

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO



SEDE LATACUNGA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE FRENO DE MANO,
CON ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO
SUZUKI FORSA DE COMPETICIÓN”**

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
AUTOMOTRIZ

LUIS ALEJANDRO RIOFRIO PERÉZ

Latacunga, Enero 2009

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, Riofrio Pérez Luis Alejandro

DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado “IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE FRENO DE MANO, CON ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO SUZUKI FORSA DE COMPETICIÓN”, 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 mi autoría

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

Latacunga, Enero del 2009

.....
Riofrio Pérez Luis Alejandro

CI.- 110358959-2

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Yo, Riofrio Pérez Luis Alejandro

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del trabajo “IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE FRENO DE MANO, CON ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO SUZUKI FORSA DE COMPETICIÓN” cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Enero del 2009

.....
Riofrio Pérez Luis Alejandro

CI.- 110358959-2

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
CERTIFICADO

ING. JUAN CASTRO (DIRECTOR)

ING. GUIDO TORRES (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE FRENO DE MANO, CON ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO SUZUKI FORSA DE COMPETICIÓN” realizado por el señor: Luis Alejandro Riofrio Pérez 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 portátil de Acrobat. Autorizan al señor: Luis Alejandro Riofrio Pérez que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de Carrera

Latacunga, Enero del 2009

.....
Ing. Juan Castro
DIRECTOR

.....
Ing. Guido Torres
CODIRECTOR

DEDICATORIA

Al culminar una etapa mas de mi vida académica, dedico este trabajo a mis padres ya que con su esfuerzo, trabajo y cariño he podido alcanzar esta meta, también quiero dedicar este proyecto a la memoria de mi abuelito Jorge Pérez, ya que estoy seguro que desde el cielo contribuye al desarrollo de mi vida.

Agradezco en primer lugar a Dios por darme la oportunidad de tener a mi lado personas tan especiales como mis padres, hermanos y familia, además agradezco a mis amigos con los cuales compartimos logros y derrotas a lo largo de mi vida universitaria.

RESUMEN

El presente proyecto esta elaborado con el objetivo de diseñar e implementar un sistema de freno de mano con accionamiento hidráulico para un auto Suzuki Forsa de competición.

Para su diseño e implementación se tomó en cuenta las características del mecanismo de accionamiento y sistema de frenos posterior original del automotor, lo cual nos servirá para seleccionar los elementos que son parte de este proyecto.

En el capitulo I, se estudia de muy a fondo todo lo referente a sistemas de frenos hidráulicos y mecánicos como son cilindros de frenos, válvulas de regulación de presión hidráulica, servofrenos y demás elementos necesarios para el diseño e implementación del sistema. Además en este capitulo se estudia todos los componentes de sistemas de frenos hidráulicos, como son calipers de freno, discos de freno y también nociones básicas de hidráulica.

En el capitulo II se diseña el sistema hidráulico, mecánico y eléctrico, en donde con la ayuda de Softwares como SolidWorks y Festo Didactic Fluid se diseño el mecanismo de accionamiento para el freno de mano, así también como su soporte, y el circuito de frenos hidráulico.

El capitulo III se realizó la construcción y ensamble de todos los sistemas que forman este proyecto, mostrándose con fotos de todo el proceso e indicando como fue construido y ensamblado paso a paso.

En el capitulo IV se realizaron pruebas de todos los sistemas construidos, como son la calibración del mecanismo de accionamiento, pruebas hidráulicas y pruebas en ruta. Además se añadió un cuadro de diagnóstico de frenada.

En el capitulo V se realizaron las conclusiones y recomendaciones acerca de todos los sistemas que conforman este proyecto.

PRESENTACIÓN

En el camino del conocimiento, el trabajo intelectual es la actividad que desplegamos permanentemente en la búsqueda de explicaciones lógicas ante los fenómenos y las leyes físicas que rigen nuestro universo. Las leyes que ya fueron analizadas por científicos, y que hoy nos brindan la posibilidad de aprovechar sus ventajas y contrarrestar sus consecuencias.

Actualmente el deporte automotor nacional atraviesa una crisis de escasos recursos por la falta de apoyo de la empresa privada como auspiciantes, así también los altos costos de inversión para obtener preparación de punta en los vehículos y lograr competitividad y trascendencia en la práctica de este deporte, símbolo de nuestra formación como Ingenieros Automotrices.

Teniendo en cuenta lo expuesto previamente presento el proyecto denominado "IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE FRENO DE MANO, CON ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO SUZUKI FORSA DE COMPETICIÓN" con el cual se aplicaran las distintas áreas del conocimiento enriquecidas en el transcurso del estudio de la carrera.

El proyecto fue construido en un vehículo Suzuki Forsa el cual cumple con todos los requerimientos técnicos y de seguridad impuestos por las organizaciones del automovilismo provincial y nacional.

Para el adecuado desempeño del vehículo en las competencias automovilísticas, se diseñó el sistema utilizando un software de diseño mecánico llamado SolidWorks el mismo que facilita en gran medida este trabajo.

Para el diseño del mecanismo de accionamiento, se tomó en cuenta los esfuerzos a los que estará sometido, además de escoger los materiales correctos de construcción y la ubicación adecuada dentro del habitáculo.

Para poder aplicar el sistema freno de mano, se construyó un circuito hidráulico el cual consta de una válvula de regulación de presión y un cilindro hidráulico de simple efecto, el mismo que se encarga de crear la presión hidráulica necesaria para poder frenar las ruedas posteriores del automotor.

El proyecto casi en su totalidad fue construido con las piezas originales del automóvil, pero que antes de ser utilizadas pasaron por un estricto control de buen funcionamiento y estado, esto con el fin de minimizar los costos de construcción.

El diseño e implementación de todos los elementos es único y exclusivo trabajo de su autor por lo que no existen proyectos semejantes de los cuales se haya tomado información sobre la construcción y diseño, a excepción de propiedades de los materiales a utilizar y datos importantes que guiaron el diseño mecánico e hidráulico, para luego culminar con su implementación.

ÍNDICE

CARÁTULA	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN	iii
CERTIFICACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
RESUMEN	vi
PRESENTACIÓN	vii
I MARCO TEÓRICO	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 DEFINICIÓN DE FRENOS	2
1.2.1 MANDO	3
1.2.2 TRANSMISIÓN	3
1.2.3 FRENO	3
1.3 MISIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS	3
1.4 PRINCIPIO DE INERCIA	4
1.5 ACCIÓN Y REACCIÓN	4
1.6 ADHERENCIA	4
1.7 ENERGÍA	5
1.8 FRICCIÓN	6
1.9 SERVOFRENO	6
1.9.1 SERVOFRENO DE DEPRESIÓN DE DOS CÁMARAS	7
1.9.2 SERVOFRENO DE DEPRESIÓN DE CUATRO CÁMARAS	8

1.10 FRENOS DE TAMBOR	9
1.10.1 EL SISTEMA SIMPLEX	9
1.10.2 EL SISTEMA DUPLEX	10
1.10.3 EL SISTEMA TWINPLEX	11
1.10.4 EL SISTEMA DUO-SERVO	11
1.10.5 SEGÚN EL SISTEMA DE APROXIMACIÓN AUTOMÁTICA DEL JUEGO DE DESGASTE	12
1.10.6 SISTEMA BENDIX	13
1.10.7 SISTEMA LUCAS GIRLING	14
1.10.8 SISTEMA TEVES	15
1.11 FRENOS DE DISCO	16
1.11.1 DISCOS DE FRENOS	17
1.11.2 CALIPERS FIJOS	18
1.11.3 CALIPERS FLOTANTES	19
1.11.4 PASTILLAS DE FRENO	19
1.12 FRENOS DE COMPETICIÓN	20
1.12.1 MEJORAS EN LOS DISCOS DE FRENO	21
1.12.2 MEJORAS EN LAS PLAQUETAS DE FRENO	21
1.12.3 MEJORAS EN LAS CANALIZACIONES DE FRENO	21
1.12.4 MEJORAS EN EL TIPO DE LÍQUIDO DE FRENOS	21
1.13 FRENOS DE ESTACIONAMIENTO	22
1.13.1 MANDO O PALANCA	22
1.13.2 LÁMPARA DE ADVERTENCIA	23
1.13.3 CABLES DE FRENO DE ESTACIONAMIENTO	24
1.13.4 FRENOS DE ESTACIONAMIENTO EN SISTEMAS DE FRENOS DE TAMBOR	24

1.13.5 FRENOS DE ESTACIONAMIENTO EN SISTEMAS DE FRENOS DE DISCO	25
1.14 EL LÍQUIDO DE FRENO	26
1.15 TEORÍA DE FLUIDOS	28
1.15.1 UN FLUIDO NO SE PUEDE COMPRIMIR	28
1.15.2 UN FLUIDO TOMA LA FORMA DEL RECIPIENTE QUE LO CONTIENE	28
1.15.3 LA PRESIÓN APLICADA A UN FLUIDO SE TRANSMITE EN IGUAL FORMA EN TODAS LAS DIRECCIONES	29
1.16 EL PRINCIPIO DE PASCAL Y SUS APLICACIONES	29
1.17 SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA	31
1.18 BOMBINES O CILINDROS DE FRENOS	35
1.18.1 BOMBÍN DE DOBLE EFECTO	35
1.18.2 BOMBÍN DE SIMPLE EFECTO	36
1.18.3 BOMBÍN CON CORRECTOR DE FRENADA INCORPORADO	36
1.18.4 BOMBINES DE RUEDA	37
1.19 VÁLVULA CORRECTORA DE FRENADO	39
1.20 VÁLVULA DE RETENCIÓN RESIDUAL	40
1.21 CAÑERÍAS	41
1.22 ACCESORIOS	42
1.23 MANÓMETRO MEDIDOR DE PRESIÓN	43
1.23.1 USOS DE UN MANÓMETRO DE PRESIÓN	44
II DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS, ELÉCTRICOS E HIDRÁULICOS	45
2.1 DISEÑO HIDRÁULICO DE FRENOS	45
2.2 SELECCIÓN DE CAÑERÍAS	47

2.3 SELECCIÓN DEL CILINDRO DE SIMPLE Y DOBLE EFECTO	48
2.4 SELECCIÓN DE DISCOS DE FRENO	50
2.5 SELECCIÓN DE CALIPERS	51
2.6 DISEÑO DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO	52
2.6.1 ESTUDIOS ESTÁTICOS (O DE TENSIÓN)	53
2.6.2 CRITERIO DE MÁXIMA TENSIÓN DE VON MISES	53
2.6.3 DEFINICIÓN DEL FACTOR DE SEGURIDAD	54
2.6.4 INTERPRETACIÓN DE FACTORES DE SEGURIDAD	54
2.6.5 CÁLCULOS DE DISEÑO	55
2.6.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO	58
2.6.7 ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES	61
2.6.8 VERIFICACIÓN DEL DISEÑO	64
2.7 DISEÑO DE LA BASE DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO	67
2.7.1 MODELADO DE LA BASE	67
2.7.2 CÁLCULO DE LA FUERZA EJERCIDA SOBRE EL MATERIAL.	69
2.7.3 ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES	70
2.7.4. VERIFICACIÓN DEL DISEÑO	73
2.8 SELECCIÓN DEL PERNO EJE ENTRE LA MECANISMO DE ACCIONAMIENTO Y LA BASE.	76
2.8.1 ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES	76
2.8.2 VERIFICACIÓN DEL DISEÑO	80
2.9 SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE SUJECIÓN DE LA BASE	83
2.9.1 ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES	83
2.9.2 VERIFICACIÓN DEL DISEÑO	87
2.10 ENSAMBLE DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO Y LA BASE	90

2.11 DISEÑO DE LOS SOPORTES DE SUJECCIÓN DE LOS CALIPERS	91
2.11.1 ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES	93
2.11.2 VERIFICACIÓN DEL DISEÑO	96
2.12 CIRCUITO ELÉCTRICO	99
2.13 SELECCIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN	99
2.14 SELECCIÓN DE ACCESORIOS	101
III CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA	103
3.1 HERRAMIENTAS A UTILIZAR	103
3.2 CONSTRUCCIÓN Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS HIDRÁULICOS Y MECÁNICOS	103
3.2.1 CONSTRUCCIÓN DE LA CAÑERÍA DE ACERO INOXIDABLE FLEXIBLE	104
3.2.2 SELECCIÓN DE CAÑERÍAS DE ACERO INOXIDABLE RÍGIDA	104
3.2.3 ENSAMBLE DEL SISTEMA DE FRENO DISCO EN LAS RUEDAS DEL TREN POSTERIOR	105
3.3 CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO	110
3.3.1 CONSTRUCCIÓN DE LA PALANCA DE ACCIONAMIENTO DEL FRENO DE MANO	110
3.3.2 CONSTRUCCIÓN DE LA BASE	113
3.4 ENSAMBLE DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO	116
3.5 ENSAMBLE DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DE FRENOS Y SUS COMPONENTES	118
3.6 ENSAMBLE ELÉCTRICO	122
IV PUESTA A PUNTO Y PRUEBAS	123
4.1 PUESTA A PUNTO DE LA VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN	123
4.2 PROCESO DE MEDICIÓN DE PRESIÓN HIDRÁULICA	123

4.3 PUESTA A PUNTO DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO	126
4.4 PRUEBAS EN RUTA	126
4.5 CUADRO DE DIAGNÓSTICO EN LA FRENADA	128
V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	131
5.1 CONCLUSIONES	131
5.2 RECOMENDACIONES	132
BIBLIOGRAFÍA	133
ANEXOS	134

I MARCO TEÓRICO

1.1.- INTRODUCCIÓN

Para contrarrestar toda la cantidad de movimiento que pueda tener un automóvil rodando a una cierta velocidad, si queremos detenerlo, tendremos que oponer un esfuerzo resistente que sea capaz de transformar toda esa energía de movimiento hasta conseguir su detención.

A esa energía del movimiento la vamos a llamar Energía Cinética. (Del griego KINOS-OU que significa movimiento), y la forma más rápida es transformarla en calor, haciendo que dos superficies colocadas convenientemente se froten entre sí enérgicamente. La ley ya nos marca pautas de actuación, puesto que nos exige una serie de características que deben cumplir los dispositivos de frenado.¹

Las más importantes: RAPIDEZ Y EFICACIA para que el vehículo pueda ser parado e inmovilizado en las pendientes más pronunciadas. Tenemos resuelto como transformar la energía cinética en calor, pero lo de hacerlo rápidamente y con eficacia.

El primer problema que se plantea es que el contacto de las ruedas con el suelo no debe disminuir repentinamente y mucho menos desaparecer.

Volviendo al concepto de energía cinética como cantidad de movimiento podemos prever que cuanto mas peso y sobre todo cuanta más velocidad lleve el vehículo tanto más difícil será detenerlo en un corto espacio de tiempo y de recorrido.

Es precisamente el concepto de energía cinética:

$$E_c = \frac{1}{2} m \cdot v^2$$

¹ Concepto tomado del libro Los frenos del automóvil de Luis Molero, pagina 2.

E_c = Energía cinética.

m = Masa del vehículo.

v = Velocidad.

El material plástico de la superficie de la rueda (goma) sufre con el peso una deformación y se va incrustando en las pequeñas irregularidades del terreno de manera que se forman una especie de dientes de engranaje que se van acoplado con los del terreno en que se apoya.

Enseguida se nos ocurre, por tanto, que la calidad de la goma y las condiciones del terreno tienen una influencia fundamental. También el peso quiero decir, que todas estas condiciones que en conjunto podemos llamar adherencia, tienen que ser capaces de ir soportando la fuerza de energía cinética mientras se va transformando en calor.

Pero como la adherencia cuando llega a su valor máximo, si se supera, cae en picado, es imprescindible ir dosificando el esfuerzo de frenado para no superar ese límite.

Por todo esto, precisamente y para acercarse a las mejores condiciones, se diseñan y se colocan en el automóvil de competición sistemas de frenos optimizados y de altas prestaciones para un mejor desempeño en la competencia

1.2.- DEFINICIÓN DE FRENOS

Conjunto de órganos que intervienen en el frenado y que tienen por función disminuir o anular progresivamente la velocidad de un vehículo, estabilizar esta velocidad o mantener el vehículo inmóvil si se encuentra detenido.

Todo dispositivo de frenado funciona por la aplicación de un esfuerzo ejercido a expensas de una fuente de energía. El dispositivo de frenado se compone de un mando, de una transmisión y del freno propiamente dicho.

1.2.1.- MANDO

Mecanismo cuyo funcionamiento provoca la puesta en acción del dispositivo de frenado; suministra a la transmisión la energía necesaria para frenar o controlar esta energía.

El mando puede ser accionado:

- Por el conductor; mediante el pedal o a mano.
- Sin intervención directa del conductor.
- Por inercia: acoplamiento entre remolque y el vehículo tractor.
- Por gravedad: abatiendo la lanza de un remolque.
- Por tracción: tensión de un cable entre un remolque y el vehículo tractor.

1.2.2.- TRANSMISIÓN

Unión de los elementos comprendidos entre el mando y el freno, acoplándolos de una manera funcional. La transmisión puede ser mecánica, hidráulica, eléctrica o combinada.

1.2.3.- FRENO

Órgano en el cual se desarrollan las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo.

1.3.- MISIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS

La misión del sistema de frenado es la de crear una fuerza regulada para reducir la velocidad o para detener un vehículo en movimiento, así como para tenerlo estacionado.

1.4.- PRINCIPIO DE INERCIA.

El principio de la inercia, una de las leyes fundamentales de la mecánica, se puede enunciar como sigue: todo cuerpo es incapaz de ponerse en movimiento por si mismo o, estando en movimiento, de modificar la velocidad o la dirección de este movimiento sin intervención de una causa que llamaremos Fuerza.

Una fuerza es toda acción susceptible de producir un movimiento o bien de modificarlo, y puede ser motriz o resistente. En el vehículo automóvil, la fuerza motriz es producida por el motor o, por una pendiente descendente o por el empuje del aire o las fuerzas resistentes normales son debidas a la resistencia al rodamiento, o una pendiente ascendente, o la resistencia del aire y a la resistencia interna del vehículo, especialmente del motor.

1.5.- ACCIÓN Y REACCIÓN.

Cualquier fuerza motriz o de resistencia únicamente puede tener acción sobre el movimiento del vehículo cuando se puede desarrollar una reacción al contacto de los neumáticos sobre el suelo; es decir, cuando el conjunto “neumáticos” y firme de la calzada puede ofrecer una adherencia suficiente. Sólo la resistencia del aire y la acción del viento son excepción de esta regla.

1.6.- ADHERENCIA.

Consideremos un cuerpo de peso P en contacto con una superficie plana, con un plano horizontal. Este cuerpo está en equilibrio bajo la acción de su peso y de la resultante N de la reacción del plano. Apliquemos una fuerza horizontal F que corta a la vertical del centro de gravedad. La experiencia muestra que el cuerpo permanece inmóvil en tanto F no exceda de cierto valor.

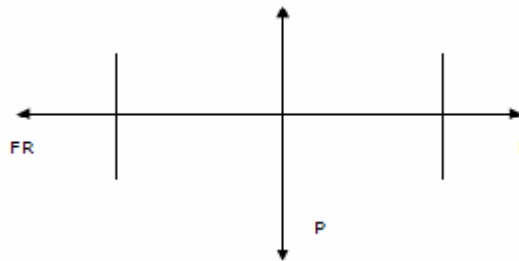


Figura 1.1 Descomposición de Fuerzas

1.7.- ENERGÍA

Para hacer funcionar el motor de un automóvil se necesita energía. La energía puede definirse como la habilidad de realizar un trabajo. La gente no puede producir energía pero puede cambiarla de una forma a otra, y también la puede utilizar en diferentes maneras.

Cuando compra gasolina, la energía que contiene se convierte en fuerza mediante el motor del automóvil; el motor realiza esta conversión quemando la gasolina y usando la energía térmica para hacer girar el cigüeñal. Este movimiento pasa a las ruedas que a su vez hacen avanzar al vehículo.

Un automóvil se mantiene en movimiento por dos fuerzas, una es la que inicia el movimiento del vehículo y la otra es el peso y la velocidad. La combinación de estas dos fuerzas se llama "energía cinética" o sea la energía del movimiento. Cuanto más pesado sea un vehículo y mayor sea la velocidad será mayor su energía cinética y por consiguiente más difícil de detener: de hecho un automóvil en movimiento nunca se detendría a menos que se le aplicara otra fuerza para hacerlo. Esta fuerza debe eliminar la energía cinética. El sistema de frenos suministra esa otra fuerza.

Al igual que no se puede producir energía, tampoco se puede destruir. No obstante, el sistema de frenos cambia la energía cinética de un automóvil en movimiento a otra forma de energía. El mejor modo de detener un automóvil es cambiar la energía cinética a energía térmica; el sistema de frenos lo hace mediante la fricción.

1.8.- FRICCIÓN

Es la resistencia al movimiento que existe entre dos objetos en contacto. Hay muchos tipos de fricción, pero el tipo de deslizamiento seco ofrece la mayor resistencia al movimiento.

La fricción crea calor; probablemente habrá visto que puede calentar sus manos friccionándolas. La fricción cambia la energía cinética de sus manos en movimiento en energía térmica. Este cambio es causado por la fricción.

1.9.- SERVOFRENO



Figura 1.2 Servofreno

El servofreno intensifica la fuerza del pie al accionar el freno y disminuye así la energía que hay que aplicar. Combinado con el cilindro principal, es parte integrante de la mayoría de sistemas de freno de turismos. La exigencia técnica fundamental impuesta a los servofrenos es la que reduzcan la fuerza necesaria aplicada por el pie sin menoscabar la graduación precisa de la fuerza de frenado ni el tacto para la medida de este. Las dos versiones de servofreno usuales, son la de depresión y la hidráulica, utilizan las fuentes de energía ya existentes en el vehículo: la depresión en el tubo de admisión o respectivamente la presión hidráulica generada por una bomba.

Los sistemas de freno en los turismos están equipados en su mayoría con servofrenos de depresión. Existen dos tipos de funcionamiento semejante:

- Tipo de dos cámaras
- Tipos de cuatro cámaras

1.9.1.- SERVOFRENO DE DEPRESIÓN DE DOS CÁMARAS

Los servofrenos de depresión utilizan en los motores de gasolina la depresión generada en el tubo de admisión durante la carrera de aspiración, y en los motores diesel la depresión generada por una bomba de vacío, para intensificar la fuerza del pie del conductor. Al accionar el freno, esta fuerza de intensificación aumenta proporcionalmente a la fuerza del pie hasta el punto de intensificación total, que se encuentra cerca de la presión de bloqueo de las ruedas delanteras y, según el vehículo, es de 60 a 100 bares. A partir de este punto no aumenta ya la fuerza de intensificación.

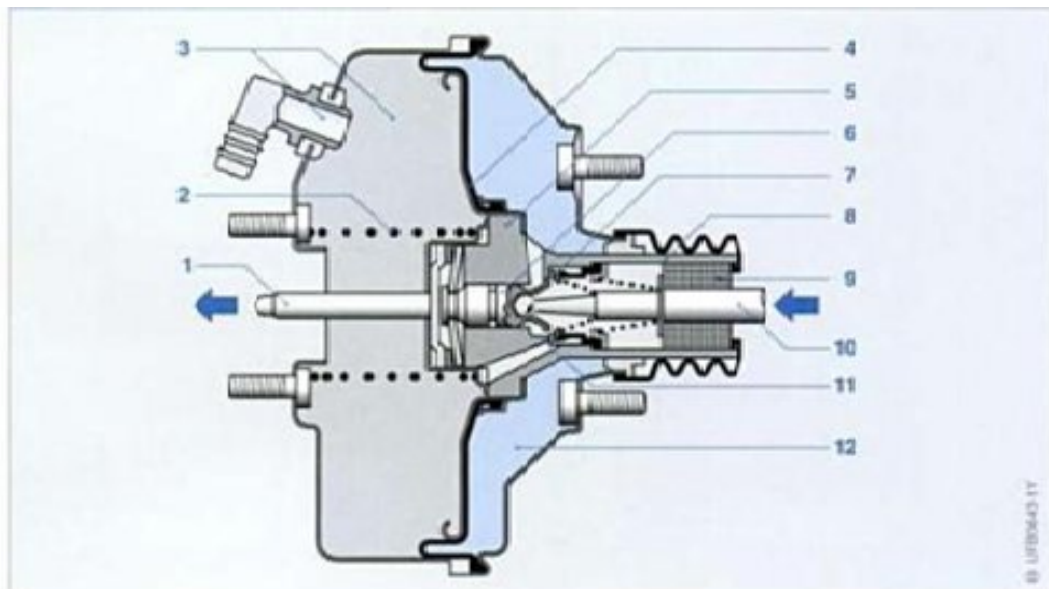


Figura 1.3 Servofreno de Dos Cámaras

La cámara de depresión (3) con empalme de depresión esta separada de la cámara de trabajo (12) por una membrana. El vástago (10) transmite al embolo

de trabajo (5) la fuerza aplicada reguladamente por el pie, mientras que la fuerza de frenado intensifica actúa a través del vástago de presión (1) sobre el cilindro principal.

Al no estar accionado el freno, la cámara de depresión (3) y la cámara de trabajo (12) comunican una con otra a través de canales existentes en el cuerpo de válvula (8). En ambas cámaras reina vacío establecido a través del empalme de depresión (3).

En cuanto comienza un proceso de frenado, el vástago del embolo (10) se mueve hacia la cámara de depresión (3) y empuja la guarnición de la válvula doble (7) contra el asiento de la válvula (11). Con ello, la cámara de depresión y la de trabajo quedan separadas una de otra. Como sea que al seguir avanzando el vástago el embolo sensitivo (6) se separa de la guarnición de la válvula doble, penetra aire de la atmosfera en la cámara de trabajo. Ahora reina en la cámara de trabajo una presión mayor que la existente en la cámara de depresión. La presión atmosférica actúa a través de la membrana (4) sobre el disco de esta, al que ella esta aplicada. El disco de la membrana arrastra el cuerpo de la válvula (8) en dirección hacia la cámara de depresión, intensificando así la fuerza del pie. La fuerza del pie y la fuerza de intensificación empujan ahora el disco de membrana (4) venciendo la fuerza del muelle la compresión (2). El vástago de presión (1) se mueve a cusa de ello y transmite la fuerza de salida al cilindro principal.

Tras la conclusión del proceso de frenado, la cámara de depresión y la de trabajo comunican de nuevo una con otra y se encuentran bajo depresión.

1.9.2.- SERVOFRENO DE DEPRESIÓN DE CUATRO CÁMARAS

Como el servofreno de dos cámaras, el servofreno del tipo de cuatro cámaras intensifica la fuerza del pie por depresión. Mediante el tipo de cuatro cámaras se alcanza una intensificación mayor que la obtenida con el tipo de dos cámaras.

1.10.- FRENOS DE TAMBOR



Figura 1.4 Freno de Tambor

Los frenos de tambor se pueden clasificar en diversos tipos en función de su tipo o de su sistema de ajuste automático de desgaste.

1.10.1.- EL SISTEMA SIMPLEX

Se caracteriza por que las zapatas disponen de un punto de apoyo fijo sobre el que pivotan al ser accionadas. Normalmente, este sistema va provisto de un bombín de freno de doble efecto.

Cuando accionamos el pedal de freno hacemos que la zapata primaria y la secundaria se pongan en contacto con el tambor de freno. La particularidad de este sistema es que la zapata de freno primaria, debido a su montaje, se apoya en el tambor en contra del giro del mismo obteniendo, así, una presión ejercida superior sobre la superficie de frenado del tambor. Por el contrario, la zapata secundaria se apoya en el tambor en el sentido de giro del mismo, lo que hace que la zapata tienda a salir rechazada, traduciéndose en una menor presión ejercida sobre el tambor, respecto a la zapata primaria.

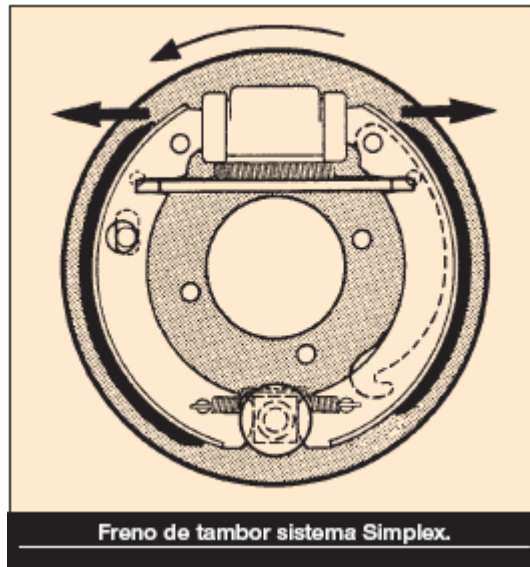


Figura 1.5 Freno de Tambor sistema simplex

El inconveniente de este sistema es que la frenada obtenida no es muy eficaz, debido a que la presión ejercida por las zapatas no es homogénea en toda la superficie de frenado del tambor.

1.10.2.- EL SISTEMA DUPLEX

Se caracteriza por que las zapatas están montadas en serie, de forma que ambas zapatas son primarias. Siguen teniendo un punto de apoyo sobre el que pivotan al ser accionadas, pero disponen de dos bombines de freno simples, de forma que el bombín de freno de una zapata sirve de punto de apoyo para la otra.

Con este sistema se consigue que las dos zapatas sean primarias, es decir, que ambas zapatas apoyen contra el tambor de freno en contra de su giro.

Obteniendo una frenada más eficaz, ya que la presión ejercida por las mismas es más uniforme en toda la zona de frenado del tambor que en el sistema simplex.

Por el contrario son más sensibles a las variaciones de coeficiente de fricción que puedan sufrir los forros de las zapatas.

1.10.3.- EL SISTEMA TWINPLEX

Es muy similar al duplex, salvo que los puntos de apoyo de las zapatas en lugar de ir montados fijos van montados en posición flotante. Gracias a este montaje de las zapatas se obtiene un mejor reparto de la presión ejercida sobre el tambor de freno, debido a que el efecto cuña que sufren las zapatas queda paliado.

