles. Cuando se coloca una flecha que cruza un motor corresponde a un motor de velocidad variable.

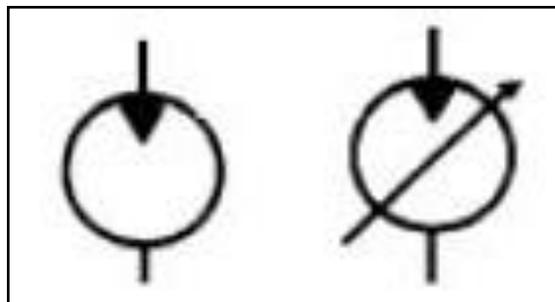


Figura 1.46. Motores hidráulicos.

#### 1.12.5.- VÁLVULAS DE CHEQUEO

La válvula de chequeo se indica mediante una bola en un asiento en V (fig. 1.47). Cuando se aplica presión de aceite al lado izquierdo de la bola, ésta es empujada hacia el asiento en V que obstruye el paso del aceite. Cuando se aplica presión de aceite al lado derecho de la bola, ésta se aleja del asiento y permite el paso del aceite.

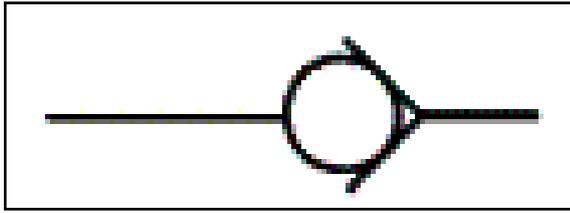


Figura 1.47. Válvulas de chequeo.

#### 1.12.6.- VÁLVULAS DE ALIVIO

La válvula de alivio se muestra como una válvula con una salida conectada a la línea de presión y la otra línea conectada al depósito (fig. 1.48). La flecha de dirección del flujo apunta en dirección opuesta a la línea de presión y hacia el depósito, cuando la presión del sistema supera el resorte de la válvula, la presión se dirige a través de la válvula hacia el depósito.

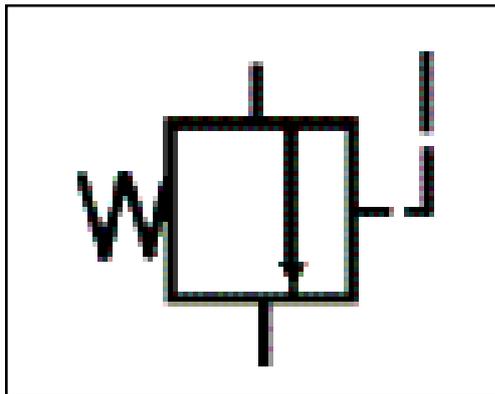


Figura 1.48. Válvulas de alivio.

#### 1.12.7.- VÁLVULAS HIDRÁULICAS

La válvula de control tiene recuadros que representan las posiciones del carrete de la válvula (fig. 1.49). Hay un recuadro separado para cada posición de la válvula y dentro de estos recuadros se incluyen flechas que indican las rutas del flujo cuando se cambia la válvula a esa posición. Todas las conexiones de los puertos están incluidas en el recuadro que muestra la posición neutra de la válvula.

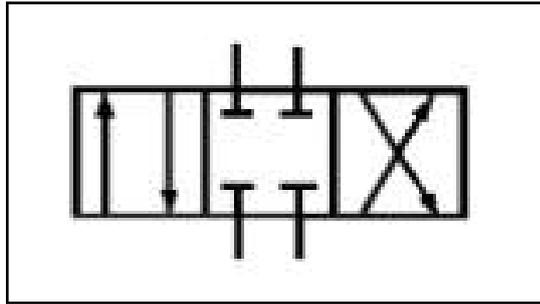


Figura 1.49. Válvulas hidráulicas.

Se puede visualizar mentalmente la función de la válvula en cualquier posición. Una válvula que tiene líneas paralelas fuera de los recuadros de la válvula indica que esta válvula puede tener posicionamiento infinito. Por lo general esta válvula se opera en las posiciones que se muestran. Un ejemplo de este tipo de válvula sería la válvula de prioridad de flujo o la válvula reguladora de presión.

#### 1.12.8.- ACTUADORES

Los carretes de la válvula se pueden controlar de muchas maneras, en la figura 1.50 (A) muestra el símbolo de una palanca de control. (B) muestra el símbolo de un pedal de control (operado con el pie). (C) es un solenoide eléctrico.

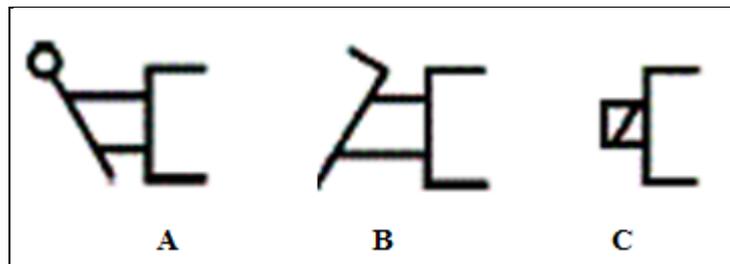
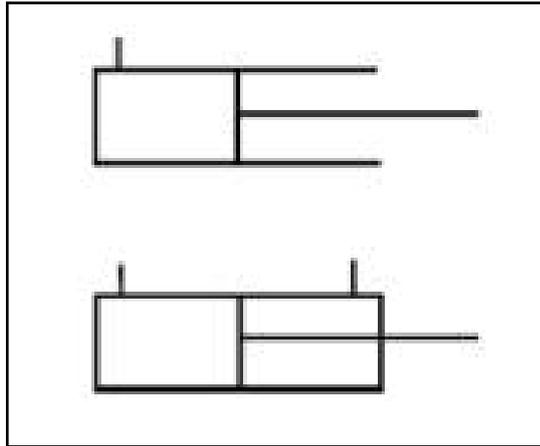


Figura 1.50. Actuadores.

#### 1.12.9.- CILINDROS HIDRÁULICOS

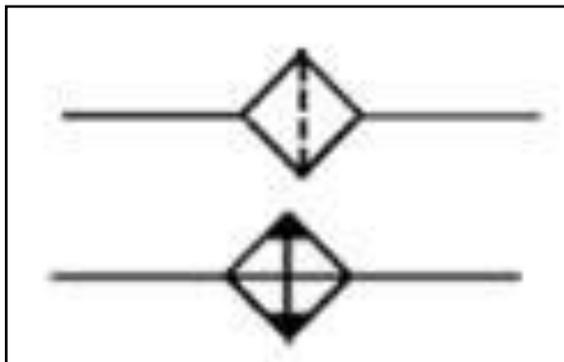
El símbolo de cilindro es un rectángulo simple que representa el cuerpo del cilindro. La varilla y el pistón se representan mediante una T que se inserta en el rectángulo, el símbolo se puede dibujar en cualquier posición (fig. 1.51).



**Figura 1.51. Cilindros hidráulicos.**

### **1.12.10.- MISCELÁNEO**

Los filtros, coladores e intercambiadores de calor (enfriadores) se representan como cuadrados que se giran en 45 grados y tienen conexiones de orificios en las esquinas (fig. 1.52). La línea punteada a 90 grados del flujo de aceite indica un filtro o un colador. Una línea continua a 90 grados del flujo de aceite con 2 triángulos apuntando hacia fuera indica un enfriador. El símbolo de un calentador es cómo el del enfriador, salvo que los triángulos apuntan hacia adentro.



**Figura 1.52. Misceláneo.**

### **1.12.11.- CONTROLES DE FLUJO**

El control de flujo básico es una representación de un restrictor, si el restrictor es ajustable se dibuja una flecha oblicua a lo largo del símbolo como se muestra en la figura 1.51.

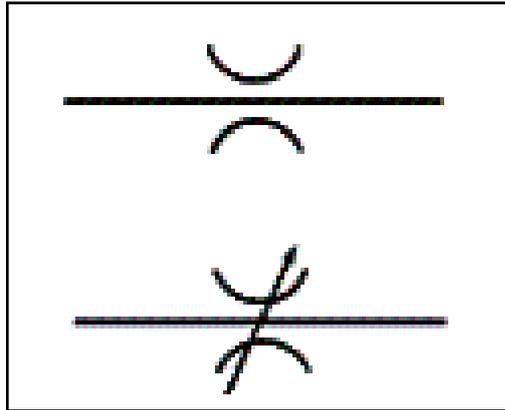


Figura 1.53. Controles de flujo.

### **1.13.-ESTUDIO DEL COMPRESOR HIDRAULICO PARA ESPIRALES DE AMORTIGUADOR.**

El cambio de una suspensión tipo Mac Pherson en los automóviles no es sencillo y suele realizarse en unas condiciones no muy seguras porque las herramientas existentes en el mercado para tal fin no acaba de adaptarse correctamente. Por este motivo en este trabajo se desarrollará una herramienta nueva que sea capaz de adaptarse al máximo de muelles posibles de forma más segura. De esta forma se dará solución de forma fácil, cómoda y segura, una operación de taller que conlleva un alto riesgo.

Este proyecto trata de la fabricación de una prensa hidráulica para espirales de amortiguador, la cual utiliza como elementos: un sistema eléctrico de control, un sistema hidráulico y un sistema mecánico. Se diseñó y construyó la estructura de la máquina la cual debe soportar el trabajo a realizar que será de 1 ton. En la cual se pondrá en marcha los diferentes tipos de sistemas con los que contará.

En el sistema de control eléctrico fueron instalados contactores, por medio del cual se controlará las funciones de la máquina y en la cual se quiere que el operador trabaje lo más seguro posible ocupando las dos manos fuera de la máquina a la hora que ésta realice el trabajo, además haciendo funcionar a un

motor de 110 volts. El cuál proporciona la energía para hacer funcionar el resto de los sistemas, como darle movimiento a la bomba; la encargada de alimentar al pistón, además contara con un sistema Indicador de presión a la cual se está trabajando para prevenir posibles sobrecargas en el sistema hidráulico.

El sistema hidráulico con el cual se obtendrá la presión necesaria a la que trabajara el pistón para que realice su función y este no pierda fuerza después de cada prensado, debido a la energía constante que proporcionara.

### 1.13.1.- SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA NEUMÁTICA E HIDRÁULICA.

Es un sistema en el cual se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través del aire comprimido y la circulación de aceite en un circuito. El sistema puede dividirse en tres grandes grupos que observamos en el diagrama de bloques de la figura.

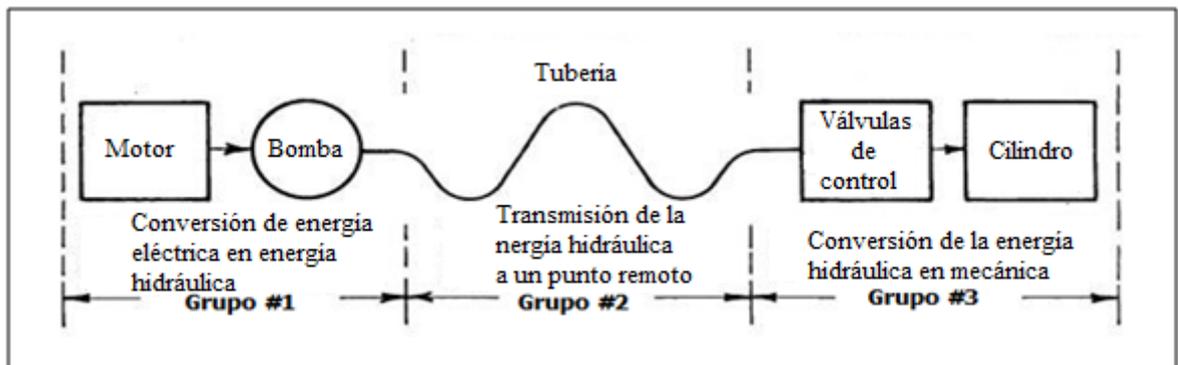


Figura 1.54. Sistema de transmisión de energía.

Comenzando desde la izquierda del diagrama, la primera sección corresponde a la conversión de energía eléctrica en un sistema de energía hidráulica. Un motor eléctrico está vinculado a una bomba a cuya salida se obtiene un cierto caudal a una determinada presión.

En la parte central del diagrama, el fluido es conducido a través de tubería al lugar de utilización.

A la derecha en el diagrama, el aceite en movimiento produce una reconversión en energía mecánica mediante su acción sobre un cilindro hidráulico. Con las válvulas se controla la dirección del movimiento, la velocidad y el nivel de potencia a la salida del cilindro.

### **1.13.2.- COMPONENTES HIDRÁULICOS**

Para transmitir y controlar potencia a través de los líquidos a presión, se requiere un conjunto de componentes interconectados. Se refiere comúnmente al conjunto como sistema. El número y el conjunto de componentes varían de sistema a sistema, dependiendo del uso particular. En muchas aplicaciones, un sistema principal de potencia alimenta a varios subsistemas, que se refieren a veces como circuitos.

El sistema completo puede ser una pequeña unidad compacta; más a menudo, sin embargo, los componentes se ubican en puntos extensamente separados para un conveniente control y operación del sistema; Los componentes básicos de un sistema de potencia fluida son esencialmente iguales, sin importar si el sistema utiliza un medio hidráulico o neumático.

Hay cinco componentes básicos usados en un sistema hidráulico:

1. Depósito o receptor
2. Bomba o compresor
3. Líneas (cañerías, tubería, o manguera flexible)
4. Válvula de control direccional
5. Dispositivo de impulsión

#### **1.13.2.1.- Depósito o receptor**

La función natural de un tanque hidráulico es contener y almacenar el fluido de un sistema hidráulico, además de funcionar como un contenedor de fluido, un tanque también sirve para enfriar el fluido, permitir asentarse a los contaminantes

y el escape del aire retenido (fig. 1.55). Cuando el fluido regresa al tanque, una placa deflectora bloquea el fluido de retorno para impedir su llegada directamente a la línea de succión. Así se produce una zona tranquila, la cual permite sedimentarse a las partículas grandes de suciedad, que el aire alcance la superficie del fluido y da oportunidad de que el calor se disipe hacia las paredes del tanque.

La desviación del fluido es un aspecto muy importante en la adecuada operación del tanque. Por esta razón, todas las líneas que regresan fluido al tanque deben colocarse por debajo del nivel del fluido y en el lado de la placa deflectora opuesto al de la línea de succión.

La tapa del tanque puede ser removida para permitir la limpieza e inspección, cuando esta no es la lateral y constituye la parte superior del tanque lleva soldadas cuplas para recibir la conexión de tuberías de retorno y drenaje. Se colocan guarniciones alrededor de las tuberías que pasan a través de la tapa para eliminar la entrada de aire.

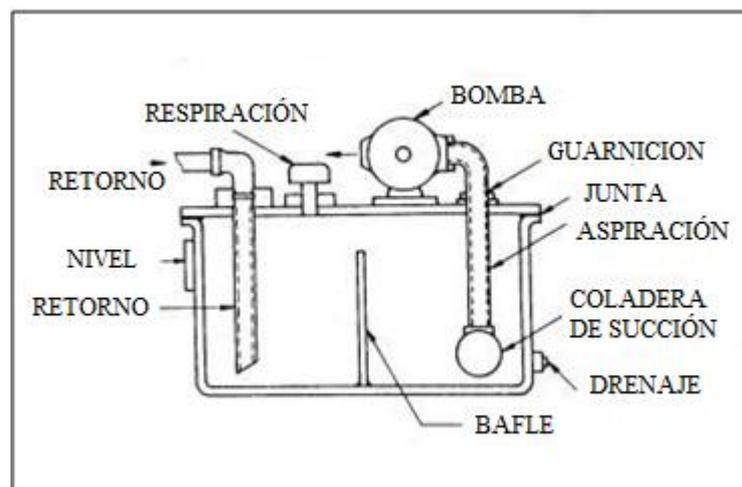


Figura 1.55. Depósito o Receptor.

#### 1.13.2.2.- Bombas hidráulicas

Una bomba hidráulica es un dispositivo tal que recibiendo energía mecánica de una fuente exterior la transforma en una energía de presión

transmisible de un lugar a otro de un sistema hidráulico a través de un líquido cuyas moléculas estén sometidas precisamente a esa presión. Las bombas hidráulicas son los elementos encargados de impulsar el aceite o líquido hidráulico, transformando la energía mecánica rotatoria en energía hidráulica.

El propósito de una bomba hidráulica es suministrar un flujo de líquido a un sistema hidráulico. La bomba no crea la presión de sistema, puesto que la presión se puede crear solamente por una resistencia al flujo. Mientras que la bomba proporciona flujo, transmite una fuerza al líquido. Dado que el flujo de líquido encuentra resistencia, esta fuerza se vuelve una presión. La resistencia al flujo es el resultado de una restricción o de una obstrucción en la trayectoria del mismo.

Esta restricción es normalmente el trabajo logrado por el sistema hidráulico, pero puede ser también debido a restricciones de líneas, de guarniciones, y de válvulas dentro del sistema. Así, la presión es controlada por la carga impuesta sobre el sistema o la acción de un dispositivo regulador de presión.

Una bomba debe tener una fuente continua de líquido disponible en el puerto de entrada para suministrar el líquido al sistema. Dado que la bomba fuerza el líquido a través del puerto de salida, un vacío parcial o un área de baja presión se crea en el puerto de entrada. Cuando la presión en el puerto de entrada de la bomba es más baja que la presión atmosférica local, la presión atmosférica que actúa sobre el líquido en el depósito fuerza el líquido hacia la entrada de bomba.

Si la bomba está situada en un nivel más bajo que el depósito, la fuerza de la gravedad complementa a la presión atmosférica sobre el depósito. El proceso de transformación de energía se efectúa en dos etapas:

***Aspiración.***- Al comunicarse energía mecánica a la bomba, ésta comienza a girar y con esto se genera una disminución de la presión en la entrada de la bomba, como el depósito de aceite se encuentra sometido a presión atmosférica,

se genera entonces una diferencia de presiones lo que provoca la succión y con ello el impulso del aceite hacia la entrada de la bomba.

**Descarga.**- Al entrar aceite, la bomba lo toma y lo traslada hasta la salida y se asegura por la forma constructiva que el fluido no retroceda. Dado esto, el fluido no encontrará más alternativa que ingresar al sistema que es donde se encuentra espacio disponible, consiguiéndose así la descarga.

Las bombas son clasificadas normalmente por su salida volumétrica y presión. La salida volumétrica es la cantidad de líquido que una bomba puede entregar a su puerto de salida en cierto periodo de tiempo a una velocidad dada.

La salida volumétrica se expresa generalmente en galones por el minuto (gpm). Dado que los cambios en la salida volumétrica afectan la velocidad de la bomba, algunas bombas son clasificadas por su desplazamiento.

El desplazamiento de la bomba es la cantidad de líquido que la bomba puede entregar por ciclo. Puesto que la mayoría de las bombas utilizan una impulsión rotatoria, el desplazamiento se expresa generalmente en términos de pulgadas cúbicas por revolución.

**Cilindrada.**- Se refiere al volumen de aceite que la bomba puede entregar en cada revolución.

$$C = \frac{\pi * (D^2 - d^2) * l}{4}$$

Donde:

D = Diámetro mayor del engranaje

d = Diámetro menor del engranaje

l = Ancho del engranaje

Unidades: cm<sup>3</sup>/rev

**Caudal Teórico.-** Es el caudal que de acuerdo al diseño, debiera entregar la bomba (caudal Ideal)

$$Q_T = C * N$$

Donde:

C = Cilindrada (cm<sup>3</sup>/rev)

N = Rpm (1/rev)

**Rendimiento Volumétrico:**

$$\eta_V = \frac{Q_R}{Q_T} * 100$$

Donde:

QR = Caudal Real

QT = Caudal Teórico

### 1.13.2.3.- Cañerías de interconexión

Son una serie de conductos encargados de guiar el fluido desde su origen hasta su destino. Se seleccionan según diámetro, material y presión de trabajo. Los accesorios son piezas de diversas formas encargadas de interconectar todas las partes antes mencionadas. Se seleccionan según material, diámetro y presión.

A medida que el fluido circula por la red de ductos o canales debe utilizar energía para vencer el roce y los cambios de trayectoria, esta pérdida de energía debe ser cuidadosamente calculada en el momento de diseño del sistema para la correcta selección de cada elemento. De esta forma se obtiene un sistema eficiente con capacidad de suministrar la cantidad de fluido necesaria a la presión requerida en los puntos de consumo; además de evitar fenómenos hidráulicos molestos y destructivos como son el golpe de ariete y la cavitación.

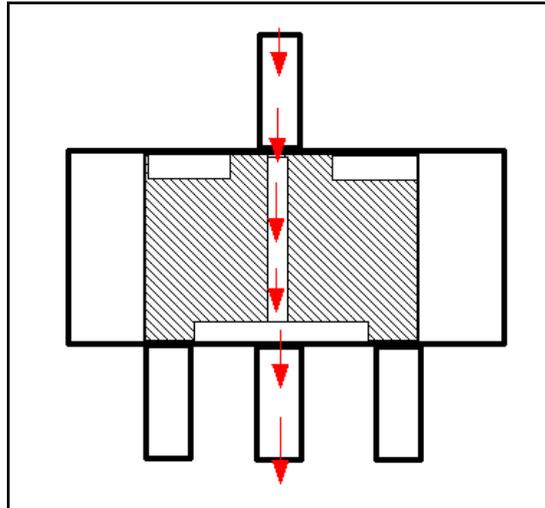
#### 1.13.2.4.- Válvulas

Una válvula se puede definir como un aparato mecánico con el cual se puede iniciar, detener o regular la circulación (paso) de líquidos o gases mediante una pieza movable que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más orificios o conductos.

Son unos de los instrumentos de control más esenciales en la industria. Debido a su diseño y materiales, las válvulas pueden abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos. Sus tamaños van desde una fracción de pulgada hasta 30 ft (9 m) o más de diámetro. Pueden trabajar con presiones que van desde el vacío hasta más de 20000 lb/in<sup>2</sup> (140 Mpa) y temperaturas desde las criogénicas hasta 1500 °F (815 °C). En algunas instalaciones se requiere un sellado absoluto; en otras, las fugas o escurrimientos no tienen importancia.

La palabra flujo expresa el movimiento de un fluido, pero también significa para nosotros la cantidad total de fluido que ha pasado por una sección determinada de un conducto. Caudal es el flujo por unidad de tiempo; es decir, la cantidad de fluido que circula por una sección determinada del conducto en la unidad de tiempo.

