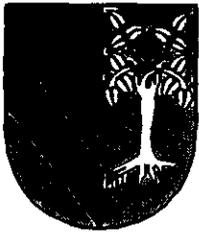


308917



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

39

ESCUELA DE INGENIERIA

Lej.

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO
DE UN VEHICULO PARA CAMPO TRAVIESA

T E S I S

Que, para obtener el Título de:

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA INGENIERIA MECANICA**

P R E S E N T A :

MARIANO GABRIEL QUIROGA PLAZA

DIRECTOR : ING. ALFREDO GONZALEZ RUIZ

MEXICO, D. F.

1998.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A Dios, por haberme dado la dicha de existir.

A mis padres y hermanos, porque siempre me han apoyado e impulsado en todo; y porque, bueno o malo, gracias a ustedes soy lo que soy.

A mis amigos y a mi familia, por hacerme sentir que soy un ser humano feliz.

A ustedes, por soportarme 2 años (o mejor dicho 5) y por compartir conmigo esta ilusión y este esfuerzo (porque a pesar de todo, funciona).

A aquélla a quien le robé mucha horas de mi tiempo para realizar este proyecto y de quien saqué la fuerza para concluirlo.

A ti, por estar conmigo cada día.

A "Lázaro" y a "Banshee"... dondequiera que estén (o a lo que quede de ellos), y a sus descendientes.

A mis maestros, por darme las bases para hacerme sentir que puedo ser un ingeniero.

A todos los que ayudaron para que este proyecto marchara sobre ruedas.

Y a todos aquéllos que me hacen creer todavía que puedo lograr un mundo mejor.

Mariano Gabriel Quiroga Plaza
Abril de 1996

259268

ÍNDICE GENERAL

Introducción	1
1. Antecedentes y fundamentos del diseño	4
1.1 Fases del diseño	5
1.1.1 Reconocimiento de la necesidad	5
1.1.2 Definición del problema	6
1.1.3 Obtención de información	6
1.1.4 Conceptualización	7
1.1.5 Evaluación	8
1.1.6 Comunicación del diseño	8
1.2 Características del diseño mecánico	9
1.2.1 Factores de diseño	10
1.2.2 Factor de seguridad	10
2. Análisis de mecanismos convencionales	12
2.1 Frenos de cinta	13
2.2 Frenos de zapata externa	15
2.3 Frenos cónicos	17
2.4 Frenos de zapata interna	19
2.5 Frenos de disco	23
3. Selección y diseño del sistema	27
3.1 ¿Qué es Mini Baja?	28
3.1.1 Características de la competencia	29
3.1.2 Características particulares del automóvil	31
3.2 Selección del tipo de sistema de frenado	32
3.2.1 Evaluación de cada sistema y elección	32
3.2.2 Características específicas del sistema de frenado del automóvil	38
3.3 Análisis de fuerzas	39
3.3.1 Análisis de la fuerza requerida para frenar	39
3.3.2 Análisis de fuerzas en el mecanismo de freno	45
3.3.3 Análisis térmico	49
3.4 Diseño del sistema	51
3.4.1 Selección del calibrador y cilindro maestro	52
3.4.2 Cálculo de fuerzas	58
3.4.3 Diseño del disco	60
3.4.4 Diseño de los soportes y palancas	65
3.4.5 Cálculos térmicos	66
3.4.6 Ensamble del sistema	67

4. Pruebas operacionales y resultados	71
4.1 Prueba de frenado	71
4.1.1 Resultados	72
4.1.2 Análisis	73
4.2 Peso	74
4.3 Estudio económico	76
4.4 Resultados generales	78
Conclusiones	80
Apéndice 1	82
Apéndice 2	84
Apéndice 3	88
Apéndice 4 (Planos)	89
Apéndice 5	118
Bibliografía	120

INTRODUCCIÓN

Hacia fines de los años 80's surgió entre los estudiantes de ingeniería de la Universidad Panamericana el interés por participar en la Mini Baja, una competencia universitaria que organiza anualmente la *Society of Automotive Engineers (SAE)*; la cual consiste en el diseño, construcción y pruebas de un automóvil para campo travesía (*Off-Road*), y en la que suelen participar más de 60 vehículos de los E.U.A., Canadá y México.