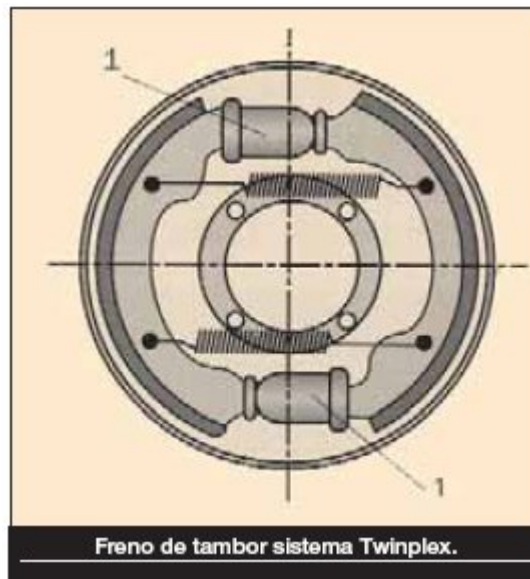


Figura 1.6 Freno de Tambor Sistema Twuinplex

1.10.4.- EL SISTEMA DUO-SERVO

Se caracterizan porque el punto de apoyo consiste en una biela de acoplamiento. Las dos zapatas son también primarias.

Al accionar las zapatas de freno, pivotan sobre su apoyo a la vez que empujan, mediante la biela de acoplamiento, a la otra zapata. Con este sistema se consigue un reparto de la presión de frenado más uniforme por toda la superficie de frenado del tambor y del forro de la zapata. Por el contrario, son muy sensibles a las variaciones de coeficiente de fricción que puedan sufrir los forros de las mismas.

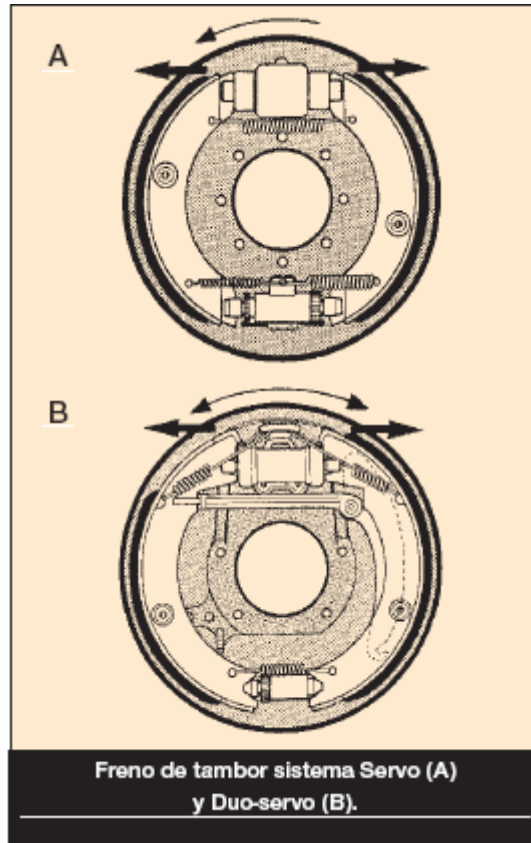


Figura 1.7 Freno de Tambor Sistema Servo y Duo-Servo

1.10.5.- SEGÚN EL SISTEMA DE APROXIMACIÓN AUTOMÁTICA DEL JUEGO DE DESGASTE

Este tipo de mecanismos son necesarios para aproximar automáticamente la distancia, entre zapata y tambor, que se va generando por el desgaste de los forros. A su vez, también ocasiona un progresivo aumento en la distancia a recorrer por el pedal y por la palanca del freno de mano. Estos sistemas tratan de mantener siempre la misma distancia entre los forros de las zapatas y el tambor de freno, para poder permitir que:

- Las zapatas de freno, en su posición de reposo, no rocen con el tambor de freno.
- La distancia entre los forros de las zapatas y el tambor sea el mismo en ambas zapatas y ruedas, para poder obtener una frenada eficaz y segura.

- Las zapatas al desplazarse a su punto máximo se apoyen contra el tambor de freno y obtener el bloqueo del tambor.
- En el desplazamiento de las zapatas obtengamos una frenada progresiva.

En el sistema de aproximación automática existen tres tipos principalmente; el sistema Bendix, el Lucas Girling y el Teves.

1.10.6.- SISTEMA BENDIX.

La palanca, articulada sobre la zapata primaria en su parte superior y dentado en su parte inferior. Un gatillo dentado que se engrana bajo la acción de un muelle sobre la palanca de reajuste. Una bieleta fijada a la zapata secundaria por un muelle y que engrana con a través de la ventanilla. El juego (J) determina la aproximación ideal entre zapatas y tambor. Un muelle que mantiene las zapatas en reposo.

Al frenar, cuando el juego entre zapatas y tambor es superior al juego (J): las zapatas se separan, la zapata secundaria mueve la bieleta, y mueve también la palanca (después de recorrer el juego J). La palanca se desplaza y pasa un número de dientes sobre el gatillo correspondientes al juego a aproximar.

Al desfrenar, la palanca no puede regresar por el gatillo dentado. El muelle hace que las zapatas hagan contacto sobre la bieleta por acción de la palanca y de la palanca del freno de mano. El juego determina entonces el juego ideal entre zapatas y tambor.



Figura 1.7 Freno de Tambor Sistema Bendix

1.10.7.- SISTEMA LUCAS GIRLING.

Con el fin de aproximar automáticamente la distancia entre zapata y tambor que se va creando por desgaste de los forros y que ocasiona un progresivo aumento de la distancia a recorrer por el pedal, este sistema hace variar la longitud de una biela situada entre las dos zapatas, primaria y secundaria.

El sistema consta de una biela de longitud variable mediante una rueda moleteada, un empujador fileteado y un vástago. La palanca, solidaria y articulada sobre la palanca de freno de mano y mantenida en contacto con la biela por un muelle.

La palanca tiene un diente en contacto con la rueda. La leva del freno de mano está articulada sobre la zapata secundaria

Al frenar, las zapatas se separan y liberan así la bieleta. La palanca pivota sobre su eje bajo la acción del muelle y hace girar la rueda del empujador con el diente: la bieleta se alarga. Si la aproximación es buena (separación pequeña), el esfuerzo ejercido por el resorte es insuficiente para mover la rueda y la longitud de la biela no cambia ya.

Al desfrenar, las zapatas retornan, la palanca vuelve a su posición inicial, su diente pasa hacia delante de los dientes de la rueda sin moverla. El alargamiento de la biela ha permitido reducir el juego entre zapatas y tambor.



Figura 1.8 Freno de Tambor Sistema Lucas Girling

1.6.1.8.- SISTEMA TEVES.

El principio de funcionamiento es el mismo que los sistemas Bendix y Lucas Girling, es decir, con la diferencia de que este sistema no dispone de una rueda o varilla dentada sino de una cuña que se interpone entre la zapata primaria y la varilla de empuje. Este sistema consta de una cuña, un muelle de tracción de la misma, un muelle de recuperación y de una varilla de empuje.

Al frenar, las zapatas se separan y liberan la leva dentada y la varilla de empuje. Al liberar la varilla de empuje la leva, bajo la acción del muelle de tracción de la misma, se interpone entre la zapata primaria y la varilla de empuje. En función del desgaste de las zapatas la leva se va interponiendo entre la misma y la varilla de empuje.

Al desfrenar, las zapatas retornan a su posición inicial, quedando suplido el juego de desgaste por el grosor de la cuña que queda entre la zapata y la varilla de empuje.

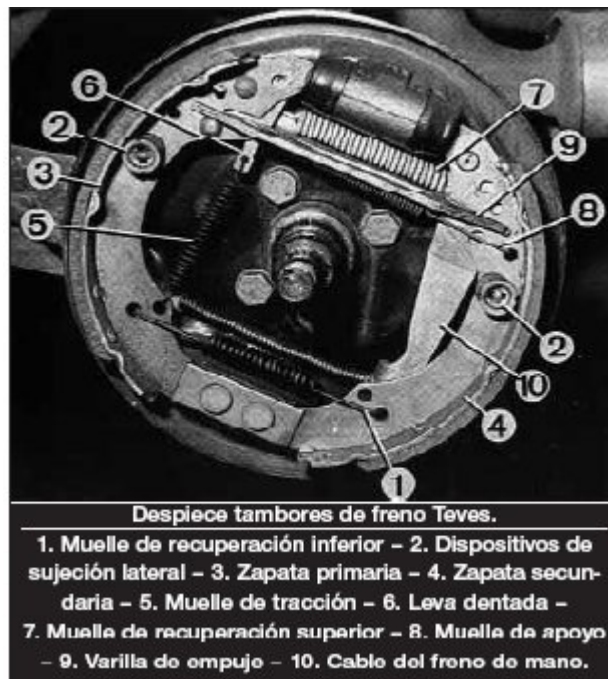


Figura 1.9 Freno de Tambor Sistema Teves

1.11.- FRENOS DE DISCO

Un freno de disco es un dispositivo cuya función es detener o reducir la velocidad de rotación de una rueda. Hecho normalmente de acero, está unido a la rueda o al eje. Para detener la rueda dispone de unas pastillas que son presionadas mecánica o hidráulicamente contra los laterales de los discos. La fricción entre el disco y las pastillas hace que la rueda se frene.

Los disco de freno pueden disipar el calor con mayor rapidez que el tambor; esto se debe a que las superficies del disco están mas expuestas a la atmosfera. La forma del disco permite usar salpicaderos o placas, para dirigir el flujo de aire sobre las superficies del disco. El flujo del aire dirigido constantemente enfría el rotor mientras el automóvil esta en movimiento.

Los frenos de disco no se debilitan como se debilitan los de tambor, aun cuando están recalentados a temperaturas muy altas debido al uso repetido de frenos bruscos. El debilitamiento del freno ocurre en los frenos de tambor debido a que altas temperaturas hacen que los tambores se expandan hacia afuera aumentando con ello la distancia entre el tambor y las balatas. Pero la expansión de un rotor decrece la distancia entre el disco y la balata.

Otra de las ventajas de los discos de frenos es que se limpian por si mismo. Agua, polvo y las partículas de balatas desgastadas no pueden quedar atrapadas en un rotor como quedan atrapadas en un tambor. El giro de un disco saca el agua y el polvo y las superficies de fricción se secan con los bordes de las zapatas. Esta acción de autolimpieza hace que el freno prácticamente no se vea afectado por las condiciones de las carreteras y del clima.

1.11.1.- DISCOS DE FRENOS



Figura 1.10 Disco de Frenos

Existen diferentes tipos de discos de freno. Algunos son de acero macizo mientras que otros están rayados en la superficie o tienen agujeros que los atraviesan.

Estos últimos, denominados discos ventilados, ayudan a disipar el calor. Además, los agujeros ayudan a evacuar el agua de la superficie de frenado. Las ranuras sirven para eliminar con más facilidad el residuo de las pastillas.

Los calipers de freno es el elemento encargado de soportar las pastillas además de empujarlas contra el disco cuando se presuriza el sistema. Los calipers son un elemento crítico del sistema de freno y está sometida a esfuerzos importantes durante el frenado tales como vibraciones, excesiva temperatura y otros elementos agresivos.

1.11.2.- CALIPERS FIJOS



Figura 1.11 Caliper Fijo

En el freno de disco de caliper fija, cada pistón se encuentra en cada mitad del caliper. Durante el proceso de frenado, actúa una presión hidráulica sobre los dos pistones. Cada pistón aprieta la pastilla resultando en el proceso de frenado.

Los frenos de caliper fija contra el disco de freno son muy sólidos, por lo que se emplea en vehículos rápidos y pesados.²

² Concepto tomado del artículo Pdf manual Tencico de la Pastilla de Freno, Capítulo 3 Página 16

1.11.3.- CALIPERS FLOTANTES



Figura 1.12 Caliper Flotante

El freno de disco de calipers flotante sólo utiliza el pistón de un lado de la pinza, que cuando se acciona aprieta la pastilla de freno correspondiente contra el disco de freno.

En lugar de dos pistones opuestos, el caliper de freno se aloja de forma flotante. La fuerza con la que el pistón aprieta la pastilla contra el disco genera una fuerza opuesta. Esa fuerza opuesta desplaza el caliper de freno opuesta contra el disco.

1.11.4.- PASTILLAS DE FRENO



Figura 1.13 Pastillas de Freno

Para la seguridad lo importante es la resistencia y la potencia de frenado de las pastillas. La potencia de frenado viene determinada decisivamente por la estabilidad del factor de fricción.

Cuando baja el factor de fricción, cambia considerablemente el comportamiento de los frenos y puede prolongarse claramente la distancia de frenado. Por esta razón el factor de fricción debe mantenerse elevado durante toda la vida útil de las pastillas.

1.12.- FRENOS DE COMPETICIÓN



Figura 1.14 Frenos de Competición

En los sistemas de frenos de competición se realizan diversas mejoras en los distintos componentes del sistema para mejorar su rendimiento.

1.12.1.- MEJORAS EN LOS DISCOS DE FRENO

Mejor calidad de material (discos con tratamientos térmicos). Disco con mejor sistema de ventilación. Disco taladrado o rallado.- Discos desmontables bi-material. Aumento del diámetro del disco (mayor superficie de fricción)

1.12.2.- MEJORAS EN LAS PLAQUETAS DE FRENO

Mejora en el compuesto de material de fricción.- Aumento de tamaño.

1.12.3.- MEJORAS EN LAS CANALIZACIONES DE FRENO

Podemos reemplazar las canalizaciones de líquido sobre los estribos de freno, que originalmente serán de caucho, por otras construidas con tubo de teflón recubierto de una malla de acero trenzado lo que nos proporcionará una mayor firmeza sobre el pedal, ya que éste material no está sujeto a las dilataciones que sufre el tubo de caucho y además tendremos menor riesgo de roturas por impactos.

1.12.4.- MEJORAS EN EL TIPO DE LÍQUIDO DE FRENOS

Utilizaremos un tipo de líquido de frenos con un alto poder de ebullición, para evitar el tan temido problema de " vapor-lock " que nos deja sin capacidad de frenada cuando se produce una burbuja de aire en el circuito debido al aumento excesivo de temperatura. Existen varios tipos y marcas de líquido, debemos utilizar un líquido con especificaciones DOT 4 o DOT 5, a ser preferible éste último ya que su capacidad de recuperación será, además, mayor. Líquidos como: AP RACING 550 y 600; FERODO RACING, MOTUL RACING, ETC.

1.13.- FRENOS DE ESTACIONAMIENTO

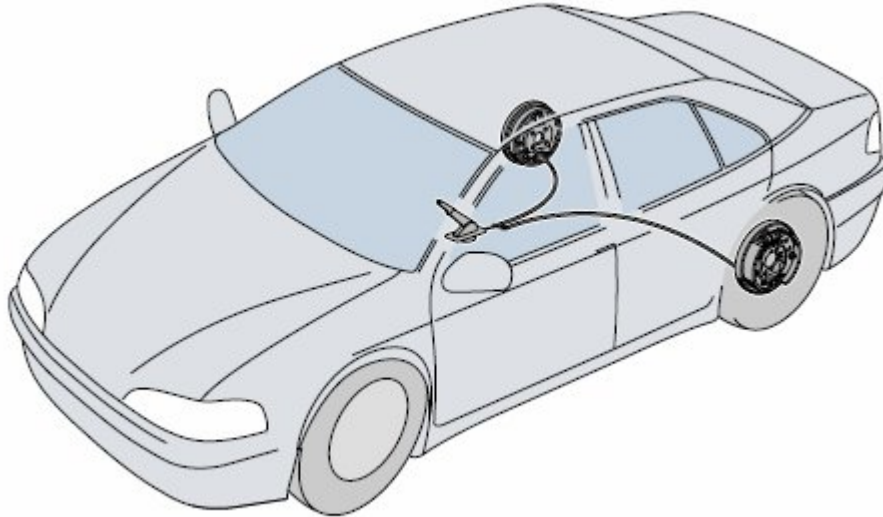


Figura 1.15 Frenos de Estacionamiento

El sistema de freno de estacionamiento es totalmente mecánico. El conductor aplica los frenos de estacionamiento ya sea mediante una palanca o presionando un pedal. Por lo general, los frenos de estacionamiento, funcionan solamente en las ruedas traseras; no obstante usan cables accionados por palancas para llevar la fuerza aplicada por el conductor a las ruedas y no a un sistema hidráulico.

Aun cuando el sistema de freno de estacionamiento no depende de la parte hidráulica del sistema de frenos de servicio, sí depende de la parte mecánica de dicho sistema. Normalmente los frenos de estacionamiento usan las mismas zapatas de freno que los frenos de servicio en las ruedas traseras.

1.13.1.- MANDO O PALANCA

Los frenos de estacionamiento se pueden aplicar con una palanca manual o con un pedal que se acciona con el pie. Algunos frenos de estacionamiento accionados con el pie utilizan un mecanismo de trinquete que requiere que el conductor oprima el pedal varias veces para aplicarlo. El mecanismo de palanca,

o de pedal de pie, se proyecta para aplicar la fuerza requerida sobre el freno de estacionamiento usando el esfuerzo normal del conductor.



Figura 1.16 Mando o Palanca

Todos los frenos de estacionamiento se traban dentro de una ranura o muesca que mantiene el freno de estacionamiento aplicado hasta que se libera. Algunos vehículos tienen un mecanismo conectado al mecanismo de cambios, que libera el freno de estacionamiento en forma automática cuando la transmisión se mueve a “park” a un engranaje motriz.

1.13.2.- LÁMPARA DE ADVERTENCIA

Siempre que se emplea el freno de estacionamiento, se enciende una lámpara roja de advertencia de freno en el tablero de instrumentos.



Figura 1.17 Lámpara de Advertencia

En casi todos los vehículos, esta es la misma lámpara que se enciende cuando hay un problema hidráulico o de nivel de fluido de frenos. La lámpara de advertencia para el freno de estacionamiento advierte al conductor que el freno de estacionamiento está aplicado o parcialmente aplicado.

1.13.3.- CABLES DE FRENO DE ESTACIONAMIENTO



Figura 1.18 Cables de Freno

El cable de freno de estacionamiento entra en la placa de apoyo desde el frente del vehículo. Puesto que la zapata primaria está ligada a la zapata secundaria en los frenos de servo doble, cualquier movimiento del vehículo hacia adelante tiende a acuar la zapata primaria dentro del tambor de freno, y a forzar a la balata secundaria también contra el tambor.

1.13.4.- FRENOS DE ESTACIONAMIENTO EN SISTEMAS DE FRENOS DE TAMBOR

El sistema de frenos de estacionamiento que utiliza la mayoría de los fabricantes de automóviles, es un sistema mecánico que expande las zapatas traseras dentro de sus tambores. Cuando el conductor del automóvil aplica los frenos de estacionamiento, la fuerza con que mueve la palanca del freno, se transmite a las zapatas traseras por medio de cables. Las palancas del sistema multiplican el esfuerzo físico del conductor, haciendo que sea suficiente para que las zapatas de los frenos traseros entren en estrecho contacto con los tambores. En la figura 1.19 se muestra un sistema típico de cable y palanca de frenos de estacionamiento.

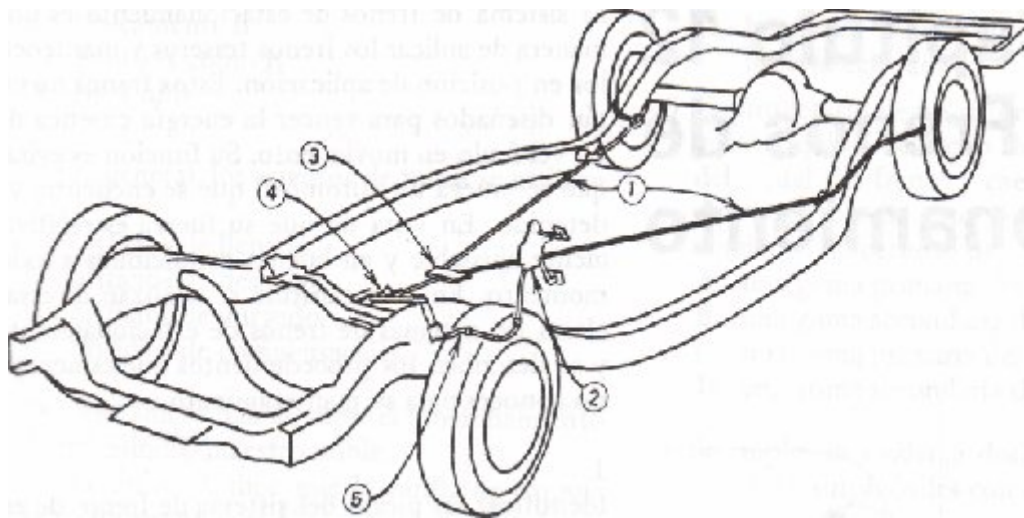


Figura 1.19 Frenos de Estacionamiento Sistema Tambor

En comparación con los sistemas de frenos de pedal, los frenos de estacionamiento son relativamente ineficaces. La fuerza con que se aplican, depende de la fuerza física del conductor. Se debe siempre tener en cuenta este hecho al diagnosticar problemas relacionados con frenos de estacionamiento que no se mantienen en posición.

Es posible que un freno de estacionamiento que funcione adecuadamente, no detenga un vehículo estacionado si no se aplican los frenos como es debido. Antes de aplicar los frenos de estacionamiento, se deben aplicar los de pedal. Mediante esta operación, las zapatas se ponen en contacto con el tambor con ayuda del sistema hidráulico, que es más eficaz. Luego, el sistema mecánico de menor eficacia, simplemente las mantiene en posición.

1.13.5.- FRENOS DE ESTACIONAMIENTO EN SISTEMAS DE FRENOS DE DISCO

Algunos automóviles tienen frenos de disco en las cuatro ruedas. En dichos vehículos, el sistema de frenos de estacionamiento es diferente al de los automóviles equipados con frenos de tambor o frenos combinados.

Una clase de freno de estacionamiento empleado con sistemas de frenos de disco consiste en tambores de freno incorporados en el centro de los rotores traseros. Al aplicar el freno de estacionamiento, unas zapatas pequeñas se expanden dentro de dichos tambores. Otra clase de freno de estacionamiento acciona mecánicamente los calibradores traseros de suerte que las zapatas de los frenos de discos aprietan los rotores al aplicar el freno de estacionamiento.

Frenos de estacionamiento que emplean un tambor en el centro del disco Este tipo de freno de estacionamiento ofrece algunas de las ventajas del servo-freno doble de auto-energizado que auto-multiplica su fuerza. Las zapatas del freno están montadas de igual que las del freno de tambor



Figura 1.19 Frenos de Estacionamiento Sistema Disco

1.14.- EL LÍQUIDO DE FRENO

El líquido de freno es el elemento que al ser presurizado por la bomba empuja los cilindros de las pinzas contra las pastillas, produciéndose así la acción de frenado. Para los usuarios de los automóviles es el eterno olvidado, es decir, muy pocos conductores dan la importancia que dicho elemento tiene. Como veremos a continuación sus características son las que aseguran una correcta frenada, pero es un elemento que con el uso y el paso del tiempo se degrada y debe de ser sustituido.



Figura 1.20 Líquido de Frenos

Las características fundamentales del líquido de freno son las siguientes:

- Es incompresible (como todos los fluidos).
- Su punto de ebullición mínimo debe ser superior a los 230°C. Así conseguirá permanecer en estado líquido, sin entrar en ebullición, cuando las sollicitaciones de frenada sean muy exigentes.
- Debe de tener baja viscosidad para desplazarse rápidamente por el circuito.
- Debe de ser lubricante para que los elementos móviles del sistema de freno con los que se encuentra en contacto no se agarroten.
- Debe de ser estable químicamente, para no corroer los elementos del sistema de freno con los que se encuentran en contacto.³

En la actualidad, la mayoría de los líquidos de freno cumplen con todos los requisitos que le son demandados, pero como contrapartida y debido a la composición de elementos que tiene, posee una propiedad que obliga a que su sustitución sea necesaria cada 2 años o 70000 km. Esta propiedad es la propiedad higroscópica, es decir, tiene una gran capacidad de absorber agua.

Según la clasificación del Departamento de transporte de los Estados Unidos (DOT, por sus siglas en inglés), existen tres tipos de líquidos: DOT 3, DOT 4 y DOT5.

³ Fuente. www.Wagner.com

La principal diferencia entre estos tres líquidos radica en la temperatura a la cual ebullición cuando el líquido patrón SAE (Asociación de Ingenieros del Automóvil) ha alcanzado un 3.7% de absorción de agua = punto de ebullición húmedo. Cada uno posee un punto de ebullición distinto, el del DOT 3 es de 140°C, el del DOT 4 es de 155°C y el del DOT 5 es de 180°C.

Los líquidos de freno DOT 3 y DOT 4 son fabricados en base a mezclas etílicas y son los líquidos recomendados para la mayor parte de vehículos que utilizan sistemas de frenos hidráulicos. Por su parte el líquido de frenos con especificación DOT 5 es un fluido sintético, generalmente de color púrpura, fabricado en base a silicona que tiene un punto de ebullición más alto, y su uso se ha hecho común en vehículos de carreras. Sin embargo, la problemática de que puede producir espuma fácilmente, (debido a su imposibilidad de absorción de humedad), puede provocar daños en el desempeño del sistema de frenos. Por otro lado, el líquido DOT 5 no es compatible con líquidos de especificación DOT 3 y DOT 4 lo que genera un grave problema en los casos en que se quiera sustituir uno de estos líquidos por el DOT 5 en un sistema.

1.15.- TEORÍA DE FLUIDOS

El primer paso para saber cómo funciona un sistema hidráulico es aprender estas tres reglas básicas de hidráulica:

1.15.1.- UN FLUIDO NO SE PUEDE COMPRIMIR.

El fluido en un sistema hidráulico actúa como un sólido y, por tanto, se puede utilizar para transmitir presión.

1.15.2.- UN FLUIDO TOMA LA FORMA DEL RECIPIENTE QUE LO CONTIENE.

Si en un sistema hidráulico no hay nada más, el fluido que hay tiende a llenarlo completamente. Entonces, la presión aplicada al fluido se transmite a todas las partes del sistema.

1.15.3.- LA PRESIÓN APLICADA A UN FLUIDO SE TRANSMITE EN IGUAL FORMA EN TODAS LAS DIRECCIONES.

Cuando se aplica presión al fluido en una parte del sistema hidráulico, se transmite una presión igual a todas las demás partes.

En un sistema hidráulico siempre hay que considerar estas tres reglas básicas. Al trabajar con ellas, usará dos palabras que le son familiares, pero que se deben usar de acuerdo con una definición estricta. Estas palabras son fuerza y presión. Fuerza es un empuje, o efecto de empuje, se miden libras o kilos. El conductor de un automóvil aplica fuerza al sistema hidráulico empujando la palanca del freno; esta fuerza, multiplicada por la acción de la palanca del pedal del freno, se aplica al pistón del cilindro maestro.

Presión es una cantidad o medida de fuerza aplicada a un área definida. Se mide en lb/pulg² (o kg/cm²) y, por lo general, se escribe psi. La presión en un sistema hidráulico de frenos de pedal empuja hacia afuera a los pistones del cilindro de la rueda con lo cual las zapatas hacen contacto con el tambor.

A la fuerza que se aplica a un sistema hidráulico se le llama fuerza de entrada y ésta se aplica a un pistón de entrada que crea una presión dentro del sistema. Esta presión se transmite a diversas partes del sistema, donde se puede utilizar para mover otro pistón o grupo de pistones. A la fuerza aplicada por estos pistones se le llama fuerza de salida y a los pistones se les dice pistones de salida.

1.16.- EL PRINCIPIO DE PASCAL Y SUS APLICACIONES

La presión aplicada en un punto de un líquido contenido en un recipiente se transmite con el mismo valor a cada una de las partes del mismo.

Este enunciado, obtenido a partir de observaciones y experimentos por el físico y matemático francés Blas Pascal (1623-1662), se conoce como principio de Pascal.

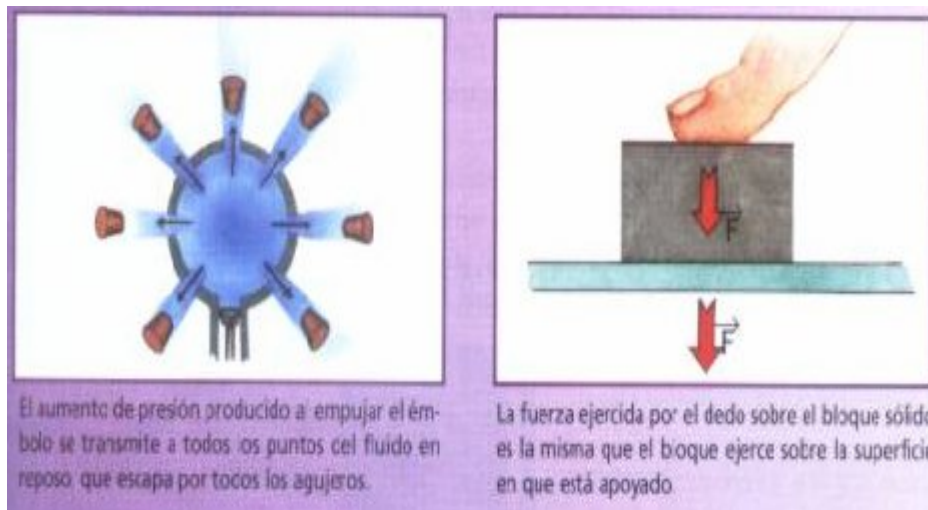


Figura1.2.1 Principio de Pascal

El principio de Pascal puede ser interpretado como una consecuencia de la ecuación fundamental de la hidrostática y del carácter incompresible de los líquidos. En esta clase de fluidos la densidad es constante, de modo que de acuerdo con la ecuación $p = p_0 + g \cdot h$ si se aumenta la presión en la superficie libre, por ejemplo, la presión en el fondo ha de aumentar en la misma medida, ya que $g \cdot h$ no varía al no hacerlo h .