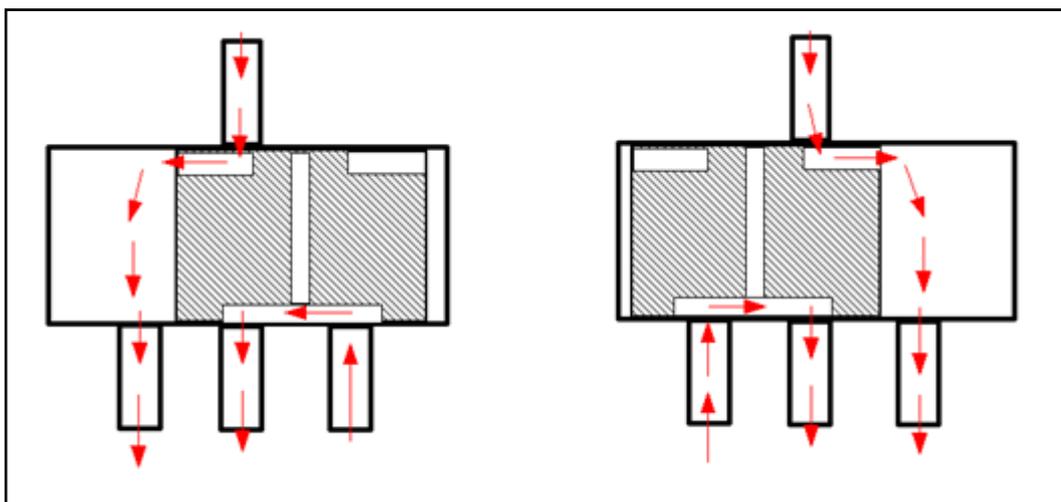
En la figura 1.56 se representa una válvula de control simplificada en el estado de reposo (palanca de mando al centro). El conducto superior conduce el aceite a alta presión desde la bomba y el conducto central de abajo conduce el retorno a baja presión hacia el recipiente. Los otros dos conductos inferiores se conectan a los respectivos lados del cilindro de fuerza.



**Figura 1.56. Válvula de control simplificada.**

La zona a rayas es el cilindro interior desplazable de la válvula y los cuadros blancos son perforaciones practicadas en él. Las flechas rojas muestran como el aceite desde la bomba circula libremente hacia el retorno sin producir comunicación alguna con los lados del cilindro.

En este caso el cilindro de fuerza está auto frenado, ya que no es posible la salida del aceite. Cuando se acciona la palanca de mando se desplaza el cilindro interior de la válvula de control a alguna de las dos posiciones representadas en la figura 1.57.



**Figura 1.57. Accionamiento de la válvula de control.**

### 1.13.2.5.- Cilindros de doble efecto

Los cilindros de doble efecto se emplean especialmente en los casos en que el émbolo tiene que realizar una misión también al retornar a su posición inicial (fig. 1.58). En principio, la carrera de los cilindros no está limitada, pero hay que tener en cuenta el pandeo y doblado que puede sufrir el vástago salido, también en este caso, sirven de empaquetadura los labios y émbolos de las membranas.

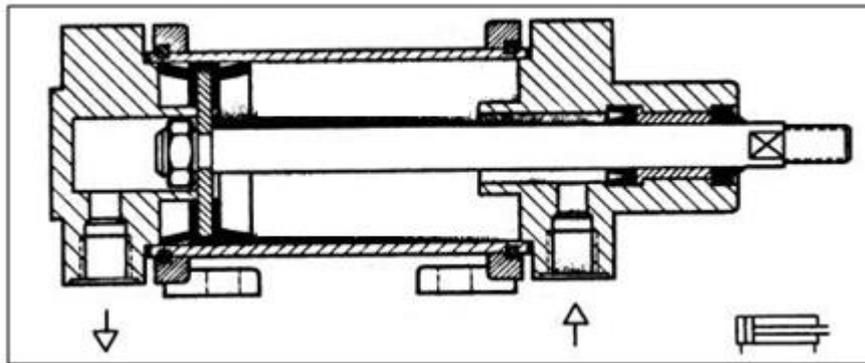
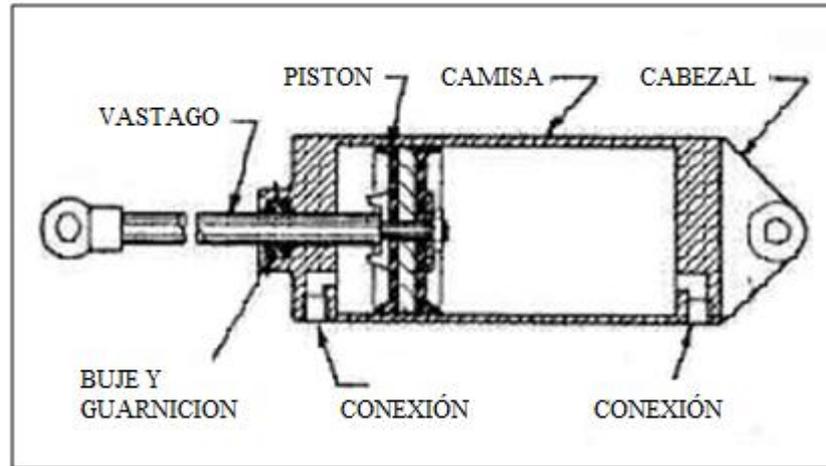


Figura 1.58. Accionamiento del cilindro hidráulico.

En los sistemas hidráulicos y neumáticos la energía es transmitida a través de tuberías, ésta energía es función del caudal y presión del aire o aceite que circula en el sistema.

El cilindro es el dispositivo más comúnmente utilizado para conversión de la energía antes mencionada en energía mecánica, la presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia.

Ocasionalmente a los cilindros se los llama "motores lineales". En la figura 1.59, vemos un corte esquemático de un cilindro típico. Este es denominado de doble efecto por que realiza ambas carreras por la acción del fluido.



**Figura 1.59. Corte esquemático de un cilindro hidráulico de doble efecto.**

Las partes de trabajo esenciales son:

- 1) La camisa cilíndrica encerrada entre dos cabezales.
- 2) El pistón con sus guarniciones.
- 3) El vástago con su buje y guarnición.

## **1.14.- INTRODUCCIÓN A SOLIDWORKS**

SolidWorks es un programa de diseño asistido por computador para modelado mecánico que corre bajo el sistema operativo Microsoft Windows, es un modelador de sólidos paramétrico. Fue introducido en el mercado en 1995 para competir con otros programas CAD como Pro/ENGINEER, I-DEAS, Unigraphics, CATIA, y Autodesk Mechanical Desktop.

El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.

### **1.14.1.- ESTUDIOS DE DISEÑO**

Por lo general, un modelo está sujeto a diferentes entornos de servicios y condiciones de funcionamiento durante su ciclo de vida. Por lo tanto, es importante considerar todos los escenarios de cargas y condiciones de contorno posibles y probar diferentes propiedades de material en el análisis de un modelo, un estudio de diseño se define por los siguientes factores:

- Cotas del modelo.
- Tipo de estudio y opciones relacionadas para definir la intención del análisis.
- Propiedades de material.
- Condiciones de carga y de contorno.

### **1.14.2.- BENEFICIOS DEL ANÁLISIS**

Luego de construir el diseño en SolidWorks, hay que asegurarse del eficaz funcionamiento de éste en el campo. Sin herramientas de análisis, esta tarea sólo se puede afrontar realizando ciclos de desarrollo de productos costosos y que insumen una gran cantidad de tiempo. Un ciclo de desarrollo de producto normalmente incluye los siguientes pasos:

- Construcción de un modelo.
- Construcción de un prototipo del diseño.
- Prueba del prototipo en el campo.
- Evaluación de los resultados de las pruebas de campo.
- Modificación del diseño basándose en los resultados de la prueba de campo.

El análisis le puede ayudar a realizar las siguientes tareas:

- Reducir el costo simulando la prueba de su modelo en la computadora en lugar de realizar pruebas de campo costosas.

- Adelantar la comercialización del producto reduciendo el número de ciclos de desarrollo del mismo.
- Mejorar productos probando rápidamente múltiples conceptos y situaciones antes de tomar una decisión final, lo cual le proporciona más tiempo para idear nuevos diseños.

### 1.14.3.- CRITERIO DE MÁXIMA TENSIÓN DE VON MISES

El criterio de máxima tensión de Von Mises se basa en la teoría de Von Mises-Hencky, también conocida como teoría de la energía de distorsión máxima. En términos de las tensiones principales  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ , la tensión de Von Mises se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma_{\text{VonMises}} = \{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]/2\}^{(1/2)}$$

La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises es igual al límite de tensión. En la mayoría de los casos, el límite de fluencia ( $S_y$ ) se utiliza como el límite de tensión. Sin embargo, el software le permite utilizar el límite de tensión de tracción/ruptura o establecer su propio límite de tensión.

$$\sigma_{\text{Von Mises}} \geq \sigma_{\text{limit}}$$

El límite de fluencia es una propiedad dependiente de la temperatura, este valor especificado del límite de fluencia debe considerar la temperatura del componente. El factor de seguridad en una ubicación se calcula a partir de:

$$\text{Factor de seguridad (FDS)} = \sigma_{\text{limit}} / \sigma_{\text{vonMises}}$$

#### **NOTAS:**

- Las áreas del trazado de FDS con valores superiores a 100 se muestran con el color del valor 100. Si el valor máximo del factor de seguridad (FDS)

es inferior a 100, la escala del gráfico se ajusta desde el valor de FDS mínimo al máximo.

- Si seleccionó el trazado de Áreas por debajo del factor de seguridad, el software muestra las regiones del modelo con factores de seguridad inferiores al valor especificado en rojo (regiones no seguras) y las regiones con factores de seguridad superiores en azul (zonas seguras).

#### 1.14.4.- DEFINICIÓN DEL FACTOR DE SEGURIDAD

El Asistente para Verificación de diseño evalúa el factor de seguridad en cada nodo, según el criterio de fallos (fig. 1.60). Se puede realizar el trazado de la distribución del factor de seguridad en todo el modelo se puede realizar únicamente el trazado de regiones del modelo con un factor de seguridad inferior al valor especificado para identificar las áreas débiles del diseño.

Los factores de seguridad altos en una región indican que puede quitar material de dicha región. Muchos códigos de diseño requieren un factor de seguridad mínimo entre 1.5 y 3.0.

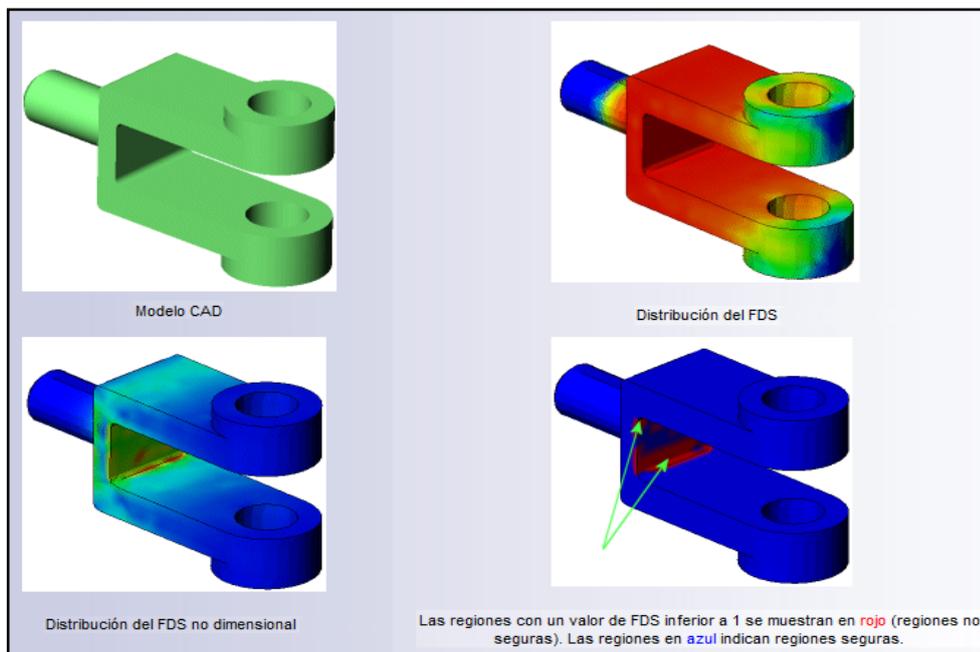


Figura 1.60. Factor de seguridad.

#### **1.14.5.- INTERPRETACIÓN DE FACTORES DE SEGURIDAD**

- Un factor de seguridad inferior a 1.0 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha fallado.
- Un factor de seguridad de 1.0 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha empezado a fallar.
- Un factor de seguridad superior a 1.0 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación es seguro.
- El material que se encuentra en una ubicación empezará a fallar si aplica nuevas cargas iguales a las actuales multiplicadas por el factor de seguridad resultante.

## II.- DISEÑO MECÁNICO

### 2.1.- INTRODUCCIÓN

Debido a que el compresor de amortiguadores se utilizará para la extracción del resorte del amortiguador, es necesario, inicialmente determinar la fuerza requerida para comprimir el resorte la distancia necesaria para poder aflojar de forma segura la tuerca que asegura el montaje del platillo superior con el eje del amortiguador.

Por lo tanto, para determinar dicha fuerza, es necesario encontrar la constante  $k$  del resorte, la misma que nos permitirá calcular la fuerza requerida para lograr las diferentes deflexiones en el resorte.

Para poder determinar la constante del resorte primero se procedió a desarmar un amortiguador mediante el método tradicional, luego se comprimió el resorte en una prensa hidráulica y se midió la deflexión que experimentó a diferentes valores de presión medidos en el manómetro de la prensa.

Con estos valores se elaboró la tabla 2.1, y debido a que el diámetro del pistón de la prensa utilizada es de 3.5 plg, se calculó los valores de fuerza mediante la ecuación:

$$F = p \cdot A$$

Donde:

$F$  = fuerza

$p$  = presión

$$A = \pi \cdot \phi^2 / 4 = 9.62 \text{ plg}^2$$

PRESIÓN psi	DEFLEXIÓN mm	FUERZA lb (N)
0	0	0 (0)
30	21.0	288.60 (1283.76)
50	35.0	481.05 (2139.82)
100	72.0	962.11 (4279.68)
150	108.0	1443.20 (6419.53)
200	142.0	1924.22 (8559.38)
250	178.0	2405.28 (10699.20)
300	214.0	2886.34 (12839.10)

Tabla 2.1 Valores de presión y deflexión medidos en la prensa hidráulica

A continuación elaboramos el gráfico deflexión versus fuerza (figura 2.2), y ya que, la pendiente de dicha grafica es la constante del resorte, mediante la determinación de la tendencia lineal de la gráfica en Excel, obtenemos la ecuación de la curva con su respectiva pendiente.

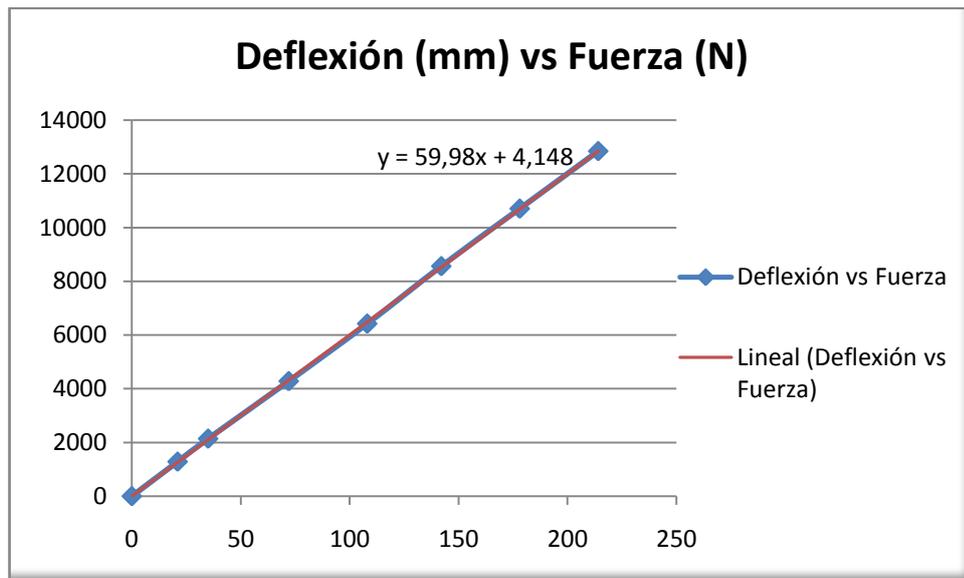


Figura 2.2 Curva Deflexión vs Fuerza

En la figura 2.2 de la ecuación de la curva se observa que su pendiente es 59.983, por lo que, se aproxima la constante del resorte a un valor redondeado de  $k = 60 \text{ N/mm}$ .

## 2.2.- PARÁMETROS DE DISEÑO

Antes de proceder con el modelado, simulación y diseño de los elementos mecánicos que componen el compresor de espirales de amortiguador, a continuación se mencionan los parámetros que influyen directamente en su diseño:

Constante del resorte del amortiguador ( $k$ )	60 N/mm
Diámetro medio del resorte ( $D_m$ )	152 mm
Diámetro del alambre del resorte ( $D_w$ )	13 mm
Longitud libre del resorte ( $L_f$ )	340 mm
Longitud instalada del resorte ( $L_i$ )	307 mm
Deflexión requerida para aflojar la tuerca ( $f$ )	100 mm
Velocidad de ascenso del plato opresor inferior	50 mm/s

Partiendo de estos parámetros y tomando en cuenta que la velocidad de ascenso del pistón hidráulico es constante, se calcula el tiempo ( $t$ ) necesario para deflexionar el resorte la longitud requerida.

$$t = \frac{e}{V}$$

$$t = \frac{100 \text{ mm}}{50 \text{ mm/s}} = 2 \text{ s}$$

Donde:

$e$  = distancia que asciende el plato opresor inferior = deflexión

$V$  = velocidad de ascenso del plato opresor inferior

## 2.3.- MODELADO Y ENSAMBLAJE COMPUTACIONAL DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

Utilizando el paquete SolidWorks, el cual es un programa de diseño asistido por computadora que utiliza el Método de Elemento Finito (FEM), modelamos las diferentes piezas que componen el compresor hidráulico de espirales de amortiguador para su posterior ensamblaje, análisis y simulación. A partir de los análisis y simulaciones obtendremos resultados que nos permitirán lograr un diseño seguro y eficiente de dicha maquina.

Mediante la aplicación de los diferentes comandos para croquizar y para editar operaciones de sólidos, disponibles en Solidworks, procedemos a modelar computacionalmente en 3D los principales elementos del compresor hidráulico de espirales de amortiguador como e muestra en las figuras: 2.3, 2.4, 2.5, 2.6.