Como resultado de esto, hubo una primera participación en el año de 1990 y, después de un par de años de ausencia, un nuevo equipo participó en 1993. En ambos casos, sin desmerecer el gran esfuerzo realizado en cada competencia, los resultados no fueron los esperados. El reto para 1994 consistía en diseñar y construir un automóvil lo suficientemente competitivo como para ubicarse dentro de los primeros 15 lugares, es decir en el cuarto superior de la tabla general.

Para lograr esto era necesario una responsable y verdadera labor de equipo, esto implicaba una correcta división del trabajo que no nos impidiera perder la noción de unidad

durante el diseño de los diferentes sistemas (suspensión, transmisión, dirección, frenos y estructura). En mi caso mi labor consistió en el diseño y construcción del sistema de frenado.

Dicho sistema es muy delicado, ya que en él recae gran parte de la responsabilidad de la seguridad e integridad física del conductor, pues una falla en el sistema podría provocarle graves lesiones.

Por otro lado, en las experiencias anteriores dicho sistema no había funcionado del todo bien (en 1993 la prueba de frenado se superó literalmente ¡en el último minuto!).

Debe tomarse en cuenta que, entre otras cosas, se trata de una competencia de velocidad, por lo que es preferible un vehículo ligero, a fin de que alcance una mayor velocidad máxima. Asimismo, al igual que casi todos los proyectos en ingeniería, deberá cuidarse el costo, pues el presupuesto siempre es una limitante.

Por lo tanto el objetivo de esta tesis es el de presentar el diseño del sistema de frenado del automóvil Mini Baja '94, teniendo como características que el sistema debe ser eficaz, de bajo peso y económicamente accesible.

En esta tesis, primeramente se revisarán las distintas fases que son necesarias para realizar un diseño. Luego se analizarán los distintos tipos de sistemas convencionales de frenado que existen. Posteriormente se analizarán las condiciones de trabajo del vehículo y las restricciones a las que está sometido, para así poder seleccionar y diseñar la solución óptima. Finalmente se hará una evaluación completa de cómo funcionó el sistema de frenado.

Cabe resaltar que esta competencia brinda la oportunidad a los estudiantes de trabajar en un proyecto real y serio de ingeniería, no se trata sólo de un juego, prueba de ello es que cada año diversas e importantes firmas de la industria automotriz estadounidense, así como varias asociaciones de ingenieros profesionales la patrocinan y participan en su organización.

1. ANTECEDENTES Y FUNDAMENTOS DEL DISEÑO

El concepto de diseño se define como el proceso mediante el cual se crea un plan funcional y significativo para satisfacer una necesidad reconocida, a través de un dispositivo.

El diseño puede entenderse como poner junto algo nuevo; es hacer lo mismo, pero de manera diferente. De ahí se entiende que diseñar no es necesariamente inventar.

Todo diseño tiene un propósito concreto: la obtención de un resultado final al que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene realidad física. ¹

Algo fundamental en la filosofía del diseñador debe ser que al momento de diseñar debe tenerse la capacidad de eliminar las barreras creativas existentes, no tomar en cuenta los modelos que se han diseñado antes, a fin de no provocar que los patrones establecidos limiten las posibilidades creativas propias, por muy locas que éstas parezcan; es decir, hay que romper los paradigmas. Un ejemplo de esto puede ser: ¿Hubiera sido posible diseñar un sistema de frenos tan eficiente como el ABS (*Antilock Braking System*) si alguien no hubiese roto el paradigma de la necesidad del bloqueo total de las ruedas al momento del frenado máximo?