La prensa hidráulica constituye la aplicación fundamental del principio de Pascal y también un dispositivo que permite entender mejor su significado. Consiste, en esencia, en dos cilindros de diferente sección comunicados entre sí, y cuyo interior está completamente lleno de un líquido que puede ser agua o aceite. Dos émbolos de secciones diferentes se ajustan, respectivamente, en cada uno de los dos cilindros, de modo que estén en contacto con el líquido. Cuando sobre el émbolo de menor sección S_1 se ejerce una fuerza F_1 la presión p_1 que se origina en el líquido en contacto con él se transmite íntegramente y de forma instantánea a todo el resto del líquido; por tanto, será igual a la presión p_2 que ejerce el líquido sobre el émbolo de mayor sección A_2 , es decir:

$$p_1 = p_2$$

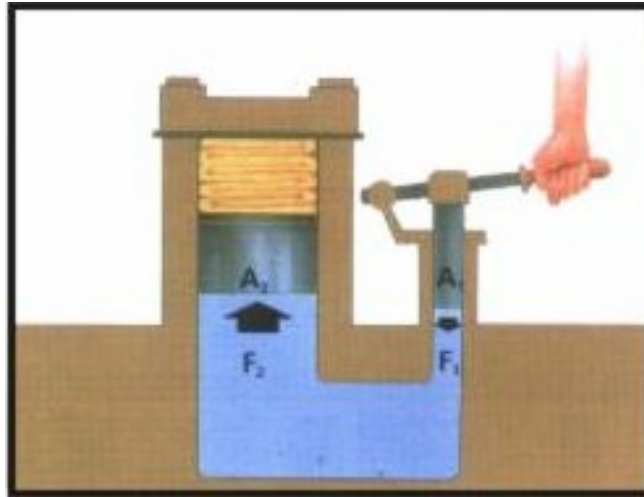



Figura 1.22 Prensa Hidráulica


Si la sección A_2 es veinte veces mayor que la A_1 , la fuerza F_1 aplicada sobre el émbolo pequeño se ve multiplicada por veinte en el émbolo grande.


La prensa hidráulica es una máquina simple semejante a la palanca de Arquímedes, que permite amplificar la intensidad de las fuerzas y constituye el fundamento de elevadores, prensas, frenos y muchos otros dispositivos hidráulicos de maquinaria industrial.


1.17.- SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA

A continuación, enlistamos los símbolos de uso más común dentro de los sistemas hidráulicos de potencia.

- 
 Línea de presión hidráulica

- 
 Línea de presión piloto o de drenaje

- 
 Filtro de aceite

- 
 Filtro de aceite con válvula check integrada



Bomba hidráulica - desplazamiento fijo



Bomba hidráulica - desplazamiento variable



Bomba hidráulica - desplazamiento variable con presión compensada y drenaje externo



Bomba hidráulica - desplazamiento variable entrega de caudal en ambos puertos "A" y "B" con drenaje externo



Válvula de alivio con valor de apertura fijo



Válvula de alivio con valor de apertura regulable



Válvula check o anti-retorno



Válvula check o anti-retorno con resorte



Control de dirección de dos posiciones, dos vías



Control de dirección de dos posiciones, tres vías



Control de dirección de dos posiciones, cuatro vías



Control de dirección de tres posiciones, cuatro vías



Control de flujo con regulación



Control de flujo con regulación y válvula check integrada



Control de flujo con regulación con presión y temperatura compensada



Cilindro hidráulico de doble efecto



Cilindro hidráulico de doble efecto con amortiguación en ambos sentidos



Cilindro hidráulico de doble efecto con amortiguación regulable en ambos sentidos



Cilindro hidráulico telescópico de simple efecto



Cilindro hidráulico telescópico de doble efecto



Motor hidráulico de desplazamiento fijo, uni-direccional, con drenaje externo



Motor hidráulico de desplazamiento fijo, bi-direccional, con drenaje externo



Intercambiador de calor agua-aceite



Intercambiador de calor aire-aceite



Acumulador de presión hidráulica con pre-carga de gas



Motor eléctrico



Tanque para almacenamiento de aceite



Filtro respirador - tapón llenador



Indicador de nivel de aceite en el tanque con medidor de temperatura



Indicador de presión o manómetro



Válvula aisladora para manómetro



Medidor de flujo



Interruptor de nivel



Interruptor por temperatura



Interruptor por presión



Línea flexible – manguera

1.18.- BOMBINES O CILINDROS DE FRENOS



1.23 Figura Cilindros de Frenos

El cilindro principal de freno (cilindro maestro) genera la presión hidráulica en el circuito de freno y controla el proceso de frenado. Recibe la presión de pedal de freno a través del auxilio del amplificador de fuerza de frenado y presiona el líquido de freno hasta los cilindros de las ruedas.

1.18.1.- BOMBÍN DE DOBLE EFECTO

Este tipo consta de un cilindro con dos émbolos de accionamiento gemelos. Cuando pisamos el pedal de freno la presión hidráulica entra por el orificio del latiguillo de freno y hace desplazar a los émbolos hacia el exterior del cilindro. Estos, a su vez, desplazan a las zapatas de freno hasta que se apoyan contra el tambor y las mantienen bajo presión hasta que remite la presión en el interior del cilindro. Una vez la presión a remitido el muelle de recuperación se encarga de hacer retornar a los émbolos a su posición inicial. En este tipo de bombines el muelle de freno va sujeto y centrado sobre la junta tórica de los émbolos.

Se suelen montar en los frenos del tipo simplex, o lo que es lo mismo, en el tipo más extendido entre los automóviles.

Dentro de este tipo de bombines de freno nos encontramos con los de émbolos escalonados. Estos funcionan de igual forma que los de doble efecto. La única diferencia es que los émbolos no son gemelos, y uno es más grande que el otro. El émbolo mayor empuja a la zapata secundaria, para imprimirle un esfuerzo mayor y conseguir una frenada similar a la de la zapata primaria, que por construcción ya obtiene un esfuerzo de frenada mayor, y el émbolo menor empuja a la zapata primaria.

1.18.2.- BOMBÍN DE SIMPLE EFECTO

El funcionamiento es similar al tipo de bombín anterior, salvo que este sólo dispone de un émbolo y el muelle va sujeto y centrado entre la parte trasera del cilindro y la junta tórica del émbolo. Estos tipos se utilizan en los sistemas de freno twimplex y duplex, ya que las dos zapatas son primarias y el bombín de una zapata sirve de apoyo para la otra.

1.18.3.- BOMBÍN CON CORRECTOR DE FRENADA INCORPORADO

Este tipo puede tener uno o dos émbolos en el interior del cilindro, dependiendo de si es un bombín de doble o simple efecto.

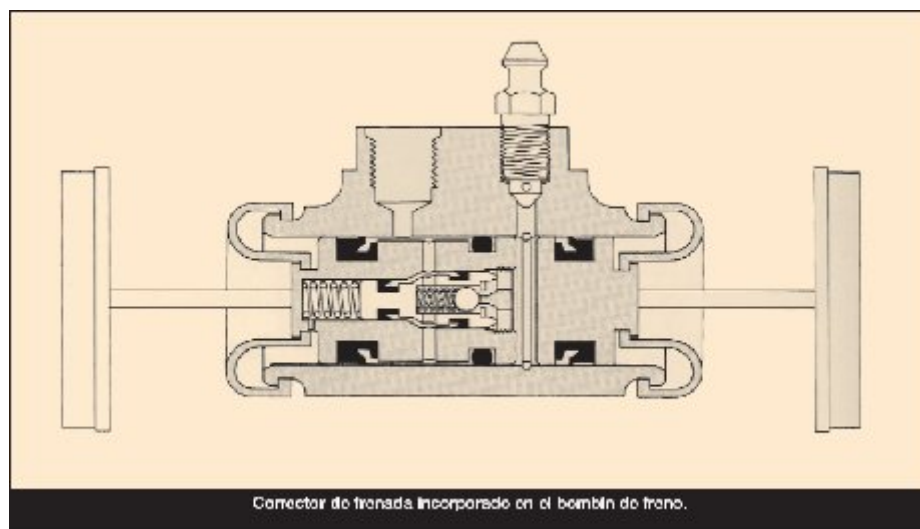


Figura 1.24 Corrector de Frenada Incorporado en el bombín de Freno

Su funcionamiento es similar al explicado anteriormente, salvo que la presión de frenado es regulada mediante una válvula de bola. Cuando pisamos el pedal de freno la presión hidráulica entra por el orificio del latiguillo de freno, pero hasta que no vence el tarado del muelle, no comienza a desplazar a los émbolos. Con esto lo que obtenemos es una reducción de la presión en el interior del cilindro, que se transforma en un desplazamiento de las zapatas menor y una frenada más débil.

1.18.4.- BOMBINES DE RUEDA



Figura 1.25 Bombín de Rueda

Los bombines de freno son los encargados de transformar la presión hidráulica, generada en la bomba, en un movimiento longitudinal para desplazar la zapatas hacia el tambor. Todos los bombines de freno constan de un cilindro, un émbolo, un guardapolvo y de un muelle de retorno.

El cilindro es el elemento que hace la función de carcasa del conjunto. En el van alojados todos los elementos y es por donde va sujeto al plato de freno, ya que tiene los orificios de sujeción mecanizados en su superficie. También tiene mecanizado dos orificios roscados, uno para el latiguillo de freno y otro para el tornillo de purga del sistema de frenos.

El émbolo es el elemento encargado de transmitir el movimiento longitudinal a las zapatas para que se desplacen hacia el tambor. Este elemento además tiene un junta tórica para evitar que el líquido salga al exterior.

El muelle de retorno es el elemento que se encarga de hacer volver a su posición de reposo a los émbolos una vez que la presión de frenado ha remitido. Este va montado en el émbolo y va centrado sobre la junta tórica del mismo.

El guardapolvo es el elemento que cierra el conjunto por la parte del émbolo y su finalidad es la de impedir que entren impurezas y humedad en el interior del cilindro.

El retén es un anillo de goma que tiene como misión impedir que se salga el líquido de frenos del interior del cuerpo del bombín hacia el exterior. Normalmente, va montados sobre una entalladura que le sirve de alojamiento y de sujeción para impedir que se desplace con respecto al émbolo, garantizando así la estanqueidad del mismo.

El purgador es un tornillo hueco en su parte interior con una rosca que nos permite abrir o cerrar el paso del líquido del bombín hacia el exterior. Su finalidad es poder purgar todo el aire que se encuentre en el bombín y dejarlo sólo con el líquido de frenos.

La entrada de líquido es una toma hidráulica, donde va rosado el latiguillo de freno. Es por donde entra la presión hidráulica del líquido de frenos al bombín. Según la finalidad para la que se monte e incluso sobre el sistema de freno en el que se monte, nos podemos encontrar con tres tipos de bombín de freno diferentes.

1.19.- VÁLVULA CORRECTORA DE FRENADO

Estos elementos son necesarios en los vehículos debido a que cuando aplicamos a una rueda un esfuerzo de frenada que supera el producto del peso por el coeficiente de adherencia aparece el bloqueo de la misma. Con ello perdemos el control y la adherencia en dicha rueda.

A consecuencia del desplazamiento dinámico de cargas, que sufre un vehículo al frenar, sobre el eje delantero es necesario frenar las ruedas, de dicho eje, más fuertemente que en el eje trasero. Por esta razón, los frenos de las ruedas delanteras son de mayor tamaño y eficacia que los frenos de las traseras.

No obstante, dado que el comportamiento del vehículo no es siempre igual y que está continuamente expuesto a diferentes procesos de deceleración y variaciones de carga en cada rueda es necesario reducir la presión de frenado en las ruedas del eje trasero, en comparación a las del eje delantero. Para ello se utilizan sistemas adicionales, como pueden ser los correctores de frenada. Los correctores de frenada existen de dos tipos: los limitadores y los compensadores.

Estos últimos son los que más se montan en los vehículos actuales.

Los limitadores y los compensadores de frenada tienen un funcionamiento idéntico el uno y el otro. Salvo una diferencia que los distingue, los limitadores de frenada tienen preestablecida la presión de frenada en el tren trasero desde la fabricación del vehículo y los compensadores regulan la presión de frenado en el tren trasero de forma continua y en función de la frenada que se realiza.



Figura 1.26 Válvula Limitadora de Frenado

La situación de estos elementos en el vehículo depende de si son en función de la carga o no. Si son en función de la carga, generalmente, van montados sobre el eje trasero y actúan en función de la altura de la suspensión, que indirectamente es un indicio de la carga que gravita sobre el eje trasero.

Si no dependen de la carga del vehículo para actuar, suelen ir montados en dos sitios, en la salida de la bomba de freno o en el bombín o pistón de freno trasero. No hemos de olvidar que estos correctores de frenada han de actuar sobre las dos ruedas simultáneamente, por ello en los circuitos de freno dobles disponemos de una unidad doble o de dos unidades diferentes e independientes.

1.20.- VÁLVULA DE RETENCIÓN RESIDUAL

En ciertos sistemas de frenos de tambor, se ha empleado una válvula de retención residual para mantener una pequeña cantidad de presión sobre el sistema hidráulico completo para frenos de tambor (de 5 a 12 lb/pulg²). Esta válvula de retención se la localiza en el cilindro maestro, en la salida para frenos de tambor. La bola y resorte de retención de la válvula de retención residual permite que todo el fluido de frenos regrese al cilindro maestro hasta que se alcanza la presión del diseño.

Esta ligera presión evita fugas de aire dentro del sistema hidráulico, en caso de un pequeño orificio o fuga. Con una presión baja mantenida sobre el sistema hidráulico, cualquier pequeño agujero causara que el fluido se fugue hacia afuera, en vez de permitir que entre aire al sistema. Esta ligera presión también mantiene a las copas de sello de los cilindros de la rueda bien apretadas contra la pared interior del cilindro de rueda.

Es frecuente que no se use válvulas de retención residual en vehículos de modelo reciente equipados con frenos de disco delanteros y frenos de tambor traseros. La válvula de retención residual se ha eliminado equipando un resorte interno del

cilindro de rueda con un expansor de copa de sello, para evitar el colapso de la copa de sello.

1.21.- CAÑERÍAS

Las distintas partes de instalación de frenos hidráulicos en un vehículo se unen mediante cañerías.

Según las normas existentes deberán emplearse cañerías de acero sin costura, de doble arrollamiento o estirados o soldados.



Figura 1.27 Cañerías

Las superficies externa e interna de las cañerías serán desoxidadas, pulidas y limpias. Se emplea cañerías con diámetros exteriores de 4.75mm, 6mm, 8mm y 10 mm.

Las cañerías, por lo general, llevan por dentro y por fuera un cobreado galvánico y además, por fuera, están cincados con una capa de 12 a 15 μm . La protección contra la corrosión se mejora todavía más con otro recubrimiento plástico.

Las cañerías cincados y con capa de plástico se pueden curvar y rebordear sin que se arranque o salte el recubrimiento.

Según las normas existentes las cañerías pueden suministrarse rebordeados por ambos extremos con sus correspondientes tuerca de racor incorporadas.

1.22.- ACCESORIOS



Figura 1.28 Accesorios Para Cañerías

Los accesorios para cañerías de freno son de diversos tipos, como: T, uniones, tuercas tipo racor, etc. Y sirven para unir las cañerías con los diferentes componentes que constituyen el sistema de frenos hidráulico.

1.23.- MANÓMETRO MEDIDOR DE PRESIÓN



Figura 1.19 Manómetros Medidor de Presión

Es un instrumento diseñado para medir los cambios en una presión y convertir estos cambios en un movimiento mecánico, indicándolos sobre una escala graduada (carátula).

Los elementos de medición de presión tipo tubo bourdon son los más comúnmente usados para medir un amplio rango de presiones

El elemento de medición o tubo bordón esta hecho de un tubo de pared delgada, doblado en forma de semicírculo (tipo C) o enrollado en un espiral (tipo helicoidal).

Cuando la presión es aplicada al sistema de medición a través del puerto de presión o conexión, la presión causa que el tubo de bourdon intente enderezarse, causando que el tip se desplace.

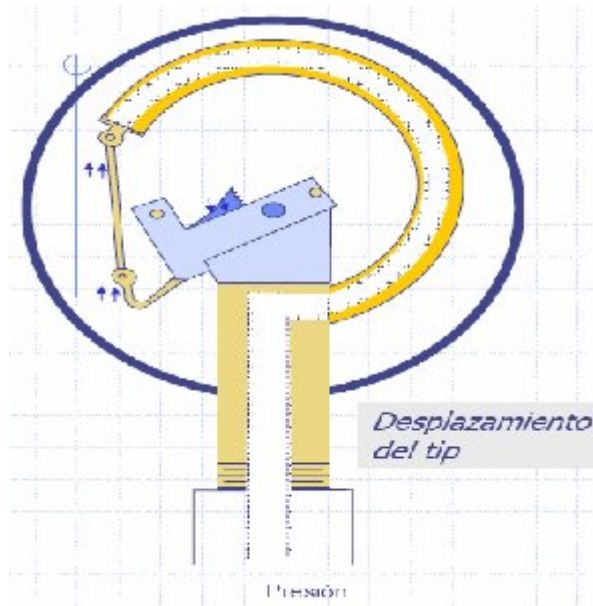


Figura1.20 Funcionamiento del Manómetro

El movimiento del tip es transmitido a través del eslabón al movimiento, el cual convierte el movimiento lineal del tubo bourdon en un movimiento de rotación que causa que el puntero se mueva e indique la medición de la presión en la carátula.

1.23.1.- USOS DE UN MANÓMETRO DE PRESIÓN.

Los manómetros de presión son utilizados para las siguientes operaciones:

- Proveer información de operación
- Proveer datos de prueba
- Medición de cantidades
- Indicar eficiencia operacional
- Medir fuerzas

II DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS, ELÉCTRICOS E HIDRÁULICOS

2.1.- DISEÑO HIDRÁULICO DE FRENOS

Para la implementación del sistema freno de mano con accionamiento hidráulico, se tiene que hacer algunos cambios en el circuito hidráulico original, teniendo que incrementar un cilindro de simple efecto para crear la presión necesaria para bloquear las ruedas posteriores.

Además se tiene que colocar una válvula reguladora de presión en el circuito posterior, con el fin de poder controlar y regular la presión hidráulica en el tren posterior del automóvil.

En la figura 2.2 se esquematiza el principio de este sistema. Comprende de un cilindro provisto de un pistón diferencial 2, que representa en un lado una superficie S_1 y en otro una superficie S_2 , y un limitador de presión, propiamente dicho, B colocado en un bypass ABC.

Para las presiones desarrolladas por el cilindro maestro, variables de 0 a un valor predeterminado P_0 , el fluido procedente del cilindro maestro que llega por D actúa directamente sobre los frenos traseros a través del bypass ABC.

Cuando la presión alcanza el valor P_0 , el bypass es obturado por el limitador de presión y la presión P_2 ejercida sobre los frenos es reducida con relación a la presión de entrada P_1 en función de la relación S_1/S_2

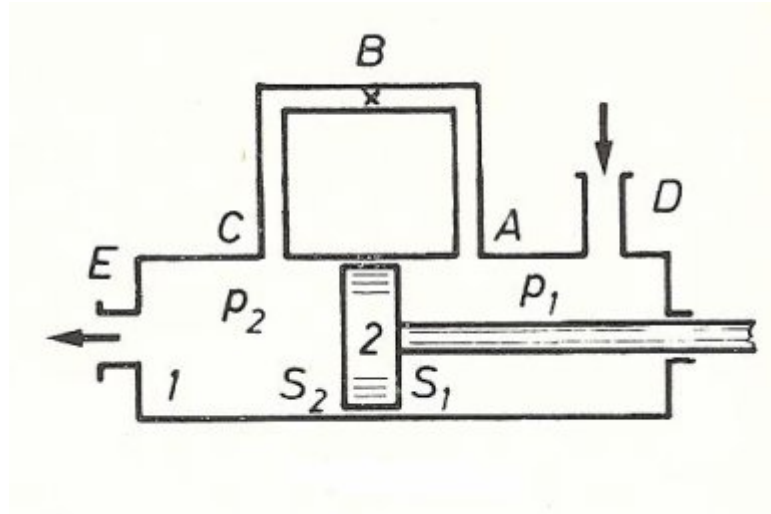


Figura2.1. Conjunto Válvula y Cilindro

Al igual que en el circuito de frenos posterior, en el circuito delanteros de frenos también se tendrá que realizar algunos cambios; como la eliminación del repartidor de fluido hidráulico, el cual será cambiado por una T.

Para el diseño del circuito hidráulico se utilizará un software FESTO FLUIDSIM, el cual es fácil de utilizar y cuenta con todas las herramientas necesarias para el diseño hidráulico.

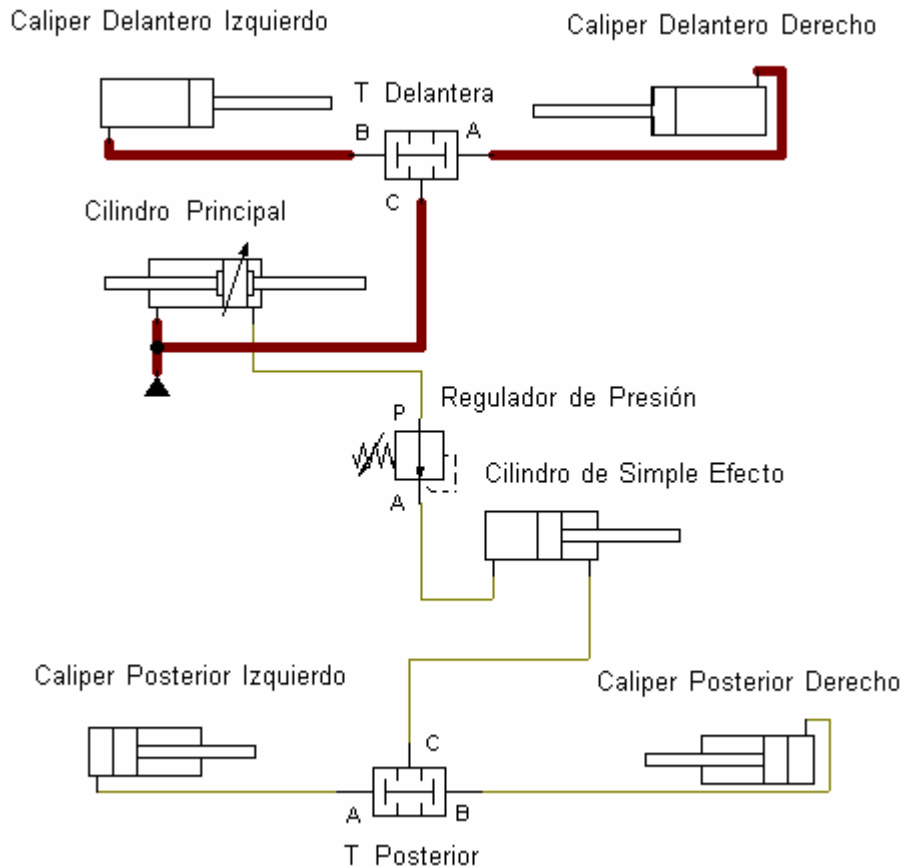


Figura 2.2 Circuito De Frenos

2.2.- SELECCIÓN DE CAÑERÍAS

Cabe resaltar que para las conexiones de los distintos componentes que forman este sistema, se utilizó una cañería de acero inoxidable flexible la cual va desde el cilindro principal, hasta la válvula de regulación.

Y también se utilizaron las cañerías originales del automóvil, ya que estas son de muy buena calidad y tienen todas las características necesarias para el funcionamiento del sistema.

Para seleccionar los diámetros y longitudes de las cañerías, se tuvo que tomar en cuenta las características del sistema hidráulico original del automóvil, ya que si cambiamos el diámetro de cualquier cañería del sistema, tendremos una pérdida

de fuerza en el sistema, lo cual deriva en una baja de eficiencia y eficacia, por lo que se tomó la decisión de escoger el diámetro original de las cañerías.

Di = 1 / 8 de pulgada. = 3.05 mm

De = 6 mm

Longitud c de la cañería principal de acero inoxidable flexible = 1840 mm

Longitud de la cañería posterior = 1140 mm

Longitud de la cañería de bypass = 270 mm

Todas las cañerías tienen un recubrimiento cobreado galvánico y además una capa plástica, para evitar que se oxiden o que al recibir cualquier tipo de golpe se deformen.

2.3.- SELECCIÓN DEL CILINDRO DE SIMPLE Y DOBLE EFECTO

Para la selección del cilindro se tomó en cuenta algunos factores como son:

- Espacio disponible que se tiene en el habitáculo
- Carrera total necesaria del vástago del cilindro para bloquear las ruedas posteriores.
- Presión necesaria para bloquear las ruedas

En este caso particular el espacio que teníamos disponible en el habitáculo era reducido por lo cual se optó por escoger un cilindro 5/8 de pulgada, el cual nos da la ventaja de tener un cuerpo pequeño y una carrera del cilindro adecuada.

Utilizando catálogos de cilindros hidráulicos (Anexos Tabla 1) existentes en nuestro medio se eligió el siguiente cilindro:



Figura 2.3 Cilindro de Simple Efecto

Para la implementación del sistema de freno de mano con accionamiento hidráulico, se utilizó el cilindro de doble efecto original del automóvil, ya que este es de muy buena calidad y presta todas las características necesarias para la implementación del sistema.



Figura 2.4 Cilindro de Doble Efecto Principal

2.4.- SELECCIÓN DE DISCOS DE FRENO

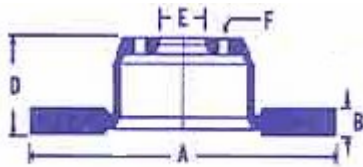
Los discos de frenos que se utilizaron en la implementación del sistemas, son de iguales características que los discos delanteros que posee el automóvil, los cuales son de muy buena calidad y resistencia.



Figura 2.5 discos de Freno

Utilizando catálogos de discos de freno (Anexos Tabla 2) existentes en nuestro medio se extraen las siguientes características:

ESQUEMA



DIMENSIONES

A = 300mm

B = 11 mm

E = 64 mm

F = 12mm

D = 51 mm

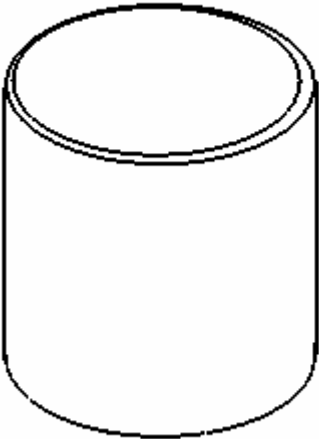
2.5.- ELECCIÓN DE CALIPERS

Los Calipers de frenos que se utilizaron en la implementación del sistemas, son de iguales características que los calipers delanteros que posee el automóvil, ya que estos son de excelente calidad y durabilidad.



Figura 2.6 Calipers de Frenos

Utilizando catálogos de pistones para calipers (Anexos Tabla 3) existentes en nuestro medio se extraen las siguientes características:

Pistón	Dimensiones
 A technical drawing of a piston, showing a cylindrical shape with a rounded bottom edge. The drawing is a simple black outline on a white background.	Diámetro = 48.15 mm Longitud = 49.60 mm Espesor = 4.5 mm

2.6.- DISEÑO DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO

Para el diseño del mecanismo de accionamiento, primero se tiene que tomar en cuenta la ubicación en donde se lo implementará, ya que la ubicación original de fábrica lo ubica en el centro de los asientos delanteros (figura 2.7), y esta no es la ubicación adecuada para un automóvil de competición.



Figura 2.7 Ubicación Original del Mecanismo Operador

La ubicación para la implementación del mecanismo operador, tiene que prestar las facilidades necesarias al piloto para aplicarlo cuando este lo requiera, y su aplicación no debe ocasionar distracciones al piloto, porque pueden derivar en un accidente.

Después de analizar todas opciones de ubicación, se decidió ubicar al mecanismo de accionamiento junto a la palanca de cambios, ya que este lugar esta al alcance del piloto y no causa ninguna distracción al mismo.

Programas como SOLIDWORKS y COSMOSWOKS que es la base para todo ingeniero que le guste el diseño de mecanismo y maquinas; es de gran utilidad para la elaboración del mecanismo de accionamiento.

Antes de empezar con el diseño mecánico es necesario revisar algunos conceptos que nos servirán en el desarrollo del mismo.

2.6.1.- ESTUDIOS ESTÁTICOS (O DE TENSIÓN)

Los estudios estáticos calculan desplazamientos, fuerzas de reacción, deformaciones unitarias, tensiones y la distribución del factor de seguridad. El material falla en ubicaciones donde las tensiones exceden cierto nivel. Los cálculos del factor de seguridad están basados en el criterio de fallos. COSMOSWorks ofrece cuatro criterios de fallos.

Debido a que los materiales a utilizar son dúctiles para el presente proyecto el diseño de los elementos mecánicos se basará en el criterio de la energía de distorsión (Von Mises)

Los estudios estáticos pueden ayudarle a evitar fallos ocasionados por altas tensiones. Un factor de seguridad menor que la unidad indica un fallo del material. Factores de seguridad elevados en una región contigua indican tensiones bajas y la posibilidad de eliminar algún material de esta región.

2.6.2.- 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 σ_1 , σ_2 y σ_3 , la tensión de Von Mises se expresa de la siguiente manera:

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

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).

2.6.3.- DEFINICIÓN DEL FACTOR DE SEGURIDAD

El Asistente para Verificación de diseño evalúa el factor de seguridad en cada nodo, según el criterio de fallos. 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.

2.6.4.- 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.

2.6.5.- CÁLCULOS DE DISEÑO

Para realizar los cálculos en el diseño del freno de mano con accionamiento hidráulico, primero se realizó la medición de presiones en el sistema de frenos original del automóvil para poder tener datos de presiones que nos permitan realizar los cálculos respectivos.

Teniendo como resultado una presión de 900 a 1000 PSI en los calipers de las ruedas delanteras, y una presión de 280 a 290 PSI en las ruedas posteriores.