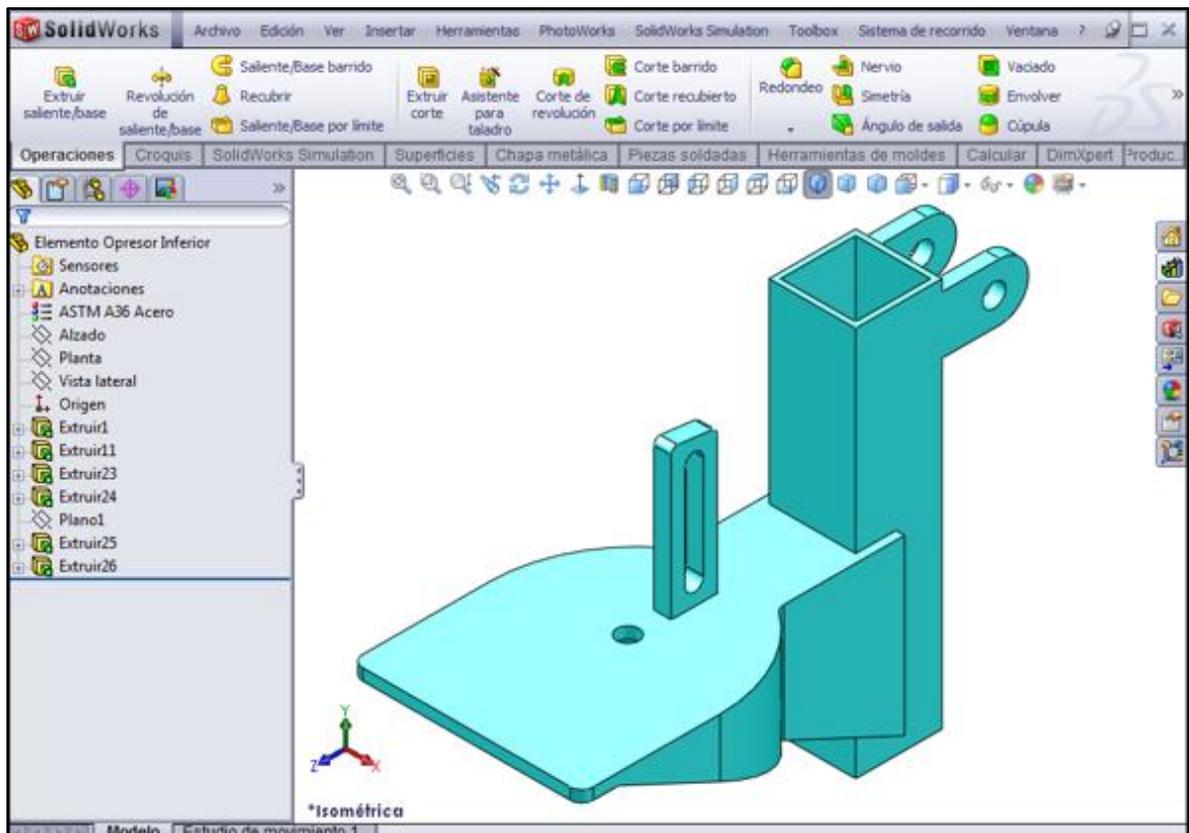


Figura 2.3 Modelo en SolidWorks del elemento opresor inferior

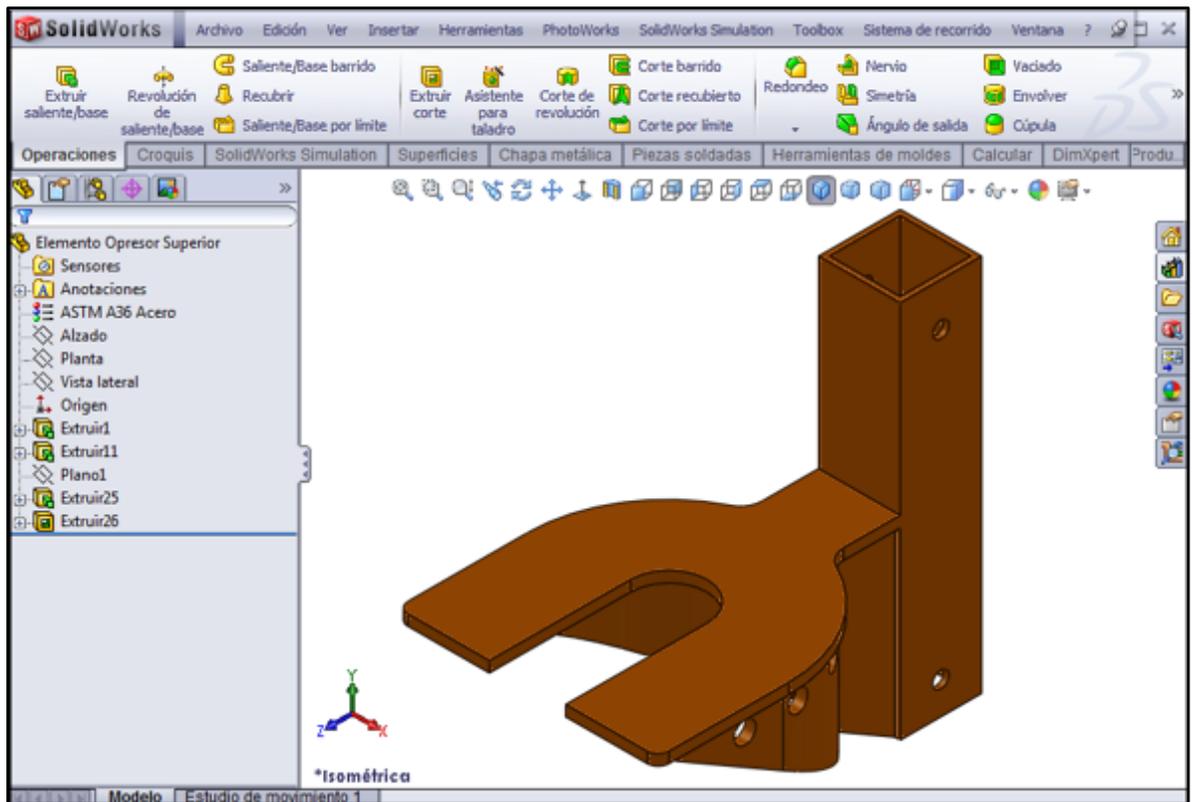


Figura 2.4 Modelo en SolidWorks del elemento opresor superior

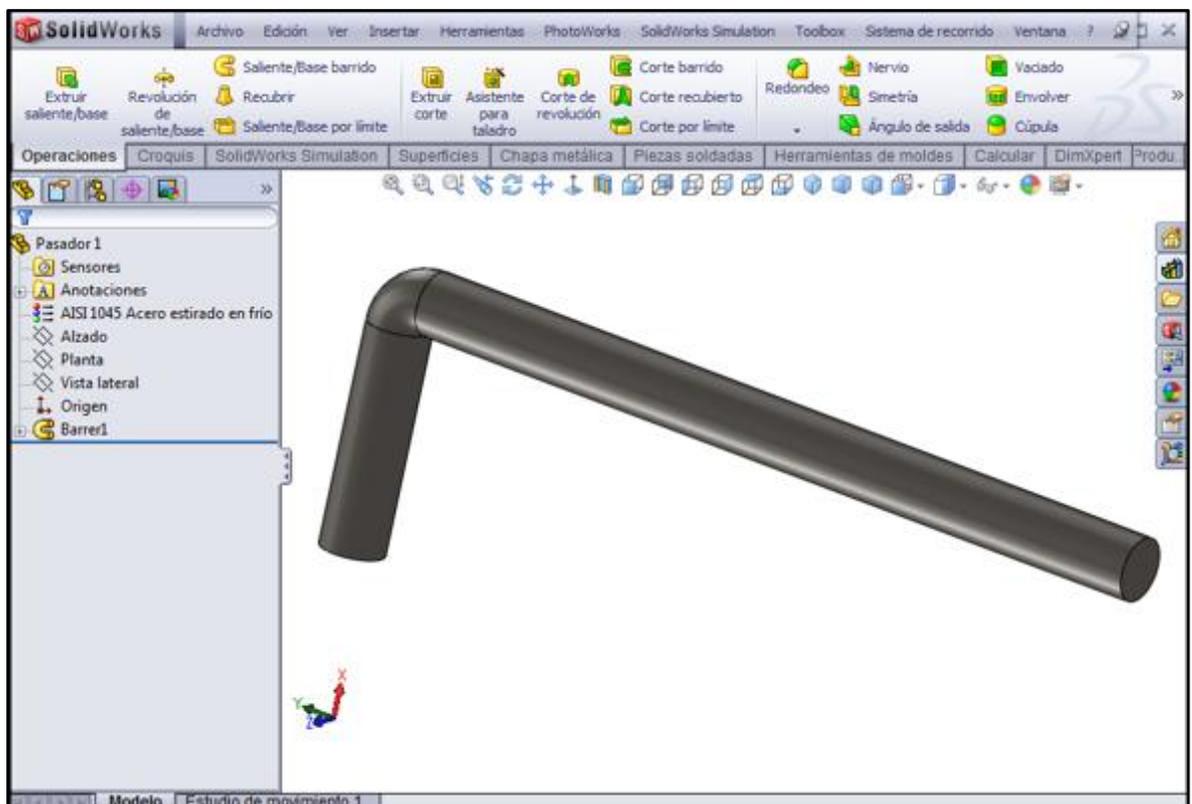


Figura 2.5 Modelo del pasador del elemento opresor superior - estructura

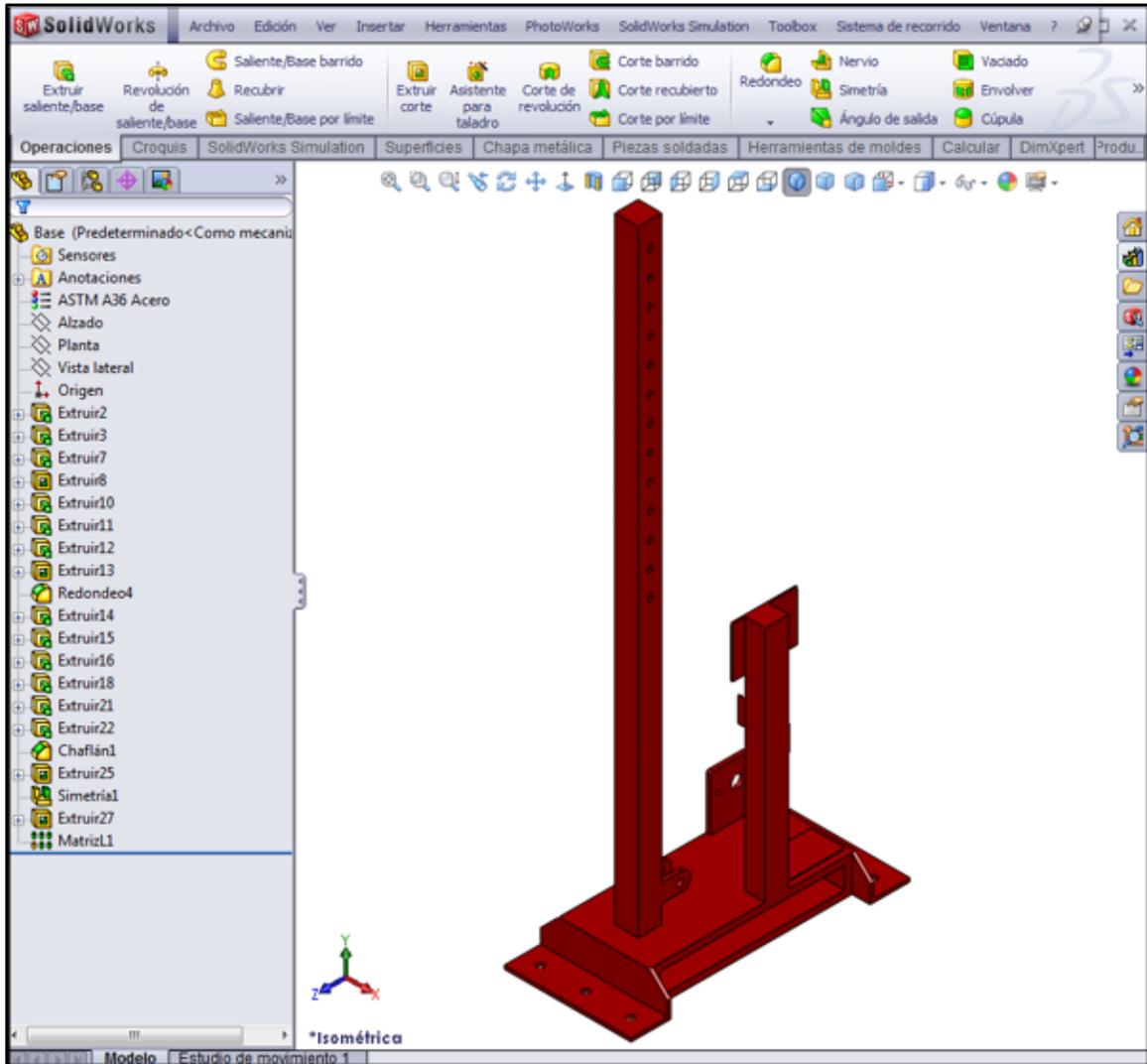


Figura 2.6 Modelo de la estructura base

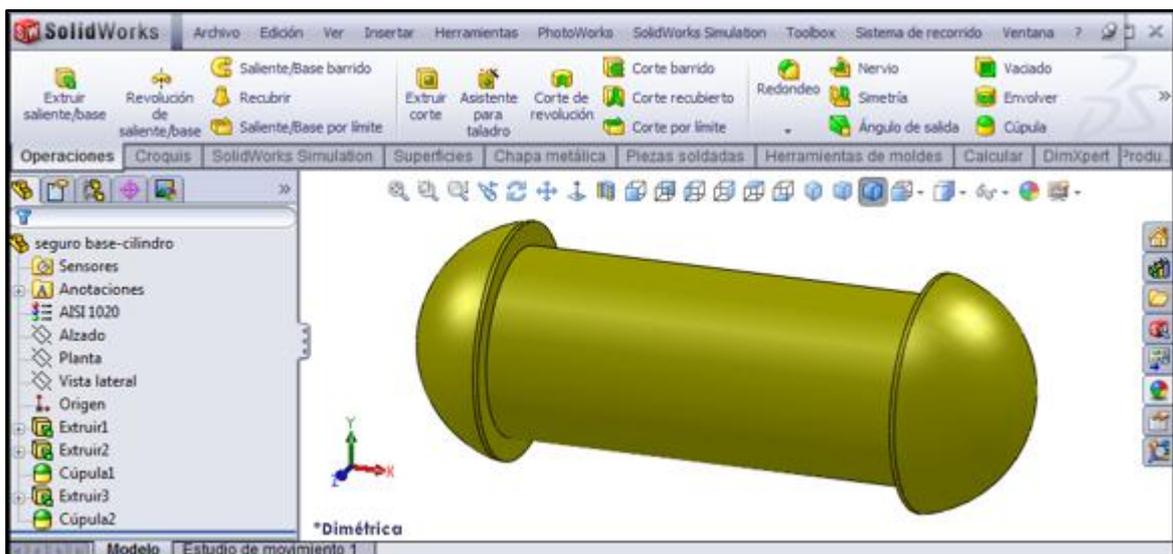


Figura 2.7 Modelo de los pines de sujeción

Para propósitos de la simulación de movimiento y para tomar en cuenta las cargas que estos generan, se modelaron también los componentes del circuito hidráulico que se muestran a continuación:

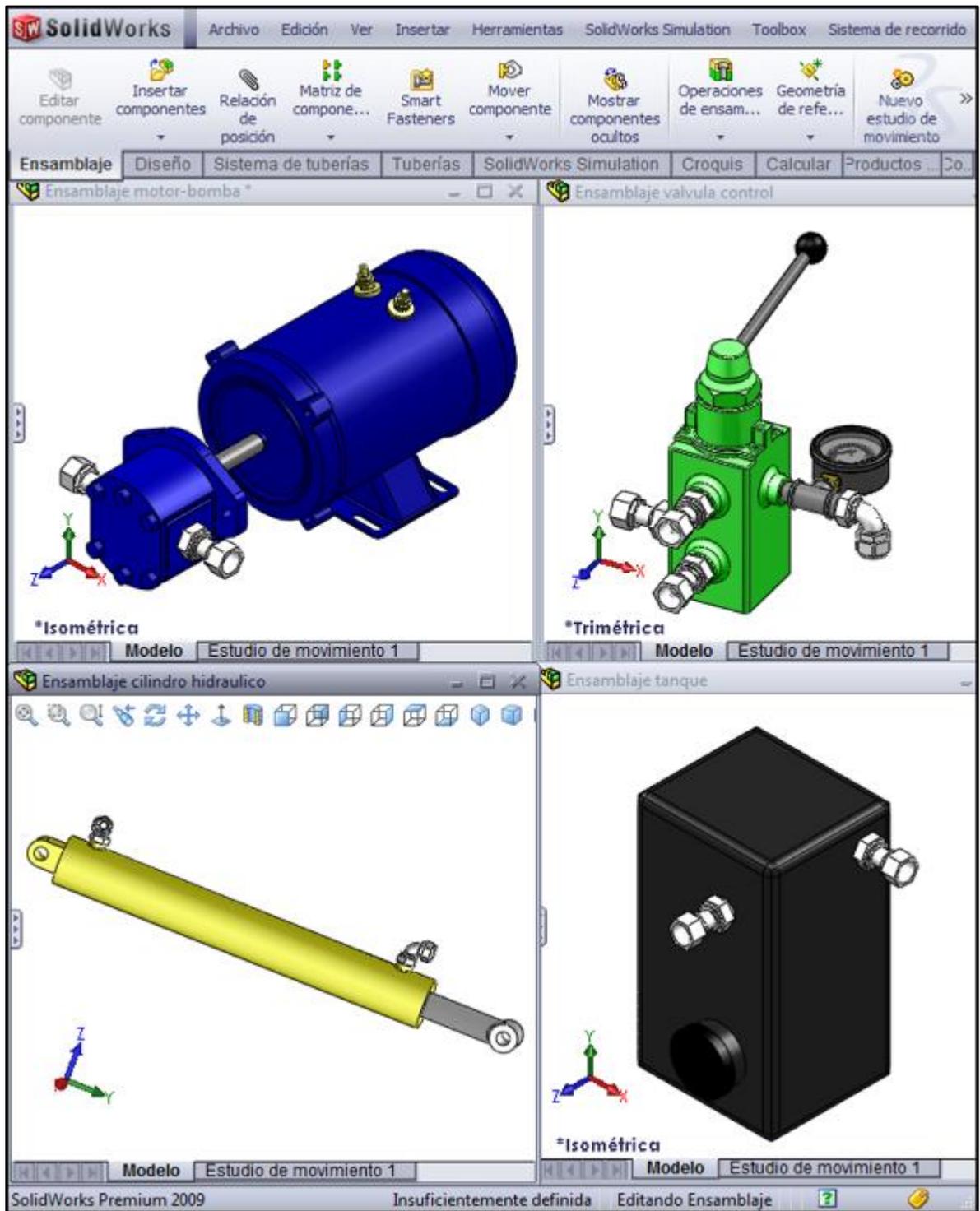


Figura 2.8 Modelo de los componentes del circuito hidráulico

Una vez modelado los diferentes componentes del compresor hidráulico de espirales de amortiguador, procedemos a ensamblar dichos componentes en SolidWorks mediante relaciones de posición que nos permitan posteriormente simular y calcular su movimiento real.

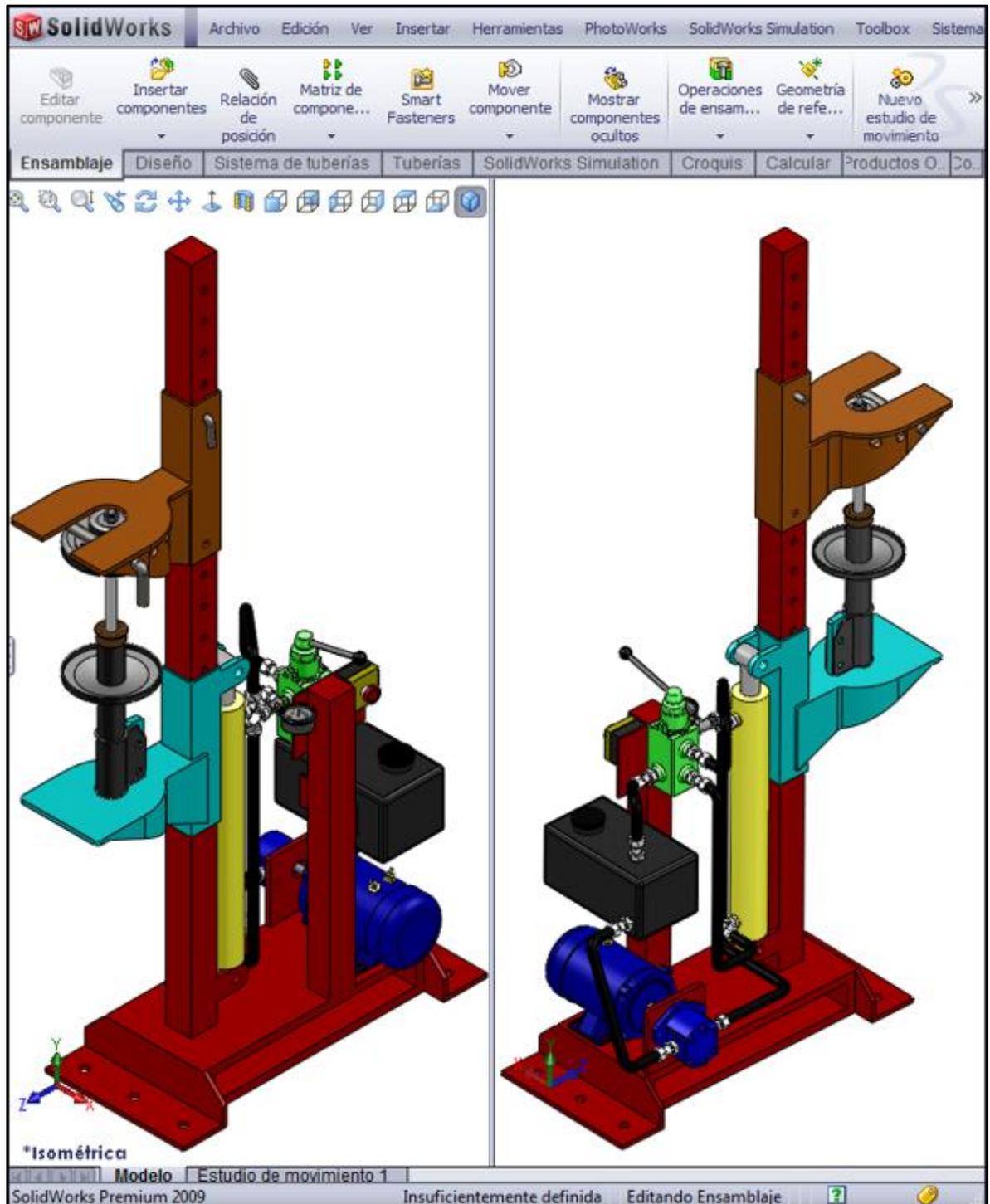


Figura 2.9 Ensamblaje del compresor hidráulico de espirales de amortiguador

## 2.4.- ANÁLISIS DE MOVIMIENTO DE LA MÁQUINA

A fin de obtener los resultados de la geometría de movimiento, así como las fuerzas y reacciones que se generan en los diferentes componentes y soportes del compresor hidráulico de espirales de amortiguador, se ejecutará su análisis y simulación de movimiento en SolidWorks Motion.

Partiendo del ensamblaje de la máquina, generamos un estudio de análisis de movimiento en SolidWorks Motion para luego proceder a la asignación de las características del resorte del amortiguador y la configuración de la velocidad de ascenso del pistón del cilindro hidráulico, tal como se muestra en la figura 2.10.

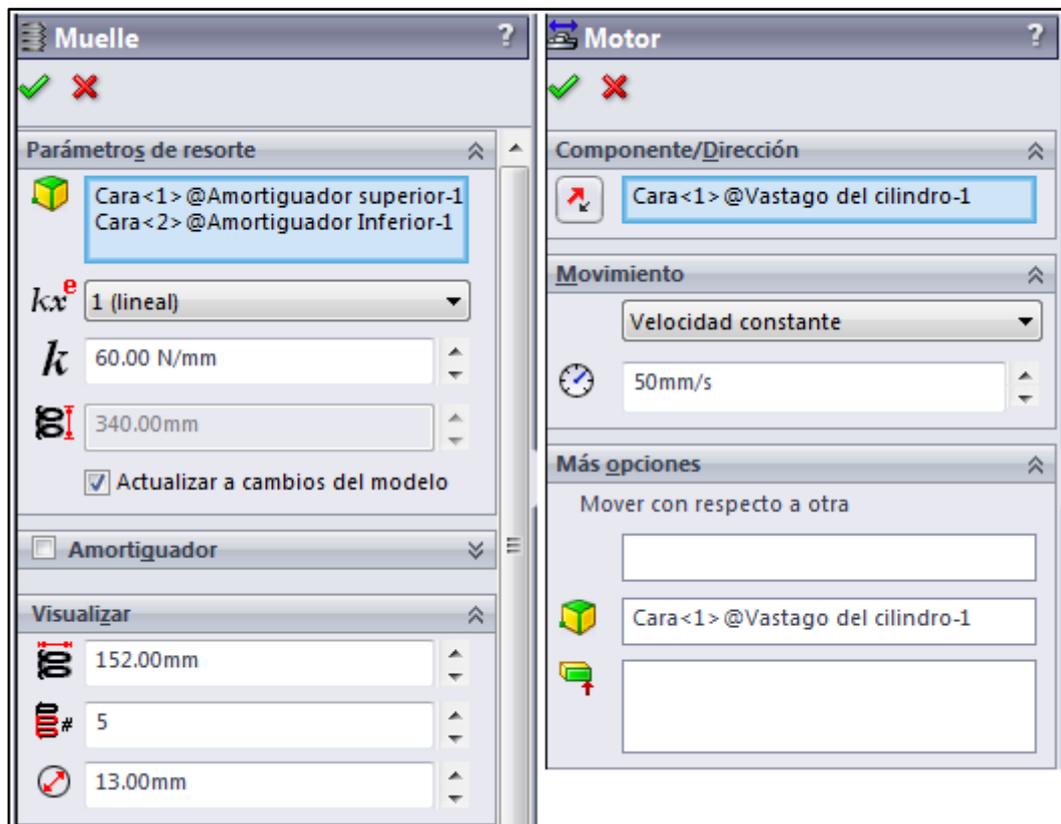


Figura 2.10 Configuración: a) Resorte del amortiguador  
b) Velocidad del pistón hidráulico

A continuación ejecutamos el análisis de movimiento para calcular los resultados y generar las curvas de magnitud de la fuerza en el pistón del cilindro hidráulico, magnitud de la fuerza en el resorte del amortiguador y consumo de

energía del pistón hidráulico (figura 2.11) para su posterior utilización en el análisis de esfuerzos y diseño del circuito hidráulico de la máquina.