1.1 FASES DEL DISEÑO

Al ser un plan estructurado, el diseño es un proceso que tiene fases bien definidas, las cuales son:

- Reconocimiento de la necesidad
- Definición del problema
- Obtención de información
- Conceptualización
- Evaluación
- Comunicación del diseño

1.1.1 RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD

En la mayoría de los casos el proceso de diseño comienza cuando alguien detecta alguna necesidad y decide hacer algo para satisfacerla.

Esta fase es, quizá, una de las más difíciles de este proceso, porque generalmente una necesidad no es evidente, ya que se manifiesta como un sencillo sentimiento de que algo no está bien o representa alguna dificultad. Cuando se dan una serie de circunstancias fortuitas es el momento en que se reconoce la necesidad. Una vez reconocida, ésta se vuelve obvia.

Un ejemplo de esto puede ser un cruce de caminos, nadie dice nada hasta que alguien, en un momento en el que el tráfico vehicular es muy pesado, reconoce la necesidad de agilizar

el sistema vial (ya sea instalando un semáforo, construyendo un puente, o de cualquier otra forma).

1.1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En esta fase debe llevarse a lo específico la necesidad reconocida. Asimismo deben plantearse las metas y objetivos (necesarios, deseables e indeseables); las especificaciones, requisitos y restricciones del problema; así como los criterios de valuación que se usarán (económicos, de seguridad, etcétera).

Este paso es recomendable realizarlo por escrito, a fin de tener siempre en forma muy clara el objetivo y las limitaciones que se tienen.

1.1.3 OBTENCIÓN DE INFORMACIÓN

Una vez establecidas las metas y limitaciones deben buscarse los elementos y sistemas que harán posible la satisfacción de la necesidad original; deben investigarse sus características, sus ventajas y desventajas, sus costos, su accesibilidad, etcétera.

Normalmente en esta fase se presentan una gran cantidad de opciones, debe procurarse no descartar ninguna sin que haya un motivo realmente importante.

También corresponde a esta fase revisar que las especificaciones que se plantearon en el paso anterior no rebasen las posibilidades técnicas y económicas disponibles.

1.1.4 CONCEPTUALIZACIÓN

En esta fase deben determinarse los elementos mecánicos, procesos o configuraciones que combinados de una manera u otra resultarán en un diseño que satisfaga la necesidad.

La conceptualización se divide en 2: análisis y síntesis. El análisis consiste en hacer un balance de las ventajas y desventajas de cada una de las opciones planteadas, de tal forma que se pueda realizar una selección adecuada.

La síntesis es la parte más creativa del proceso de diseño. Aquí el diseñador podrá escoger, combinar y/o desarrollar las posibilidades estudiadas a fin de presentar la mejor solución que se encuentre. En este punto es casi imperativo una retroalimentación con el análisis, ya que al realizar la síntesis generalmente surgen posibilidades y obstáculos que no se vislumbraban antes, por lo que es necesario analizarlos adecuadamente. Para completar la síntesis se requiere hacer planos y diagramas que contengan las dimensiones y expliquen el funcionamiento de la solución presentada.

1.1.5 EVALUACIÓN

Esta es la demostración definitiva de que un diseño es acertado. Para poder realizar esta fase adecuadamente suele construirse un prototipo de la solución y es sometido a pruebas, a fin de ir corrigiendo las fallas que pudiera presentar, es decir existe una retroalimentación con el paso anterior. Esto se realiza iterativamente hasta que el diseñador quede satisfecho con la solución.

Actualmente cada vez es más común realizar una simulación por computadora en la cual se realizan todas las correcciones posibles antes de realizar el gasto que implica la construcción del prototipo. Incluso hay ocasiones en que la simulación por computadora ha desplazado por completo a las pruebas con la solución (por ejemplo cuando la construcción del prototipo es excesivamente costosa).

En algunas ocasiones, cuando la solución presentada se va a producir en serie, se añade otra fase aquí; el diseño para la producción. En ésta se realizan las modificaciones necesarias para que la solución pueda producirse fácil y económicamente, resultando un producto comercial.