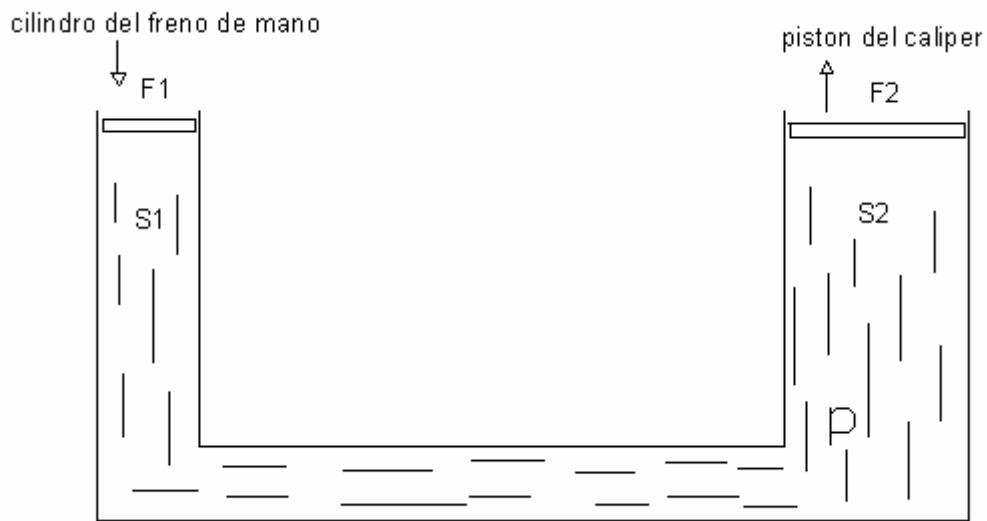
Presión en el circuito posterior del freno = 285 PSI

Diámetro del cilindro del freno de mano = 0.625 plg

Diámetro del pistón de los calipers = 1,8956 plg

Cálculo de la fuerza de frenado en los calipers posteriores al accionar el freno de mano

Para el cálculo de la fuerza de frenado en los calipers posteriores, nos apoyamos en el esquema del principio de pascal el cual es la base para todo diseño de frenos hidráulicos.



$$\frac{F1}{S1} = \frac{F2}{S2}$$

F1 = Fuerza en el cilindro del freno de mano

F2 = Fuerza en el pistón del caliper

D1 = Diámetro del pistón del cilindro de freno

D2 = Diámetro del pistón del caliper

Área del cilindro del freno de mano

$$S1 = 0.625 \text{ plg}$$

$$A = \frac{\pi * D1^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * (0.625 \text{ plg})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 0.3906 \text{ plg}^2}{4}$$

$$A = 0.3066 \text{ plg}^2$$

Área del pistón

$$S2 = 1,8956 \text{ plg}$$

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

$$A = \frac{\pi * (1,8956 \text{ plg})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 3,5932 \text{ plg}^2}{4}$$

$$A = 2,8207 \text{ plg}^2$$

Fuerza en el cilindro del freno de mano

$$F1 = P \times A$$

$$F1 = 285 \frac{\text{lbs}}{\text{plg}^2} \times 0,3066 \text{ plg}^2$$

$$F1 = 87,381 \text{ lbs fuerza}$$

Fuerza en el pistón del caliper posterior

$$\frac{F1}{S1} = \frac{F2}{S2}$$

$$F2 = \frac{F1 \times A2}{A1}$$

$$F2 = \frac{87,381 \text{ lbs fuerza}}{0,3066 \text{ in}^2} \times 2,8207 \text{ in}^2$$

$$F2 = 803,899 \text{ lb fuerza}$$

Cálculo de la fuerza en la palanca de accionamiento

$$Fr = \frac{BM}{Bm} \times Pa$$

Fr = fuerza en la palanca (en el cilindro)

BM = longitud del brazo mayor

Bm = longitud del brazo menor

Pa = fuerza en el punto de apoyo (punto de accionamiento)

Datos

$$Fr = F1$$

$$Fr = 87.381 \text{ lbs fuerza}$$

$$BM = 16.5354 \text{ in}$$

$$Bm = 2.362 \text{ in}$$

$$Pa = \frac{Fr \times Bm}{BM}$$

$$Pa = \frac{87.381 \text{ lbs fuerza} \times 2.362 \text{ in}}{16.5354 \text{ in}}$$

$$Pa = \frac{87.381 \text{ lbs fuerza}}{7.0005}$$

$$Pa = 12.483 \text{ lbs fuerza}$$

2.6.6.- DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO

Utilizando las herramientas de SolidWorks se modelo el siguiente mecanismo de accionamiento. Las cotas totales del mecanismo se observan en los anexos (Plano 1).

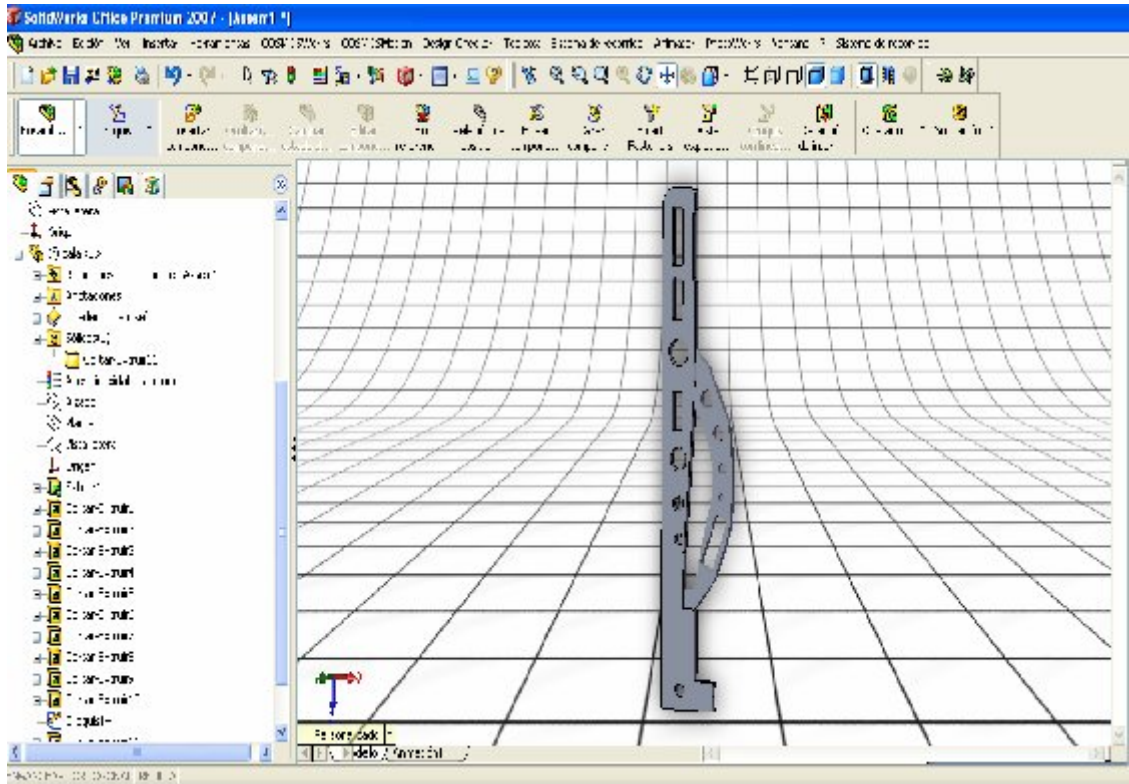


Figura 2.8 Diseño del Mecanismo Operador

Propiedades físicas del diseño

Densidad

$$d = 0,01 \text{ gr/mm}^3$$

Masa

$$m = 1247,29 \text{ gr}$$

Volumen

$$V = 159909,31 \text{ mm}^3$$

Área de superficie

$$A_s = 70131,87 \text{ mm}^2$$

Centro de masa: (milímetros)

$$X = -124,04$$

$$Y = 11,74$$

$$Z = 22,42$$

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros²)

Medido desde el centro de masa.

$$I_x = (0,01, 0,00, 1,00) \quad P_x = 931899,5$$

$$I_y = (1,00, 0,00, -0,01) \quad P_y = 26224812,12$$

$$I_z = (0,00, 1,00, 0,00) \quad P_z = 27149227,95$$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros²)

(Medido desde el centro de masa y alineado con el sistema de coordenadas resultante)

$$L_{xx} = 26221725,98 \quad L_{xy} = 0,00 \quad L_{xz} = 279370,70$$

$$L_{yx} = 0,00 \quad L_{yy} = 27149227,95 \quad L_{yz} = 0,00$$

$$L_{zx} = 279370,70 \quad L_{zy} = 0,00 \quad L_{zz} = 934985,72$$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros²)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$$I_{xx} = 27020846,60 \quad I_{xy} = -1816942,74 \quad I_{xz} = -3189831,03$$

$$I_{yx} = -1816942,74 \quad I_{yy} = 46968232,41 \quad I_{yz} = 328437,60$$

$$I_{zx} = -3189831,03 \quad I_{zy} = 328437,60 \quad I_{zz} = 20298898,16$$

2.6.7.- ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES

Para empezar el análisis colocamos restricciones en el mecanismo de accionamiento a ser analizado, así mismo colocamos la fuerza que se ejerce sobre el mecanismo para activar el freno de mano.

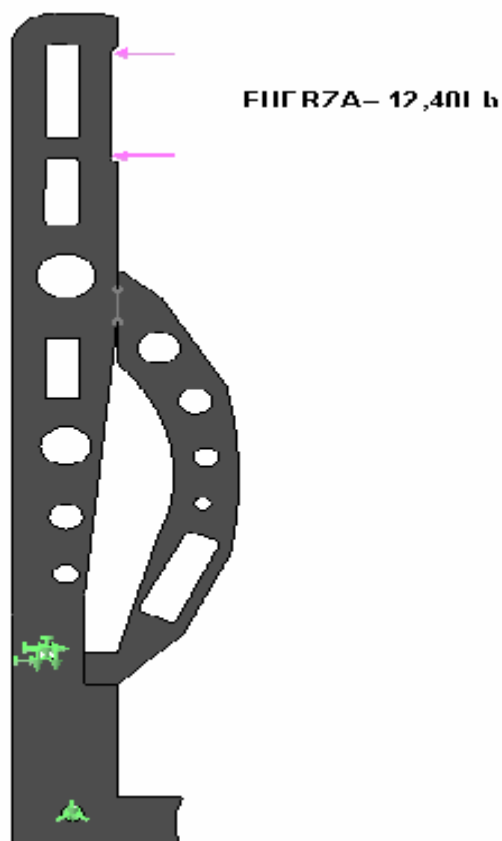


Figura 2.9 Cargas y Restricciones en el mecanismo de accionamiento

RESULTADOS

Luego de asignar las restricciones y fuerzas en las superficies críticas del mecanismo, se envió a mallar el sólido y se ejecutó el estudio para obtener los siguientes resultados y verificaciones de diseño.

TENSIONES (Von Mises)

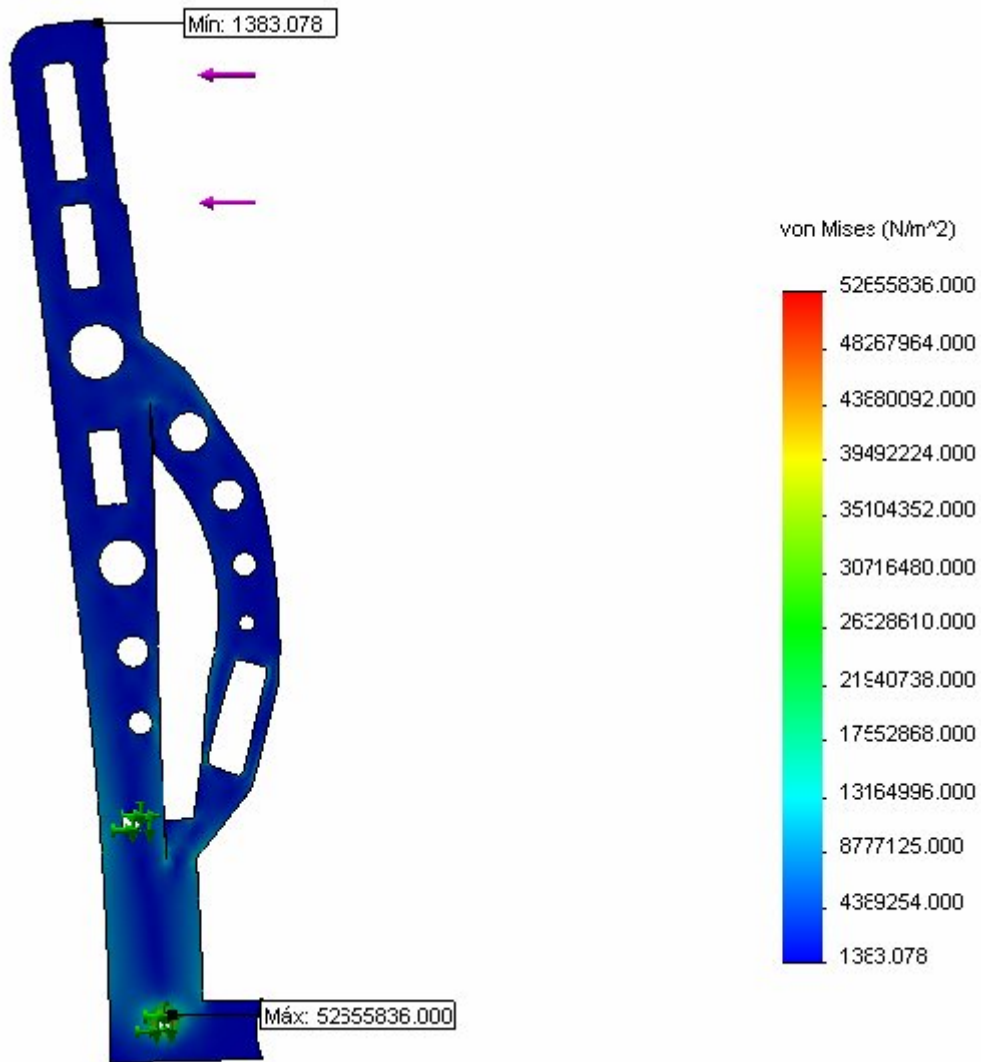


Figura 2.10 Tensión de Von Mises

El primer resultado es la tensión de Von Mises, como podemos observar en la grafica se muestra una escala de colores mostrando con color rojo a zonas inseguras y de color azul las zonas más seguras.

Además podemos observar los valores de tensiones y verificamos que el valor mayor que se produce en el modelo es menor al límite elástico propio del material, el cual se encuentra en la verificación de Von Mises (numeral 2.6.8).

DESPLAZAMIENTOS

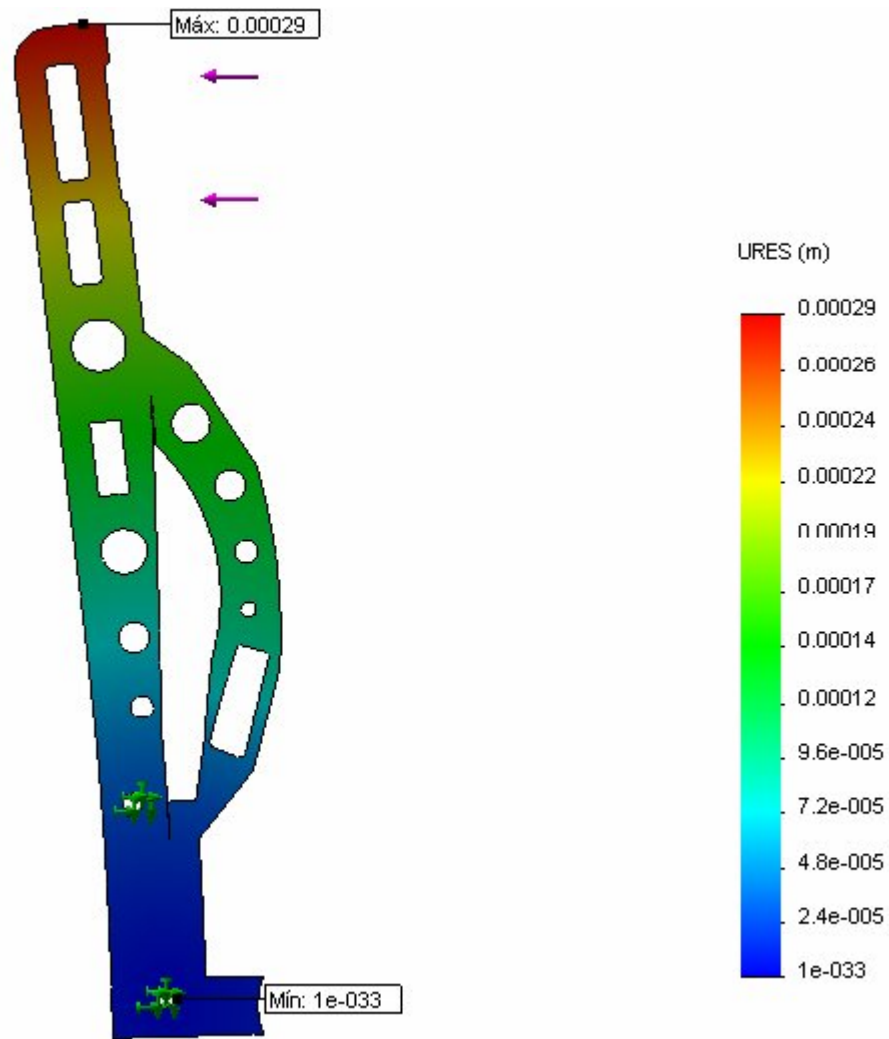


Figura 2.11 Resultados de Desplazamientos

El segundo resultado son los desplazamientos debido a la aplicación de la fuerza. Tomando el mismo criterio anterior de la escala de colores podemos observar que la mayoría de zonas son seguras y que el valor máximo de desplazamiento es muy bajo.

DEFORMACIONES UNITARIAS

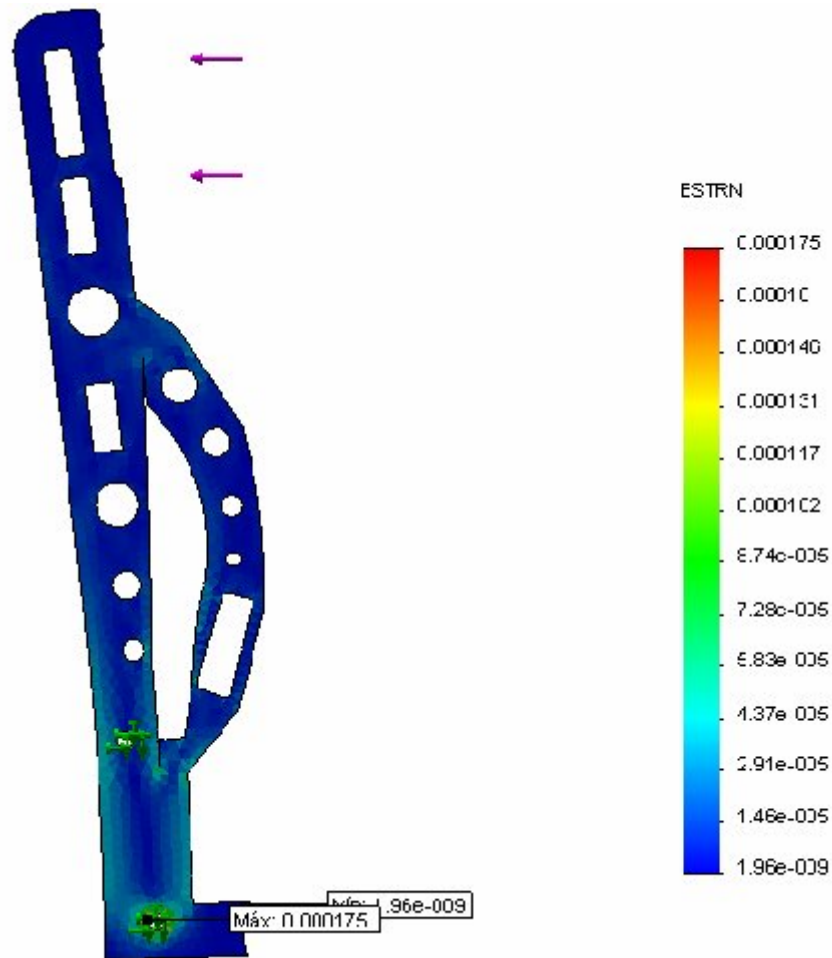


Figura 2.12 Resultados de Deformaciones Unitarias

El tercer resultado es el de las deformaciones unitarias y aquí también observamos que el diseño es seguro ya que ninguna zona del modelo se presenta en color rojo y el valor máximo de deformación no causa ningún cambio en la estructura.

2.6.8.- VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

Para materiales dúctiles utilizamos la verificación de diseño de tensión máxima de von Mises

VERIFICACIÓN VON MISES

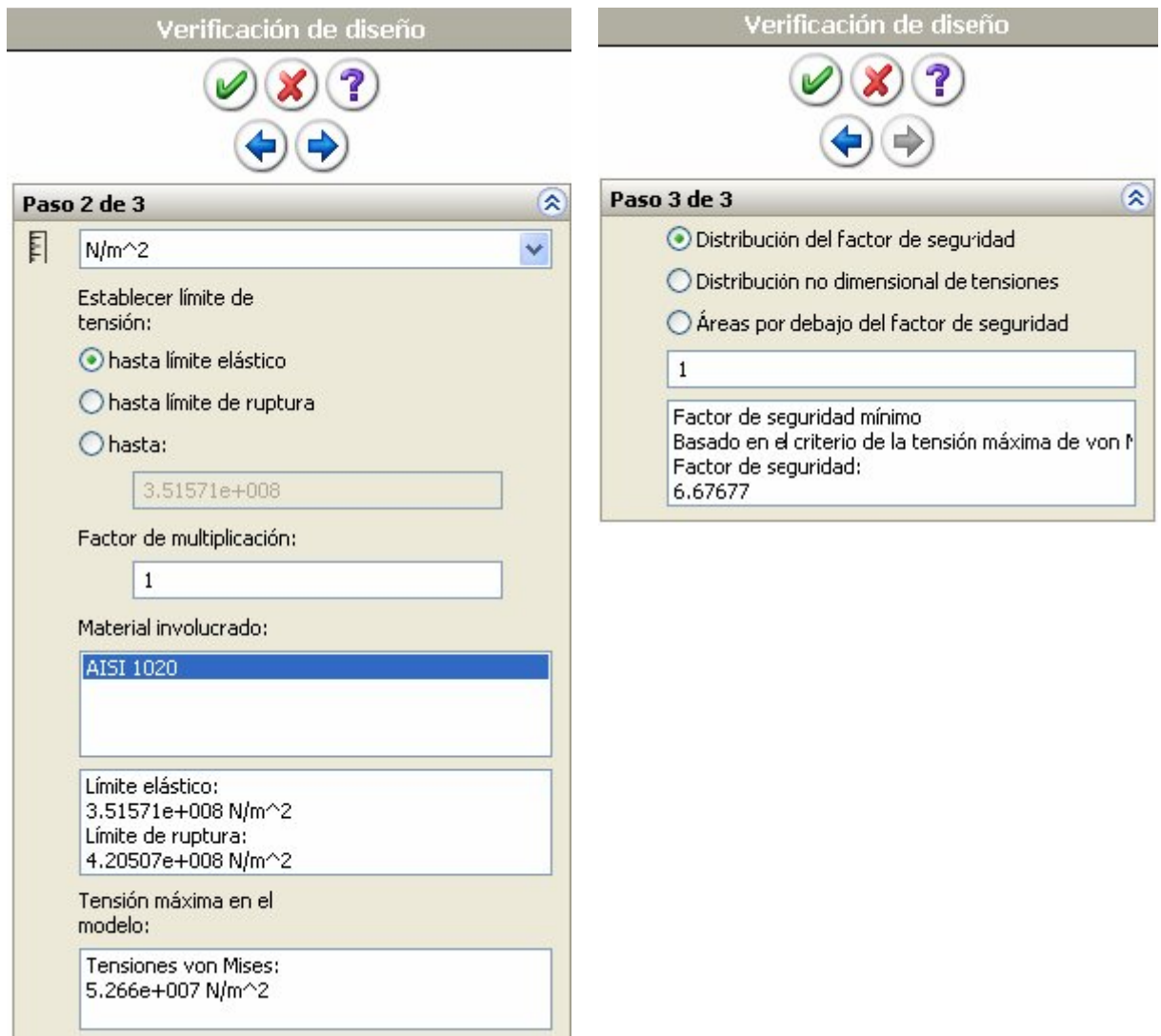


Figura 2.13 Cuadro de Resultados de la Verificación de Diseño

$$\frac{\sigma_{\text{vonMises}}}{\sigma_{\text{limit}}} < 1$$

Material: AISI 1020

Límite elástico: $3.51 \text{ e}^{+08} \text{ N/m}^2$

Límite de ruptura: $4.20 \text{ e}^{+08} \text{ N/m}^2$

Máxima tensión en el modelo

Tensión de Von Mises: $5.266 \text{ e}^{+07} \text{ N/m}^2$

Criterio: Tensión máxima Von Mises

$$\frac{5.266 \times 10^{07}}{3.51 \times 10^{08}} = 0.1500 < 1$$

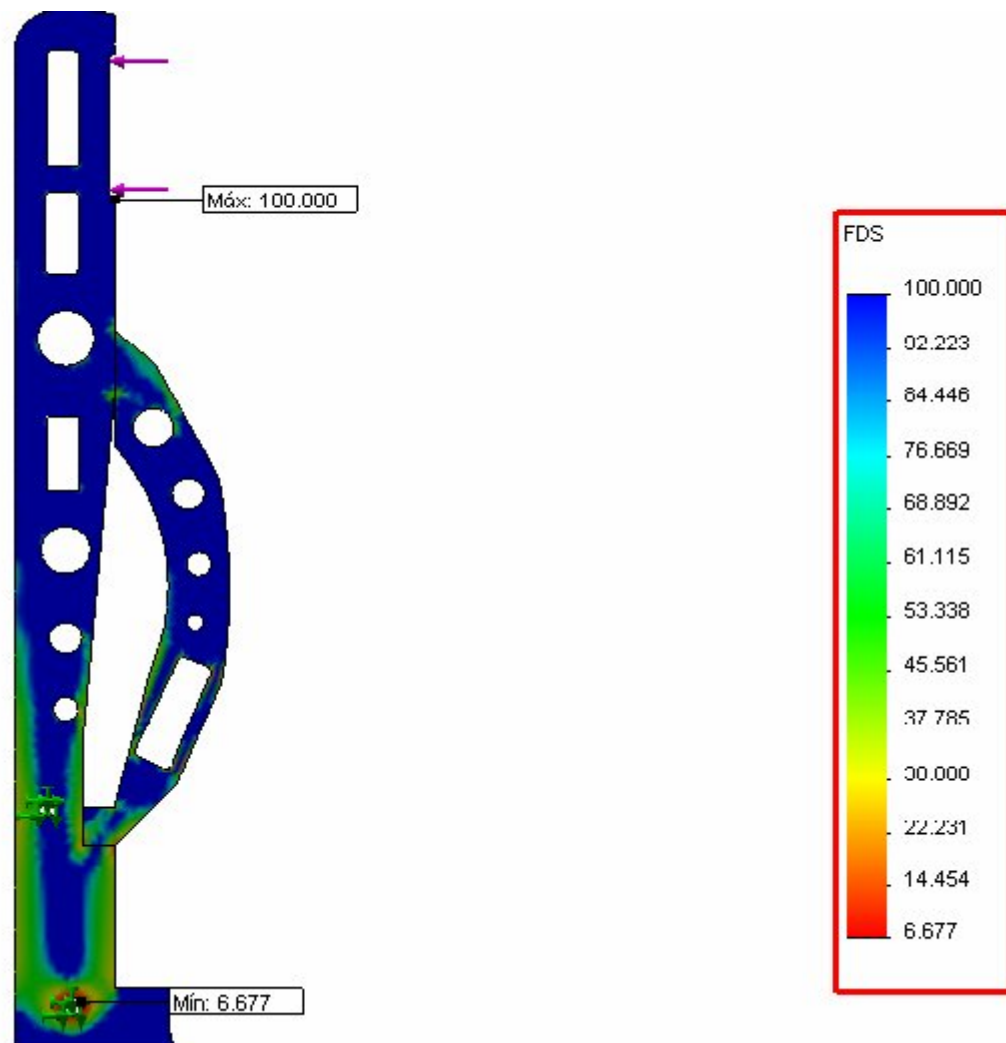


Figura 2.14 Distribución del factor de Seguridad

En este análisis podemos observar la escala de colores teniendo como conclusión de que las zonas de color azul son seguras y el material no sufrirá ningún daño ni alteración.

Observamos que en las zonas de color rojo el factor de seguridad es de 6.677 por lo que también son seguras.

2.7.- DISEÑO DE LA BASE DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO

Para la ubicación del mecanismo de accionamiento se hace necesario diseñar una base, la cual cumplirá la función de soporte del mecanismo de accionamiento, cilindro de simple efecto y válvula de regulación de presión. La misma que es diseñada en el mismo software SOLIDWORKS.

2.7.1.- MODELADO DEL LA BASE

Utilizando las herramientas de dibujo de SolidWorks se procede a modelar la base. Las cotas totales de la base se observan en los anexos (Plano 2).