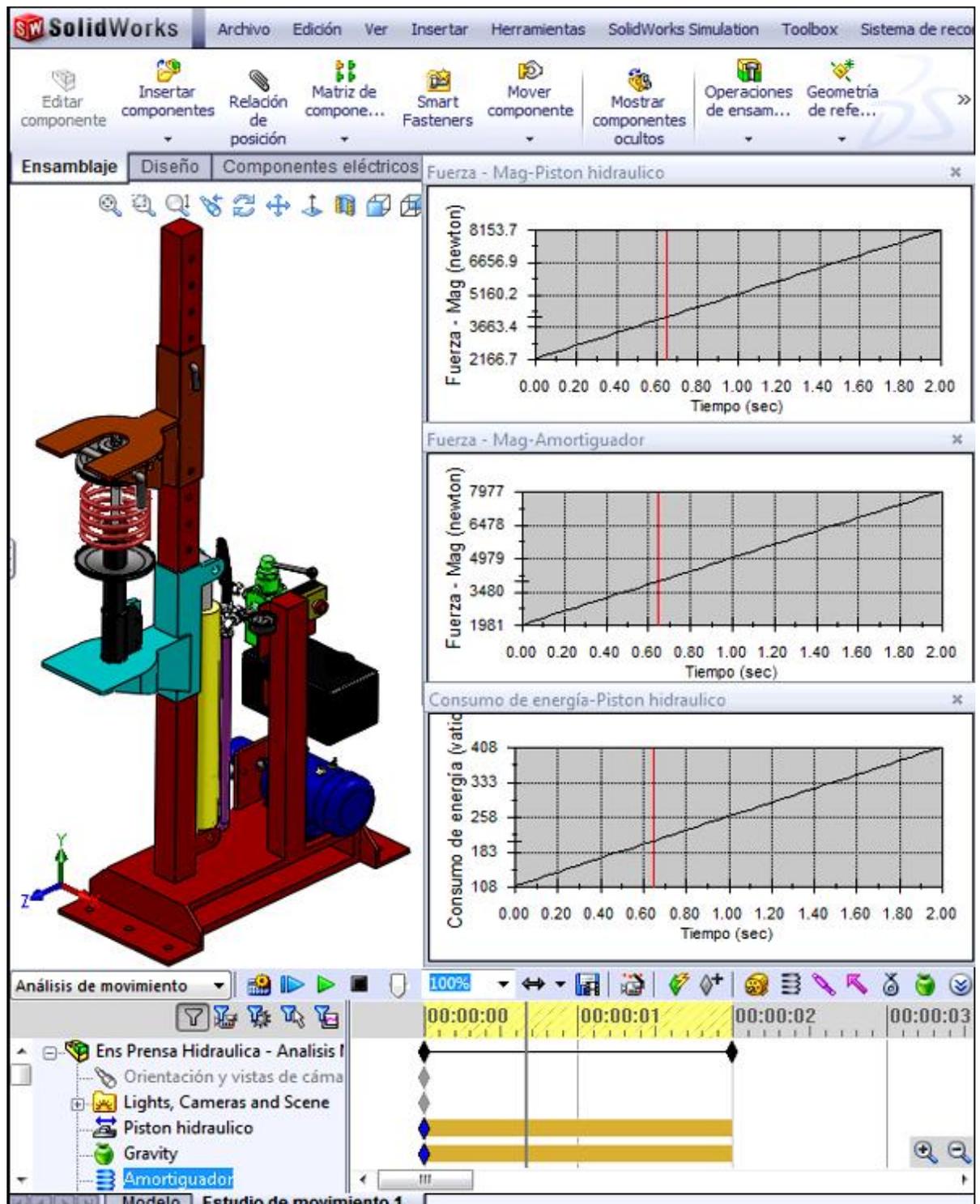


Figura 2.11 Ejecución del análisis de movimiento y generación de varias curvas de resultados

## 2.5.- DISEÑO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS DEL COMPRESOR DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR

Una vez ejecutado el análisis movimiento el programa calcula todas las fuerzas y reacciones que se producen en los diferentes componentes de la máquina y estos resultados son importados (figura 2.12) al programa SolidWorks Simulation para utilizarlas en los estudios de análisis de esfuerzos y posteriormente determinar si dichos componentes resisten o no los esfuerzos a los que están sometidos.

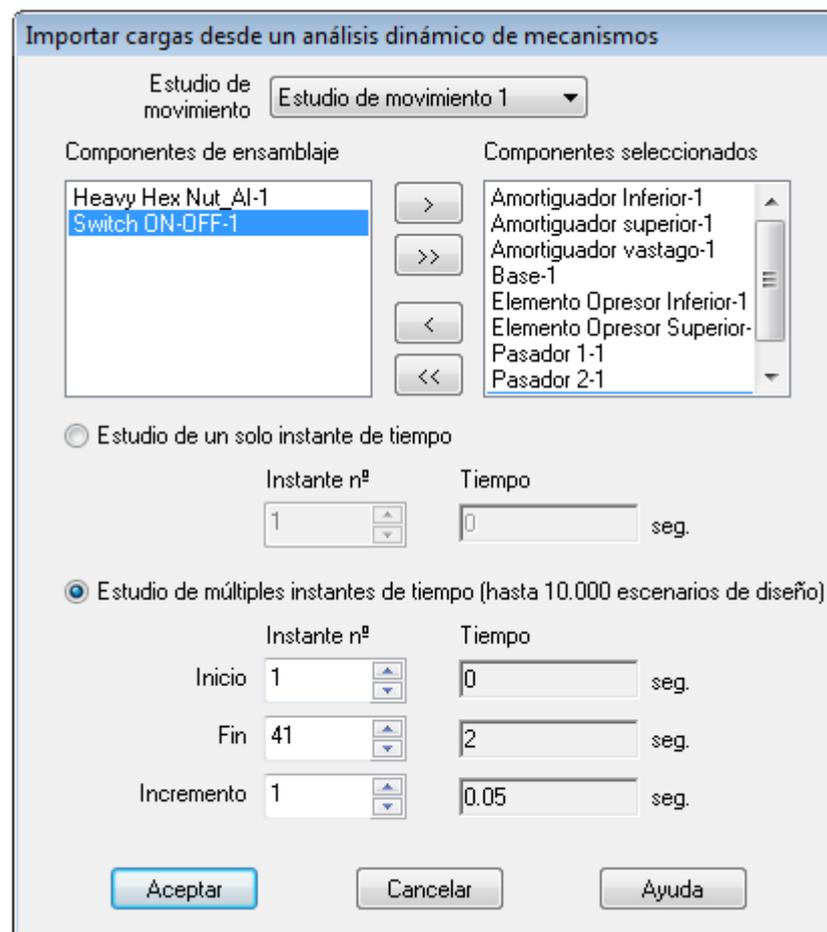


Figura 2.12 Ventana para la importación de cargas desde el análisis de movimiento

Luego de importar las cargas desde el análisis de movimiento se procedió a realizar los estudios de análisis de esfuerzos de los diferentes componentes del sistema de frenos y sus resultados se presentan a continuación.

### 2.5.1.- DISEÑO DEL ELEMENTO OPRESOR INFERIOR

El elemento opresor inferior es una uñeta fabricada con acero estructural ASTM A 36 (tabla 2.2) que sostiene la base inferior del amortiguador y se mueve hacia arriba empujado por el pistón hidráulico, comprimiendo el resorte del amortiguador, por lo tanto debe soportar la fuerza que este genera.

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Elemento Opresor Inferior-DIS	[SW]ASTM A36 Acero	11.9677 kg	0.00152455 m <sup>3</sup>

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2e+011	N/m <sup>2</sup>	Constante
Coefficiente de Poisson	0.26	NA	Constante
Módulo cortante	7.93e+010	N/m <sup>2</sup>	Constante
Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>	Constante
Límite de tracción	4e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Límite elástico	2.5e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante

Tabla 2.2 Propiedades del elemento opresor inferior

Una vez restringido el modelo y asignadas las cargas que soporta, se malla y se ejecuta el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

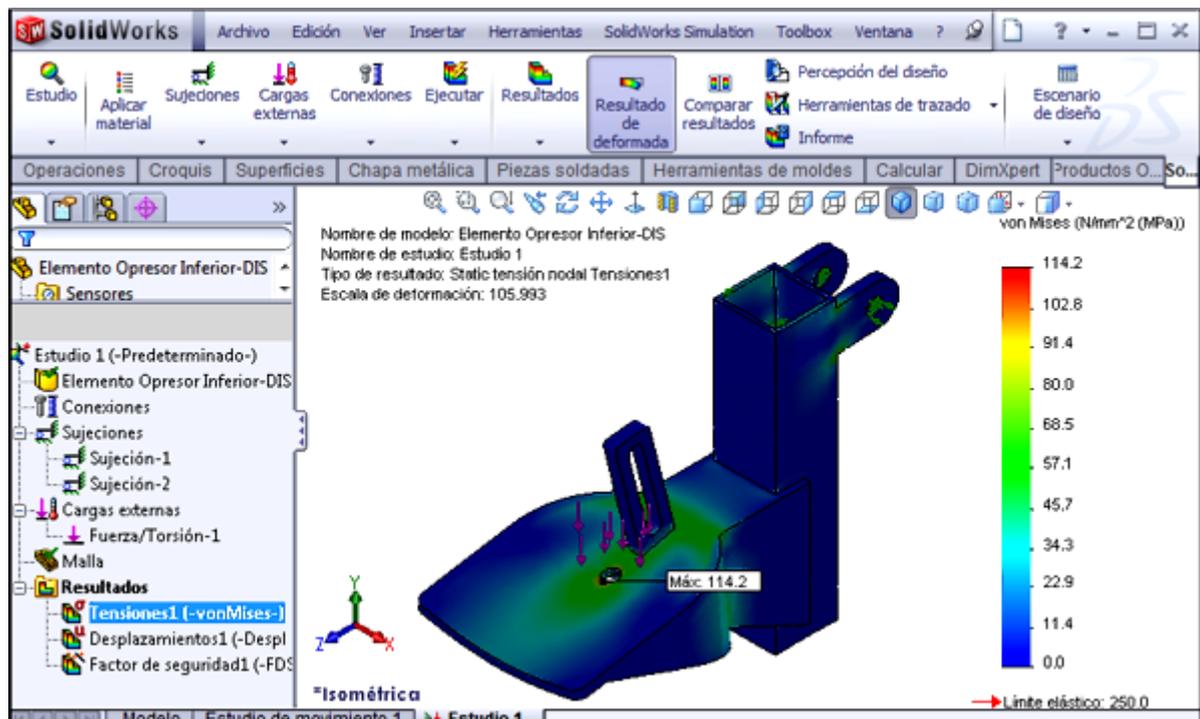


Figura 2.13 Tensión de Von Mises en el elemento opresor inferior

En la figura 2.13 se observa que la máxima tensión de Von Mises es de 114.2 MPa y se produce en el centro del elemento, sin embargo, esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 250 MPa, por lo tanto el elemento resiste la tensión máxima.

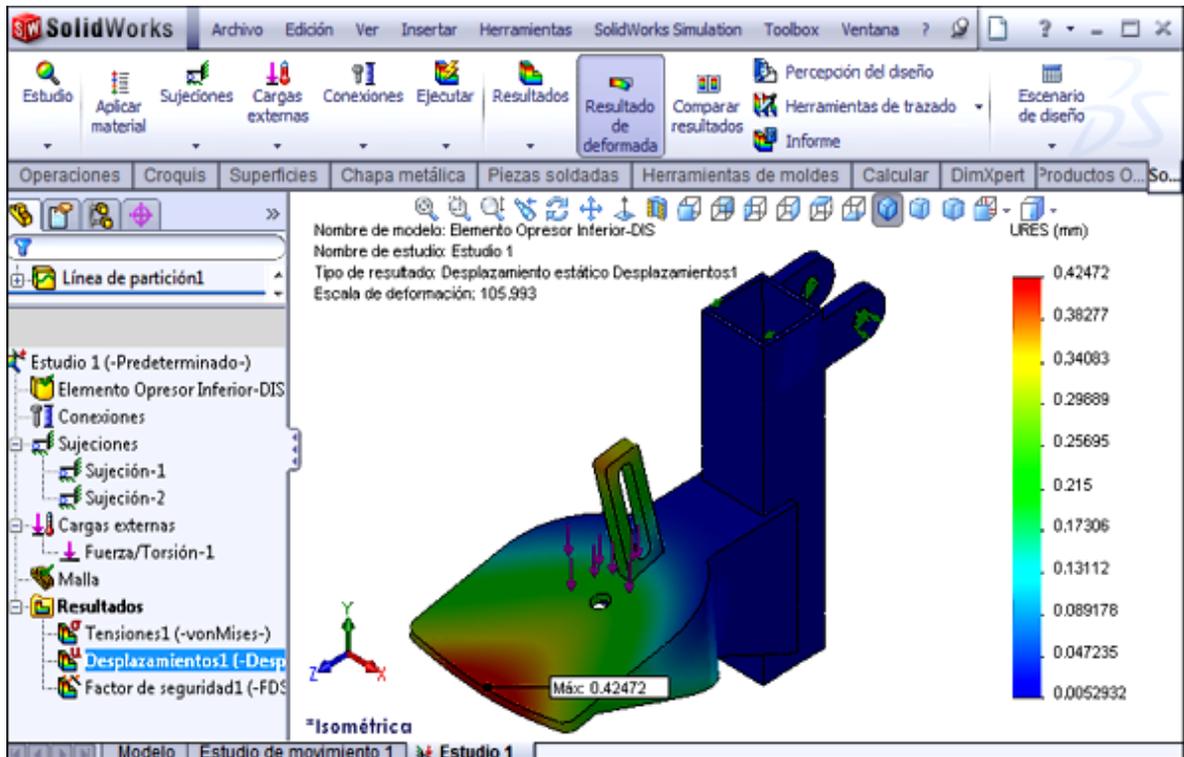


Figura 2.14 Desplazamientos resultantes en el elemento opressor inferior

Al analizar la figura 2.14 se observa que el desplazamiento máximo ocurre en el extremo exterior de la uñeta y su valor es de 0.425 mm por lo que se considera que no afecta el funcionamiento normal de la máquina.

Con respecto al factor de seguridad, en la figura 2.15 se muestra su distribución y se observa que las partes críticas son el centro de la uñeta y las orejas que conectan con el pistón hidráulico, sin embargo, su valor mínimo es de 2.19, por lo que se concluye que el diseño es seguro.

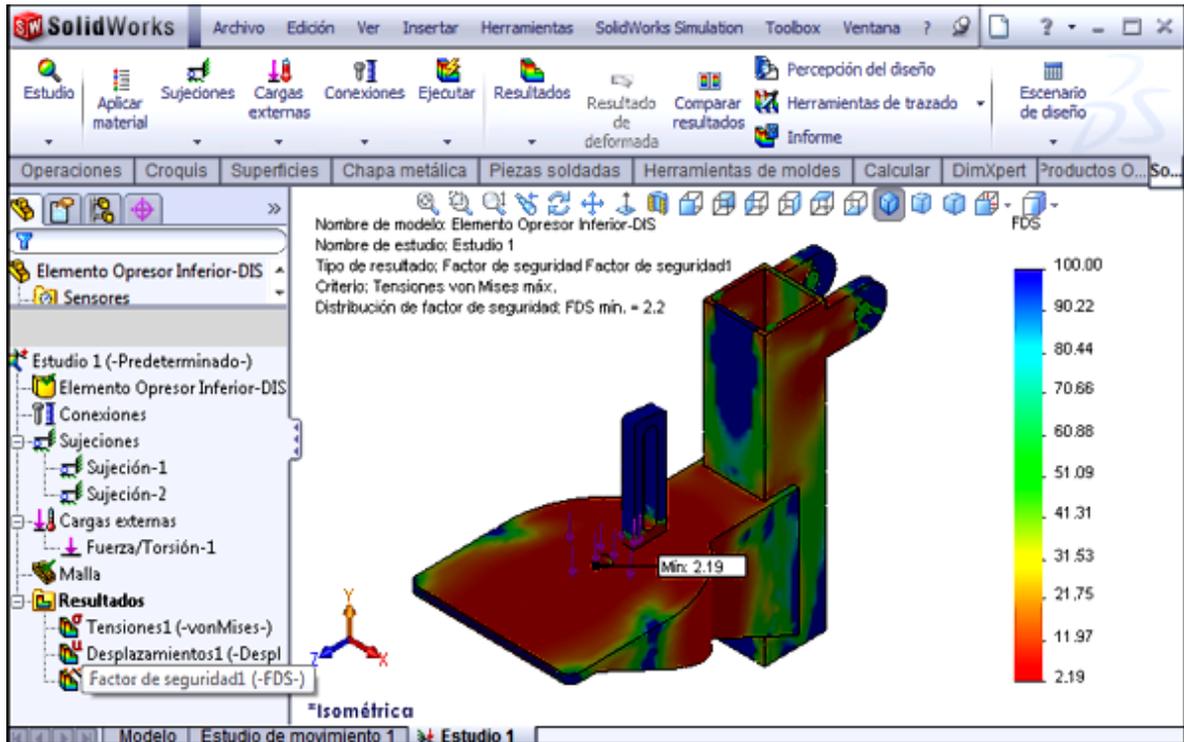


Figura 2.15 Distribución del factor de seguridad en el elemento opresor inferior

### 2.5.2.- DISEÑO DEL ELEMENTO OPRESOR SUPERIOR

El elemento opresor superior es una uñeta fabricada con acero estructural ASTM A 36 (tabla 2.3) que se mantiene fija mediante un pasador y soporta la tapa de fijación del amortiguador, comprimiendo el resorte de este y por lo tanto debe soportar la fuerza que este genera.

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Elemento Opresor Superior-DIS	[SW]ASTM A36 Acero	11.7772 kg	0.00150029 m <sup>3</sup>
Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor	
Módulo elástico	2e+011	N/m <sup>2</sup>	Constante	
Coefficiente de Poisson	0.26	NA	Constante	
Módulo cortante	7.93e+010	N/m <sup>2</sup>	Constante	
Densidad	7850	kg/m <sup>3</sup>	Constante	
Límite de tracción	4e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante	
Límite elástico	2.5e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante	

Tabla 2.3 Propiedades del elemento opresor superior

Restringido el elemento y asignadas las cargas que soporta, se malla y se ejecuta el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

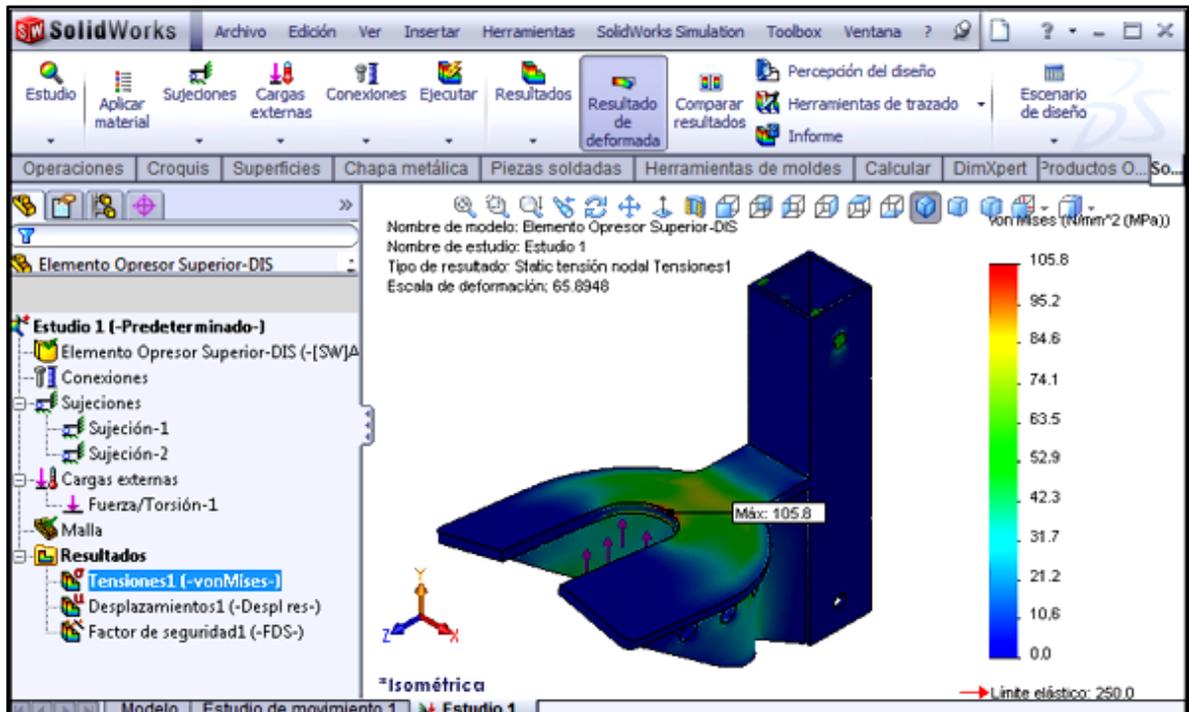


Figura 2.16 Tensión de Von Mises en el elemento opresor superior

En la figura 2.16 se observa que la máxima tensión de Von Mises es de 105.8 MPa y se produce en el centro de la ranura del elemento, sin embargo, esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 250 MPa, por lo tanto el elemento resiste la tensión máxima a la que está sometido.

De la figura 2.17 se determina que el desplazamiento máximo ocurre en el extremo exterior de la uñeta y su valor es de 0.577 mm por lo que se considera que no afecta el funcionamiento normal de la máquina.

Con respecto al factor de seguridad, en la figura 2.18 se muestra su distribución y se observa que las partes críticas son el centro de la uñeta alrededor de la ranura, sin embargo, su valor mínimo es de 2.36, por lo que se concluye que el diseño es seguro.