1.1.6 COMUNICACIÓN DEL DISEÑO

Esta es la fase más importante en el proceso del diseño. Un diseño técnicamente bien realizado que no se comunica, es un diseño que no sirve ¿De qué sirve un diseño que no se va a usar para satisfacer la necesidad para la cual fue creado?. Resulta obvio que lo importante no es

sólo comunicar el diseño, sino comunicarlo a quien debe comunicarse; es decir, la solución obtenida deberá presentarse a los usuarios que tenían la necesidad originalmente planteada.

Un veloz automóvil de carreras deberá presentarse al dueño del equipo que lo comprará y al piloto que lo manejará; y una licuadora deberá presentarse ante la cocinera que la comprará y usará. Así, por irónico que parezca, el paso final del proceso de diseño es un trabajo de "ventas".

1.2 CARACTERÍSTICAS DEL DISEÑO MECÁNICO

Existen muchas formas de clasificar al diseño, pero una de las más comunes es la clasificación que se hace conforme al campo profesional, es decir según el tipo de objetos que se diseñan.

Una de las ramas que encontramos en esta clasificación es el diseño mecánico. Éste se define como el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: piezas, máquinas, aparatos, mecanismos, estructuras, dispositivos e instrumentos diversos. En su mayor parte el diseño mecánico hace uso de las matemáticas, la ciencia de los materiales y la ciencia mecánica aplicada. Dentro del diseño en ingeniería mecánica también se estudian las ciencias térmicas y de los fluidos. ²

1.2.1 FACTORES DE DISEÑO

Dentro del diseño mecánico siempre existen ciertos elementos, circunstancias o características que influyen de manera importante en el resultado final; a éstos se les llama factores de diseño.

Obviamente éstos variarán en cada problema, pero los más comunes suelen ser: resistencia, desgaste, corrosión, peso, costo, tamaño, forma, acabado superficial, lubricación, mantenimiento, seguridad, etcétera. ³

1.2.2 FACTOR DE SEGURIDAD

Cuando se diseña siempre debe tenerse en cuenta que todos los cálculos matemáticos que se realizan tan sólo son aproximaciones a lo que pasa en la realidad, ya que para poder reproducir un fenómeno físico a través de un modelo matemático es necesario realizar ciertas simplificaciones. Es muy común no tomar en cuenta la no homogeneidad de los materiales, los efectos de los tratamientos térmicos y maquinados sobre el material, el efecto del tiempo, etcétera.

Asimismo, frecuentemente se usa información que ha sido obtenida en forma empírica, lo que impide tener un conocimiento total del fenómeno. ⁴

Por otro lado, siempre existen imprevistos a los que es sometido el dispositivo diseñado (como por ejemplo las sobrecargas o ciertas condiciones de trabajo).

Todos estos factores dan al diseñador cierto nivel de incertidumbre, que obligan a aplicar un factor de seguridad (algunos ingenieros lo llaman factor de miedo o de ignorancia). Éste está definido como la razón del esfuerzo de cedencia del material utilizado entre el esfuerzo de trabajo al que es sometido dicho material.

El factor de seguridad estará determinado, básicamente, por 2 elementos: el nivel de desconocimiento del fenómeno analizado para el diseño y el nivel de peligrosidad, es decir, qué tan crítico es en caso de falla. De esto se deduce que el factor de seguridad varía para cada industria; así industrias como la aviación o de la energía atómica trabajarán con factores de seguridad muy altos.

Existen muchas recomendaciones sobre que factor de seguridad usar para cada caso, pero una tabla razonablemente aceptable es la de Joseph P. Vidosic (véase el apéndice 1), que expone en su libro *Machine Design Projects* (The Ronald Press, New York, 1957).

NOTAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) Cfr. SHIGLEY, Joseph Edward, Diseño en ingeniería mecánica, México, McGraw Hill, 1991, (5ª ed.), p. 5
- (2) Ibidem
- (3) Ibidem p.9
- (4) Cfr. DEUTSCHMAN, Aaron D., Diseño de máquinas, México, CECSA, 1989, pp. 22-23

2. ANÁLISIS DE MECANISMOS CONVENCIONALES

Actualmente existe una gran diversidad de sistemas de frenado, desde sencillos sistemas de accionamiento y bloqueo mecánico directo hasta complejos sistemas de corrientes parásitas que no usan el frenado por fricción.

Uno de los objetivos del diseño que se realizará es que el sistema de frenado que se proponga resulte económico, por lo que sólo se analizarán los mecanismos que cumplan este requisito y que sean comercialmente accesibles. Estos son:

- Frenos de cinta (o de banda)
- Frenos de zapata externa
- Frenos cónicos
- Frenos de zapata interna (o de tambor)
- Frenos de disco

En este análisis se verá el funcionamiento de cada sistema en específico, así como sus ventajas y desventajas; a fin de tener los suficientes elementos de juicio para realizar la selección más conveniente.

2.1 FRENOS DE CINTA

El sistema de frenos de cinta (o de banda) es uno de los dispositivos de frenaje más sencillos que existen. En la figura 1 se puede apreciar que este sistema consta de un tambor (que gira solidariamente con el eje rotatorio); una banda alrededor del tambor, que tiene uno de sus extremos fijo en un punto de apoyo inmóvil; y una palanca de accionamiento a la cual está sujeto el otro extremo de la cinta.

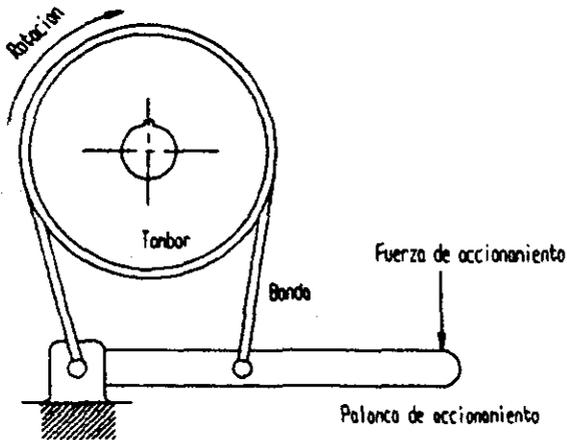


Figura 1

La acción de frenaje se obtiene por la tensión de la cinta que se arrolla al tambor al momento que se aplica fuerza sobre la palanca. Se utiliza la diferencia de tensiones en cada extremo de la cinta para determinar la capacidad del par. ⁵

Este tipo de freno tiene la cualidad de ser muy sencillo de construir por lo que resulta muy económico, además de ser muy ligero. Asimismo, dado que las superficies laterales del tambor están descubiertas, disipa razonablemente bien el calor generado durante el frenado.

Pero tiene una gran desventaja: el accionamiento del sistema (es decir, aplicar fuerza sobre la palanca) tiene que hacerse lentamente, ya que si se hiciera en forma rápida existiría un gran diferencial de tensiones en los extremos de la banda que podría hacer que ésta se rompiera. Por otro lado, el sistema de accionamiento es de tipo mecánico directo, por lo que se requiere que el conductor ejerza fuerzas relativamente grandes al momento de frenado.

Así, se observa que este sistema se aplica generalmente a tractores, máquinas excavadoras y montacargas; donde generalmente se trabaja a velocidades lentas y las necesidades de frenado, no son muy exigentes.

Debido a que en este caso se requiere frenar un automóvil para campo traviesa, donde las velocidades son relativamente altas y se requiere que el frenado sea muy rápido es imposible aplicar el freno de banda, porque resultaría un sistema muy inseguro ante la posibilidad de que la cinta se rompiera.

2.2 FRENOS DE ZAPATA EXTERNA

Este sistema está compuesto por un tambor giratorio, una zapata externa y una palanca de accionamiento a la cual se fija la zapata antes mencionada.