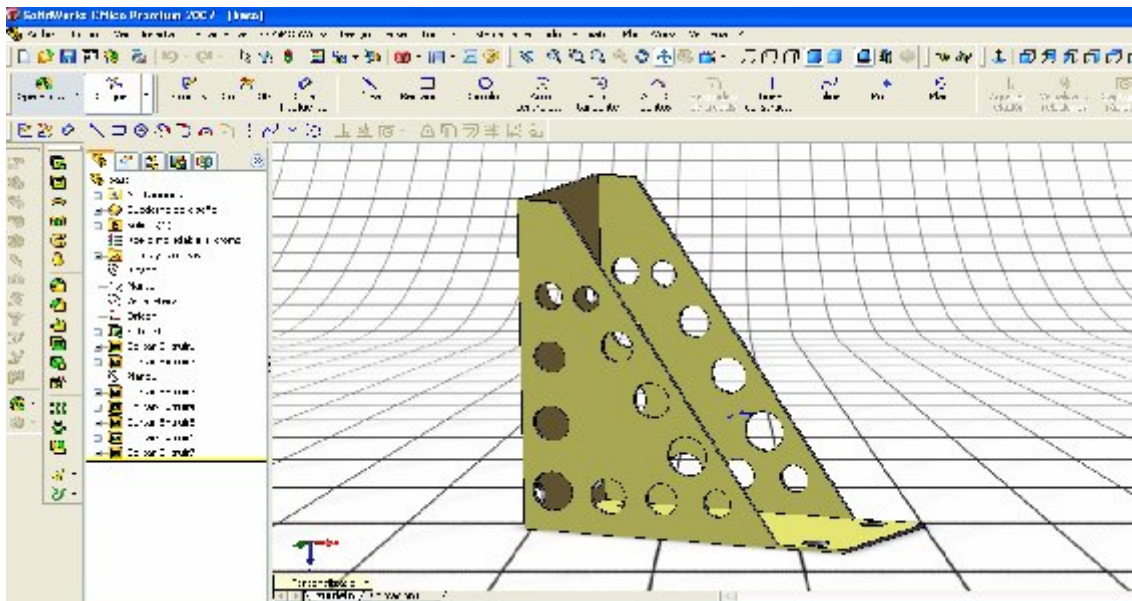


Figura 2.15 Diseño de la Base del Mecanismo

Propiedades físicas de la base

Densidad

$$d = 0.01 \text{ gr/mm}^3$$

Masa

$$m = 657.11 \text{ gr}$$

Volumen

$$V = 84245.11 \text{ mm}^3$$

Área de superficie

$$A_s = 88648.79 \text{ mm}^2$$

Centro de masa: (milímetros)

$$X = -28.06$$

$$Y = 37.00$$

$$Z = -1.27$$

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros²)

Medido desde el centro de masa.

$$I_x = (0.60, 0.00, 0.80) \quad P_x = 1213220.81$$

$$I_y = (0.80, -0.01, -0.60) \quad P_y = 2857369.10$$

$$I_z = (0.01, 1.00, -0.00) \quad P_z = 2963801.73$$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros²)

(Medido desde el centro de masa y alineado con el sistema de coordenadas resultante)

$$\begin{aligned} L_{xx} &= 2266031.80 & L_{xy} &= -20.45 & L_{xz} &= 789031.75 \\ L_{yx} &= -20.45 & L_{yy} &= 2963796.51 & L_{yz} &= 1157.13 \\ L_{zx} &= 789031.75 & L_{zy} &= 1157.13 & L_{zz} &= 1804563.33 \end{aligned}$$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros²)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$$\begin{aligned} I_{xx} &= 3166536.39 & I_{xy} &= -682302.50 & I_{xz} &= 812433.58 \\ I_{yx} &= -682302.50 & I_{yy} &= 3482404.99 & I_{yz} &= -29693.29 \\ I_{zx} &= 812433.58 & I_{zy} &= -29693.29 & I_{zz} &= 3221560.09 \end{aligned}$$

2.7.2.- CÁLCULO DE LA FUERZA EJERCIDA SOBRE EL MATERIAL.

Masa = 1.3 kg (Peso de la palanca)

$$F_y = m \cdot g$$

$$F_y = (1.3 \text{ kg})(9.8 \text{ m/s}^2)$$

$$F_y = 12.74 \text{ N} = 2.86 \text{ Lb fuerza}$$

Además de tomar en cuenta la fuerza ejercida por el peso de la palanca, se agrega la fuerza ejercida para mover el pistón del cilindro de simple efecto del freno de mano, la cual ya fue calculada anteriormente.

Fuerza para mover el pistón

$$F_1 = 87.381 \text{ lbs fuerza}$$

2.7.3.- ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES

Antes de obtener los resultados se procedió a mallar la base y aplicar restricciones y fuerzas.

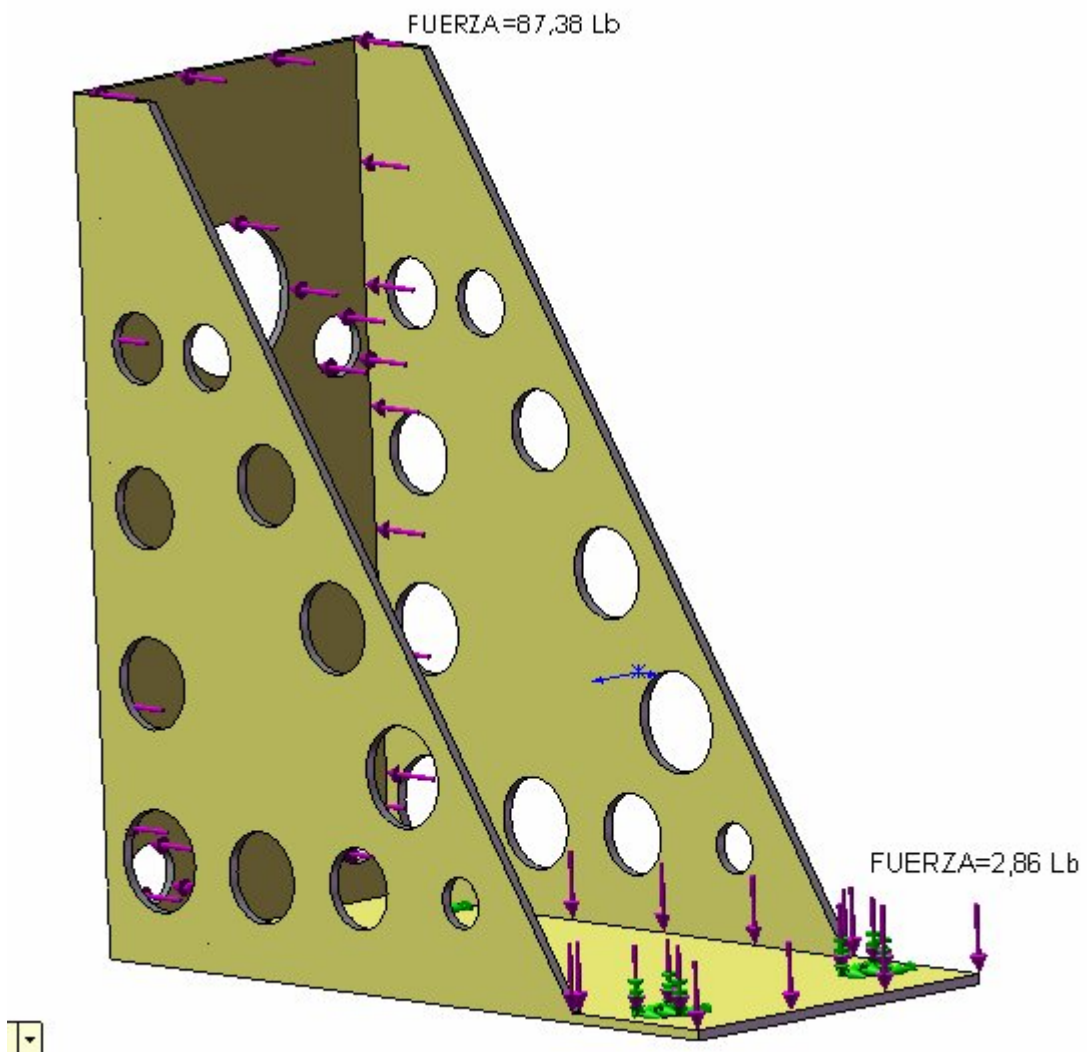


Figura 2.16 Cargas y Restricciones en la Base

RESULTADOS

Luego de asignar las restricciones y fuerzas en las superficies críticas del mecanismo, se envió a mallar el sólido y se ejecutó el estudio para obtener los siguientes resultados y verificaciones de diseño.

TENSIONES (Von Mises)

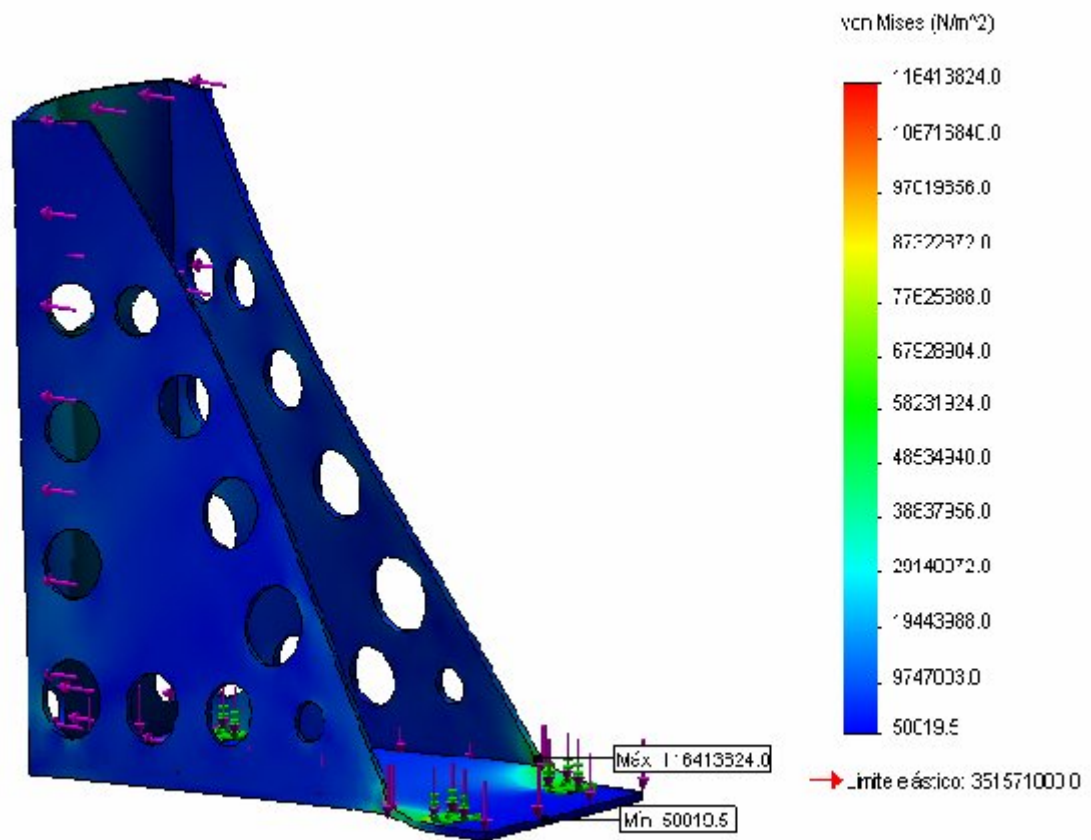


Figura 2.17 Tensión de Von Mises

El primer resultado es la tensión de Von Mises, como podemos observar en la gráfica se muestra una escala de colores mostrando con color rojo a zonas inseguras y de color azul las zonas más seguras.

Además podemos observar los valores de tensiones y verificamos que el valor mayor que se produce en el modelo es menor al límite elástico propio del material.

DESPLAZAMIENTOS

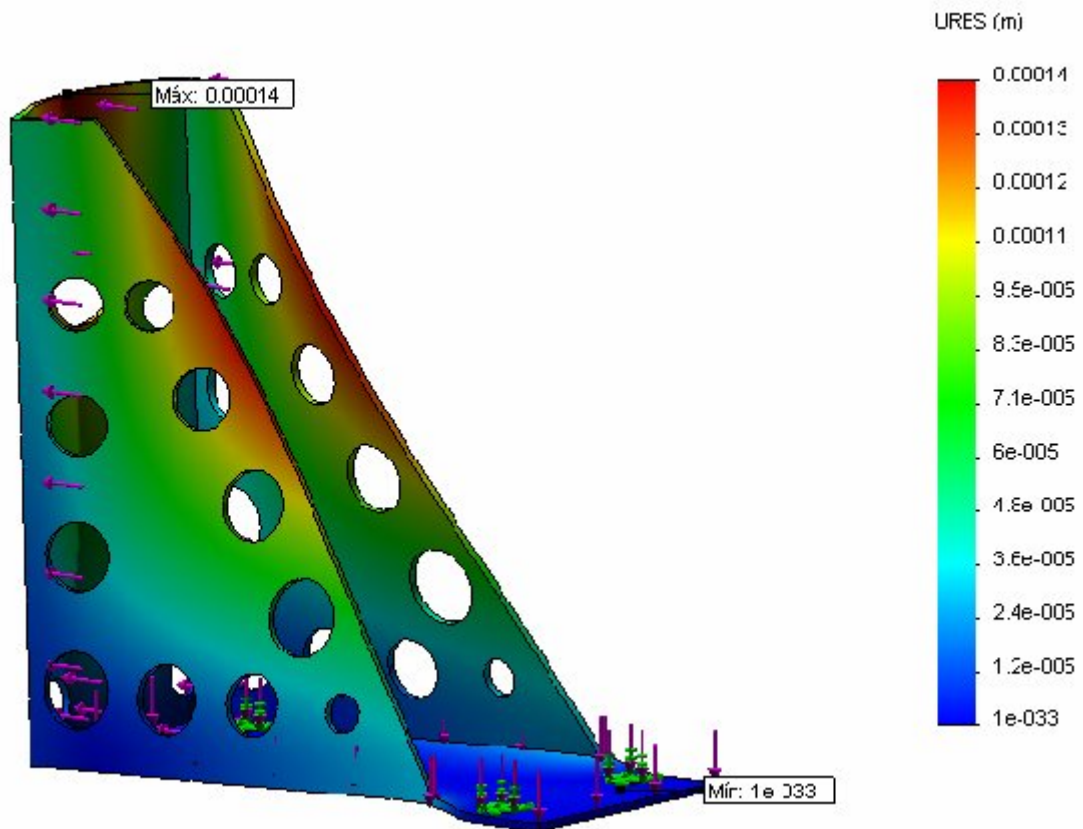


Figura 2.18 Resultados de Desplazamientos

El segundo resultado son los desplazamientos debido a la aplicación de la fuerza. Tomando el mismo criterio anterior de la escala de colores podemos observar que la mayoría de zonas son seguras y que el valor máximo de desplazamiento es muy bajo.

DEFORMACIONES UNITARIAS

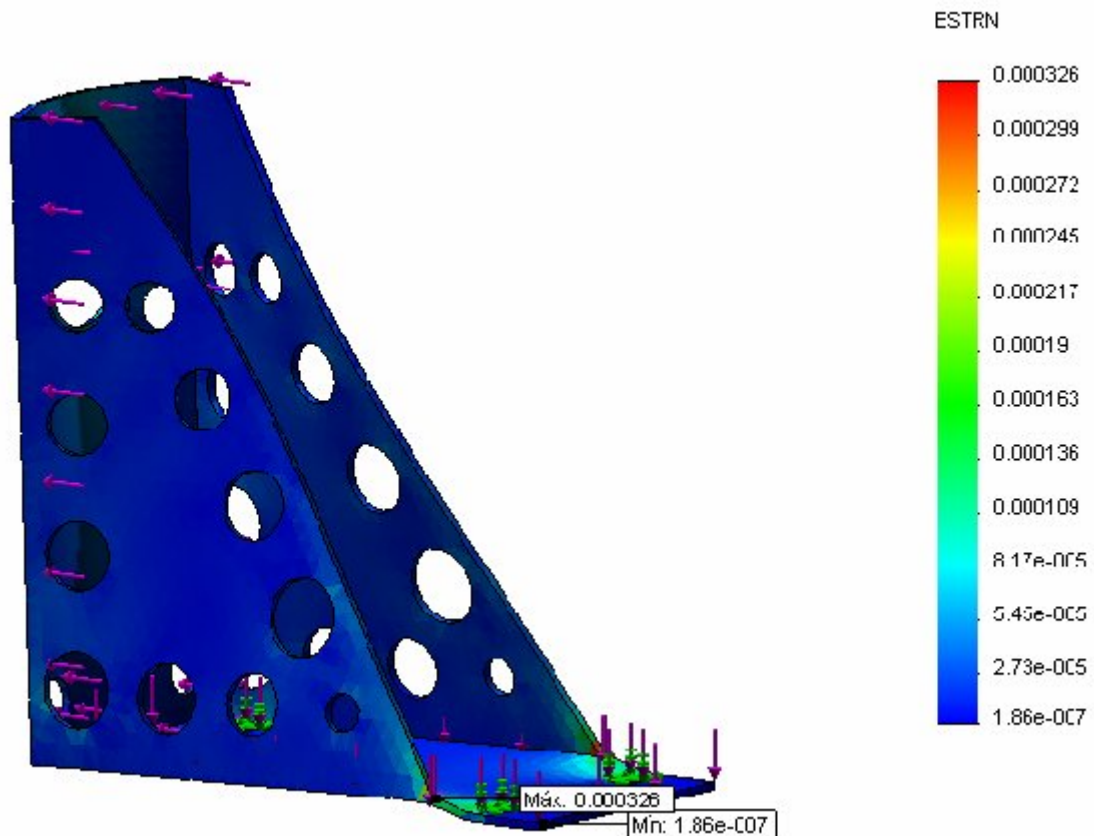


Figura 2.19 Resultados de Deformaciones Unitarias

El tercer resultado es el de las deformaciones unitarias y aquí también observamos que el diseño es seguro ya que ninguna zona del modelo se presenta en color rojo y el valor máximo de deformación no causa ningún cambio en la estructura.

2.7.4.- VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

Para materiales dúctiles utilizamos la verificación de diseño de tensión máxima de von Mises

VERIFICACIÓN VON MISES

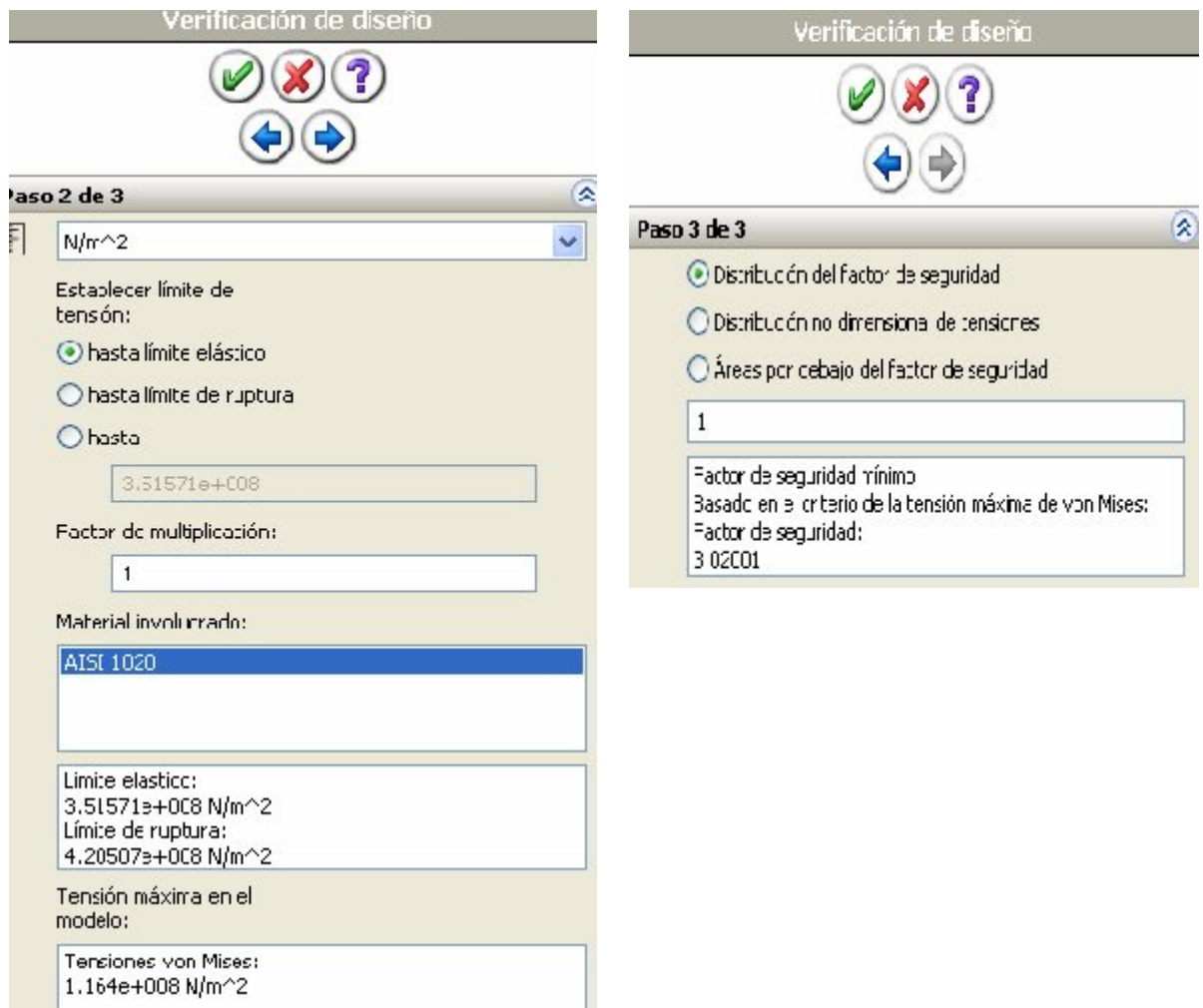


Figura 2.20 Cuadro de Resultados de la Verificación de Diseño

$$\frac{\sigma_{vonMises}}{\sigma_{limit}} < 1$$

Material: AISI 1020

Límite elástico: $3.51 e^{+08}$ N/m²

Límite de ruptura: $4.20 e^{+08}$ N/m²

Máxima tensión en el modelo

Tensión de Von Mises: $1.164 e^{+08}$ N/m²

Criterio: Tensión máxima Von Mises

$$\frac{1.164 \times 10^{+08}}{3.51 \times 10^{+08}} = 0.331 < 1$$

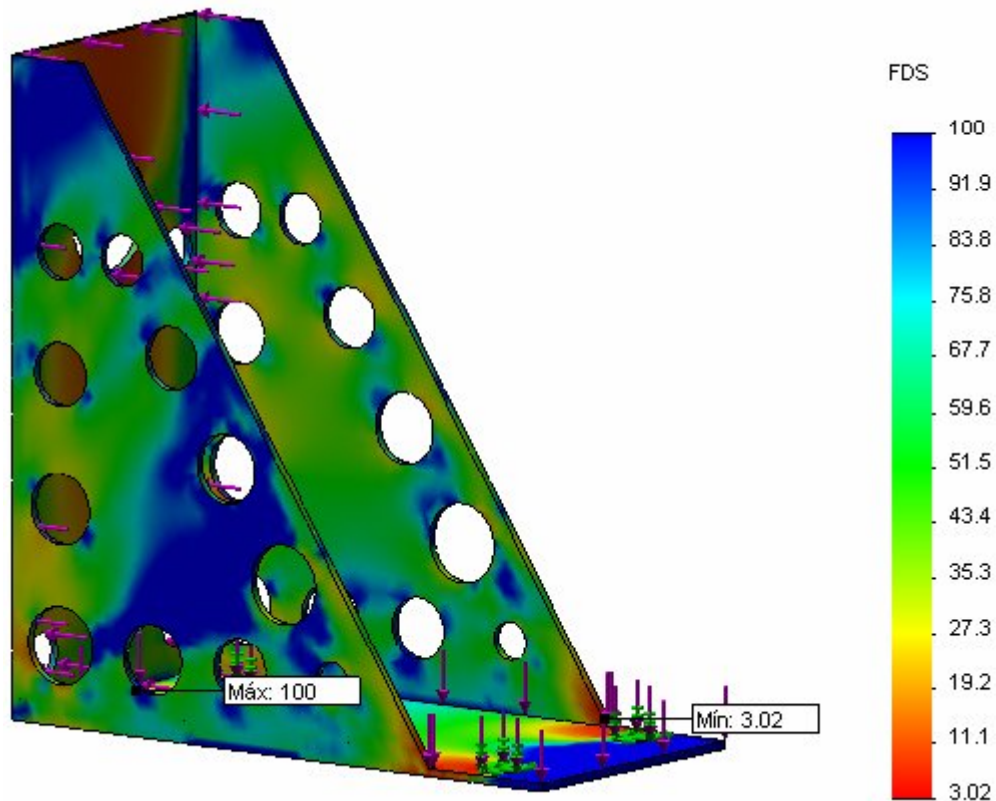


Figura 2.21 Distribución del factor de Seguridad

En este análisis podemos observar la escala de colores teniendo como conclusión de que las zonas de color azul son seguras y el material no sufrirá ningún daño ni alteración.

Observamos que en las zonas de color rojo el factor de seguridad es de 3.02 por lo que también son seguras.

2.8.- SELECCIÓN DEL PERNO EJE ENTRE LA MECANISMO DE ACCIONAMIENTO Y LA BASE.

Para la conexión del mecanismo de accionamiento y la base, se utilizará un perno de las siguientes características.

Tamaño = M10

Acabado = Cara de Arandela

Longitud = 80 mm

Longitud de la rosca = 26 mm

Paso = 1.25 mm

2.8.1.- ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES

Antes de obtener los resultados se procedió a mallar el perno y aplicar restricciones y fuerzas. Cabe resaltar que la fuerza que debe soportar el perno es igual a la suma de las fuerzas la palanca, mas la fuerza para mover el pistón del cilindro de freno.

Fuerza Ejercida por el Material de la Palanca

W = 2,86 lb (masa de la palanca)

$$F_p = w \times g$$

$$F_p = 2.86 \text{ lb} \times 9.8 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$F_p = 28.08 \text{ N} = 6.30 \text{ lbs}$$

Fuerza del Cilindro

$$F_1 = 87.381 \text{ lbs}$$

Fuerza Total

$$F_c = F_p + F_1$$

$$F_c = (6.30 + 87.381)Lbs$$

$$F_c = 93.63 Lbs$$

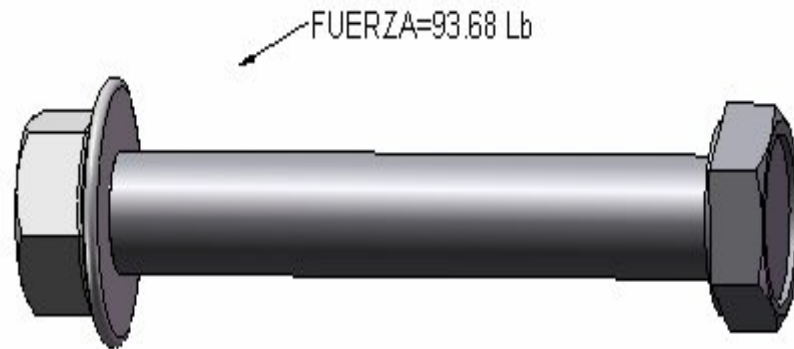


Figura 2.22 Cargas y Restricciones del perno

RESULTADOS

Luego de asignar las restricciones y fuerzas en las superficies críticas del perno, se envió a mallar el sólido y se ejecutó el estudio para obtener los siguientes resultados y verificaciones de diseño.

TENSIONES (Von Mises)

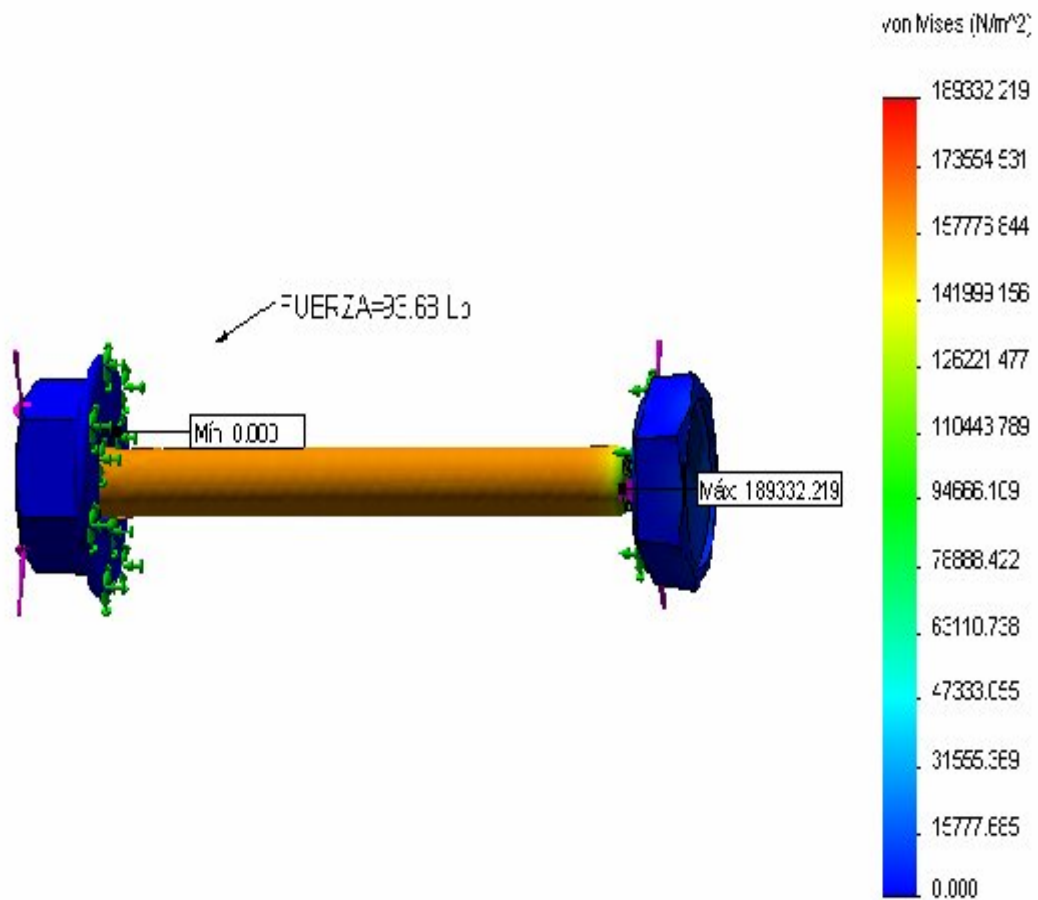


Figura 2.23 Tensión de Von Mises

El primer resultado es la tensión de Von Mises, como podemos observar en la gráfica se muestra una escala de colores mostrando con color rojo a zonas inseguras y de color azul las zonas más seguras.

Además podemos observar los valores de tensiones y verificamos que el valor mayor que se produce en el modelo es menor al límite elástico propio del material, el cual se encuentra en la verificación de Von Mises (numeral 2.8.2).