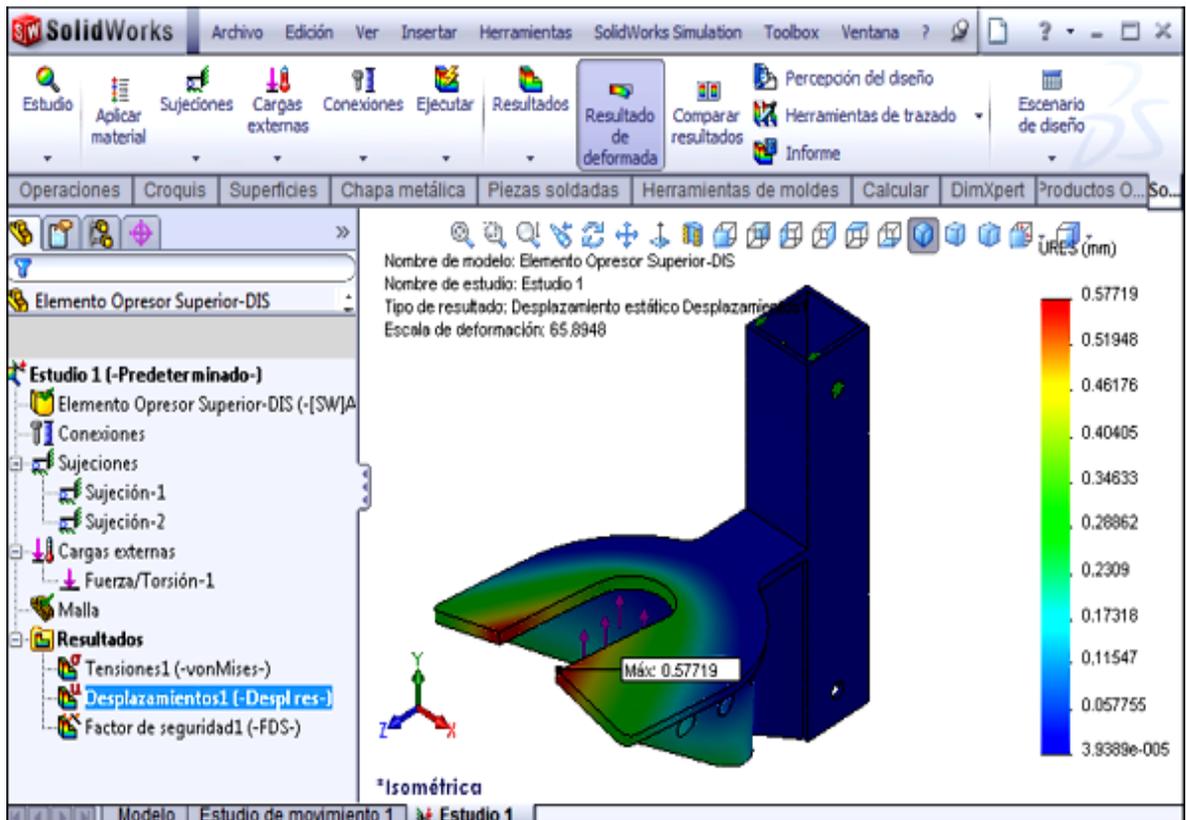


Figura 2.17 Desplazamientos resultantes en el elemento opresor superior

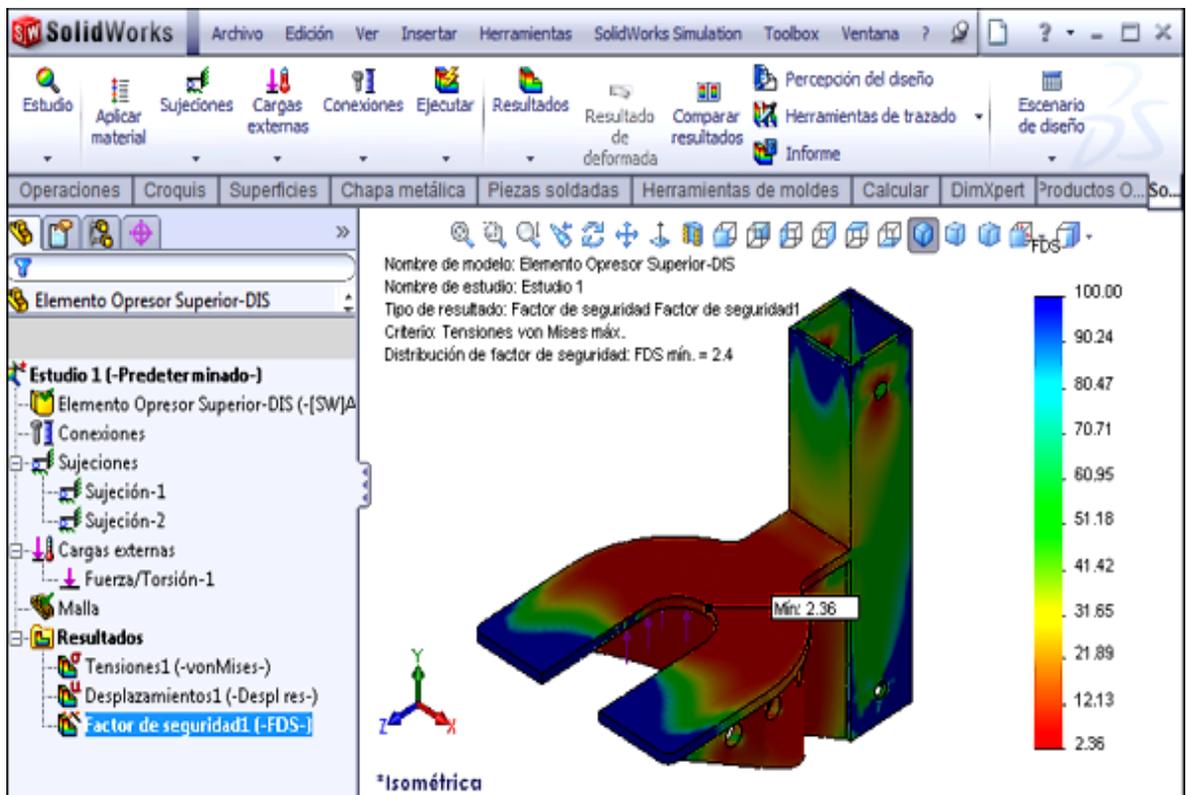


Figura 2.18 Distribución del factor de seguridad en el elemento opresor superior

### 2.5.3.- DISEÑO DE LA ESTRUCTURA SOPORTE

La estructura soporte, como su nombre lo indica, soporta todos los elementos tanto mecánicos como hidráulicos del compresor de espirales de amortiguador. Está fabricada con tubo estructural cuadrado de 65x5 de acero estructural ASTM A 36 cuyas propiedades se muestran en la tabla 2.4

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Base-1	[SW]ASTM A36 Acero	84.6394 kg	0.0107821 m <sup>3</sup>
2	Elemento Opresor Inferior-1	[SW]ASTM A36 Acero	11.9677 kg	0.00152455 m <sup>3</sup>
3	Elemento Opresor Superior-1	[SW]ASTM A36 Acero	11.7772 kg	0.00150029 m <sup>3</sup>
4	Pasador 1-1	[SW]AISI 1045 Acero estirado en frío	0.827906 kg	0.000105466 m <sup>3</sup>
5	Pasador 2-1	[SW]AISI 1045 Acero estirado en frío	0.229872 kg	2.9283e-005 m <sup>3</sup>
<b>Nombre de material:</b>		[SW]ASTM A36 Acero		
<b>Nombre de propiedad</b>		<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>	<b>Tipo de valor</b>
Módulo elástico		2e+011	N/m <sup>2</sup>	Constante
Coeficiente de Poisson		0.26	NA	Constante
Módulo cortante		7.93e+010	N/m <sup>2</sup>	Constante
Densidad		7850	kg/m <sup>3</sup>	Constante
Límite de tracción		4e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Límite elástico		2.5e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
<b>Nombre de material:</b>		[SW]AISI 1045 Acero estirado en frío		
<b>Nombre de propiedad</b>		<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>	<b>Tipo de valor</b>
Módulo elástico		2.05e+011	N/m <sup>2</sup>	Constante
Coeficiente de Poisson		0.29	NA	Constante
Módulo cortante		8e+010	N/m <sup>2</sup>	Constante
Densidad		7850	kg/m <sup>3</sup>	Constante
Límite de tracción		6.25e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Límite elástico		5.3e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Coeficiente de dilatación térmica		1.2e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica		49.8	W/(m.K)	Constante
Calor específico		486	J/(kg.K)	Constante

Tabla 2.4 Propiedades de la estructura soporte

Para garantizar un preciso transporte de las cargas desde los elementos opresores y desde el cilindro hidráulico hacia la estructura, se incluyeron estos así como el pasador que fija el elemento opresor superior a la estructura en el análisis de esfuerzos.

Utilizando las cargas dinámicas generadas en el análisis de movimiento de la máquina y exportadas al SolidWorks Simulation, y ejecutando el análisis de esfuerzos, se obtienen los siguientes resultados:

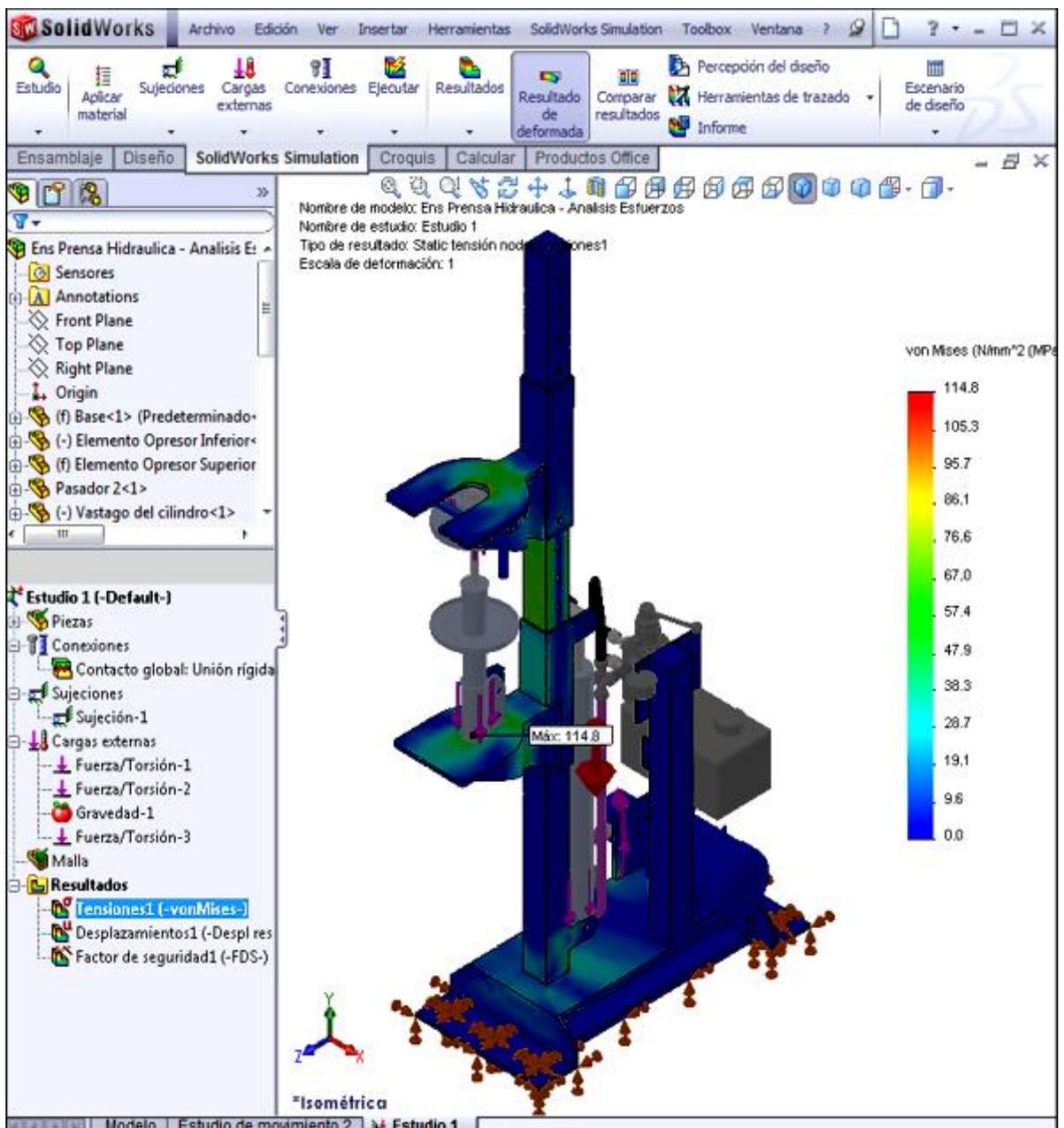


Figura 2.19 Tensión de Von Mises en la estructura soporte

Al analizar la figura 2.19 se observa que la máxima tensión de Von Mises es de 114.8 MPa y no se produce en la estructura soporte sino en el centro del elemento opresor inferior y esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 250 MPa, por lo tanto la estructura resiste la tensión máxima a la que está sometido.

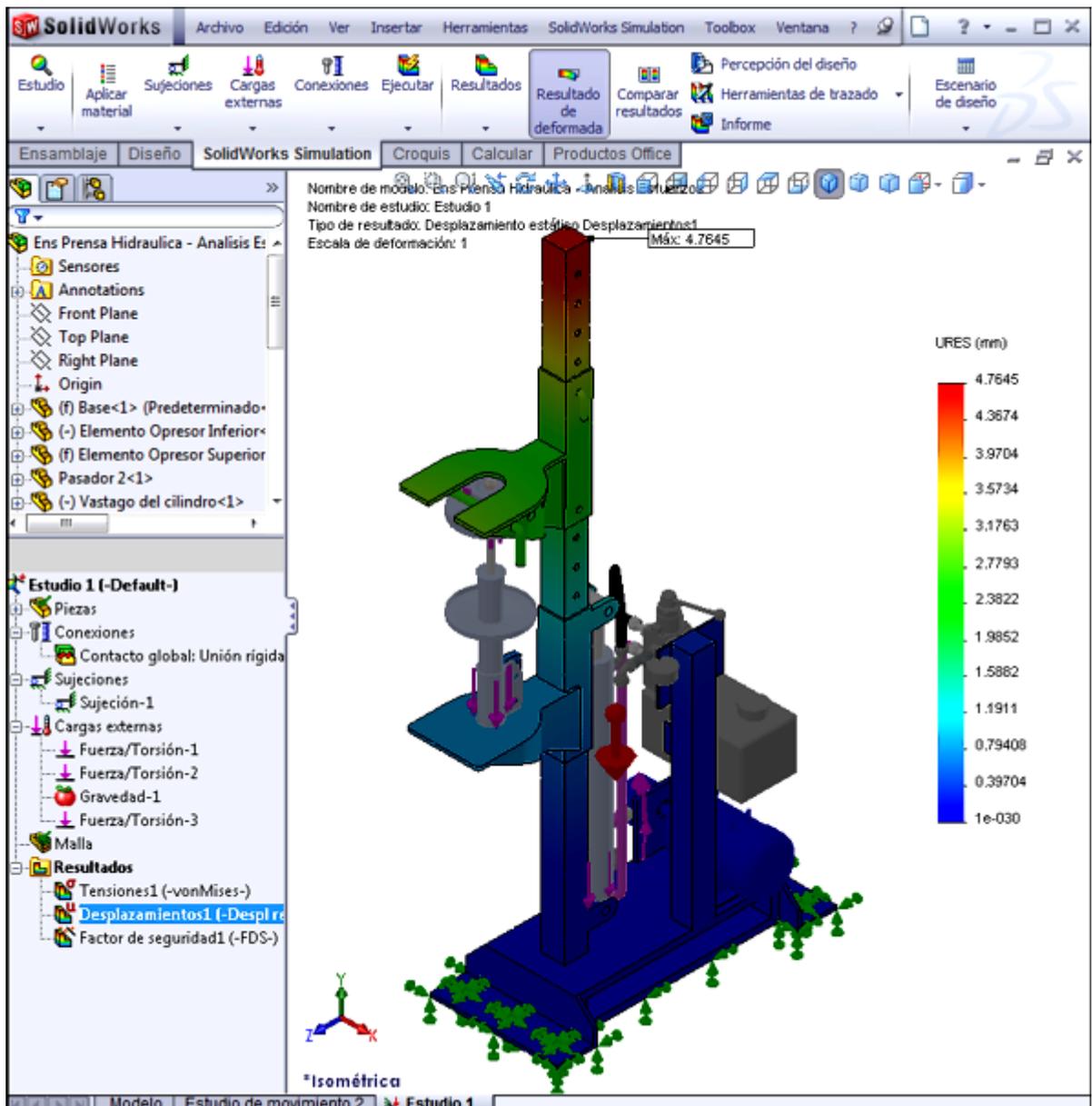


Figura 2.20 Desplazamientos resultantes en la estructura soporte

En la figura 2.20 se observa que el desplazamiento máximo ocurre en el extremo superior de la estructura y si bien su valor es de 4.765 mm no afecta el

funcionamiento normal de la máquina, ya que su valor relativamente alto es debido a la altura de la estructura, mientras que el desplazamiento entre los dos elementos opresores es mucho menor (alrededor de 1.2 mm).

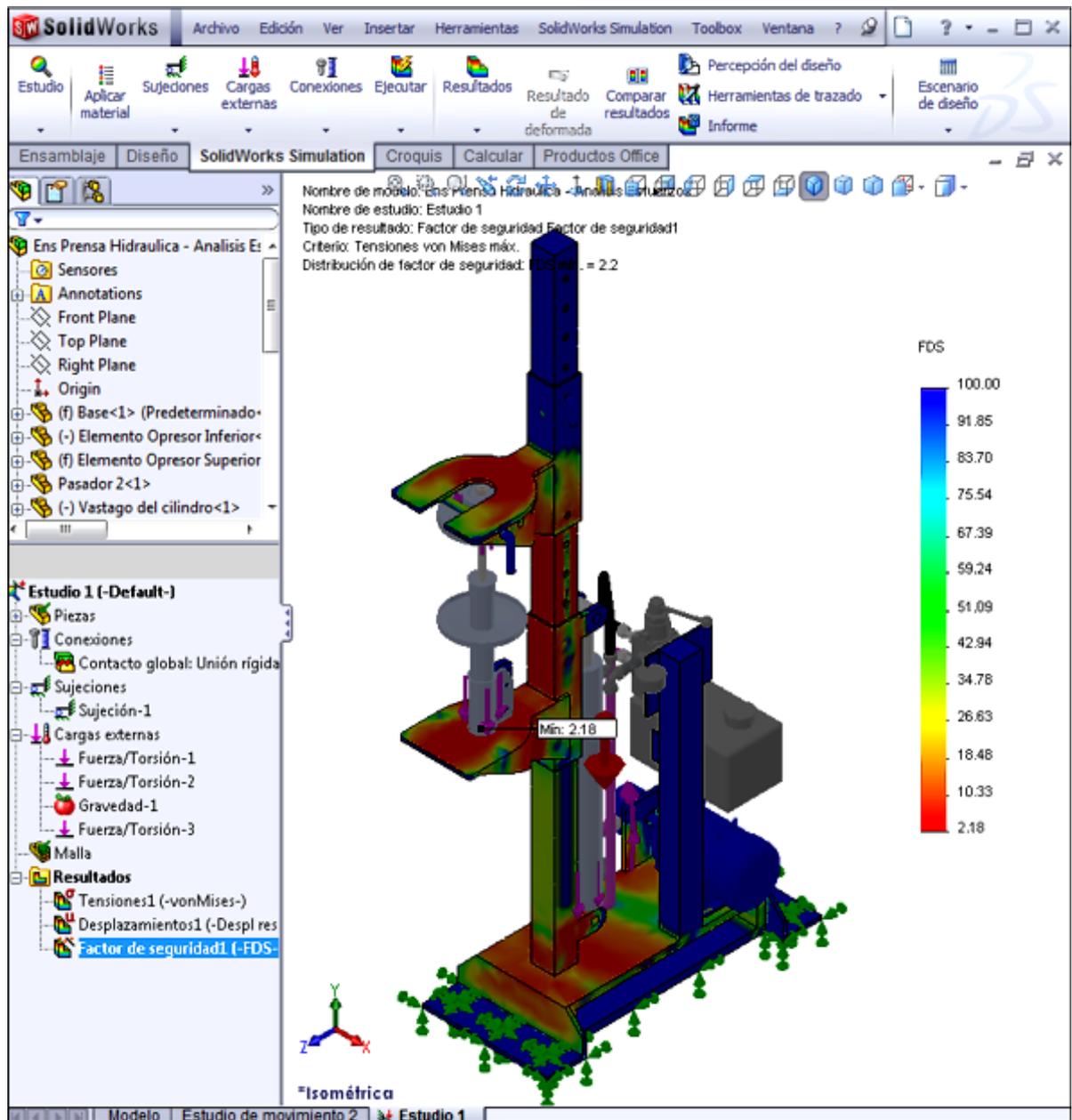


Figura 2.21 Distribución del factor de seguridad en la estructura soporte

Con respecto a la distribución del factor de seguridad, en la figura 2.21 se observa que la zona crítica es entre los dos elementos opresores, sin embargo, ya que su valor mínimo es de 2.18, se concluye que su diseño es seguro.

## 2.5.4.- DISEÑO DE PASADORES Y PINES

En primer lugar diseñamos el pin inferior que sujeta el cilindro hidráulico a la estructura soporte, el mismo que está fabricado con acero AISI 1020 y debe resistir la fuerza máxima que genera el cilindro hidráulico (8153.7 N).

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	seguro base-cilindro	<a href="#">[SW]AISI 1020 Acero laminado en frío</a>	0.199065 kg	2.52941e-005 m <sup>3</sup>
Nombre de propiedad		Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico		2.05e+011	N/m <sup>2</sup>	Constante
Coeficiente de Poisson		0.29	NA	Constante
Módulo cortante		8e+010	N/m <sup>2</sup>	Constante
Densidad		7870	kg/m <sup>3</sup>	Constante
Limite de tracción		4.2e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Limite elástico		3.5e+008	N/m <sup>2</sup>	Constante
Coeficiente de dilatación térmica		1.2e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica		51.9	W/(m.K)	Constante
Calor específico		486	J/(kg.K)	Constante

Tabla 2.5 Propiedades del pin de soporte cilindro hidráulico - estructura

Una vez restringido el modelo del pin y asignadas las cargas que soporta, se malla y se ejecuta el análisis de esfuerzos, obteniéndose los siguientes resultados:

Al analizar la figura 2.22 de la distribución del esfuerzo de Von Mises se determina que el valor máximo es de 71.5 MPa y se produce por el efecto de corte que provoca el cilindro hidráulico y las orejas de la estructura soporte, no obstante, esta tensión es menor que el límite de fluencia del material de 350 MPa, por lo tanto el elemento resiste la tensión máxima a la que está sometido.

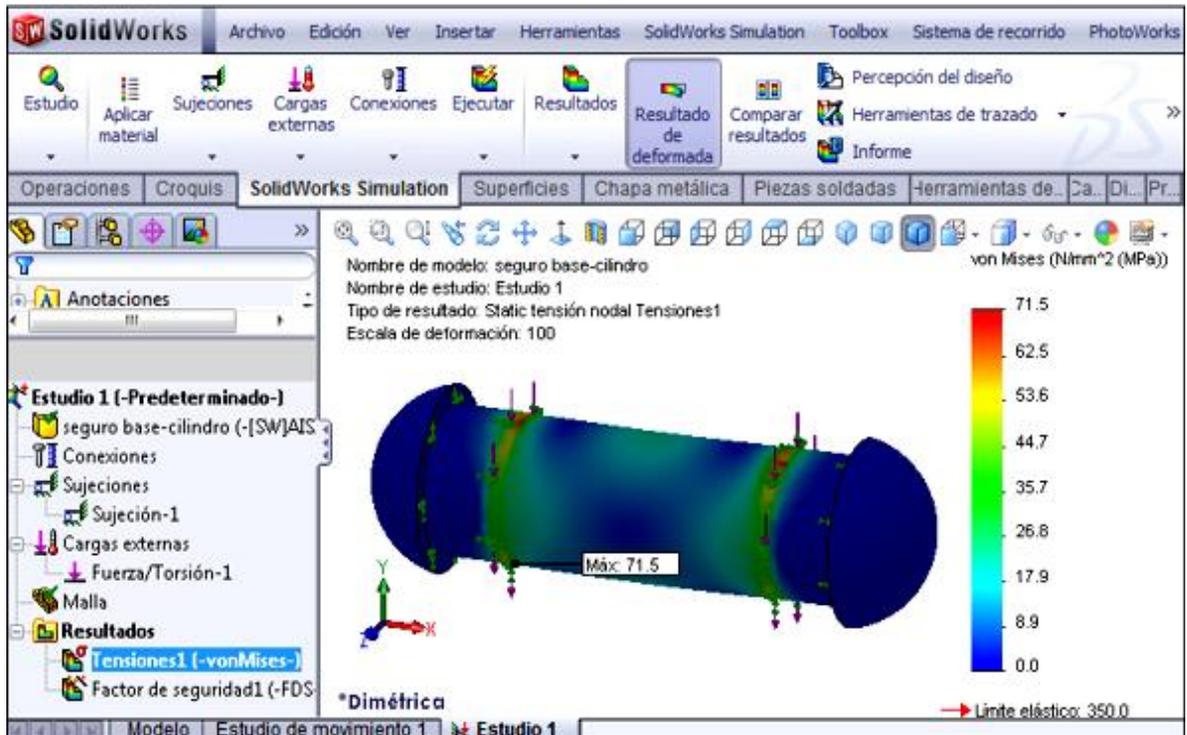


Figura 2.22 Tensión de Von Mises en el pin cilindro hidráulico - estructura

Con respecto a la distribución del factor de seguridad, de la figura 2.23 se concluye que el diseño es seguro, ya que el valor mínimo del factor de seguridad es de 4.90.