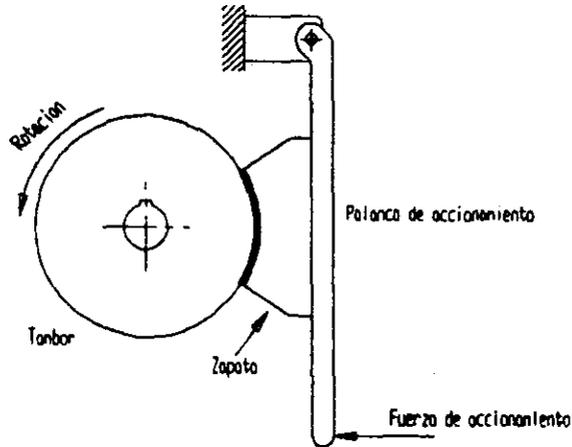


Figura 2

El par de frenado se obtiene de las fuerzas (normal y de fricción) existentes entre la zapata y el tambor cuando se acciona la palanca.

La construcción de este freno ya no es tan sencilla como la del freno de cinta, ya que se requiere montar la zapata sobre la palanca de accionamiento; aunque cabe aclarar que sigue siendo un sistema de construcción sencilla si se compara con otros tipos de freno. Por otro lado suele ser más pesado un freno de zapata externa que un freno de cinta.

Las caras laterales del tambor, así como parte del canto del mismo están descubiertas, esto hace que durante el frenado se tenga buena disipación de calor. El sistema de accionamiento generalmente es mecánico, por lo que se requiere de mucha fuerza por parte del conductor para frenar. Algunas veces se le han acoplado sistemas hidráulicos y/o neumáticos, aunque no es lo más común.

Una característica importante en este tipo de frenos es el fenómeno conocido como autoenergización o autoaplicación. Esto ocurre cuando, debido al sentido de rotación del tambor, la fuerza de fricción provoca un aumento en la magnitud del par de frenado en el instante en que se acciona el sistema. Este aumento, dependiendo de las condiciones geométricas y del coeficiente de fricción, puede ser tan grande que bloquee por sí solo el freno, es decir sin que haya necesidad de aplicar una fuerza de accionamiento en la palanca (por supuesto que en el diseño se evita este caso).

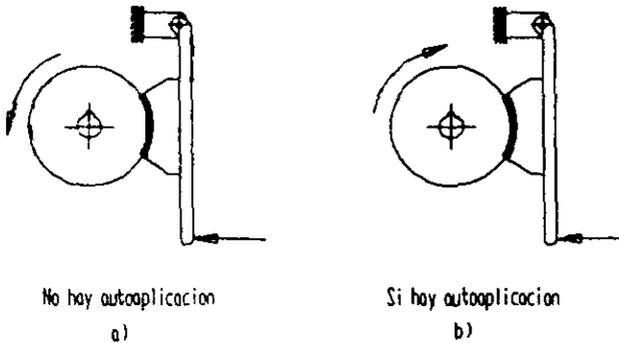


Figura 3

Como se mencionó anteriormente este fenómeno ocurre debido al sentido de rotación del tambor, es decir si gira en cierto sentido sí habrá autoenergización, mientras que si gira en el sentido contrario las fuerzas de fricción ejercerán una influencia negativa en el par de frenado. Por ejemplo en un freno como el mostrado en la figura 3, cuando la rotación sea en el sentido contrario a las manecillas del reloj no existirá autoaplicación, pero cuando gira en el sentido horario sí habrá autoenergización. 6 y 7

Así puede observarse que cuando un vehículo es operado en reversa la capacidad de frenado disminuye sensiblemente (sin embargo en el caso del automóvil Mini Baja no se utiliza la reversa).