DESPLAZAMIENTOS

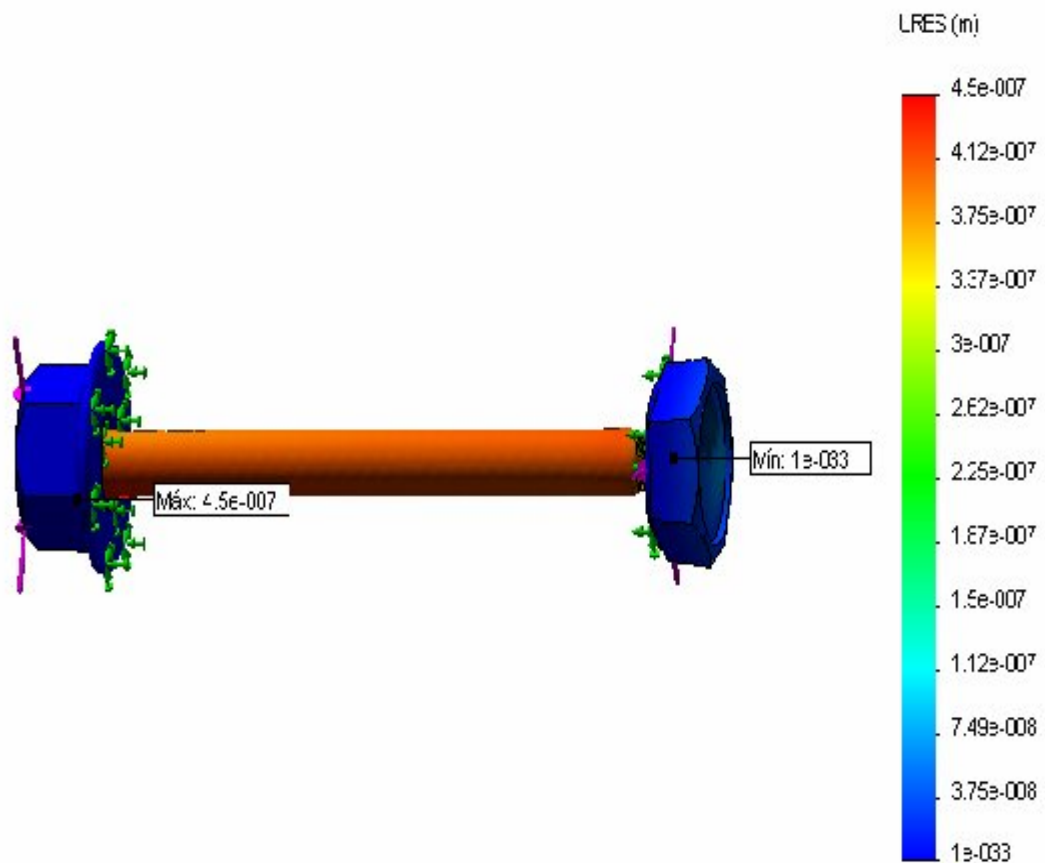


Figura 2.24 Resultados de Desplazamientos

El segundo resultado son los desplazamientos debido a la aplicación de la fuerza. Tomando el mismo criterio anterior de la escala de colores podemos observar que la mayoría de zonas son seguras y que el valor máximo de desplazamiento es muy bajo.

DEFORMACIONES UNITARIAS

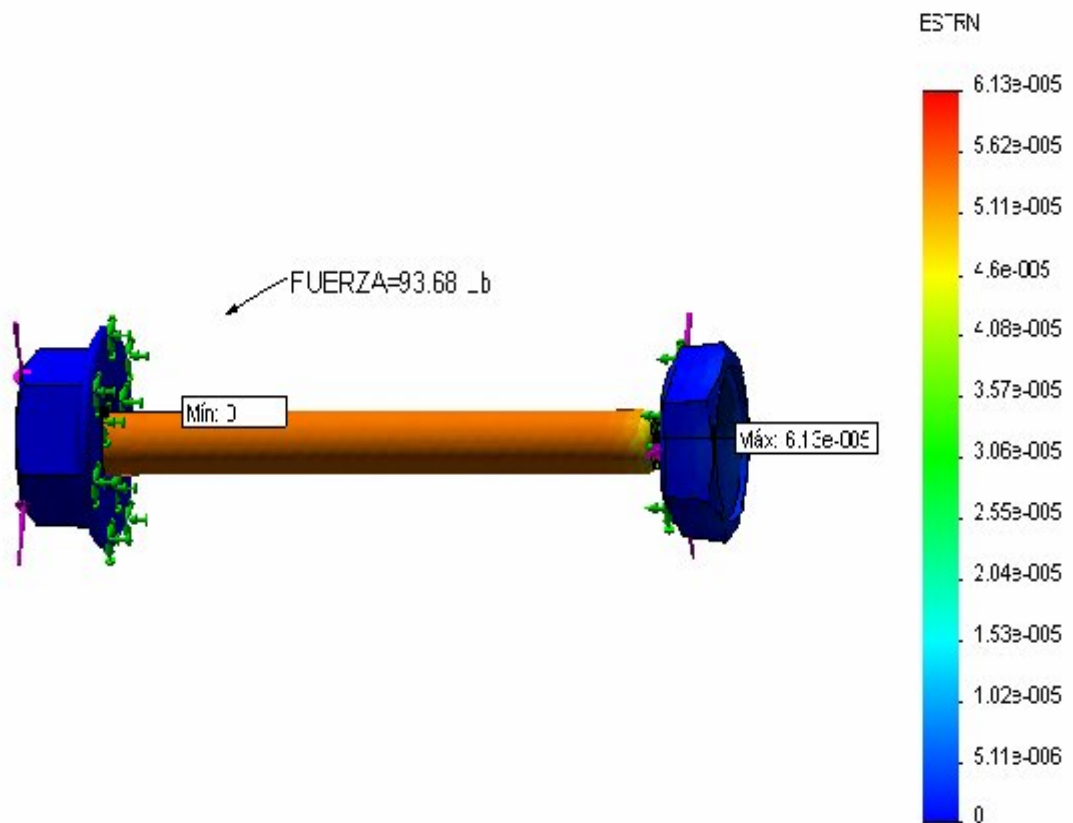


Figura 2.25 Resultados de Deformaciones Unitarias

El tercer resultado es el de las deformaciones unitarias y aquí también observamos que el perno seleccionado es seguro ya que ninguna zona del modelo se presenta en color rojo y el valor máximo de deformación no causa ningún cambio considerable en la estructura.

2.8.2.- VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

Para materiales dúctiles utilizamos la verificación de diseño de tensión máxima de von Mises

VERIFICACIÓN VON MISES

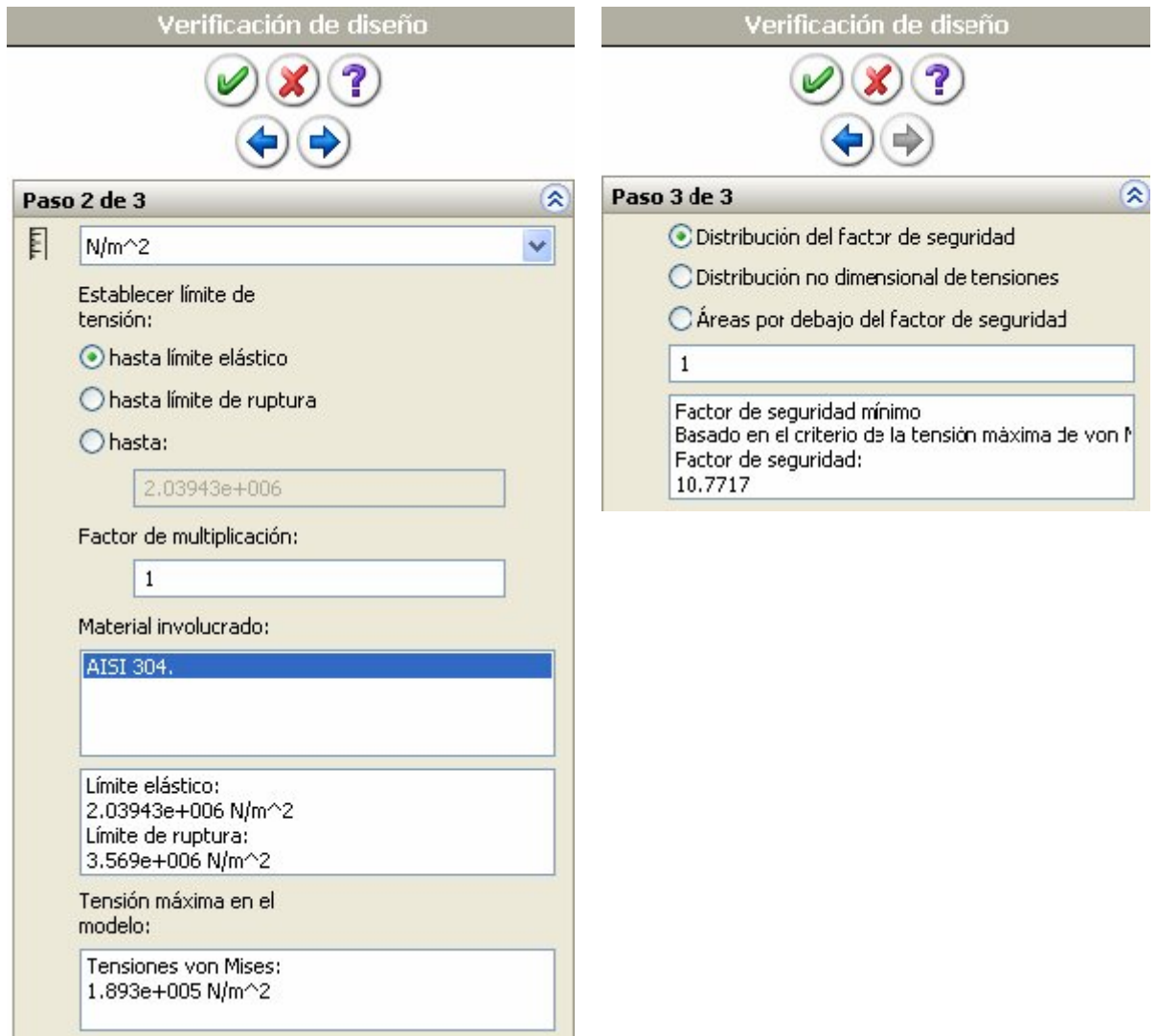


Figura 2.26 Cuadro de Resultados de la Verificación de Diseño

$$\frac{\bar{\sigma}_{vonMises}}{\sigma_{limit}} < 1$$

Material: AISI 304

Límite elástico: 2.04 e⁺⁰⁶ N/m²

Límite de ruptura: 3.56 e⁺⁰⁶ N/m²

Máxima tensión en el modelo

Tensión de Von Mises: $1.893 \times 10^{+05} \text{ N/m}^2$

Criterio: Tensión máxima Von Mises

$$\frac{1.893 \times 10^{+05}}{2.04 \times 10^{+06}} = 0.09 < 1$$

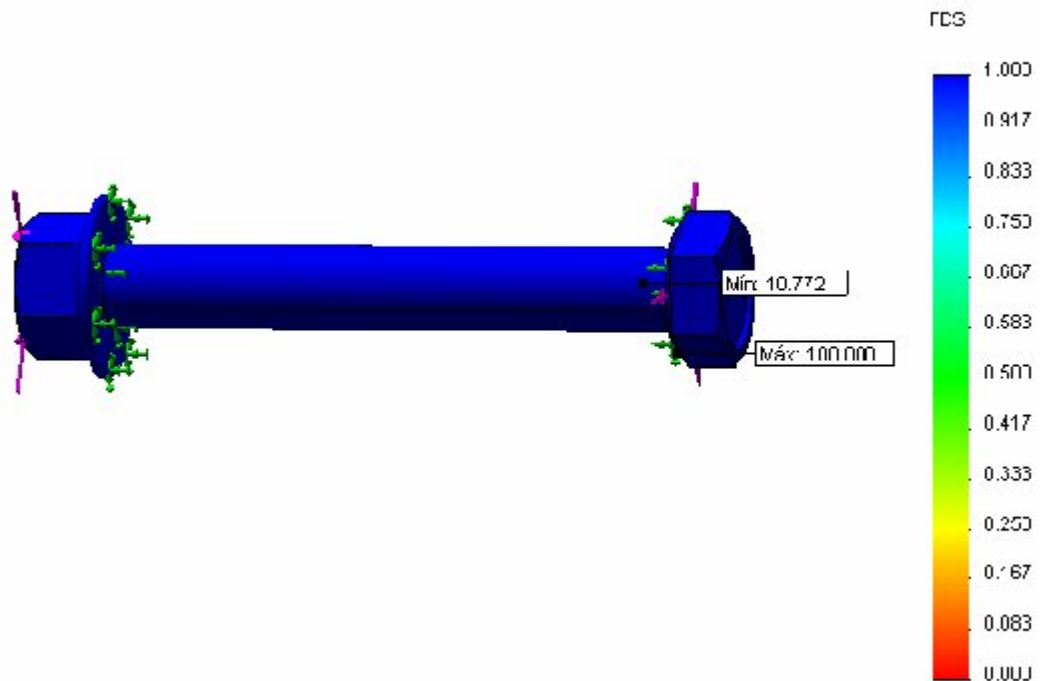


Figura 2.27 Distribución del factor de Seguridad

En este análisis podemos observar la escala de colores teniendo como conclusión de que las zonas de color azul son seguras y el material no sufrirá ningún daño ni alteración.

Podemos observar que todo el perno es de color azul, concluyendo que el perno es 100% seguro.

2.9.- SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE SUJECIÓN DE LA BASE

Para la sujeción de la base, se utilizara cuatro pernos de las siguientes características.

Tamaño = M10

Acabado = Cara de Arandela

Longitud = 30 mm

Longitud de la rosca = 30 mm

Paso = 1.25 mm

2.9.1.- ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES

Antes de obtener los resultados se procedió a mallar los pernos y aplicar restricciones y fuerzas. Cabe resaltar que las fuerzas que deben soportar los pernos es igual a la suma de la fuerza de la palanca, más la fuerza para mover el pistón del cilindro de freno.

Fuerza Ejercida por el Material de la Palanca

W = 2,86 lb (masa de la palanca)

$$F_p = w \times g$$

$$F_p = 2,86 \text{ lb} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_p = 28,08 \text{ N} = 6,30 \text{ lbs}$$

Fuerza del Cilindro

$$F_1 = 87,381 \text{ lbs}$$

Fuerza Total

$$F_t = F_p + F_1$$

$$F_c = (6.30 + 87.381)Lbs$$

$$F_c = 93.63 Lbs$$

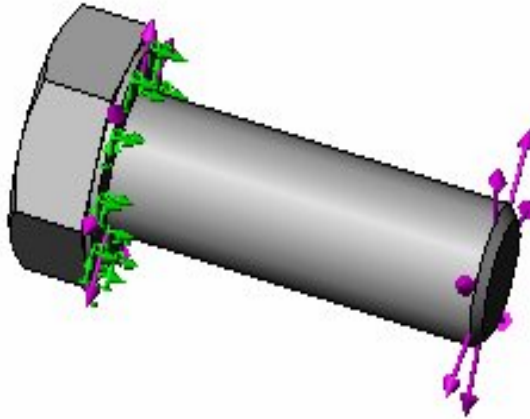


Figura 2.28 Cargas y Restricciones del perno

RESULTADOS

Luego de asignar las restricciones y fuerzas en las superficies críticas del perno, se envió a mallar el sólido y se ejecutó el estudio para obtener los siguientes resultados y verificaciones de diseño.

TENSIONES (Von Mises)

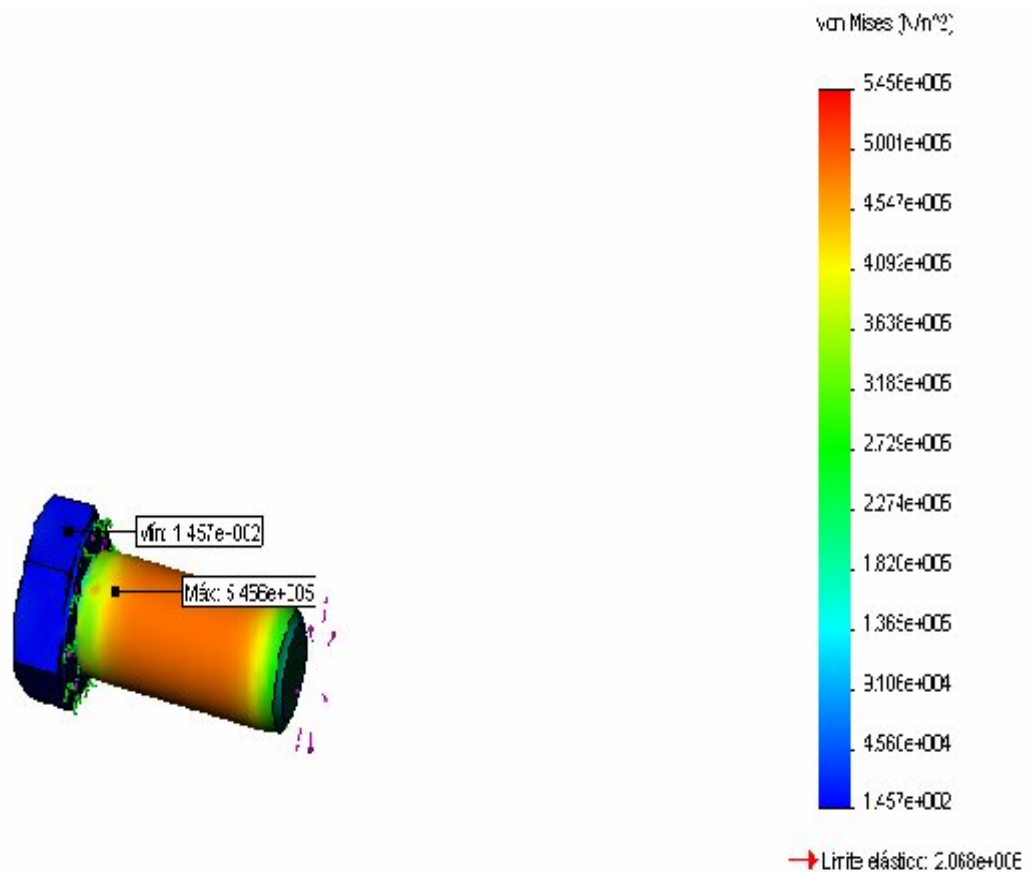


Figura 2.29 Tensión de Von Mises

El primer resultado es la tensión de Von Mises, como podemos observar en la gráfica se muestra una escala de colores mostrando con color rojo a zonas inseguras y de color azul las zonas más seguras.

Además podemos observar los valores de tensiones y verificamos que el valor mayor que se produce en el modelo es menor al límite elástico propio del material.

DESPLAZAMIENTOS

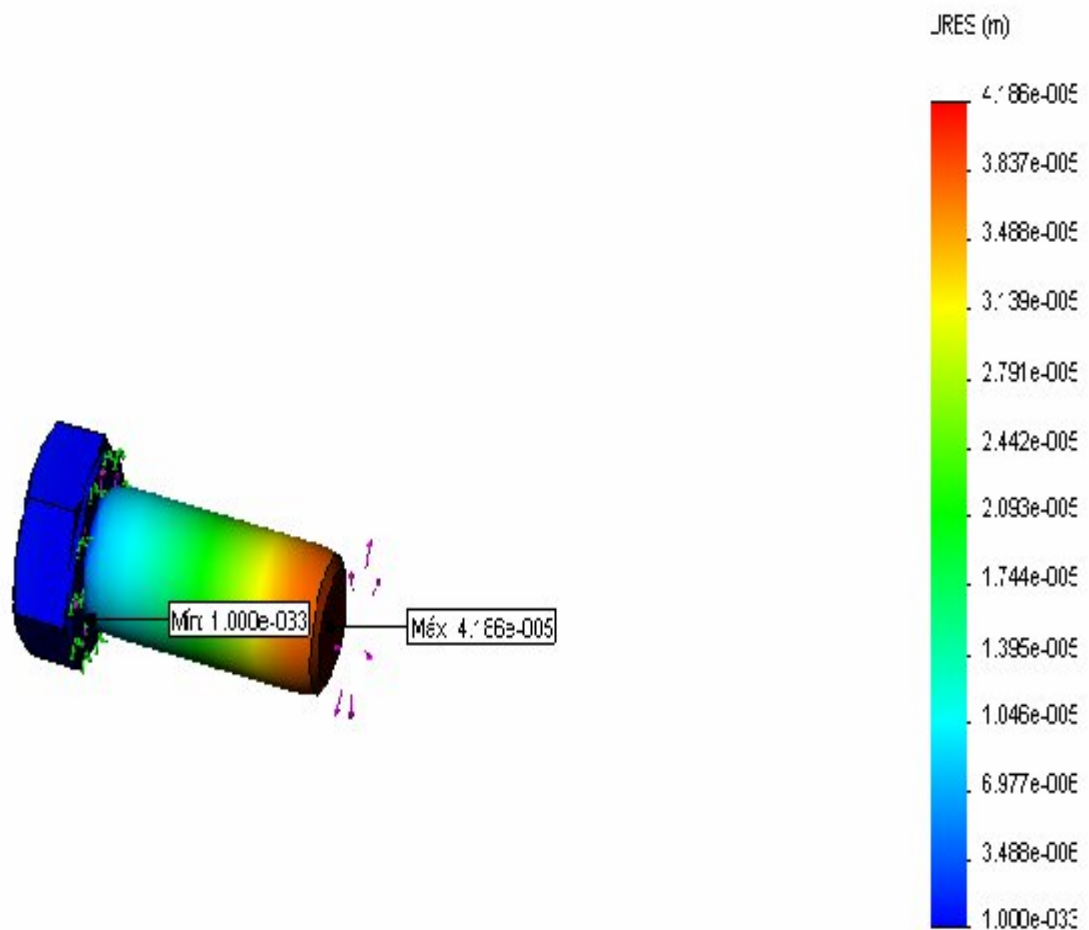


Figura 2.30 Resultados de Desplazamientos

El segundo resultado son los desplazamientos debido a la aplicación de la fuerza. Tomando el mismo criterio anterior de la escala de colores podemos observar que la mayoría de zonas son seguras y que el valor máximo de desplazamiento es muy bajo.

DEFORMACIONES UNITARIAS

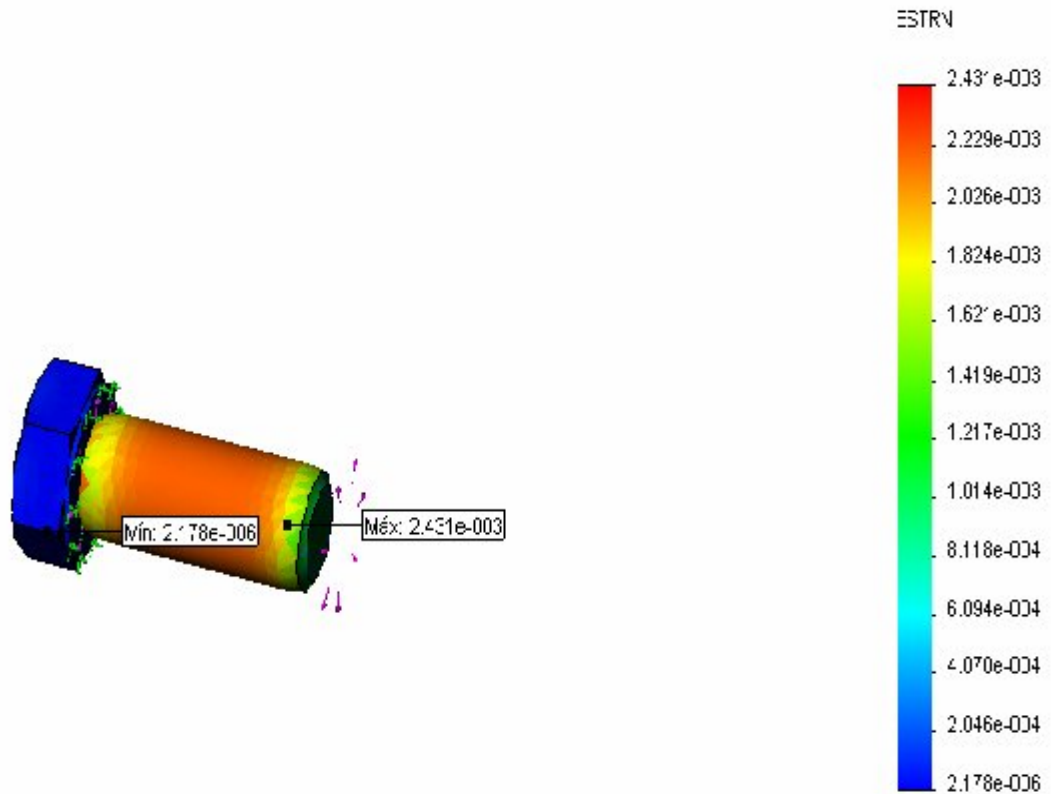


Figura 2.31 Resultados de Deformaciones Unitarias

El tercer resultado es el de las deformaciones unitarias y aquí también observamos que el perno seleccionado es seguro ya que ninguna zona del modelo se presenta en color rojo y el valor máximo de deformación no causa ningún cambio en la estructura.

2.9.2.- VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

Para materiales dúctiles utilizamos la verificación de diseño de tensión máxima de von Mises

VERIFICACIÓN VON MISES

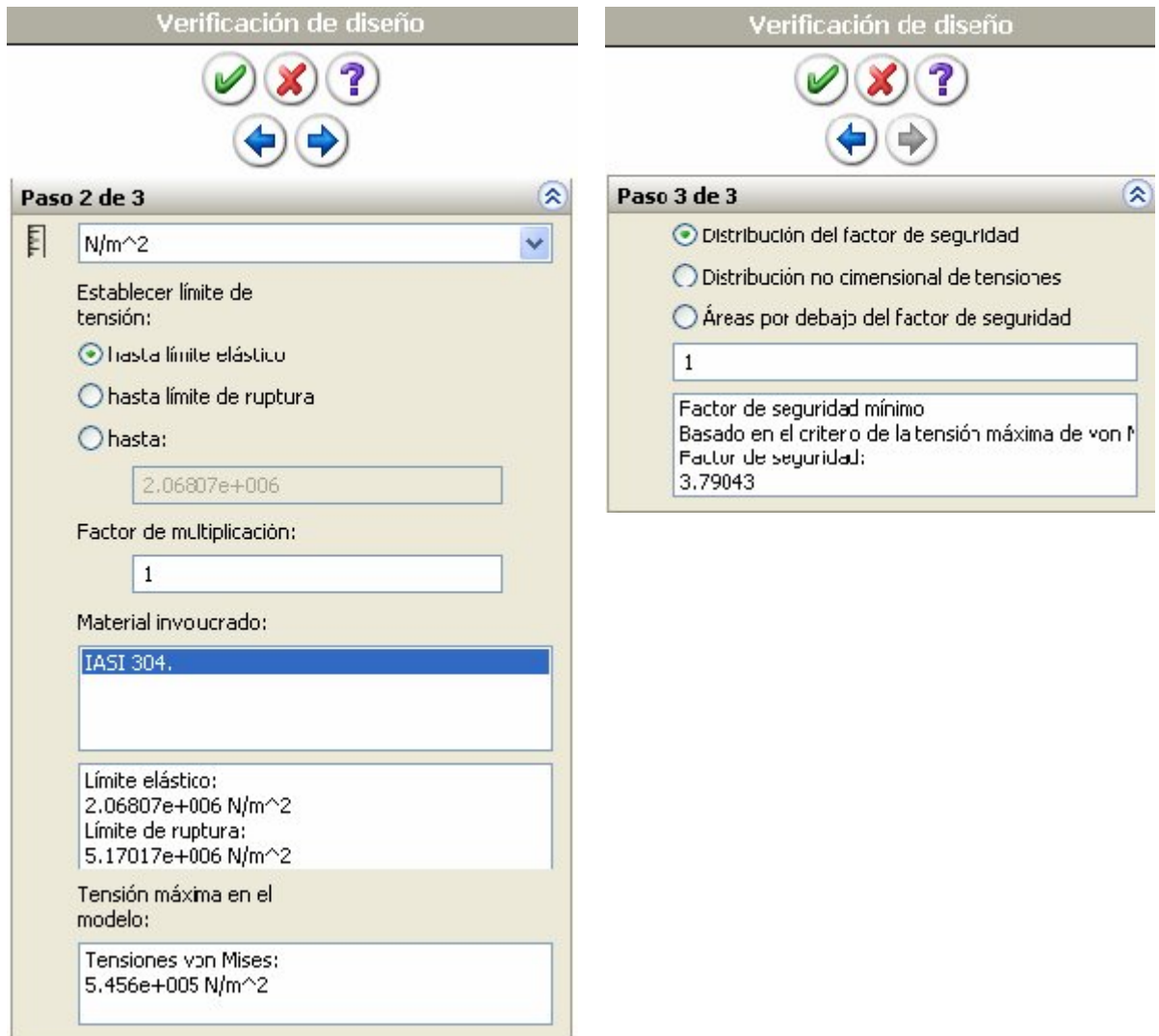


Figura 2.32 Cuadro de Resultados de la Verificación de Diseño

$$\frac{\sigma_{\text{vonMises}}}{\sigma_{\text{limit}}} < 1$$

Material: AISI 304

Límite elástico: $2.06 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

Límite de ruptura: $5.17 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

Máxima tensión en el modelo

Tensión de Von Mises: $5.456 \times 10^{+05} \text{ N/m}^2$

Criterio: Tensión máxima Von Mises

$$\frac{5.456 \times 10^{+05}}{2.06 \times 10^{+06}} = 0.26 < 1$$

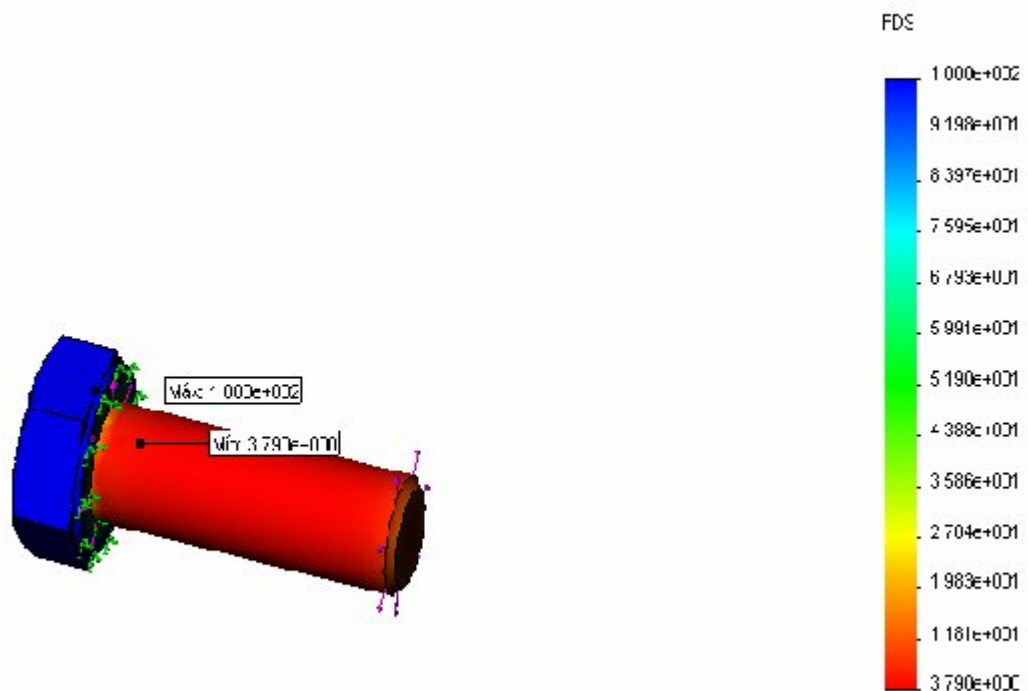


Figura 2.33 Distribución del factor de Seguridad

En este análisis podemos observar la escala de colores teniendo como conclusión de que las zonas de color azul son seguras y el material no sufrirá ningún daño ni alteración.