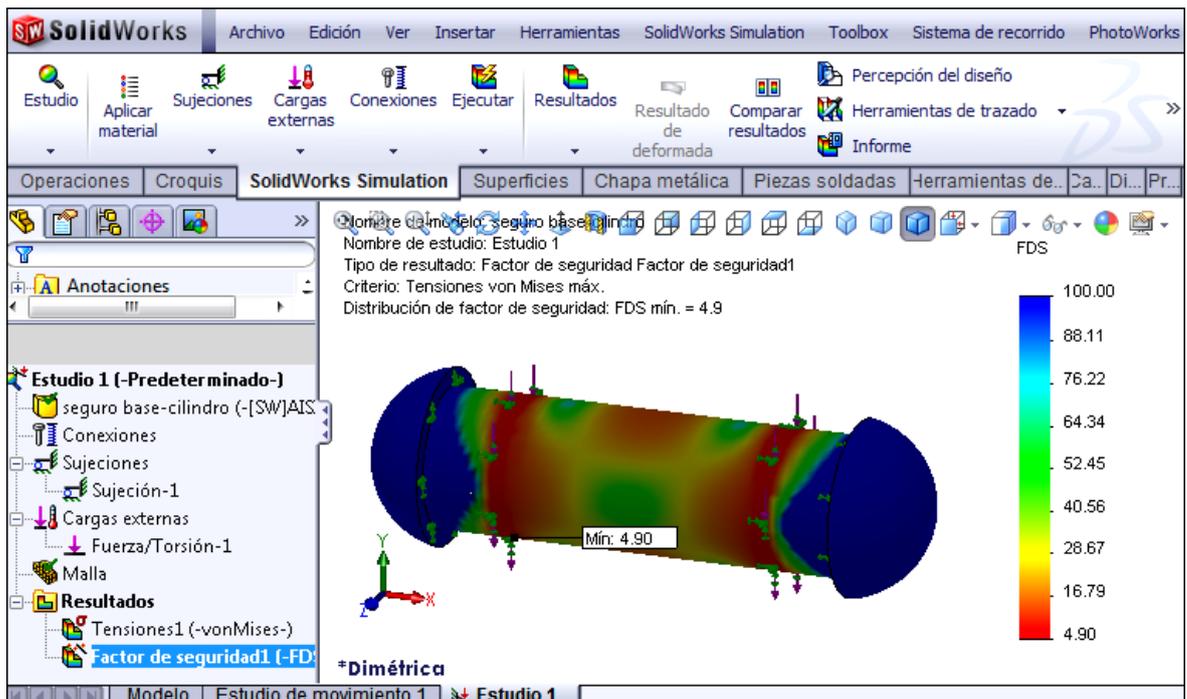


Figura 2.23 Distribución del factor de seguridad en el pin

A continuación diseñamos el pin que sujeta el vástago del cilindro hidráulico al elemento opresor inferior, el cual está fabricado con acero AISI 1020 y soporta la fuerza máxima que genera el cilindro hidráulico (8153.7 N).

Las propiedades de este pin y del material son semejantes a las del anterior.

Una vez asignadas las cargas que soporta y ejecutado el análisis de esfuerzos, obtenemos los siguientes resultados:

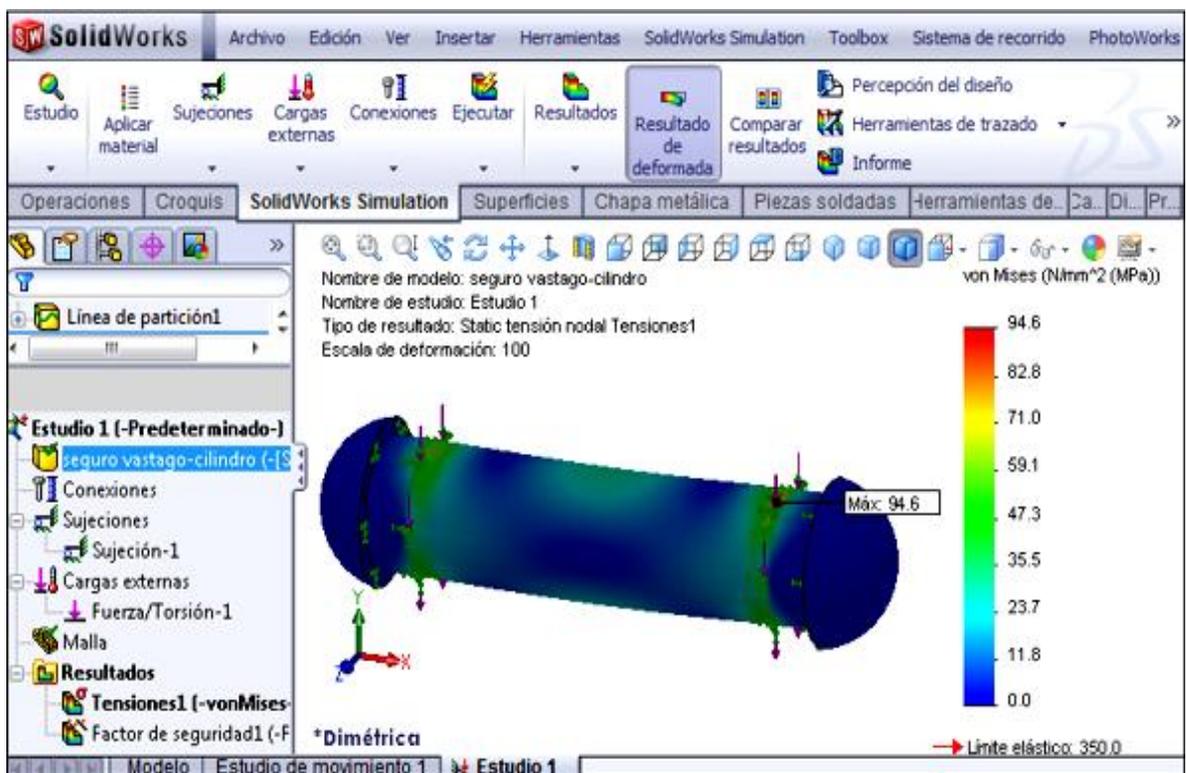


Figura 2.24 Tensión de Von Mises en el pin pitón hidráulico – elemento opresor

Al igual que en el pin que sujeta el cilindro hidráulico a la estructura soporte, en este pin el esfuerzo máximo se produce por efecto de la tensión de corte entre el vástago del cilindro y el elemento opresor. Su valor máximo de esfuerzo de Von Mises es 94.6 MPa, que es menor que el límite de fluencia del material.

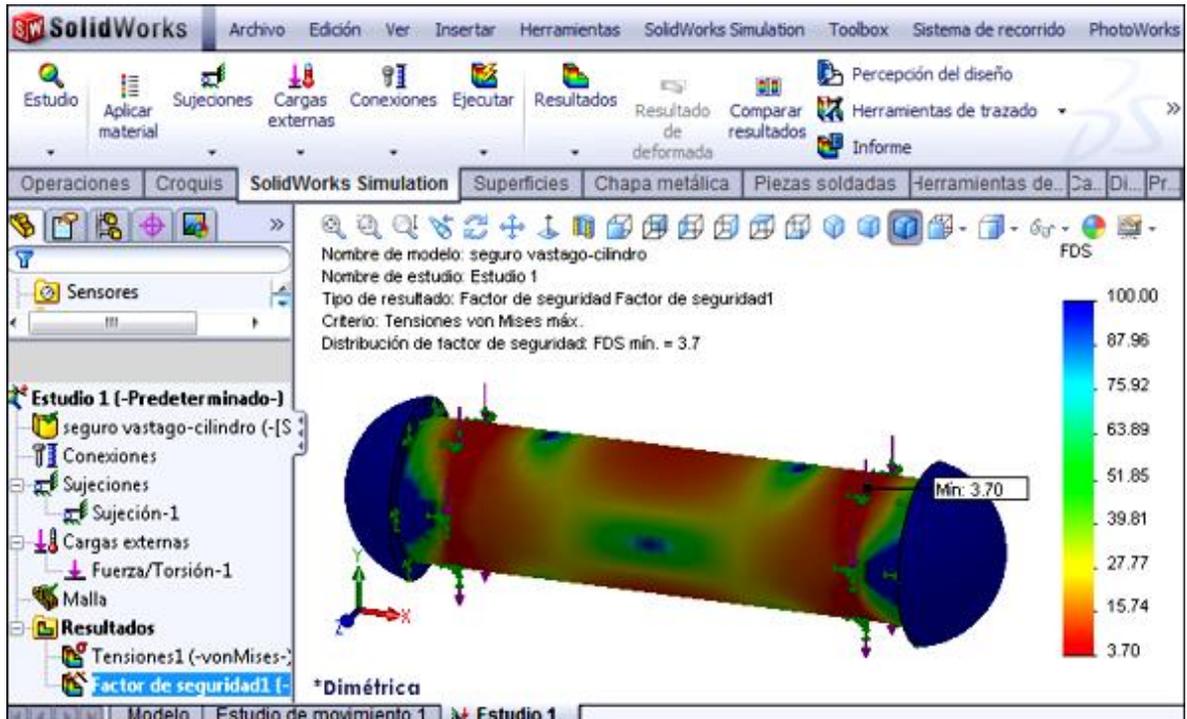


Figura 2.25 Distribución del factor de seguridad en el pin

En cuanto a la distribución del factor de seguridad, de la figura 2.25 se concluye que el diseño es seguro, ya que el valor mínimo del factor de seguridad es de 3.70.

Finalmente diseñamos el pasador que sujeta el elemento opresor superior a la estructura soporte. Este pasador está fabricado con acero AISI 1020 y debe soportar la fuerza máxima que genera el resorte del amortiguador (7977 N).

Las propiedades de este pasador y del material son semejantes a las del pin anterior. Una vez asignadas las cargas que soporta y ejecutado el análisis de esfuerzos, obtenemos los siguientes resultados:

En este caso el máximo de esfuerzo de Von Mises es de 141.1 MPa (figura 2.26) y se produce por efecto de la tensión de corte entre el elemento opresor superior y la estructura soporte. Esta tensión es menor que el límite de fluencia del material, por lo tanto, resiste la tensión máxima a la que está sometido.

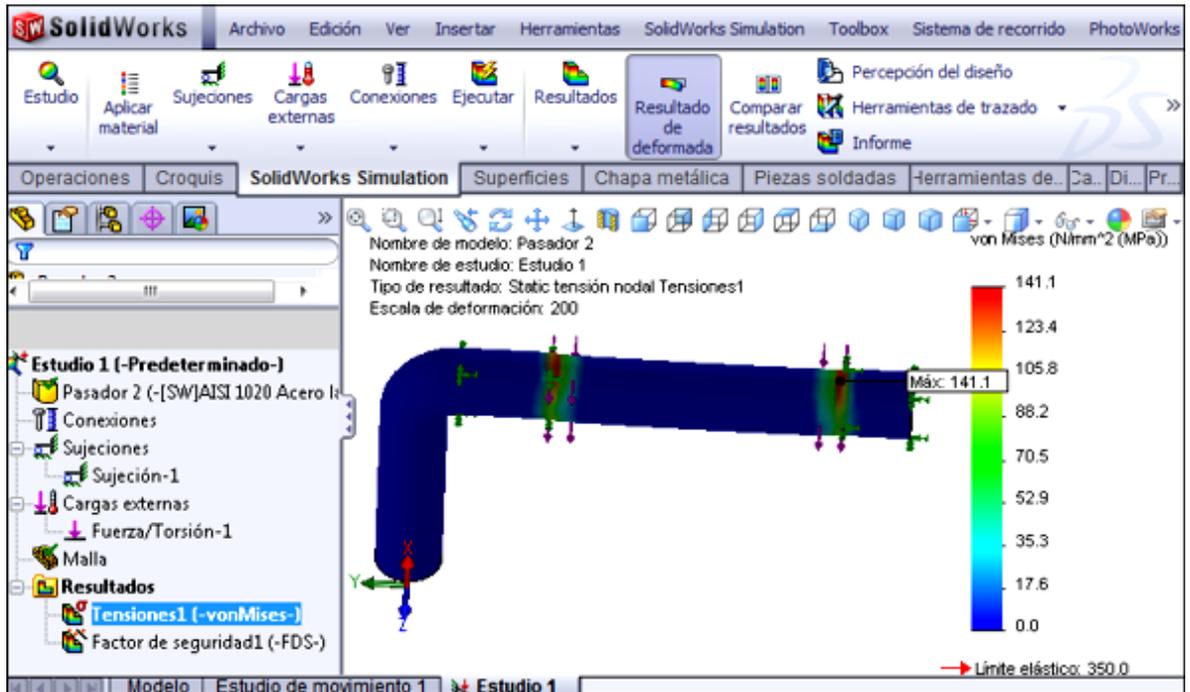


Figura 2.26 Tensión de Von Mises en el pasador

De la figura 2.27 se concluye que el diseño es seguro, ya que el valor mínimo del factor de seguridad es de 2.48.

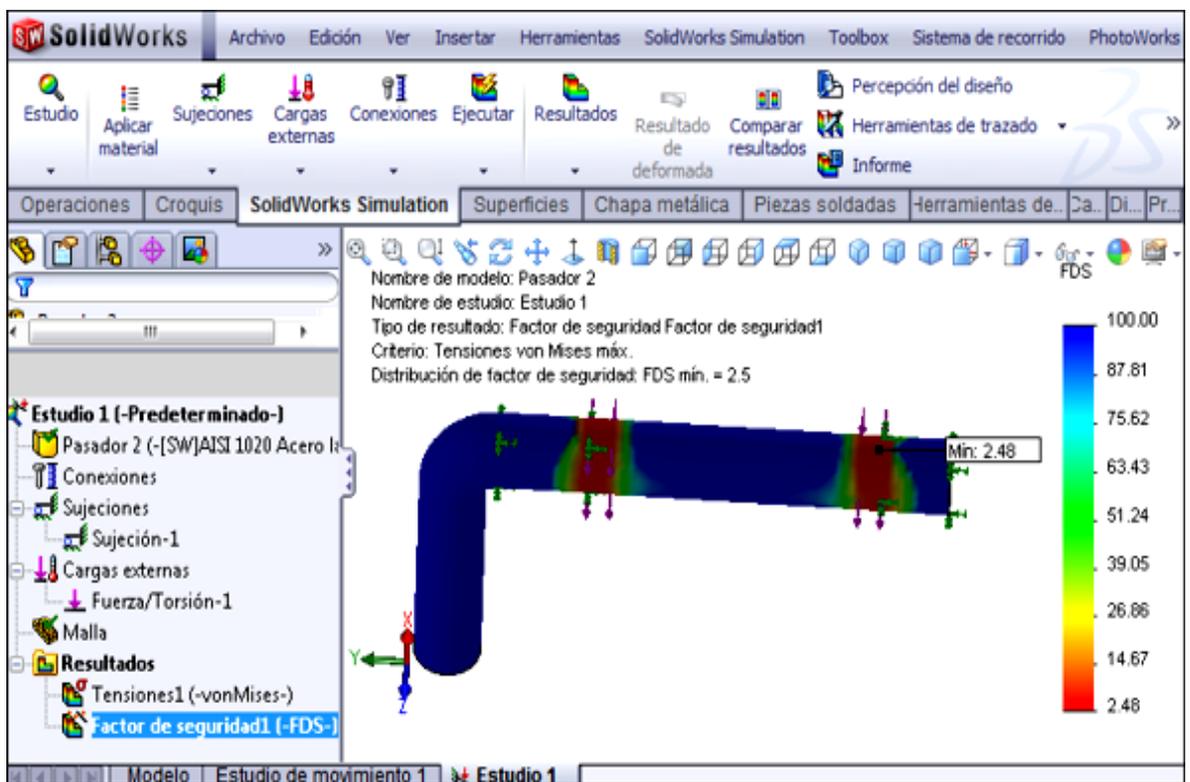
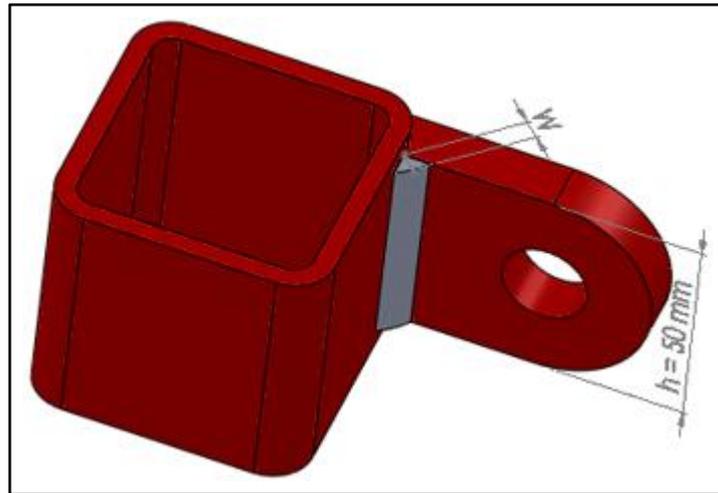


Figura 2.27 Distribución del factor del pasador

### 2.5.5.- DISEÑO DE LA SOLDADURA

Debido a que los cordones de soldadura críticos son los que se encuentra en las orejas que soportan al cilindro y al pistón hidráulico, se realizará el diseño de estos cordones (figura 2.28) y se utilizará las mismas dimensiones del cordón para todos los elementos soldados.



**Figura 2.28 Cordón de soldadura a diseñar  
(Se muestra solo el cordón de la una oreja)**

El cordón de soldadura a diseñar tiene las siguientes características:

Metal base grado ASTM A36

Tipo de electrodo E 60

Tensión por esfuerzo de corte permisible ( $\sigma_p$ ) = 13600 psi

Fuerza permisible por plg de ancho de cordón ( $f_p$ ) = 9600 lb/plg

Carga máxima que soporta cada cordón ( $P$ ) = 8153.7 N/2 = 916.5 lb

Longitud del cordón de soldadura ( $h$ ) = 50 mm = 2 plg

Factor de seguridad ( $N$ ) = 2

La fuerza por plg de ancho del cordón ( $f$ ) viene dado por:

$$f = \frac{P \cdot N}{h}$$

$$f = \frac{916.5 \text{ lb} \cdot 2}{2 \text{ plg}} = 916.5 \text{ lb/plg}$$

El ancho del cordón de soldadura ( $W$ ) que se requiere para soportar la fuerza es:

$$f = \frac{f_p}{1 \text{ plg de ancho}} \cdot W$$

$$W = \frac{916.5 \text{ lb/plg}}{9600 \text{ lb/plg}} \cdot 1 \text{ plg de ancho}$$

$$W = 0.096 \text{ plg de ancho} = 2.4 \text{ mm}$$

Para garantizar un diseño seguro se realizarán todos los cordones de soldadura con un tamaño mínimo de 3 mm.

## **III.- DISEÑO HIDRÁULICO**

### **3.1.- REQUISITOS Y PARÁMETROS DE DISEÑO**

Los sistemas de transmisión de energía oleo-hidráulicos y neumáticos son una garantía de seguridad, calidad y fiabilidad a la vez que reducen costos, puesto que los fluidos no tienen ninguna forma propia éstos deben ser confinados seguramente a lo largo de todo el sistema.

El sistema deberá estar compuesto por cañerías y envases resistentes y las pérdidas deberán ser evitadas. Se fundamenta en el hecho de que los líquidos no se pueden comprimir excepto en condiciones extremas de laboratorio.

La presión aplicada en cualquier parte de un líquido confinado, se aplicará sin cambio en la superficie de confinamiento, para nuestro diseño tenemos los siguientes requisitos y parámetros:

- Fuerza total necesaria para comprimir = 1 Tonelada
- Presión del sistema = 350 PSI.
- Velocidad de ascenso del pistón = 50 mm/s
- Recorrido del vástago del cilindro = 350 mm
- Área máxima de trabajo = 600 mm

### **3.2. CÁLCULO DEL CAUDAL Y FUERZAS DE EMPUJE NECESARIAS PARA COMPRIMIR LOS MUELLES.**

En los sistemas hidráulicos y neumáticos la energía es transmitida a través de tuberías, ésta energía es función del caudal y presión del aire o aceite que circula en el sistema.

El cilindro es el dispositivo más comúnmente utilizado para conversión de la energía antes mencionada en energía mecánica. La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo.

La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia

### 3.2.1. CÁLCULO DE LA FUERZA DE EMPUJE DEL CILINDRO

El desplazamiento hacia adelante y atrás del cilindro se llama "carrera", la presión ejercida por el aire comprimido o el fluido hidráulico sobre el pistón se manifiesta sobre cada unidad de superficie del mismo.

"El empuje es igual a la presión manométrica multiplicada por la superficie total del pistón"

$$F \text{ (lbf)} = P \text{ (lb/plg}^2\text{)} \times A \text{ (plg}^2\text{)}$$

Importante: La fuerza de retracción del pistón está dada por la presión multiplicada por el área "neta" del pistón, el área neta es el área total del pistón menos el área del vástago

#### **Área del pistón:**

Diámetro del pistón: D= 65mm

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * (65mm)^2}{4}$$

$$A = \frac{13273.23}{4} mm^2$$

$$A = 3318.3 mm^2 = 0.0033183m^2$$

### **Fuerza máxima de empuje del pistón:**

Presión que entrega la bomba: 350 psi = 246074.35 N

$$F = P * A$$

$$F = 246074.35 \frac{kg}{m^2} * 0.0033183 m^2$$

$$F = 816.55 kg \approx 1 Tn$$

*Valor aproximado a la fuerza total que se necesita aplicar para poder comprimir los espirales.*

### **3.2.2. CÁLCULO DEL CAUDAL DE LA BOMBA**

$$Q = v * A$$

$$Q = 50 \frac{mm}{seg} * 3318.3 mm^2$$

$$Q = 165915 \frac{mm^3}{seg}$$

$$Q = 1.65915 \times 10^{-4} \frac{m^3}{seg}$$

### **3.2.3. CÁLCULO DE PÉRDIDAS**

#### **DATOS:**

$$Q = 165915 \frac{mm^3}{seg}$$

$$L = 2680 \text{ mm} = 2.68 \text{ m}$$

$$D_{\text{conducto}} = 12 \text{ mm} = 0.012 \text{ m}$$

$$A_{\text{interna}} = 1.131 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ (Tabla 1 Anexos)}$$

Densidad del aceite hidráulico:

$$\rho = 512.345 \frac{Kg}{m^3}$$

Viscosidad Dinámica:

$$\mu = 8.3 \times 10^{-2} \frac{Kg}{m \cdot seg}$$

Viscosidad Cinemática:

$$\nu = 162 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

Velocidad media del fluido en la tubería:

$$D_{\text{conducto}} = 12\text{mm} = 0.012\text{m}$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * (12\text{mm})^2}{4}$$

$$A = 113.097 \text{ mm}^2 = 0.113097 \text{ m}^2$$

Como el caudal es constante en todo el sistema

$$Q = Vm * A$$

$$Vm = \frac{Q}{A}$$

$$Vm = \frac{165915 \frac{mm^3}{seg}}{113.097 \text{ mm}^2}$$

$$Vm = 1467.015 \frac{mm}{seg}$$

Determinamos el número de Reynolds:

$$RE = \frac{Vm * D}{\nu}$$

$$RE = \frac{1.467015 \frac{m}{seg} * 0.012\text{m}}{162 \times 10^{-6} \frac{m^2}{seg}}$$

$$N_R = 108.67$$

Puesto que  $N_R < 2000$ , el flujo es laminar.