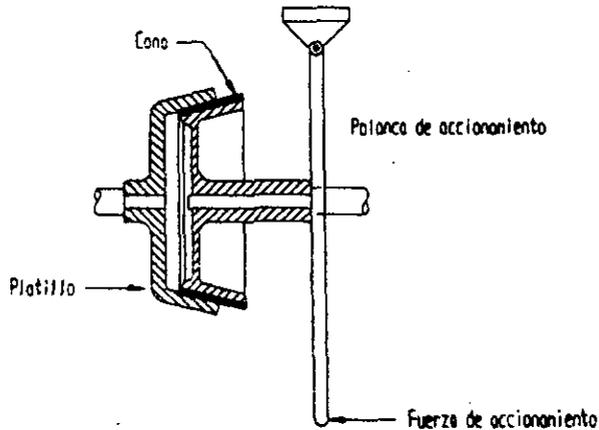
Si bien este fenómeno provoca una importante reducción en el esfuerzo de frenado, tiene un gran inconveniente: es un sistema muy sensible a los cambios del coeficiente de fricción. Un cambio del 30% en este coeficiente (lo cual no es difícil que ocurra) puede ocasionar un aumento del orden del 50% en la fuerza necesaria para el frenado. 8

Estos frenos se usan mayormente en máquinas industriales, y en lo referente a aplicaciones automotrices se han usado en coches de poca potencia, por ejemplo en los conocidos como "go-karts" (pero no en los de competencia).

2.3 FRENOS CÓNICOS

Los frenos cónicos o de cono constan (según puede verse en la figura 4) de un tambor cónico hembra (o platillo), un tambor cónico macho (o cono) y una palanca de accionamiento.

Al aplicar fuerza sobre la palanca, ésta hace que se desplace axialmente el tambor macho (que gira solidariamente con el eje) hacia el tambor hembra (que está estático) hasta que las superficies se tocan; y la fuerza de fricción existente en el rozamiento de ambas superficies es la que otorga el momento de frenado.⁹



Figuro 4

Como puede observarse el sistema es de accionamiento mecánico; y la disipación del calor generado no es buena, porque las superficies de contacto están en un espacio cerrado que en ningún momento durante el frenado les permite tener contacto con el aire. Esto provoca grandes variaciones del coeficiente de fricción, afectando sensiblemente la fuerza necesaria para frenar.

Por otro lado, al tener 2 tamboros de acero (que generalmente se hacen mediante fundición) el sistema es muy pesado.

Su aplicación más frecuente se encuentra en sistemas industriales para descender cargas donde las velocidades de trabajo son bajas y se favorece el desplazamiento axial del tambor.

Precisamente por el hecho de ser un sistema de conexión axial, imposibilita su aplicación a este caso; porque al tener que desplazar longitudinalmente el eje motriz junto con el cono, el diseño del sistema de transmisión sería muy complicado.

2.4 FRENOS DE ZAPATA INTERNA O DE TAMBOR

El sistema de frenos de zapata interna, conocido comúnmente como frenos de tambor o de aro, es uno de los que más se usan en la actualidad dentro de la industria automotriz, y la principal diferencia con los sistemas analizados anteriormente es que éste utiliza el accionamiento de tipo hidráulico (aunque también se ha utilizado con accionamiento mecánico, en la actualidad es poco común).

Los elementos básicos de este sistema son: la barra o varilla de empuje, también conocida como vástago (la cual puede hacer directamente la función de pedal, o bien a ésta se le puede conectar la palanca del pedal), el cilindro maestro (conocido también como bomba de freno), la tubería o manguera de presión, el cilindro de la rueda, las zapatas y el tambor de freno (que gira solidariamente con el eje). 10 y 11

El funcionamiento del accionamiento hidráulico está basado en la Ley de Pascal sobre la presión en los fluidos ("una presión externa aplicada a un fluido confinado se transmite uniformemente a través del volumen del fluido"). Al momento del frenado se aplica una fuerza

sobre la barra de empuje; esta fuerza se transmite al pistón del cilindro maestro (ubicado en su interior), esto provoca que se mueva el pistón y ejerza una presión sobre el líquido, que es forzado a través de la tubería de presión hasta el cilindro de la rueda. Como la presión se transmite uniformemente en todo el fluido, el líquido bajo presión que está en el cilindro de la rueda fuerza a los 2 pistones, ubicados en el interior de este cilindro, hacia afuera contra el extremo superior de las zapatas. Dado que el extremo inferior de cada zapata está articulado a un apoyo fijo, la zapata pivotea haciendo contacto con el tambor de freno.