Observamos que en las zonas de color rojo el factor de seguridad es de 3.079 por lo que también son seguras

2.10.- ENSAMBLE DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO Y LA BASE

Después de haber culminado todos los diseños y cálculos del mecanismo de accionamiento, la base y pernos se procedió a su ensamble el cual se lo indica en la siguiente figura. En los anexos (plano 4) podemos observar en ensamble en varias vistas.

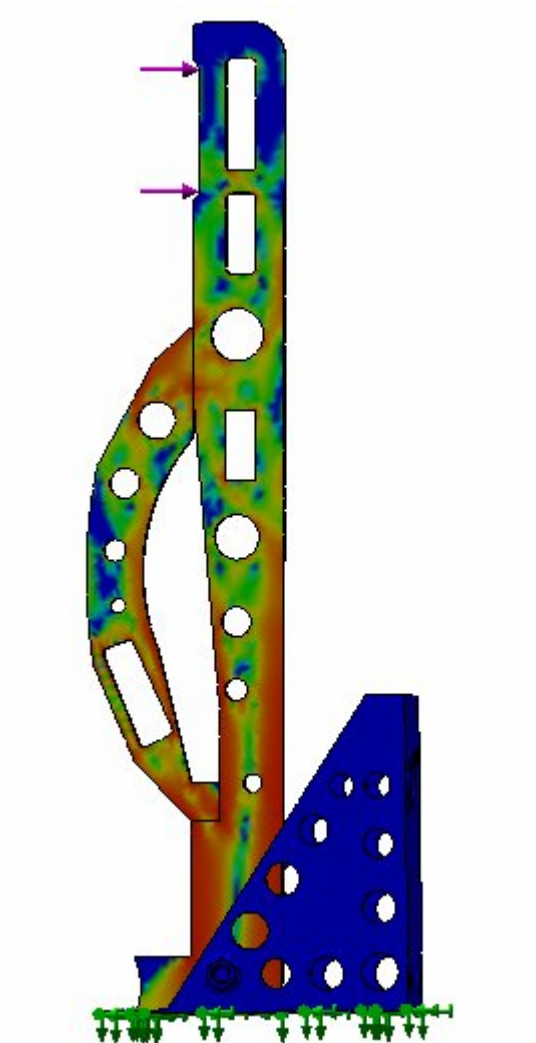


Figura 2.34 Ensamble Palanca y Base

2.11.- DISEÑO DE LOS SOPORTES DE SUJECIÓN DE LOS CALIPERS

Para poder implementar el sistema de frenos de disco en las ruedas posteriores, es necesario diseñar dos soportes de sujeción para los calipers, las cuales serán de idénticas características.

Al igual que el diseño del mecanismo de accionamiento, se utilizara SOLIDWORKS para el diseño de las bases de sujeción. Las cotas totales del soporte se observan en los anexos (Plano 3).

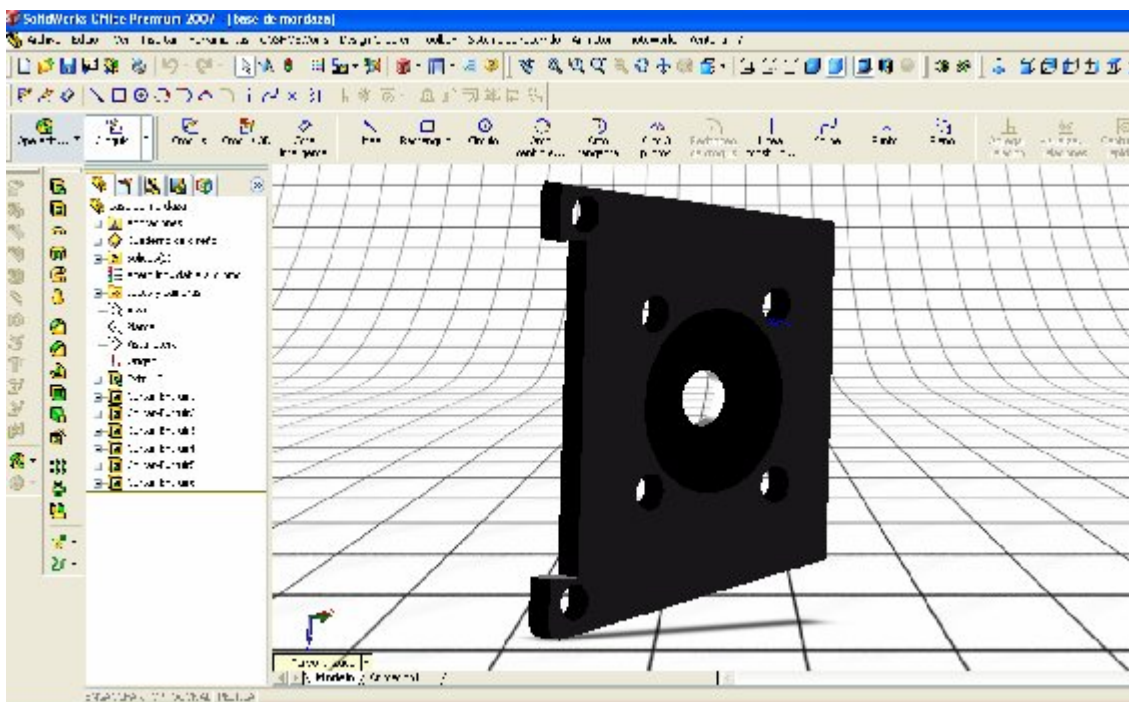


Figura 2.35 Soporte de Caliper

Propiedades físicas del soporte

Masa

$$m = 0.12 \text{ gr}$$

Volumen

$$V = 120072.58 \text{ mm}^3$$

Área de Superficie

$$A_s = 35296.72 \text{ mm}^2$$

Centros de masa: (milímetros)

$$X = -40.25$$

$$Y = 4.73$$

$$Z = 22.84$$

Ejes principales de Inercia medidos desde el centro de masa

$$I_x = (-0.04, 0.00, 1.00) \quad P_x = 134.80$$

$$I_y = (1.00, -0.00, 0.04) \quad P_y = 194.80$$

$$I_z = (0.00, 1.00, 0.00) \quad P_z = 327.90$$

Momentos de Inercia Medidos desde el centro de masa y alineado con el sistema de coordenadas resultante.

$$L_{xx} = 194.16 \quad L_{xy} = -0.24 \quad L_{xz} = -2.37$$

$$L_{yx} = -0.24 \quad L_{yy} = 327.08 \quad L_{yz} = 0.00$$

$$L_{zx} = -2.37 \quad L_{zy} = 0.00 \quad L_{zz} = 134.90$$

Momentos de Inercia Medidos desde el sistema de coordenadas de salida.

$$I_{xx} = 259.50 \quad I_{xy} = -23.11 \quad I_{xz} = -112.75$$

$$I_{yx} = -23.11 \quad I_{yy} = 584.21 \quad I_{yz} = 12.98$$

$$I_{zx} = -112.75 \quad I_{zy} = 12.98 \quad I_{zz} = 332.07$$

2.11.1 ASIGNACIÓN DE CARGAS Y RESTRICCIONES

Antes de obtener los resultados se procedió a colocar las restricciones y cargas a las que estará sujeto el soporte del caliper. Cabe resaltar que la carga a la que estará sujeto el soporte, será igual al treinta por ciento del peso total del automóvil.

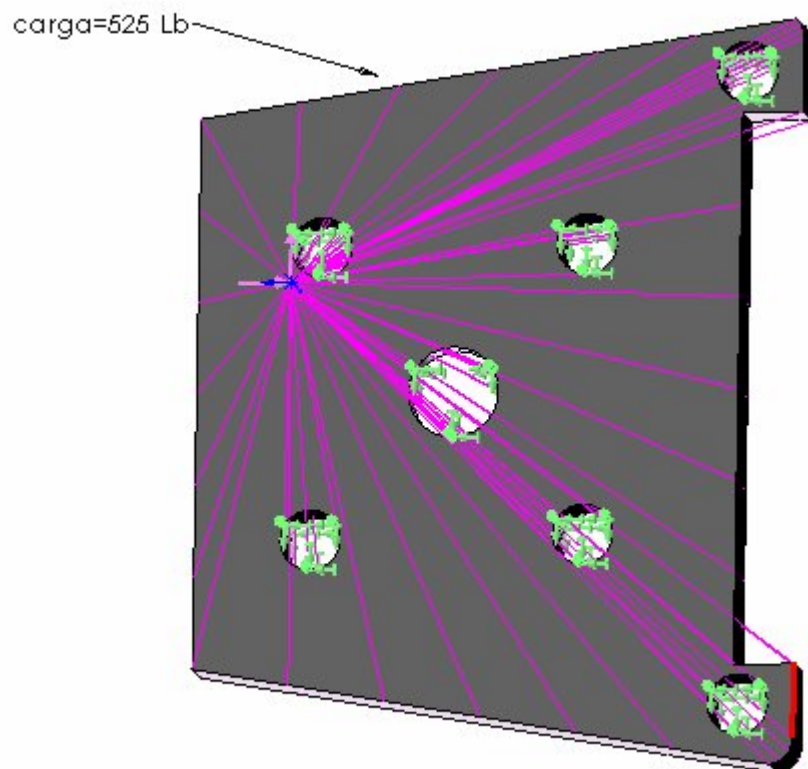


Figura 2.36 Cargas y Restricciones en la Base

RESULTADOS

Luego de asignar las restricciones y fuerzas en las superficies críticas del soporte, se envió a mallar el sólido y se ejecutó el estudio para obtener los siguientes resultados y verificaciones de diseño.

TENSIONES (Von Mises)

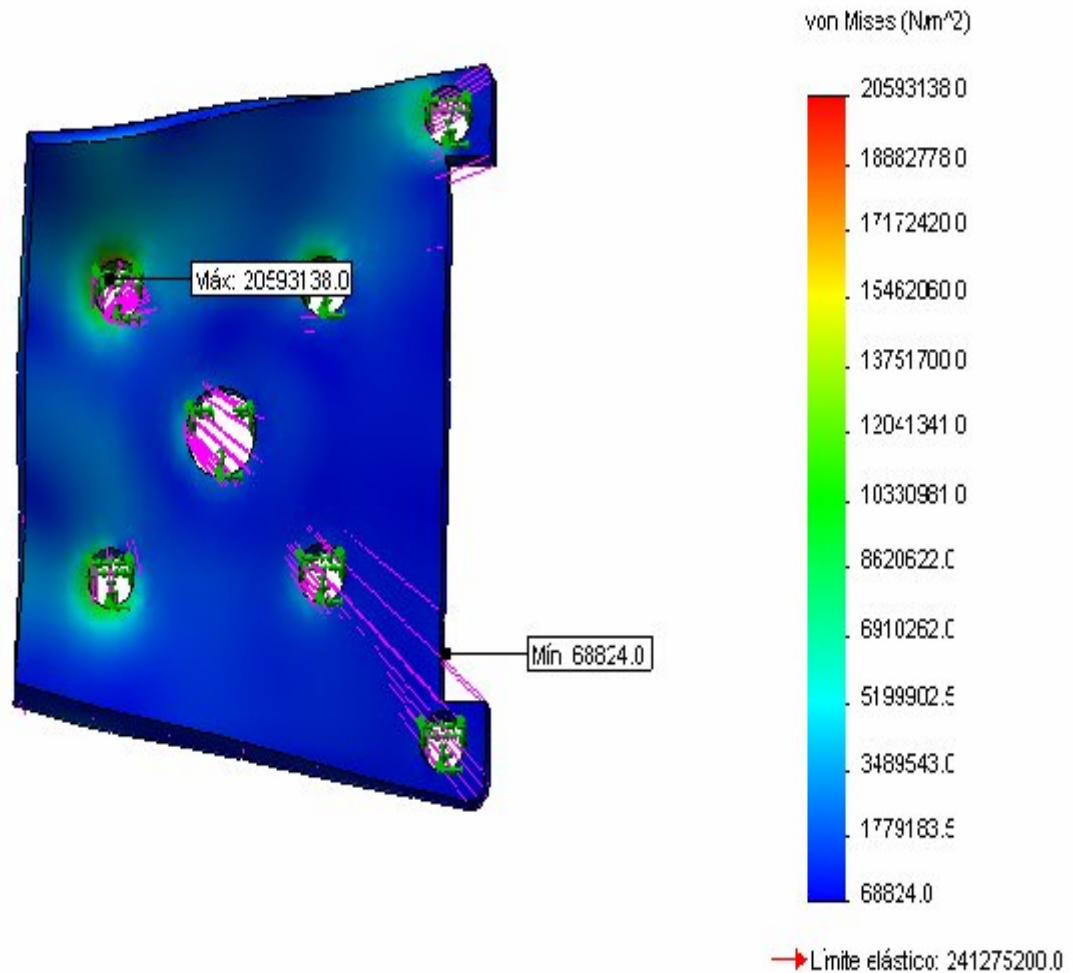


Figura 2.37 Tensión de Von Mises

El primer resultado es la tensión de Von Mises, como podemos observar en la gráfica se muestra una escala de colores mostrando con color rojo a zonas inseguras y de color azul las zonas más seguras.

Además podemos observar los valores de tensiones y verificamos que el valor mayor que se produce en el modelo es menor al límite elástico propio del material.

DESPLAZAMIENTOS

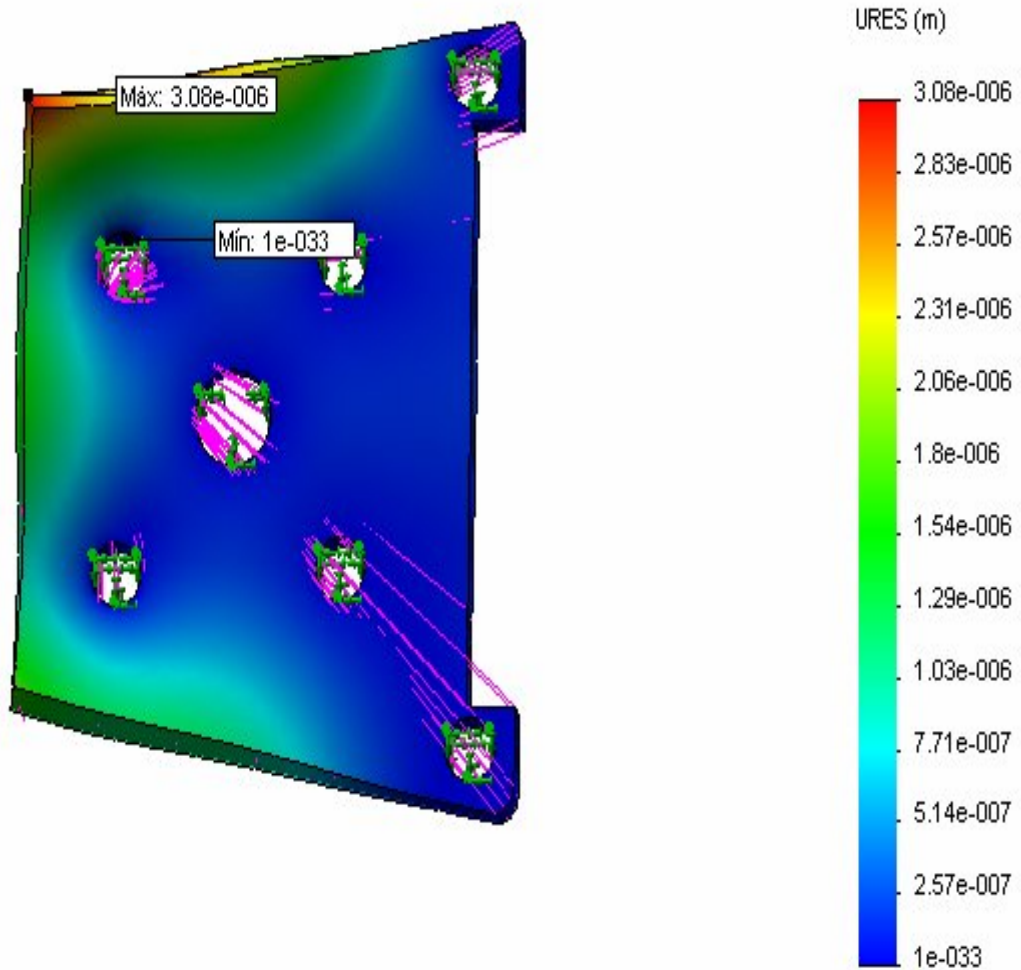


Figura 2.38 Resultados de Desplazamientos

El segundo resultado son los desplazamientos debido a la aplicación de la carga. Tomando el mismo criterio anterior de la escala de colores podemos observar que la mayoría de zonas son seguras y que el valor máximo de desplazamiento es muy bajo.

DEFORMACIONES UNITARIAS

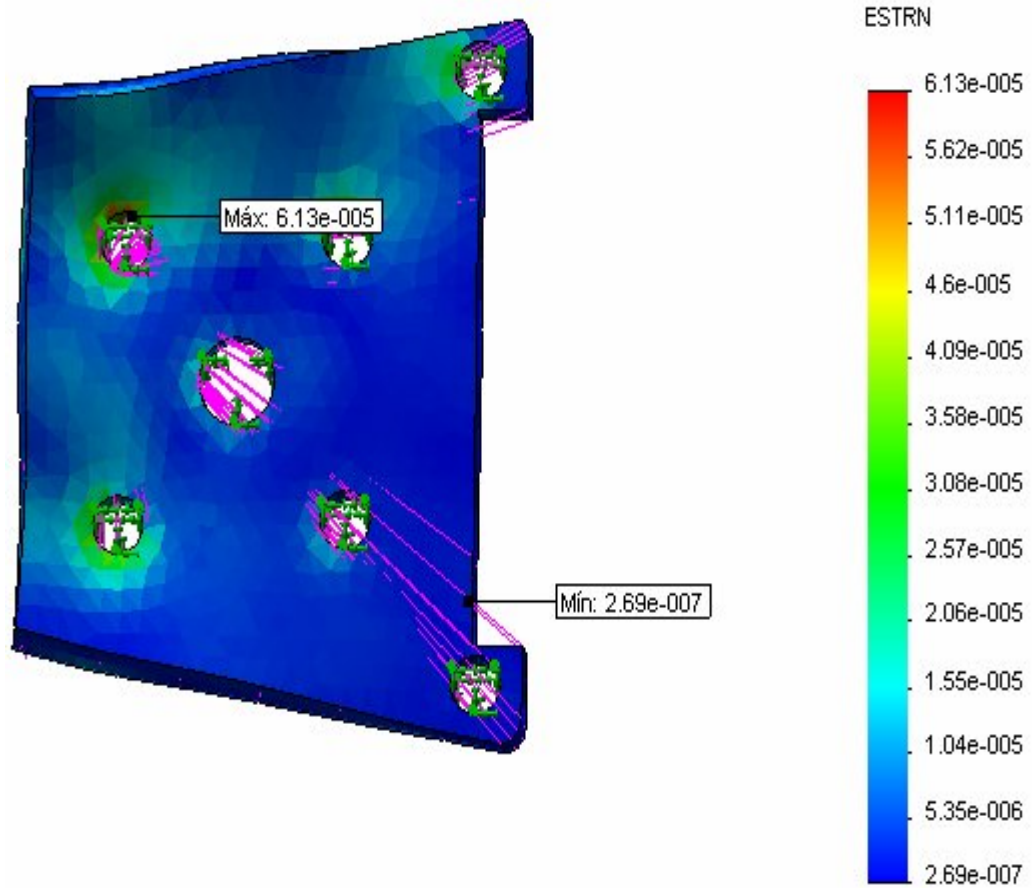


Figura 2.39 Resultados de Deformaciones Unitarias

El tercer resultado es el de las deformaciones unitarias y aquí también observamos que el diseño es seguro ya que ninguna zona del modelo se presenta en color rojo y el valor máximo de deformación no causa ningún cambio en la estructura.

2.11.2.- VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

Para materiales dúctiles utilizamos la verificación de diseño de tensión máxima de von Mises

VERIFICACIÓN VON MISES

Verificación de diseño

Paso 2 de 3

N/m²

Establecer límite de tensión:

hasta límite elástico

hasta límite de ruptura

hasta:

2.41275e+008

Factor de multiplicación:

1

Material involucrado:

Acero aleado fundido

Límite elástico:
2.41275e+008 N/m²

Límite de ruptura:
4.48083e+008 N/m²

Tensión máxima en el modelo:

Tensiones von Mises:
2.059e+007 N/m²

Verificación de diseño

Paso 3 de 3

Distribución del factor de seguridad

Distribución no dimensional de tensiones

Áreas por debajo del factor de seguridad

1

Factor de seguridad mínimo
Basado en el criterio de la tensión máxima
Factor de seguridad:
11.7163

Figura 2.40 Cuadro de Resultados de la Verificación de Diseño

$$\frac{\sigma_{vonMises}}{\sigma_{limit}} < 1$$

Material: Acero Aleado Fundido

Límite elástico: 2.41 e⁺⁰⁸ N/m²

Límite de ruptura: 4.48 e⁺⁰⁸ N/m²

Máxima tensión en el modelo

Tensión de Von Mises: $2.059 \times 10^{+07}$ N/m²

Criterio: Tensión máxima Von Mises

$$\frac{2.059 \times 10^{+07}}{2.41 \times 10^{+08}} = 0.08 < 1$$

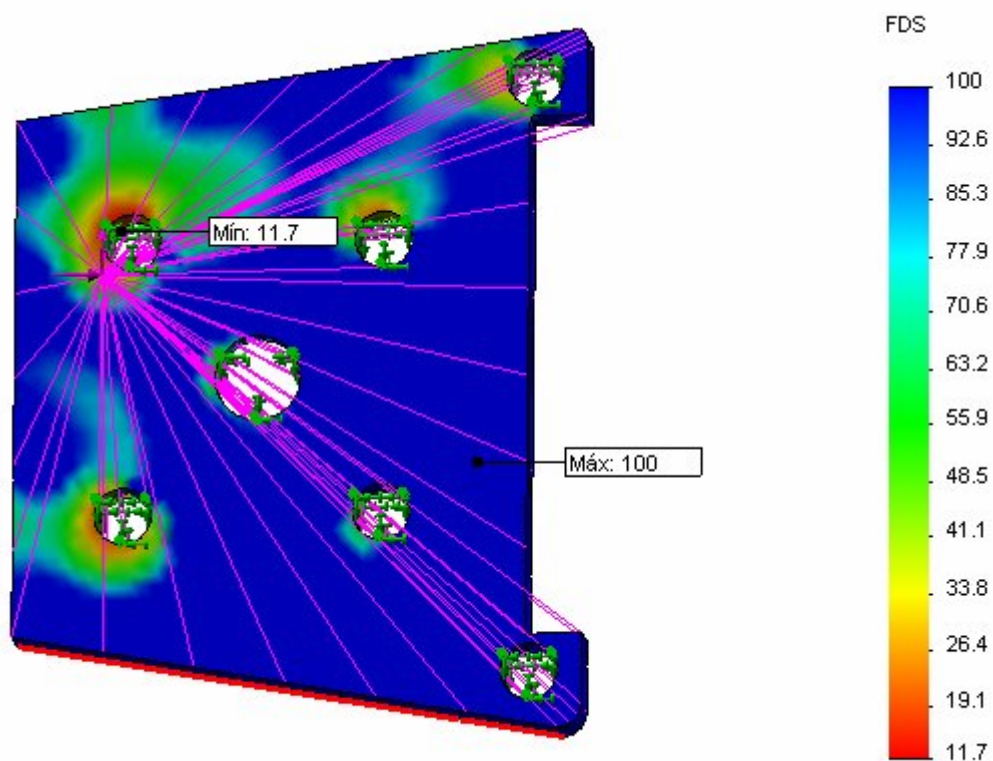


Figura 2.41 Distribución del Factor de Seguridad

En este análisis podemos observar la escala de colores teniendo como conclusión de que las zonas de color azul son seguras y el material no sufrirá ningún daño ni alteración.

Observamos que en las zonas de color rojo el factor de seguridad es de 11.7 por lo que también son seguras.

2.12.- CIRCUITO ELÉCTRICO

En el diseño del sistema de freno de mano con accionamiento hidráulico, es muy importante tener una luz en el tablero de instrumentos, que indique una baja en el nivel de fluido hidráulico en su depósito. Ya que una bajo nivel de fluido hidráulico puede ocasionar burbujas de aire en el circuito, y esto deriva en una pérdida de eficiencia en el sistema de frenos.

El diseño del circuito eléctrico fue realizado en CROCODILE CLIPS, ya que este es un software que facilita el diseño de circuitos eléctricos y electrónicos.

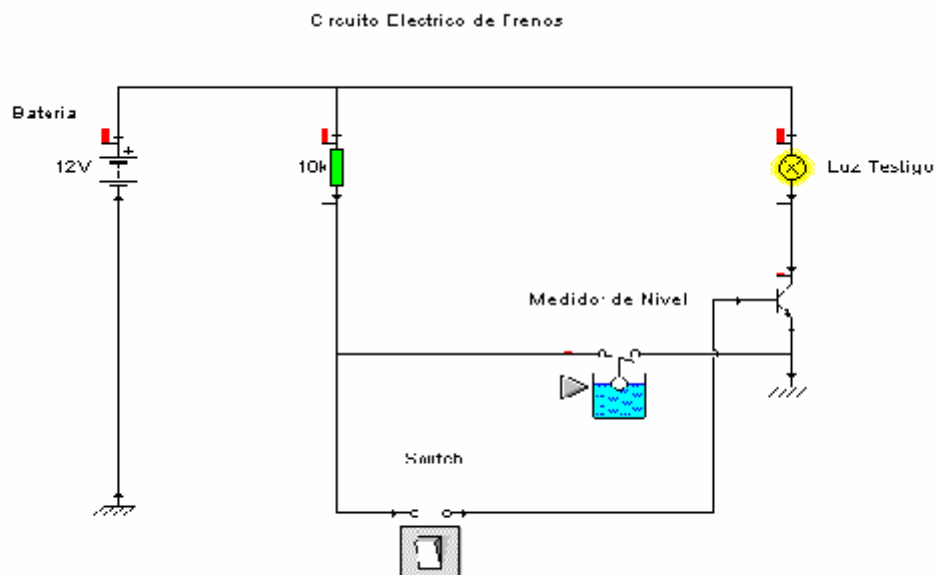


Figura 2.42 Circuito Eléctrico de Frenos

2.13.- SELECCIÓN DE LA VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN

Cuando el vehículo se encuentra estático, la masa del vehículo se reparte entre el eje delantero y el eje trasero, con valores que el diseño del vehículo ha provisto. Casi todos los vehículos comerciales de nuestros días, son ligeramente más pesados en la zona delantera que en la trasera. Ya que, no solo, el motor está

ubicado en la parte delantera, sino que además al traccionar en ese mismo eje, caja de cambio, diferencial, las transmisiones, etc. se encuentran en el eje delantero.

El menor peso en el eje trasero implica que el diseño del reparto de fuerzas sea fundamental para no alcanzar el bloqueo de las ruedas traseras cuando se accione el freno de servicio. Además, cuando nosotros frenamos aparece un momento de cabeceo alrededor del centro de gravedad, que genera una transferencia de carga del eje trasero al eje delantero. Esto significa, que no solo el eje trasero es menos pesado que el delantero, sino que además por dinámica vehicular en el eje trasero y siempre que se accione el freno, se va a descargar transfiriendo parte de esa carga al eje delantero.



Figura 2.43 Válvula Reguladora de Presión Hidráulica

Utilizando catálogos de Válvulas para regulación de presión (Anexos Tabla 4) existentes en nuestro medio se extraen las siguientes características:

Modelo	Conexión NPT	Presión Max. en Bar	Espacio Entre Cañerías
RAPFA	1 / 4 "	450	1- 7 / 8 "

Por lo analizado anteriormente se seleccionó la válvula reguladora que se indica en la figura 2.13. La cual nos ayuda a repartir la presión de fluido hidráulico entre las ruedas delanteras y las ruedas posteriores, para evitar el bloqueo de las ruedas posteriores cuando se aplique el freno de servicio.

El reparto sería de un 0,70 % de la frenada en las ruedas delanteras; y 0,30 % en las ruedas traseras.

2.14.- SELECCIÓN DE ACCESORIOS

Para la conexión de las cañerías con la válvula de regulación de presión, se utilizo acoples con rosca NPT que son los mas adecuados para la implementación de este sistema.



Figura 2.44 Acoples para Válvula

Para la distribución del fluido hidráulico se seleccionara un par de Ts para repartir el fluido a cada rueda, las cuales tienen un diámetro interno de 1/8 de pulgada al igual las cañerías de freno.



Figura 2.45 T de Reparto de Fluido

III CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA

3.1.- HERRAMIENTAS A UTILIZAR

- Destornilladores
- Alicates
- Cinta métrica
- El Flexómetro
- Torno
- Pulidora
- Martillo
- Diferentes llaves
- Brocas
- Soldadura Smaw
- Taladro de mano
- Prensa
- Escuadra

3.2.- CONSTRUCCIÓN Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS HIDRÁULICOS Y MECÁNICOS

Para la construcción del sistema hidráulico se tuvieron que utilizar dos tipos de cañerías, además de un cilindro principal de doble efecto, un cilindro de simple efecto, una válvula reguladora de presión, Ts y uniones racor.