Calculamos la pérdida de energía debido a la fricción utilizando la ecuación de Darcy:

$$h_{Lp} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_m^2}{2g}$$

DONDE:

f = factor de fricción

L = Longitud total de la tubería

D = Diámetro de la tubería

V<sub>m</sub> = Velocidad media del fluido en la tubería

g = Gravedad

Hallamos el factor de fricción f para flujo laminar:

$$f = \frac{64}{N_R}$$

$$f = \frac{64}{108,67} = 0,59$$

Reemplazamos los valores en la ecuación de Darcy:

$$h_{Lp} = 0,59 \times \frac{2,68 \text{ m}}{0,012 \text{ m}} \times \frac{(1,467015 \frac{\text{m}}{\text{seg}})^2}{2(9,81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2})}$$

$$h_{Lp} = 14,45 \text{ m}$$

### 3.2.4.- CÁLCULO DE PÉRDIDAS MENORES (VALVULAS Y JUNTURAS)

Para calcular las pérdidas en codos la formula es la siguiente:

$$h_{Ls} = K \left( \frac{V_m^2}{2g} \right)$$

Datos:

Número de uniones = 4; K= 0.4

Número de codos = 6; K= 0.43

Número de válvulas = 1; K= 3

$K_{Total} = 4(0.4) + 6(0.43) + 3 = 7.18$

Por lo tanto las pérdidas serian:

$$h_{LS} = 7.18 * \frac{(1.467015 \frac{m}{seg})^2}{2(9.81 \frac{m^2}{seg})}$$

$$h_{LS} = 0.8 m$$

Hallamos la pérdida total

$$H_{Total} = H_z + H_{Lp} + H_{Ls}$$

$H_z$  = Altura desde la base de la bomba hasta la parte final del cilindro hidráulico.

$$H_{Total} = (0.67 + 14.45 + 0.8) m$$

$$H_{Total} = 15.92 m$$

Calculamos la potencia q necesita la bomba para vencer las pérdidas:

$$P = \rho * Q * H_{Total}$$

$$P = 512.345 \frac{Kgf}{m^3} * 1.65 \times 10^{-4} \frac{m^3}{seg} * 15.92 m * 9.81 \frac{N}{Kgf}$$

$$P = 13.2 W$$

Finalmente obtenemos la potencia total que se necesita para la selección de la bomba hidráulica

$$P_{total\ necesaria} = 13.2\ W + 408\ W = 421.2\ W$$

Debido a la potencia total necesaria calculada, en la selección de la bomba hidráulica se tomará en cuenta este dato.

### **3.3.- SELECCIÓN DE COMPONENTES HIDRÁULICOS**

#### **3.3.1.- SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA**

Para seleccionar la bomba hidráulica adecuada que va a ser utilizada nuestro proyecto tomamos en cuenta el concepto del trabajo a realizar, en base a:

- Presión máxima de trabajo.
- Rendimiento de la bomba.
- Precisión y seguridad de operación.
- Fácil mantenimiento.
- Máximo flujo.



**Fig. 3.1 Bomba Hidráulica.**

**Datos técnicos:**

- Fabricante = Moog (Bosch)
- Potencia = 500W
- Presión hasta 600 psi.
- Velocidad máxima: 300/400 rpm.
- Puertos traseros = Rosca recta sae y guía para "o" ring.
- Aceite de trabajo = Aceite mineral con aditivos anticorrosión, antioxidantes y antiespumantes.
- Temperatura máxima de funcionamiento = 180 ° F / 82° C
- Flecha con cuñero o flecha estriada
- Rotación izquierda a derecha (sentido del reloj).

**3.3.2.- SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO**

Utilizando catálogos de cilindros hidráulicos existentes en nuestro medio se escogió tomando en cuenta sus características el siguiente cilindro hidráulico de doble efecto:



**Fig. 3.2 Cilindro hidráulico de doble efecto.**

Datos técnicos:

- Carrera total del vástago 450mm.
- Longitud total del cilindro 510mm
- Diámetro del pistón 70mm
- Velocidad máxima de utilización 0.5m/seg
- Temperatura máxima de funcionamiento 90°C
- Aceite hidráulico mineral

### **3.3.3.- SELECCIÓN DE LA VÁLVULA DE CONTROL**

Para la selección de la válvula de control tomamos en cuenta los siguientes parámetros:

- Número de conexiones (vías)
- Número de posiciones
- Su tipo de accionamiento
- La forma en que esta vuelve a su posición original
- Presión que maneja
- Tamaño
- Peso
- Fuerza necesaria en el accionamiento

Para nuestro proyecto decidimos utilizar una válvula Marca NORTHMAN FLUID POWER, SERIE HD-T03-3C2, de accionamiento manual por medio palanca, cuatro vías tres posiciones. Cuando la válvula NO se encuentra actuada, la corredera bloquea las conexiones al cilindro, pero permite que la bomba descargue libremente al tanque. Cumpliendo de esta manera los requerimientos necesarios para el control de desplazamiento, retroceso y estado neutral del cilindro de doble efecto.



**Fig. 3.3 Válvula de control**

**Datos Técnicos:**

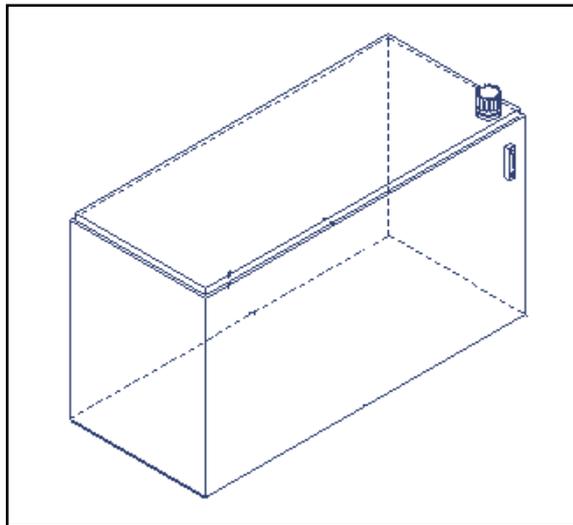
- Válvula hidráulica de alto flujo, de alta presión
- Válvula hidráulica direccional
- Accionamiento manual por palanca
- De control direccional de 4 vías, 3 posiciones
- Centro cerrado (bloqueado)
- Centrada por resorte, rosca  $\frac{1}{2}$
- Presión máxima 3000 psi
- Bajo nivel de ruido
- Se recomienda aceite mineral

**3.3.4.- SELECCIÓN DEL RECIPIENTE PARA ALMACENAMIENTO DEL FLUIDO**

Normalmente ignoramos dentro de un sistema hidráulico de potencia, que el recipiente para almacenamiento del fluido hidráulico es en realidad un componente fundamental que cumple con diversos propósitos más allá del de almacenar al fluido del sistema.

A continuación detallamos las características que tomamos en cuenta para la selección del recipiente utilizado en nuestro proyecto:

- Proporcionar una superficie para la transferencia de calor, desde el fluido del sistema hacia el medio ambiente que rodea al recipiente.
- Proporcionar un volumen suficiente, que permita que el fluido que llega a una alta velocidad desde el sistema, repose un periodo de tiempo en el cual las partículas más grandes que contaminan al fluido se asienten y que el aire que el fluido ha recolectado durante su trayecto en el sistema, escape.
- Dimensionamiento adecuado para poder implementarlo en la estructura base de soporte.



**Fig. 3.4 Tanque reservorio.**

### **3.3.5.- SELECCIÓN DEL FLUIDO HIDRÁULICO**

El fluido hidráulico que vamos a utilizar en nuestro sistema hidráulico de potencia es aceite a base de petróleo semejante pero no igual al aceite del motor, diferente al líquido de frenos (que es a base de glicerina) que es para sistemas estáticos, para seleccionar el más ideal se debe tener en cuenta las siguientes características:

- Lubricar el sistema
- Penetrar en espacios reducidos
- Resistir el arrastre
- Medio enfriador
- Mantener la fricción al mínimo
- No permitir formación de burbujas de aire y espuma que ocasionan funcionamiento errático
- No se debe mezclar con el agua

Debido a las características del sistema como son: presión, temperatura y esfuerzo a realizar; se escogió como fluido hidráulico al Texaco Rando HD ISO 32 ya que cumple satisfactoriamente con los requerimientos del sistema.

Densidad del aceite hidráulico:

$$\rho = 512.345 \frac{Kg}{m^3}$$

Viscosidad Dinámica:

$$\mu = 8.3 \times 10^{-2} \frac{Kg}{m.seg}$$

Viscosidad Cinemática:

$$\nu = 162 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

### **3.4.- DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO**

Para la simulación del circuito Hidráulico se utilizo el software AUTOMATION STUDIO el cual nos permite observar el funcionamiento de los diferentes componentes del sistema.

### 3.4.1.- FASE 1

El primer gráfico nos muestra el circuito completo en estado de reposo con la designación de cada componente (fig. 3.5).

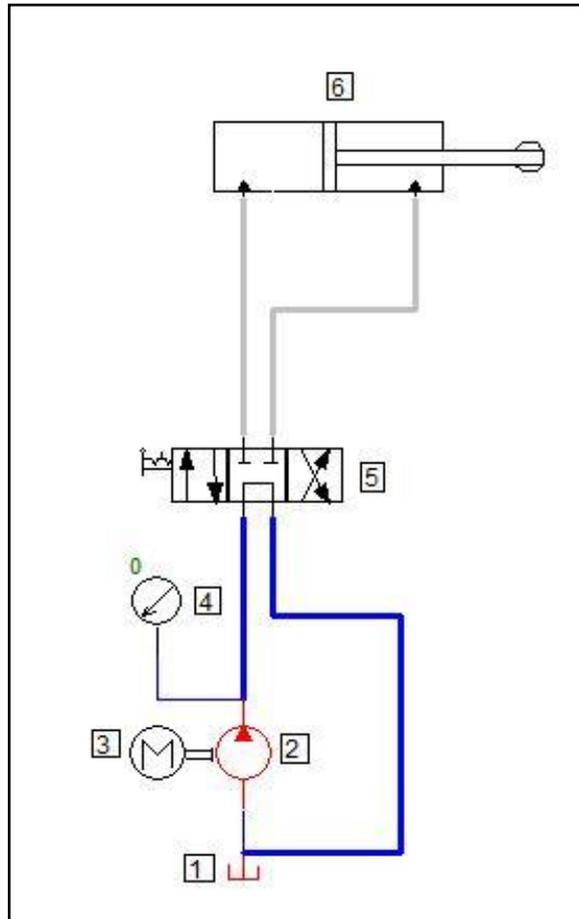


Figura 3.5 Sistema en reposo

**Donde:**

1. Tanque reservorio.
2. Bomba hidráulica.
3. Motor eléctrico.
4. Manómetro.
5. Válvula 4/3.
6. Cilindro hidráulico.

### 3.4.2.- FASE 2

El siguiente gráfico nos muestra el sistema de accionamiento del cilindro hidráulico en su posición de ascenso, estando el vástago totalmente afuera y la válvula abierta permitiendo el paso del fluido hidráulico hacia el cilindro (fig. 3.6).

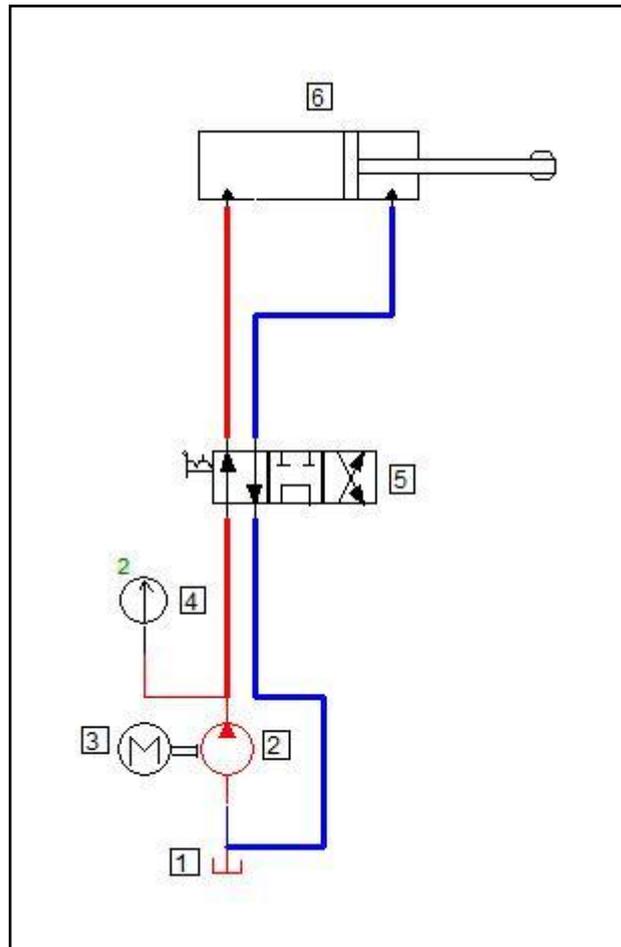


Figura 3.6 Accionamiento del cilindro

### 3.4.3.- FASE 3

En el último gráfico nos muestra la fase de retroceso del vástago a su posición inicial (fig. 3.7).

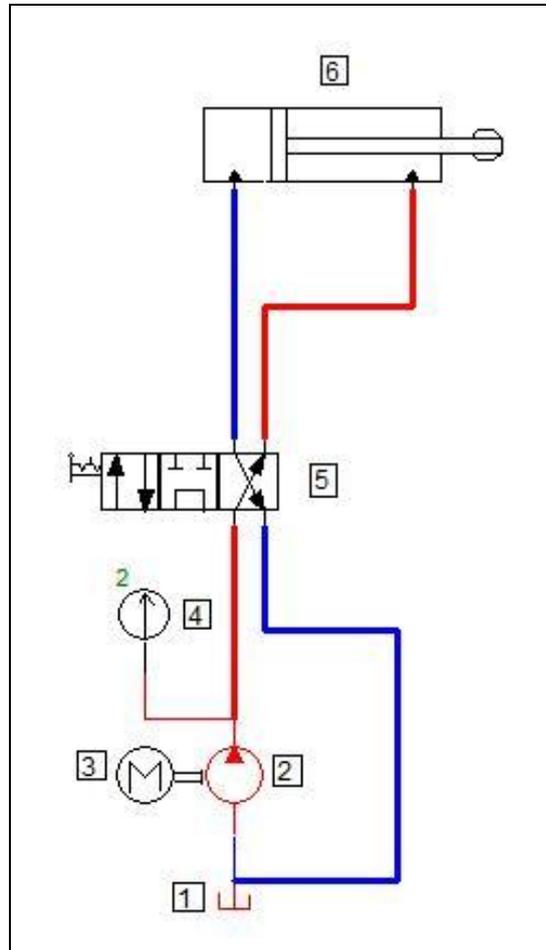


Figura 3.7 Retroceso del cilindro

## **VI.- PROCESO DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL SISTEMA**

### **4.1.- HERRAMIENTAS A UTILIZAR**

- Destornillador
- Alicates
- Calibrador pie de rey
- Flexómetro
- Tornillos alíen
- Martillo
- Diferentes llaves
- Brocas
- Cortador de plasma
- Soldadura oxiacetilénica
- Pulidora manual
- Taladro de mano
- Escuadra

### **4.2.- CONSTRUCCIÓN DE LAS UÑETAS**

Con la ayuda de las herramientas ya antes mencionadas y tomando en cuenta todos los parámetros de diseño se procede a la construcción del compresor de espirales de amortiguador.

Para construir las uñetas procedemos a seleccionar los elementos metálicos para posteriormente cortarlos con el plasma u otros elementos cortantes como la sierra y así que tomen la forma de acuerdo al diseño planteado anteriormente (fig. 4.1).



**Figura 4.1 Uñeta superior**

El propósito de hacer una ñeta más grande en la parte superior es debido a que los amortiguadores poseen la tapa de fijación que lógicamente es más ancha, también esta soldada a un tubo cuadrado de mayor medida que la columna lo cual va a permitir que toda la ñeta pueda movilizarse de arriba hacia abajo según la medida del amortiguador en el cual se vaya a trabajar.

En el tubo cuadrado mediante la utilización de un taladro perforamos a una distancia de 27 cm 2 orificios que nos permitirá que pasen los pines de sujeción, con lo que esta ñeta estará fija y soportara la presión que se ejerza sobre el espiral.

Una vez que hemos construido la primera ñeta procedemos a la construcción de la segunda que va a estar ubicada en la base y la que va a tener movilidad y por lo tanto va a comprimir los espirales.

El propósito de hacer la segunda ñeta más pequeña es para mejor manejo del mando hidráulico y desperdicio de material dado que la base de los amortiguadores no requiere una superficie de asiento extensa (fig. 4.2).



**Figura 4.2 Uñeta posterior**

Luego de la construcción de la misma soldamos utilizando suelda SMAW a un tubo cuadrado de mayor medida que la columna, hay que recalcar que las uñetas deben coincidir punto centro con centro a pesar de su distinta dimensión

### **4.3.- CONSTRUCCIÓN DE PASADORES Y PINES**

Los pines son para la sujeción del cilindro hidráulico en la base del compresor de espirales y también para que permanezca fijo a la uñeta posterior, de esta manera el cilindro y la uñeta trabajan en conjunto, lo cual nos garantiza un trabajo seguro y eficiente (fig. 4.3).



**Figura 4.3 Pin**

Los pasadores son para la uñeta superior, de esta manera permitirá que la misma permanezca fija a la altura de funcionamiento que requiera el trabajo.



**Figura 4.4 Pasador de la uñeta superior**

Otro pasador que esta soldado en la uñeta superior es para asegurar el espiral de tal manera que no permita una expulsión brusca del mismo (fig. 4.4).

#### **4.4.- CONSTRUCCIÓN DE LA COLUMNA**

Para la elaboración de la columna debemos tomar en cuenta las dimensiones del cilindro hidráulico, también el espacio máximo y mínimo de trabajo e inmediatamente procedemos cortar el tubo cuadrado utilizando plasma.



**Figura 4.5 Columna**

Se realizan perforaciones con una distancia de 27 cm entre hueco y hueco para que permita el paso de los pasadores que fijaran la uñeta superior, se debe tomar en cuenta que la columna debe ser de una medida menor a la que tiene el tubo que esta soldado en las uñetas para que permita el libre ascenso y descenso de las mismas (fig. 4.5).

#### **4.5.- CONSTRUCCIÓN DE DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE DE LA PRENSA**

Debemos seleccionar el material idóneo para construir el soporte o base de la prensa dado que tiene que permitir una fijación correcta y segura de todos los elementos que vamos a montar en la misma.

Con la utilización de suelda SMAW soldamos 2 planchas de  $\frac{1}{2}$  y doblamos un tubo macizo de  $\frac{3}{8}$  a manera de oreja en la parte posterior de la misma este tubo nos permitirá asentar el motor.



**Figura 4.6 Base de la prensa**

El propósito de elaborar una base pesada es para que este fijada de manera segura al piso y no permita que los elementos que van sujeta a la misma se viren y sea inseguro el uso de la prensa (fig. 4.6).

#### **4.6.- CONSTRUCCIÓN DE ELEMOTOS SECUNDARIOS**

Tenemos varios elementos secundarios que debemos construir tales como una platina que ira soldada a la base de la uñeta posterior (fig. 4.7) la cual permitirá que ingrese el amortiguador y mediante la utilización de pernos nos permitirá sujetar de manera segura simulando la posición en la que trabaja en el vehículo.



**Figura 4.7 Platina de soporte de la base del amortiguador**

La base a la cual va sujeto el motor es muy importante también, el bocín que acopla el eje del motor con el eje de la bomba y el soporte de la bomba que está elaborado de un pedazo de platina de 5/8. Y que esta soldado a la base del motor, todo este conjunto tiene que ir soldado a la estructura de soporte (fig. 4.8).



**Figura 4.8 Motor eléctrico.**

El tubo que tiene que sujetar a la válvula también es indispensable, mismo que va soldado directamente a la base de la estructura a una altura similar y paralela al cilindro hidráulico (fig. 4.9)



**Figura 4.9 Mecanismo de compresión.**

La elaboración de un tanque que permita el almacenamiento del fluido con el cual trabaja todo el sistema se lo ha realizado de tol y posee una capacidad promedio de 1 galón (fig. 4.10), este elemento está fijado en la parte trasera de la columna que sostiene la válvula y no tiene ningún tipo de contacto con el motor.



**Figura 4.10 Tanque reservorio.**

#### **4.7.- MONTAJE DE LA ESTRUCTURA MECÁNICA**

Una vez montada toda la estructura mecánica nos aseguramos que exista el espacio suficiente para poder implementar los elementos hidráulicos que por el cuerpo de los mismos utilizan espacio y no debe existir algún tipo de roce dado que los acoples, uniones y demás elementos son frágiles y podían romperse fácilmente (fig. 4.11).



**Figura 4.11 Estructura mecánica.**

#### **4.8.- MONTAJE DE LOS ELEMENTOS HIDRAÚLICOS**

Montamos cada uno de los elementos hidráulicos empezando por la bomba que va sujeta al eje del motor, cabe mencionar que los ajustes que le estamos dando son leves a todas las uniones del sistema hasta que este correctamente sujetos y cebados.



**Figura 4.12 Montaje de elementos Hidráulicos.**

A continuación conectamos los acoples que van en el cilindro hidráulico (fig. 4.13), una vez hecho todo esto vamos a la conexión de todas las manquera hacia la válvula de mando, el tanque procedemos a ubicar el depósito, mismo que llenamos con fluido hidráulico, empezamos por purgar la primera línea que es del depósito hasta la bomba, posteriormente de la bomba hasta el cilindro hidráulico, mismo que tiene dos líneas por ser cilindro de doble efecto, en lo posterior conectamos y cebamos hasta la válvula y lógicamente nos aseguramos que el conducto de retorno este bien direccionado al depósito.



**Figura 4.13 Instalación de conexiones del sistema.**

#### **4.9.- CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LOS ACCESORIOS Y ACOPLER DE LA PRENSA DE MUELLES.**

Entre los accesorio esta máquina cuenta con una base que nos permitirá desmontar y montar amortiguadores que no dispongan de una base recta, lo cual nos ayudara a conservar en buen estado el amortiguador. Como acople tenemos la unión entre el motor de arranque y la bomba. Un accesorio y muy útil es la palanca que acciona el mando de la válvula.