Además de los elementos hidráulicos, se tuvo que construir el mecanismo accionamiento del freno de mano hidráulico, una base para el mecanismo accionamiento, dos soportes para los calipers, y la extracción de las manzanas de los tambores de freno posteriores.

3.2.1.- CONSTRUCCIÓN DE LA CAÑERÍA DE ACERO INOXIDABLE FLEXIBLE.

La cañería de acero inoxidable flexible se utilizó en el circuito que inicia en el cilindro principal, hacia la válvula de regulación, ya que este tipo de cañería nos permita instalarla de una manera muy fácil por lugares de poco acceso, como la parte posterior del motor y el interior del habitáculo.



Figura3.1 Cañería de Acero Inoxidable Flexible.

3.2.2.- SELECCIÓN DE CAÑERÍAS DE ACERO INOXIDABLE RÍGIDA

Para la conexión hidráulica de frenos en las ruedas del tren posterior, se eligió utilizar las cañerías originales del automóvil, ya que estas presentan todas las características necesarias para el buen funcionamiento del sistema, otro de los motivos por lo cual se tomó la decisión de utilizar las cañerías originales fue, la resistencia de su material a todo tipo de golpes y raspones, ya que estas van en la parte inferior del automóvil, por lo tanto están expuestas al ambiente y calzada.



Figura 3.2 Cañería de Acero Inoxidable Rígida

3.2.3.- ENSAMBLE DEL SISTEMA DE FRENO DISCO EN LAS RUEDAS DEL TREN POSTERIOR.

En el ensamble del sistema de frenos disco en las ruedas posteriores, se inició con la extracción del mecanismo de frenos original del auto, el cual posee tambores, como se muestra en la figura 3.3.



Figura 3.3 Extracción de Tambores de Freno

El siguiente paso fue la construcción de unas bases para la sujeción de los calipers en el tren posterior.



Figura 3.4 Construcción Del soporte de Caliper

Para la construcción de las bases de los calipers, fue necesaria la utilización de un torno para realizar los desbastes adecuados para poder acoplar la base en el eje posterior, teniendo como resultado lo que se muestra en la figura 3.5.



Figura 3.5 Base de Caliper Instalada

El siguiente paso fue la extracción de las manzanas de los tambores de freno, esta operación se la realizó con la utilización de un torno como se muestra en la figura 3.6.



Figura 3.6 Extracción de la Manzana del Tambor de Freno

Esta decisión de extraer las manzanas de los tambores originales de freno, para utilizarlas en el nuevo sistema, fue con la finalidad de no modificar la estructura original del eje posterior, ya que cualquier modificación puede ocasionar debilitamiento en el material de fabricación del mismo y ocasionar algún accidente.



Figura 3.7 Manzanas Extraídas de los Tambores de Freno

El siguiente paso fue el ensamble de los disco de freno que se utilizaran en la construcción del nuevo sistema, los cuales tienen las mismas características de los discos de freno que se utilizan en las ruedas delanteras, los cuales satisfacen todas las necesidades que se requieren para un óptimo funcionamiento del sistema.



Figura 3.8 Discos de Freno Posteriores

Luego se procedió al acoplamiento de los discos de frenos en las manzanas, los cuales fueron fijados con dos tronillos avellanados para evitar contactos con los aros, y posteriormente poderlos ensamblar en el eje posterior.



Figura 3.9 Discos de Freno Acoplados en las Manzanas

Luego se procedió al ensamble de los discos de freno en el eje posterior del automóvil, utilizando todos los pernos originales de construcción del automotor.



Figura 3.10 Ensamble del disco de Freno en el Eje Posterior

Como siguiente paso se instalaron los calipers con sus respectivas pastillas de freno, en la base construida como se señalo anteriormente.



Figura 3.11 Instalación de los Calipers

3.3.- CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO

El mecanismo de accionamiento del sistema freno de mano hidráulico, consta de una palanca para aplicar el freno de mano y una base para la instalación de la palanca, y que a su vez sirve para ubicar el cilindro de simple efecto, que crea la presión hidráulica necesaria para bloquear las ruedas posteriores.

3.3.1.- CONSTRUCCIÓN DE LA PALANCA DE ACCIONAMIENTO DEL FRENO DE MANO

Para la construcción de la palanca de accionamiento del freno de mano, se inició imprimiendo el diseño que se realizó con ayuda del software SOLIDWORKS y copiándolo en un cartón, ya que este material facilita la construcción en el metal.



Figura 3.12 Palanca de Accionamiento en Cartón

Luego se procedió a cortar el diseño de la palanca de accionamiento en el metal.



Figura 3.13 Palanca de Accionamiento en Metal

Como la palanca de accionamiento del freno de mano tiene una cantidad excesiva de material, se procedió a realizar algunos orificios para disminuir la cantidad de material, y a su vez obtener una forma más estética.



Figura 3.14 Disminución de Peso

El siguiente paso fue lijar y pulir la palanca de accionamiento para eliminar residuos de material en la superficie y filos corto punzantes.



Figura 3.15 Proceso de Pulido

Una vez que se ha realizado un correcto pulido de la superficie de la palanca se le realizó un proceso de niquelado para evitar la corrosión y oxidación.



Figura 3.16 Palanca Niquelada

3.3.2.- CONSTRUCCIÓN DE LA BASE

Para la construcción de la base, se inició imprimiendo el diseño realizado en SOLIDWORKS y copiándolo en un cartón para poder trabajar con mayor facilidad en el metal.



Figura 3.17 Diseño de la Base en el Metal

Después de dibujar el diseño de la base en el metal, se procedió a cortar el diseño con ayuda de un maquina amoladora.



Figura 3.18 Proceso de Corte del Diseño

Las condiciones de soldabilidad deben estar claramente establecidas entre el material a soldar y el soldador, ya que dependen esencialmente de la composición química del producto, del tipo de electrodo a ser usado y del proceso de soldadura.

Luego se continuó soldando todas las partes del diseño, el proceso de soldadura utilizado fue el SMAW con electrodo 6011.



Figura 3.19 Proceso de Soldadura

Al igual que la palanca se realizó un proceso de disminución de peso, lijado, pulido y por ultimo, se agrego una capa de pintura para evitar la oxidación y corrosión.



Figura 3.20 Base Pulida y Pintada

3.4.- ENSAMBLE DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO

El ensamble de la palanca de accionamiento con su base, se la realizó mediante un perno de sujeción, el cual cumple la función de unir la palanca de accionamiento con su base y permitir el movimiento longitudinal de la misma.



Figura 3.21 Ensamble Del Mecanismo Operador

Luego también se continuó con la sujeción de la válvula reguladora y el cilindro de simple efecto en la base del mecanismo operador.

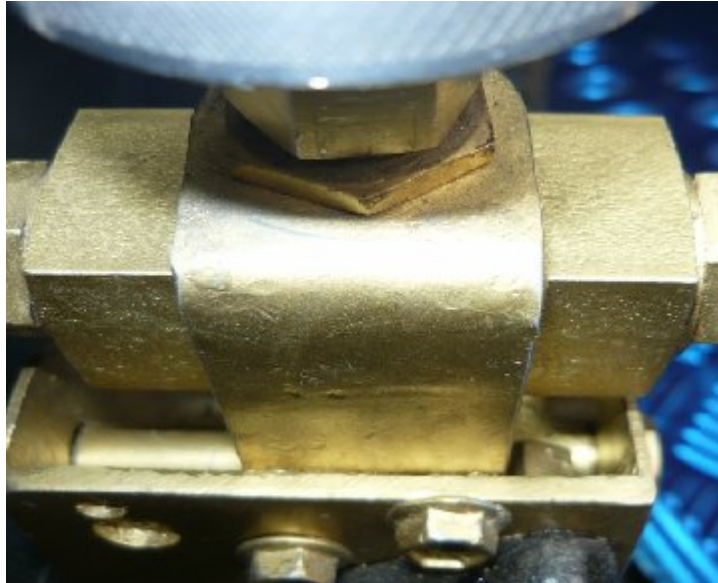


Figura 3.22 Sujeción de Válvula y Cilindro de Simple Efecto

Para concluir con el ensamble del mecanismo de accionamiento, se conectó la palanca de accionamiento del freno de mano hidráulico con el cilindro de simple efecto; cuya conexión se la realizó con un pasador.

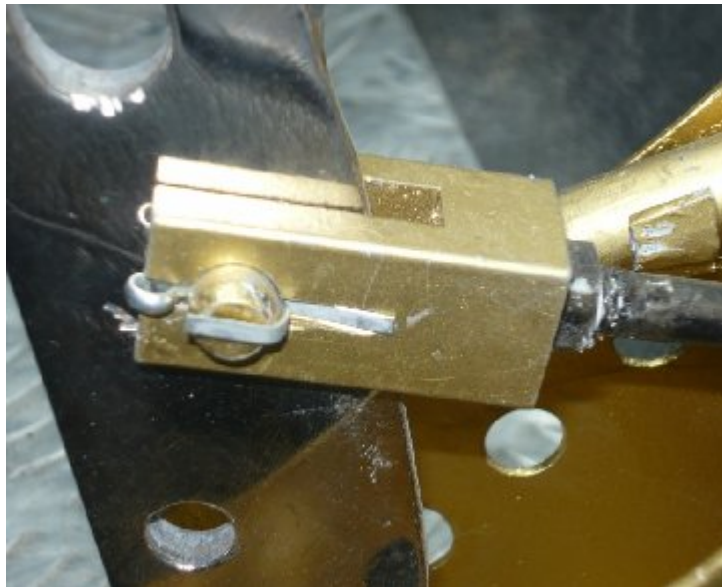


Figura 3.23 Conexión del Cilindro de Simple Efecto con la Palanca de Accionamiento

3.5.- ENSAMBLE DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DE FRENOS Y SUS COMPONENTES

Para el ensamble del circuito hidráulico se inició con el ensamble del circuito de frenos delantero, el cual inicia en el cilindro principal de frenos, como se observa en la figura 3.24.



Figura 3.24 Conexión Del Circuito Delantero

Luego la cañería va conectada hacia una T, la cual se encarga de repartir el fluido hidráulico hasta cada rueda delantera.



Figura 3.25 T del Circuito Delantero

Para iniciar con la conexión del circuito hidráulico posterior, se conecta la cañería que va desde el cilindro principal hacia la entrada de fluido del regulador de presión hidráulica.

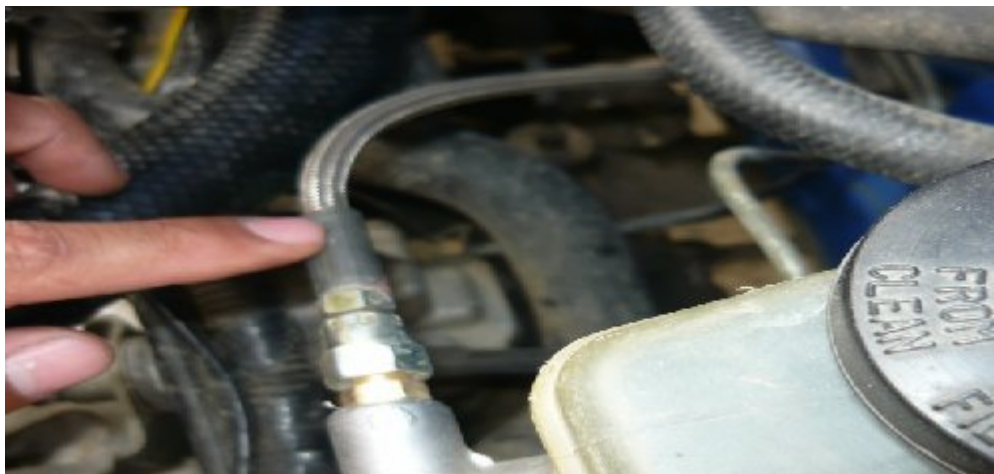


Figura 3.26 Conexión de Cañería Principal Posterior

Luego se continuó con la conexión en entrada del fluido hidráulico del cilindro de simple efecto; con la salida de flujo hidráulico de la válvula reguladora de presión, esta conexión se la realizó con una cañería a la cual se le colocó un protector metálico.



Figura 3.27 Conexión del Cilindro con la Válvula Reguladora

Siguiendo con el ensamble del circuito hidráulico de frenos posterior, se conectó el cilindro de simple efecto, con la cañería que va hacia los calipers posteriores.



Figura 3.27 Conexión del Cilindro con la Cañería Posterior

Para culminar con la conexión del circuito de frenos posterior, se conectó una T de reparto de fluido; la cual va conectada con la cañería de fluido hidráulico posterior y con las cañerías que van hacia los calipers posteriores.



Figura 3.28 Conexión de la T de reparto de Fluido Posterior

3.6.- ENSAMBLE ELÉCTRICO

Para mayor seguridad se conectó una lámpara testigo en el tablero de instrumentos. La cual nos indica un bajo nivel de fluido hidráulico de frenos y a su vez una pérdida de fluido.



Figura 3.29 Lámpara Testigo de Fluido Hidráulico

IV PUESTA A PUNTO Y PRUEBAS

4.1.- PUESTA A PUNTO DE LA VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN

Para la puesta a punto de la válvula reguladora de presión, se procede a medir la presión hidráulica en las ruedas del tren delantero y en el tren posterior. Esta medición la realizamos con un manómetro medidor de presión hidráulica.

4.2.- PROCESO DE MEDICIÓN DE PRESIÓN HIDRÁULICA.

1. Revisamos, observando que no existan fugas de líquido, agarrotamiento de su sistema de mando, ni deformaciones de las palancas de accionamiento.
2. Seguidamente comprobamos su funcionamiento accionando repetidas veces el pedal del freno.
3. La medición de la presión se realiza disponiendo un manómetro en el cilindro receptor de cualquiera de las ruedas delanteras, retirando previamente el purgador correspondiente, en cuyo orificio se acopla el manómetro.
4. Luego de procede a purgar el sistema de frenos.
5. Se acciona totalmente el pedal del freno, observando el aumento de presión en el manómetro, que tendrá un límite, llegado el cual la presión ya no aumenta más aunque siga aumentándose el esfuerzo sobre el pedal.



Figura 4.1 Medición de Presión en la Rueda Delantera

Como podemos observar en la figura 4.1. La presión en la rueda delantera es de 950 PSI o 65.5 bar.

La medición se la realizó con la válvula reguladora de presión totalmente abierta, por lo tanto la presión hidráulica será igual en las cuatro ruedas del automóvil.

6. Repetimos los pasos 3, 4, 5 pero en la rueda posterior. Aquí se realiza algunas mediciones variando la posición de la válvula reguladora de presión.



Figura 4.2 Medición de la Presión en la Rueda Posterior

% Apertura de la Válvula reguladora	Presión medida en PSI
100	950
90	855
80	760
70	665
60	570
50	475
40	380
30	285
20	190

Tabla 2. Puesta a Punto de la Válvula Reguladora

Como pudimos observar en la figura 4.1. La presión hidráulica medida en las ruedas delanteras es de 950 PSI, y esto equivale al 100% de presión hidráulica, ya que la válvula reguladora de presión se encuentra 100% abierta.

Entonces se procede a cerrar un 70 % a la válvula reguladora, con el fin de disminuir la presión hidráulica que va hacia las ruedas posteriores y obtener un 30% de presión hidráulica que equivale a 285 PSI y así obtener un frenado óptimo en las cuatro ruedas.

Nota.

Cabe resaltar que todas las mediciones se las realizaron en condiciones normales de funcionamiento, ya que en frenadas bruscas o inesperadas, la presión hidráulica sobrepasa los 1500PSI.

4.3.-PUESTA A PUNTO DEL MECANISMO DE ACCIONAMIENTO

La puesta a punto del mecanismo de accionamiento es básicamente establecer la ubicación adecuada de la palanca, ya que el piloto tiene que poderla aplicar o halarla sentado desde su butaca con los cinturones de seguridad puestos.



4.3 Puesta a Punto del Mecanismo de Accionamiento

Como podemos observar en la figura 4.3, el piloto alcanza el mecanismo de accionamiento sin tener ningún problema.

4.4.- PRUEBAS EN RUTA

Las pruebas en ruta se las realizaron para comprobar la eficacia y eficiencia del sistema de freno de mano con accionamiento hidráulico implementado. En las cuales pudimos constatar el buen funcionamiento del sistema aplicando en curvas

muy pronunciadas, y dando giros de 360°, obteniendo reacciones de derrapes muy rápidos y continuos.

También se realizaron pruebas del sistema de frenos de servicio, para comprobar el buen funcionamiento de este sistema. Estas pruebas se las realizaron midiendo la distancia de frenado desde el momento en que se aprieta el pedal del freno hasta el momento en que el auto se detiene, este proceso se la realizó a diferentes velocidades.

Velocidad en km/h	Distancia de Frenada en Metros
40	21
50	28
60	39
70	48
80	60
90	73
100	86
110	103
120	117

Tabla 3. Pruebas de Frenado

Estas pruebas fueron realizadas en carreteras cuya calzada es de una mezcla de tierra y pequeñas rocas, ya que en este tipo de carreteras se realizan las competencias automovilísticas modalidad rally.

4.5.- CUADRO DE DIAGNOSTICO EN LA FRENADA

SÍNTOMAS	CAUSAS	REPARACIÓN
Frenado desequilibrado y con tendencia a desvió.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Pérdida de líquido por una pinza. 2. Agarrotamiento de un embolo. 3. Obstrucción de conductos por dilatación o atasco. 4. Pastillas o forros sucios de aceite o grasa. 5. Guías o pernos de las mordazas sucios u oxidados. 	<p>Reparar</p> <p>Recuperar, movilidad o reemplazar.</p> <p>Sustituir Manguitos.</p> <p>Revisar; en caso necesario sustituir.</p> <p>Limpiar y recuperar movilidad.</p>
Los Frenos se Bloquean	<ol style="list-style-type: none"> 1. Agarrotamiento de émbolos. 	<p>Limpiar o sustituir</p>
Baja eficiencia de frenado	<ol style="list-style-type: none"> 1. Pérdida de líquido en el circuito. 2. Aire en las canalizaciones. 3. Falta de líquido en el depósito. 4. Falta de ajuste. 	<p>Reparar</p> <p>Pulgar el aire del sistema.</p> <p>Rellenar</p> <p>Verificar cotas de reglaje.</p>
Los frenos chirrían o vibran.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Polvo y suciedad en los frenos. 2. Forros o pastillas inadecuadas. 3. Deformación del 	<p>Eliminar polvo y suciedad.</p> <p>Colocar el recambio adecuado.</p>

	disco de freno.	Reemplazar
Recorrido del pedal largo y puede pisarse de forma blanda y elástica.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Aire en el sistema de frenos. 2. Fugas o grietas en el sistema de frenos. 3. Avería en la cilindro de freno. 	<p>Pulgar el aire</p> <p>Verificar el hermetismo</p> <p>Reemplazar</p>
Acción de frenada deficiente con elevada presión en el pedal.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Recorrido normal del pedal: forros manchador de aceite o cristalizados. 2. Recorrido largo del pedal: avería en uno de los circuitos de freno, debido a falta de hermeticidad 	<p>Reemplazar</p> <p>Revisar y reemplazar las piezas deterioradas.</p>
Pedal bloqueado	<ol style="list-style-type: none"> 1. Líquido deteriorado. 2. Eje pedal agarrotado. 	<p>Renovarlo.</p> <p>Desmontar y afinar.</p>
Pedal elástico	<ol style="list-style-type: none"> 1. Aire en las canalizaciones. 2. Entrada de aire debido ha mal estado de los retenes del cilindro. 	<p>Sangrar</p> <p>Sustituir y pulgar.</p>
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Deterioro reten estanqueidad del 	Sustituir cilindro

Pérdida en el pedal	cilindro. 2. Pérdida de líquido por tuberías o cilindro. 3. Aire en la instalación.	Reparar Purgar
Calentamiento Excesivo de una o mas ruedas	1. Ausencia de juego entre el pedal del freno y el émbolo del cilindro. 2. Piezas de goma hinchadas por utilizar un líquido inadecuado. 3. Calipers de freno óxidados. 4. Freno de mano no se suelta por completo	Ajustar Sustituir líquido y reemplazar piezas estropeadas. Repara o sustituir. Repara frenos de las ruedas posteriores.

V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1.- CONCLUSIONES

- Utilizar circuitos hidráulicos en el sistema de freno de mano incrementa la reacción de bloqueo en las ruedas posteriores, lo que nos ayuda a controlar el vehículo en situaciones inesperadas o premeditadas.
- El uso de cilindros hidráulicos en el sistema de freno de mano se debe a que se requiere una presión hidráulica extra para el bloqueo de las ruedas posteriores, además su cuerpo es pequeño y su carrera es amplia.

- La Válvula reguladora de presión hidráulica utilizada en nuestro sistema de frenos nos permite variar la presión de frenado, lo cual es de mucha ayuda en las competencias automovilísticas, en donde tenemos diferentes tipos de terrenos.
- Para el diseño mecánico se utilizó el software SolidWorks que es un programa de automatización de diseño mecánico en 3D que aprovecha la conocida interfaz gráfica Microsoft Windows, además de permitir a los diseñadores mecánicos croquizar con rapidez sus ideas, experimentar con operaciones, cotas y características físicas.
- La utilización de frenos de disco en el tren posterior nos ayuda a disminuir los tiempos de reparación y mantenimiento ya que en las competencias automovilísticas el tiempo de abasto es muy limitado.
- La implementación de un nuevo mecanismo de accionamiento para el freno de mano nos ayuda a un buen frenado, sin realizar grandes esfuerzos y sin problemas de que el mecanismo se bloquee al momento de retornar.
- Las piezas utilizadas en el nuevo sistema de frenos nos ofrecen una gran resistencia a la tensión, fatiga y deformación, por lo son ideales para este tipo de proyectos.

5.2.- RECOMENDACIONES

- Cuando se instale los cañerías de fluido hidráulico tener mucho cuidado en el lugar donde se las ubica, ya que no pueden estar cerca a piezas en movimiento o lugares donde exista elevadas temperaturas.
- Después de instalar las cañerías del fluido hidráulico purgar el aire del sistema para evitar burbujas, las cuales disminuyen la eficiencia de frenado.
- Llevar un registro del tiempo y kilometraje del sistema hidráulico y pastillas de freno, para cumplir con los cronogramas de mantenimiento.

- Revisar las pastillas de freno antes de iniciar una competencia ya que un desgaste excesivo provocan que los pistones de freno se salgan de los calipers provocando la pérdida total de presión hidráulica.
- Siempre verifique el nivel del fluido hidráulico antes de comenzar las competencias
- Utilizar el sistema de frenos de mano solo cuando se lo requiera, ya que un uso excesivo derivará en un desgaste prematuro de los neumáticos.
- Calibrar la válvula reguladora de presión hidráulica de acuerdo a las condiciones de terreno en donde se vaya a competir.
- En una situación de emergencia en la que el sistema de frenos de servicio falle, es posible frenar con el freno de mano y detenerlo para realizar reparaciones.
- Tener cuidado al pulgar el aire de las cañerías del sistema hidráulico ya que el líquido de frenos puede derramarse sobre las pastillas de freno o pintura del auto y dañarlos.
- Para que un sistema de frenado sea realmente eficaz los amortiguadores y neumáticos deben estar en buen estado. Los neumáticos deben garantizar la adherencia a la ruta para evitar el deslizamiento en caso de precisar un frenado brusco

BIBLIOGRAFIA

- MOTT Robert L.: Mecánica de los Fluidos Aplicada, Publicado por Prentice Hall Hispanoamericana, S.A., Cuarta edición, México D.F., 1996
- John Remling. Frenos, Ed. Limusa México
- Albert Marti Parera. Frenos ABS, Edición marcombo, S.A., Barcelona España

- Crane- Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, McGraw-Hill Interamericana., México
- José M. Alonso, Tecnología avanzada del automóvil, Ed. Paraninfo, Madrid, 1994
- Leonardo Rojas. Mecánica Automotriz, M. INACAP Capacitación, Marzo 2001
- SOLIDWORKS: Manual, 2006

URL:

- www.novacero.com.ec
- www.scribd.com
- www.elprisma.com

Anexos

TABLA 1

Catálogo

Essa Numero	Original Numero	Q'da Dia x Distancia	Fijas Tornillo x Distancia	Tornillo de Puero de Derram	Externalidad	Aplicacion
J11001	47530-1170	1-1/2"	M13x1.25x30x40 M14x1.5x30x42	M12x1	13x30x71	Hiro
J11002	47510-1170	1-1/2"	M13x1.25x30x40 M14x1.5x30x42	M12x1	13x30x70	Hiro
J11003	47580-1030	1-5/8"		M12x1.5	170x100x35	Hiro
J11004	47570-1030	1-5/8"	M14x1.5x(28+37.5)	M12x1	170x100x25	Hiro
J11005	47580-1140	1-5/8"	x(31.5+31.5)	M12x1.5	170x100x35	Hiro
J11006	47580-1370	1-5/8"		M12x1	170x100x25	Hiro
J11007	31470-1040.2	7/8x40	2-M12.5x40	M12x1.5	140x70x40	Hiro
J11008	31470-1140.2	7/8x28	2-M12.5x58x31.5	M12x1.5	140x50x85	Hiro
J11009	47540-29135	1-1/8"	M8x2x13.5 M8x2x18.5	2-M10x1	90x80x50	Toyota
J11020	47520-29135	1-1/8"	M8x8.5x26.5	M12x1	80x80x50	Toyota-ace
J11010	MD711471	3/4"	2-M11x30	M12x1	120x100x70	Mitsubishi
J11011	31470-2304050	13/16x28	2-M8.5x34	M12x1	140x50x75	Toyota-iteace
J11023	31470-30280	13/16x28	2-M12.5x34	M12x1	135x58x75	Toyota
J11012	MB50073E	15/16"	2-ME35x10	M12x1	100x40x60	Mitsubishi-Pidup Truck
J11015	MB50073E	15/16"	2-ME35x10	M12x1	100x40x60	Mitsubishi-Pidup Truck
J11013	43301-SH3-J01	3/4"	2-ME16.5x31	M12x1	85x70x45	Honda
W2032	63403-76740	15/16"	2-M8.32x17	M10x1	75x46x75	Suzuki
W4033	894336-8882	15/16x32	2-M8x20	M12x1	145x100x55	Iscuz-NP? NKR
W4034	31411-4110	5/8x32	M8(19)x20	M10x1	210x150x50	Cycla
W2035	210811-8EB88	15/16"	2-M8.35x12	M10x1	50x35x48	Nissan
W4036	31421-111E	3/4x45	2-M12x28	M16x1.5-6c	130x85x40	Hiro

TABLA 2

SUZUKI					
<i>Número de Equipo Original</i>	<i>Número de ESSN</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	
5E211-8E800	LBC 633	237.0	17.0	15.0	
5E211-8E800	LBC 259	230.0	10.0	9.0	
5E211-77E00	LBC 831	311.0	22.0	20.0	
5E211-80000	LBC 257	230.0	10.0	9.0	
5E311-8CB30	LBC 632	231.0	17.0	15.0	
5E311-8CB40	LBC 253	250.0	130.0	35.0	
5E311-80000	LBC 823	232.0	12.0	10.0	
5E311-80E30	LBC 632	231.0	17.0	15.0	
5E311-81000	LBC 823	235.0	20.0	18.0	
5E311-82000	LBC 959	245.0	20.0	18.0	
5E311-75F00	LBC 951	232.0	17.0	15.0	
5E311-80F00	LBC 632	231.0	17.0	15.0	
5E311-75400	LBC 620	214.0	11.0	10.0	
5E311-75401	LBC 620	214.0	11.0	10.0	
5E311-82000	LBC 035	215.0	10.0	9.0	
5E311-80E30	LBC 253	231.0	17.0	15.6	
5E311-80E31	LBC 253	231.0	17.0	15.6	
5E311-82000	LBC 825	240.0	10.0	8.0	
5E311-64B00	LBC 473	240.0	10.0	8.0	
5E311-80F31	LBC 950	232.0	10.0	8.0	

TABLA 3

Aplicaciones de Pistones para Cálipers

Código	COD.WL	BX/VARIOS	DIAM.	ALT.	APLICACIÓN	SISTEMA	Precio
18.88095	88395	2406689	54.20	28.80	18. COLETTE , BAJO - PICK-UP T68	TENSA	6.65
18.88094	88394	2406771	54.20	53.40	18 TS - GTL - GTG - II - LX COLETTE		8.90
18.87837	87837	2400771	57.15	28.93	IKA		5.84
18.87837	87837	2400771	57.15	28.93	RAMBLER 6373		5.84
18.87837	87837	2400771	57.15	28.93	TORINO		5.84



18.213	88213	20213	48.30	29.80	99-E		12.43
--------	-------	-------	-------	-------	------	--	-------



18.88094	88394		54.20	53.40	CORDOBA, IBIZA, INCA, TOLEDO		8.90
----------	-------	--	-------	-------	------------------------------	--	------



18.937		20937	60.40	49.05	MUSSO, SYME		16.06
--------	--	-------	-------	-------	-------------	--	-------



18.917		917	43.00	43.20	IMPREZA OUTBACK 02		8.37
18.143		143	48.15	49.60	JUSTY		9.53
18.261		261	57.00	50.00	LEGACY 90/96 OUTBACK 02		11.69



18.143	88143	20143	48.15	49.60	SWIFT		9.53
--------	-------	-------	-------	-------	-------	--	------

TABLA 4

VALVULAS DE CORTE Y REGULADORA



RAFFA 1/4"



RAFFA 3/4"

Dígito	Modelo	Conexión NPT	Presión Máxima Bar	Espacio entre cañerías
0360796-8	RAFFA	1/4"	450	1-7/8"
0360800-K	RAFFA	3/8"	400	2-3/8"
0360804-2	RAFFA	1/2"	350	2-3/4"
0360808-5	RAFFA	3/4"	350	3-3/8"

Latacunga, 14 de Enero del 2009

EL AUTOR

Luis Alejandro Riofrio Pérez

EL DIRECTOR DE CARRERA:

Ing. Juan Castro Clavijo

UNIDAD DE ADMISIÓN Y REGISTRO

Dr. Rodrigo Vaca Corrales