**Figura 4.14 Montaje de la palanca de mando.**



**Figura 4.15 Montaje de acoples en el sistema.**

#### 4.10.- CUADRO DE PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN DEL COMPRESOR HIDRÁULICO DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR

CONSTRUCCIÓN DE UN COMPRESOR HIDRÁULICO DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR									
DIAGRAMA DE PROCESOS									
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL <input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO FECHA: 06-07-2009 PÁGINA 1 DE 5									
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE: UÑETAS									
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN: COSTRUCCIÓN									
RESUMEN	ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANALISIS		
	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO			
○ OPERACIONES	8						POR QUE CUANDO QUÉ DONDE QUIEN COMO DIA-GRAMA DE FLUJO		
⇒ TRANSPORTE	1								
□ INSPECCIONES	9								
⊖ RETRASOS									
∇ ALMACENAM.	1						ESTUDIADO POR: DIEGO MISE HERRERA ROBINSON ALAY ROMERO		
DIST. RECORRID.		FT		FT		FT			
PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN TRANSPORTE INSPECCIÓN RETRASO ALMACENAMIENTO			DIST. EN. KM	CANTIDAD	TIEMPO HORA/UNI	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	ADQUISICIÓN DE MATERIALES	CARRO DE MANO	●	⇒	□	∇	2		
2	MEDICIÓN PLATNIA, TUBO CUADRADO	METRO Y CALIBRADOR	●	⇒	□	∇			
3	CORTE	PLASMA	●	⇒	□	∇	8		
4	DESBASTE		○	⇒	□	∇			
5	DOBLADO		○	⇒	□	∇			
6	PERFORADO		●	⇒	□	∇	6		
7	MEDICION ES		○	⇒	□	∇	8		
8	SOLDADO		●	⇒	□	∇	8		
9	PULIDO		●	⇒	□	∇	2		
10	FONDO		●	⇒	□	∇	2		
11	PINTADA		●	⇒	□	∇	2		
12	PEGADO DE ADHESIVOS		○	⇒	□	∇			
13	ALMACENAMIENTO	TALLER	○	⇒	□	∇	1		

## CONSTRUCCIÓN DE UN COMPRESOR HIDRÁULICO DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR

DIAGRAMA DE PROCESOS

MÉTODO ACTUAL     MÉTODO PROPUESTO    FECHA: 06-07-2009    PÁGINA 1 DE 5

DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:  
PASADORES Y PINES

DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:  
COSTRUCCIÓN

RESUMEN	ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS	
	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO	POR QUE CUANDO	DIA- GRA- MA DE FLUJO
○ OPERACIONES	5							
⇒ TRANSPORTE	2						QUÉ DONDE    QUIEN COMO	
□ INSPECCIONES	4							
⊔ RETRASOS								
▽ ALMACENAM.	1						ESTUDIADO POR:	
DIST. RECORRID.		FT		FT		FT	DIEGO MISE HERRERA ROBINSON ALAY ROMERO	

PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN TRANSPORTE INSPECCIÓN RETRASO ALMACENAMIENTO	DIST. EN. KM	CANTIDAD	TIEMPO HORA/UNI	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	ADQUISICIÓN DE MATERIALES	CARRO DE MANO	● ⇒ □ ⊔ ▽		4		
2	MEDICIÓN PLATNIA, TUBO CUADRADO	METRO Y CALIBRADOR	○ ⇒ □ ⊔ ▽				
3	CORTE	PLASMA	● ⇒ ■ ⊔ ▽		4		
4	DESBASTE		● ⇒ ■ ⊔ ▽				
5	DOBLADO		○ ⇒ □ ⊔ ▽				
6	PERFORADO		○ ⇒ □ ⊔ ▽		4		
7	MEDICION ES		● ⇒ ■ ⊔ ▽		4		
8	SOLDADO		○ ⇒ □ ⊔ ▽				
9	PULIDO		○ ⇒ □ ⊔ ▽				
10	FONDO		○ ⇒ □ ⊔ ▽				
11	PINTADA		○ ⇒ □ ⊔ ▽				
12	PEGADO DE ADHESIVOS		○ ⇒ □ ⊔ ▽				
13	ALMACENAMIENTO	TALLER	● ⇒ ■ ⊔ ▽		1		

## CONSTRUCCIÓN DE UN COMPRESOR HIDRÁULICO DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR

DIAGRAMA DE PROCESOS

MÉTODO ACTUAL     MÉTODO PROPUESTO    FECHA: 06-07-2009    PÁGINA 1 DE 5

DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:  
COLUMNA DE SOPORTE

DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:  
COSTRUCCIÓN

RESUMEN	ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS		
	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO	POR QUE CUANDO	DIA- GRA- MA DE FLUJO	
○ OPERACIONES	10						QUÉ DONDE		QUIEN COMO
⇒ TRANSPORTE	2								
□ INSPECCIONES	9								
⊔ RETRASOS									
∇ ALMACENAM.	1						ESTUDIADO POR:		
DIST. RECORRID.		FT		FT		FT	DIEGO MISE HERRERA ROBINSON ALAY ROMERO		

PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN TRANSPORTE INSPECCIÓN RETRASO ALMACENAMIENTO	DIST. EN. KM	CANTIDAD	TIEMPO HORA/UNI	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	ADQUISICIÓN DE MATERIALES	CARRO DE MANO	● ⇒ □ ⊔ ∇		1		
2	MEDICIÓN PLATNIA, TUBO CUADRADO	METRO Y CALIBRADOR	● ⇒ □ ⊔ ∇		8		
3	CORTE	PLASMA	● ⇒ □ ⊔ ∇		2		
4	DESBASTE		○ ⇒ □ ⊔ ∇				
5	DOBLADO		○ ⇒ □ ⊔ ∇				
6	PERFORADO		● ⇒ □ ⊔ ∇		9		
7	MEDICION ES		● ⇒ □ ⊔ ∇		3		
8	SOLDADO		● ⇒ □ ⊔ ∇		4		
9	PULIDO		● ⇒ □ ⊔ ∇		1		
10	FONDO		● ⇒ □ ⊔ ∇		1		
11	PINTADA		● ⇒ □ ⊔ ∇		1		
12	PEGADO DE ADHESIVOS		○ ⇒ □ ⊔ ∇				
13	ALMACENAMIENTO	TALLER	● ⇒ □ ⊔ ∇		1		

## CONSTRUCCIÓN DE UN COMPRESOR HIDRÁULICO DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR

DIAGRAMA DE PROCESOS

MÉTODO ACTUAL  MÉTODO PROPUESTO FECHA: 06-07-2009 PÁGINA 1 DE 5

DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:  
BASE

DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:  
COSTRUCCIÓN

RESUMEN	ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANALISIS		
	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO			
○ OPERACIONES	10						POR QUE	CUANDO	DIA- GRA- MA DE FLUJO
⇒ TRANSPORTE	3						QUÉ	QUIEN	
□ INSPECCIONES	8						DONDE	COMO	
⊔ RETRASOS									
∇ ALMACENAM.	2						ESTUDIADO POR:		
DIST. RECORRID.		FT		FT		FT	DIEGO MISE HERRERA ROBINSON ALAY ROMERO		

PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN TRANSPORTE INSPECCIÓN RETRASO ALMACENAMIENTO	DIST. EN. KM	CANTIDAD	TIEMPO HORA/UNI	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	ADQUISICIÓN DE MATERIALES	CARRO DE MANO	● ⇒ □ ⊔ ∇		1		
2	MEDICIÓN PLATNIA, TUBO CUADRADO	METRO Y CALIBRADOR	● ⇒ □ ⊔ ∇				
3	CORTE	PLASMA	● ⇒ □ ⊔ ∇		5		
4	DESBASTE		○ ⇒ □ ⊔ ∇				
5	DOBLADO		○ ⇒ □ ⊔ ∇				
6	PERFORADO		○ ⇒ □ ⊔ ∇				
7	MEDICION ES		● ⇒ □ ⊔ ∇		2		
8	SOLDADO		● ⇒ □ ⊔ ∇		8		
9	PULIDO		● ⇒ □ ⊔ ∇		1		
10	FONDO		● ⇒ □ ⊔ ∇		1		
11	PINTADA		● ⇒ □ ⊔ ∇		1		
12	PEGADO DE ADHESIVOS		● ⇒ □ ⊔ ∇		5		
13	ALMACENAMIENTO	TALLER	● ⇒ □ ⊔ ∇		1		

## CONSTRUCCIÓN DE UN COMPRESOR HIDRÁULICO DE ESPIRALES DE AMORTIGUADOR

DIAGRAMA DE PROCESOS

MÉTODO ACTUAL  MÉTODO PROPUESTO FECHA: 06-07-2009 PÁGINA 1 DE 5

DESCRIPCIÓN DE LA PARTE:  
ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS

DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:  
COSTRUCCIÓN

RESUMEN	ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANALISIS	
	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO	NUM.	TIEMPO	POR QUE CUANDO	DIA- GRA- MA DE FLUJO
<input type="radio"/> OPERACIONES	12							
<input checked="" type="checkbox"/> TRANSPORTE	5						QUÉ DONDE QUIEN COMO	
<input type="checkbox"/> INSPECCIONES	11							
<input type="checkbox"/> RETRASOS								
<input checked="" type="checkbox"/> ALMACENAM.	2						ESTUDIADO POR:	
DIST. RECORRID.		FT		FT		FT	DIEGO MISE HERRERA ROBINSON ALAY ROMERO	

PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN TRANSPORTE INSPECCIÓN RETRASO ALMACENAMIENTO	DIST. EN. KM	CANTIDAD	TIEMPO HORA/UNI	CÁLCULO DE TIEMPO/COSTO
1	ADQUISICIÓN DE MATERIALES	CARRO DE MANO			6		
2	MEDICIÓN PLATNIA, TUBO CUADRADO	METRO Y CALIBRADOR			8		
3	CORTE	PLASMA			5		
4	DESBASTE				4		
5	DOBLADO				2		
6	PERFORADO				9		
7	MEDICION ES				7		
8	SOLDADO				9		
9	PULIDO				1		
10	FONDO				1		
11	PINTADA				1		
12	PEGADO DE ADHESIVOS				8		
13	ALMACENAMIENTO	TALLER			1		

## V.- PRUEBAS Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA

### 5.1.- PRUEBAS DE FIABILIDAD DE LA PRENSA

Para las pruebas de fiabilidad nosotros disponemos de un amortiguador de un vehículo Mazda 6 que como se conoce es un vehículo que brinda mucha seguridad y confort siendo la parte principal de seguridad los amortiguadores y con este modelo que tenemos vamos a realizar las pruebas pertinentes (tabla 5.1) para poder dar el visto bueno de seguridad y garantizar nuestra prensa para muelles de amortiguador.

<b>Deflexión (fx)mm</b>	<b>Presión (PSI)</b>	<b>F(N)</b>
0	94,424	2160
10	120,532	2760
20	146,780	3360
30	173,038	3960
40	199,219	4560
50	251,507	5160
60	255.544	5755
70	277,761	6355
80	303,869	6955
90	329,977	7550
100	356,230	8150

**Tabla 5.1 Deflexión del material**

A continuación tenemos datos y medidas tomadas al amortiguador delantero tipo Mac Pherson del automóvil.

- Diámetro del pistón

$$Dp = 65 \text{ mm}$$

- Velocidad

$$v = 50 \text{ mm/s}$$

- Área de pistón

$$A = 3318.307 \text{ mm}^2$$

- Longitud del vástago del amortiguador

$$Lv = 197 \text{ mm}$$

- Longitud del espiral descomprimido

$$Le1 = 340 \text{ mm}$$

- Longitud del espiral comprimido

$$Le2 = 265 \text{ mm}$$

- Numero de espirales activas del amortiguador

$$Ne = 4 \text{ espirales}$$

- Diámetro del alambre del espiral

$$De = 13 \text{ mm}$$

## **5.2.- ANALISIS DE RESULTADOS DE LA PRUEBAS**

Como podemos darnos cuenta en la tabla 5.2 tenemos que a mayor presión menor distancia de compresión y también nos damos cuenta que el espiral de este amortiguador es de característica robusta por las presiones que nos dan hasta llegar al punto máximo de compresión de este espiral.

También hemos verificado que a partir de los 40mm la presión aumenta notablemente, no así la distancia de compresión del espiral

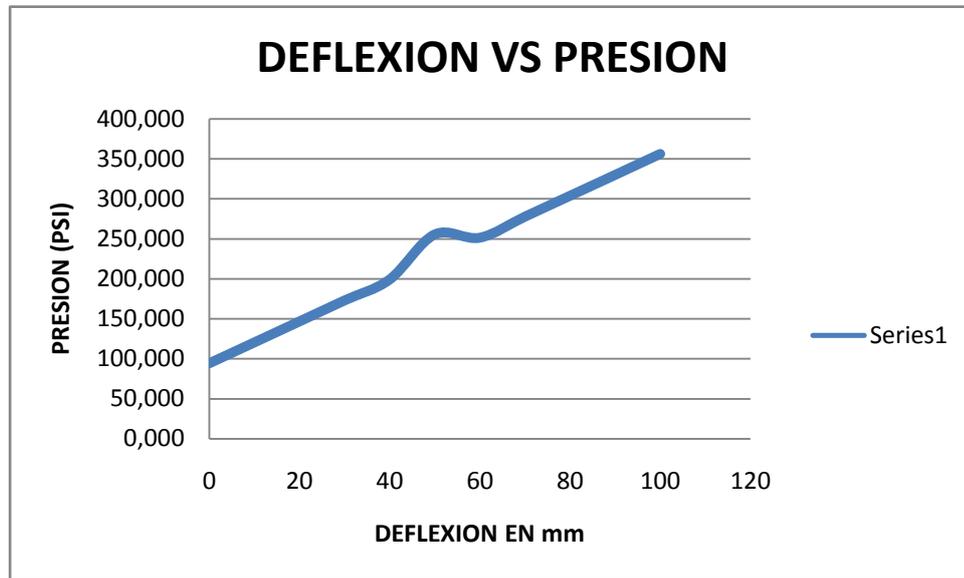


Tabla 5.2 Análisis de resultados

La distancia que hemos recorrido es en el vástago del amortiguador es comprobable midiendo y comparando con la distancia recorrida en el vástago del cilindro hidráulico, que en este caso es 195 mm. También podemos darnos cuenta que la longitud de operación del espiral ya montado en el amortiguador es de 265 mm, en tanto que la longitud libre del espiral es de 340 mm.

Es importante recalcar que la maquina no presenta fatiga alguna luego de haber realizado las pruebas pertinentes que hacen posible sacar valores para los análisis, y el trabajo en el campo.

Luego de hacer el análisis respectivo se procedió al montaje del espiral en el amortiguador, quedando este en perfectas condiciones y lógicamente la fiabilidad que presenta el compresor hidráulico de espirales es optima para salir al mercado y hacer su trabajo.

## **5.2.1.- REGLAS Y RECOMENDACIONES PARA EL**

### **MANTENIMIENTO DE BOMBAS HIDRÁULICAS**

Las siguientes reglas, evidentemente fundamentales, ayudarán a obtener el servicio más seguro, el mantenimiento más económico y la mayor vida posible para las bombas hidráulicas. El mantenimiento adecuado no comienza con la reparación o la reposición de las piezas dañadas, sino con una buena selección e instalación, es decir, evitando que haya que reponer o reparar.

#### **5.2.1.1.- Operación**

- La bomba no debe trabajar en seco.
- No debe trabajarse una bomba con caudales excesivamente pequeños.
- Efectuar observaciones frecuentes.
- Inspeccionar el sistema (según su uso).

#### **5.2.1.2.- Mantenimiento y reparación**

- No debe desmontarse totalmente la bomba para su reparación.
- Tener mucho cuidado en el desmontaje.
- Es necesario un cuidado especial al examinar y reacondicionar los ajustes.
- Al iniciar una revisión total deben tenerse disponibles juntas nuevas.
- Revisar todas las partes montadas en el rotor.
- Llevar un registro completo de las inspecciones y reparaciones.

### **5.2.2.- MANTENIMIENTO DEL CILINDRO HIDRAULICO**

- Daremos ahora unos cuantos consejos generales para evitar incidencias y averías en las instalaciones con cilindros hidráulicos:
- Lubricar con aceite hidráulico limpio las juntas, conectores y racores antes de usarlos.
- Comprobar la presión de funcionamiento del circuito hidráulico para evitar sobrepresiones.
- Comprobar el apriete de los conectores hidráulicos del cilindro para evitar fugas.
- Comprobar los soportes de los cilindros, tanto en holgura como en alineación.
- Mantener el aceite hidráulico en perfectas condiciones ayuda en gran medida a la conservación de todos los elementos de una instalación hidráulica.

### **5.2.3.- NORMAS DE SEGURIDAD EN EL MANTENIMIENTO DEL COMPRESOR HIDRÁULICO DE ESPIRALES**

- Desconectar el motor.
- Desmontar el implemento.
- Mueva la palanca de la válvula hacia arriba y hacia abajo varias veces para reducir la presión.
- Mantenga las manos y el cuerpo alejados de mangueras y salidas de la válvula que trabajan a alta presión.
- Trabajar con precaución cerca de las uniones del sistema hidráulico para no comprometer las juntas.

- Tener cuidado de donde se hace apoyo para terquear los diferentes elementos del compresor hidráulico de espirales dado que existen elementos sensibles cerca, tales como la unión entre el motor y la bomba.

### 5.3.- CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO

<p>inspección diaria o cada 10 horas</p>	<p>Compruebe el nivel de fluido hidráulico.</p> <p>Compruebe que no hay pérdidas en la bomba, válvula y cilindro hidráulico.</p> <p>Compruebe el estado o posibles pérdidas en las mangueras y líneas hidráulicas y en la zona del depósito hidráulico.</p>
<p>Inspección mensual o cada 250 horas</p>	<p>Realice las comprobaciones de mantenimiento preventivo correspondientes a 10 horas.</p> <p>Compruebe el estado de las conexiones en todas las líneas hidráulicas.</p>
<p>Inspección trimestral o cada 500 horas</p>	<p>Realice las comprobaciones de mantenimiento preventivo correspondientes a 10 y las 250 horas.</p> <p>Compruebe que los tornillos de los soportes no están flojos o se han perdido.</p>

<p>Inspección semestral o cada 1000 horas</p>	<p>Realice las comprobaciones de mantenimiento preventivo correspondientes a 10, 250 y las 500 horas.</p> <p>Compruebe la presión del sistema hidráulico.</p>
<p>Inspección anual o cada 2000 horas</p>	<p>Realice las comprobaciones de mantenimiento preventivo correspondientes a 10, 250, 500y las 1000 horas.</p> <p>Cambie el aceite hidráulico y asegúrese de limpiar todo elemento corrosivo que se encuentre en las líneas del sistema.</p>

**Tabla 5.3 Cronograma de mantenimiento**

### **5.3.1.- INSTRUCCIONES DE MANTENIMIENTO**

1. Con inspecciones y mantenimiento frecuentes prolongará la vida útil del compresor hidráulico de espirales.
2. Revise todos los pernos, pasadores, mangueras hidráulicas, nivel de fluido hidráulico, uniones de la válvula cada 50 periodos de uso
3. Cambie el aceite cuando se ensucie o al menos cada 12 meses.
4. El aceite sucio incrementa el desgaste de los sellos y provoca fugas. Los aceites que se recomiendan a continuación se seleccionaron según las siguientes características. Su capacidad de levantar el cilindro en un mínimo de tiempo, así como sus propiedades anti-corrosión, anti-desgaste y anti-espumantes.

Texaco Rando HD proporciona valor a través de:

- Vida útil del equipo más larga, el paquete anti desgaste especial reduce el desgaste mediante la protección de superficies cuando la carga provoca la falla de la película de lubricante.
- Reducción en el tiempo de reparación, su efectivo inhibidor de herrumbre y oxidación evita la producción de partículas abrasivas en la formación de herrumbre, así como depósitos, barnices y lodos derivados de las fallas en el aceite, las cuales pueden dañar las superficies y juntas del equipo de forma prematura.
- Operación libre de problemas, sus características de buena estabilidad hidrolítica y de separación del agua proporcionan excelente filtrabilidad en la presencia de contaminación por agua. Sus buenas propiedades anti-espuma y de liberación de aire aseguran una operación suave y eficiencia del sistema.
- Vida extendida de servicio del aceite, su alta estabilidad a la oxidación resiste el engrasamiento del aceite y la formación de depósitos en servicio, eliminando la necesidad del cambio no programado del fluido hidráulico.

#### **5.4.- NORMAS DE SEGURIDAD**

1. Siempre asegúrese de trabajar con la protección adecuada como es mandil u overol, guantes y gafas de seguridad.
2. Siempre asegúrese de trabajar en el lado derecho del compresor hidráulico de espirales para disminuir las probabilidades de un accidente.
3. Siempre verifique que no hay cableado aéreo, obstáculos o personas frente a las uñetas.

4. El operador debe permanecer en el compresor hidráulico de espirales hasta que se haya comprimido el resorte una distancia prudente para el respectivo desmontaje.
5. Nunca permita que nadie coloque las manos dentro o fuera de las uñetas cuando la maquina se encuentre trabajando.
6. Asegúrese que el amortiguador este correctamente asegurado y alineado en las uñetas
7. Nunca varié el regulador de presión de la válvula, puede ocasionar un daño importante si esto sucede.
8. La compresión y la descompresión debe hacerse de manera lenta de tal manera que permita una ágil y veloz reacción del operador en caso de algún percance
9. Jamás debe operarse el compresor hidráulico de espirales de amortiguador sin contar con el equipo apropiado.

## **VI.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **6.1.- CONCLUSIONES**

Las conclusiones a las que hemos llegado luego de haber realizado el diseño y la construcción del compresor hidráulico de espirales para amortiguador son las siguientes:

- Se ha logrado construir un compresor hidráulico de espirales para amortiguador que cumple con todas las exigencias y normas de seguridad.
- El estudio y análisis del compresor hidráulico para espirales de amortiguador fue realizado en un software CAD (SOLIDWORKS 2009), el cual es una herramienta muy efectiva en la realización de cálculos mediante elementos finitos y a la vez construir la máquina con un factor de seguridad muy elevado.
- El compresor hidráulico para espirales es una herramienta de trabajo muy útil en el campo automotriz, dado que por lo general se trabaja con altos índices de inseguridad debido a la utilización de herramientas empíricas e inseguras que se han construido para desmontar y desarmar los amortiguadores, en especial los tipo Mac Pherson.
- El compresor hidráulico para espirales de amortiguador facilita el desmontaje de los amortiguadores en comparación con las herramientas que son utilizadas en ciertos talleres donde realizan trabajos de suspensión.
- El compresor hidráulico para espirales de amortiguador optimiza el tiempo, costo y beneficio al realizar un trabajo de este tipo y lo más importante es que la seguridad es primordial para el operario, de igual manera los amortiguadores serán manipulados de la forma más correcta.

## **6.2.- RECOMENDACIONES**

A continuación presentamos las siguientes recomendaciones que se deben considerar a modo general y en el uso del compresor hidráulico de espirales de amortiguador

- Seguir las normas de seguridad antes de manipular la máquina.
- Revisar que las conexiones no tengan fugas para la operación eficiente del compresor hidráulico de espirales.
- El área de trabajo debe ser lo suficientemente amplia para una operación eficaz de la máquina.
- Seguir los procedimientos de operación sugeridos para disminuir los riesgos.
- Cuando utilicemos el programa SOLIDWORKS 2009, debemos tener en cuenta que clase de estudio debemos aplicar a la estructura.
- No exceder la presión que indica el manómetro en este caso 600 PSI, dado que puede ocasionar una flexión en la columna y sería muy peligroso dado que se trabaja a presiones elevadas y esta al ser liberada de manera brusca podría ocasionar serios daños en su entorno.
- Por ningún concepto trabaje sin equipo de seguridad (guantes, gafas, calzado apropiado, mandil u overol).

## **BIBLIOGRAFÍA:**

- MECANICA Y DINAMICA DE MAQUINARIA. Hamilton Makie y Fred W. Ocurik. México D.F. Limusa 1985.
- DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. Robert L. Mott. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1995.
- DISEÑO DE MAQUINAS: TEORIA Y PRÁCTICA. Deutushman Aaron. México D.F. Continental 1985.
- MECANICA DE FLUIDOS. Fay, James A. México D.F. Continental 1996.
- MECANICA DE FLUIDOS E HIDRÁULICA. Giles Ronald V. México D.F. Mc Graw – Hill 1991.
- Software SOLIDWORKS 2009
- Software Automation Studio
- [www.mecánicavirtual.com](http://www.mecánicavirtual.com)
- [www.automotriz.net](http://www.automotriz.net)
- [www.google.com](http://www.google.com)

# **ANEXOS**