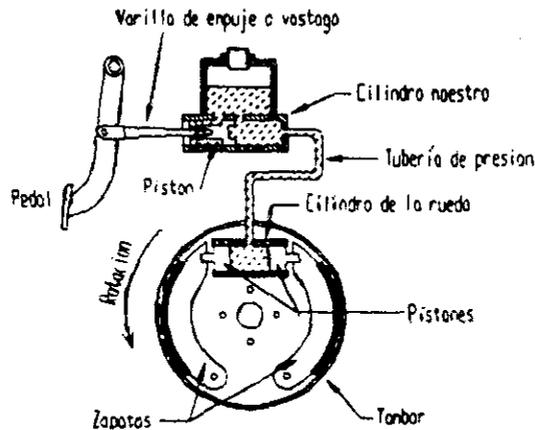


Figura 5

Las fuerzas existentes entre las zapatas y el tambor son las que otorgan el par de frenado. Cuando se deja de aplicar fuerza en la varilla de empuje el resorte de retroceso del cilindro maestro empuja el pistón hacia atrás; al mismo tiempo, en las ruedas los resortes de retracción de las zapatas jalan éstas hacia atrás, forzando a los pistones del cilindro de la rueda a que vuelvan a su lugar, quedando el sistema listo para la siguiente aplicación de frenos. 12

El sistema de accionamiento hidráulico, aprovechando la ya mencionada Ley de Pascal, funciona como amplificador de la fuerza que aplica el conductor, siendo esto una de las grandes ventajas del freno de tambor.

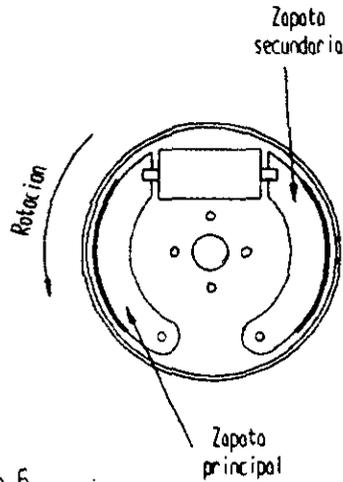


Figura 6

En este tipo de frenos también se presenta el fenómeno de autoenergización, más comúnmente conocido en el medio de los automóviles como acción reforzada, con la variante de que en este sistema se tienen 2 zapatas encontradas. Esto se da porque, según lo demostró Burkhardt (*Trans. SAE. Pt. II. 1925. pág. 282*), no es conveniente que la zapata tenga un arco mayor a 120° , por lo que es preferible usar 2. Por ejemplo en el sistema de la figura 6, con el sentido de giro contrario a las manecillas del reloj, la zapata ubicada en el lado izquierdo actúa contra la rotación del tambor produciendo un acúñamiento que da como resultado la acción reforzada; a esta zapata se le llama zapata principal o activa. En la otra zapata (la derecha en el dibujo) la fricción actúa contra la fuerza del cilindro, resultando con ello una acción debilitadora, por lo que esta zapata trabaja solamente una tercera parte de la principal. A ésta se

le conoce como zapata secundaria o pasiva. Al girar el tambor en sentido contrario (es decir, cuando el automóvil se mueve en reversa) los papeles de las zapatas principal y secundaria se invierten. 13

Una desventaja de este sistema es que al ser más complejo y tener mayor número de componentes es más pesado que los sistemas analizados anteriormente. Además, al producirse el contacto de las zapatas en el lado interior del tambor, es decir en un espacio cerrado, la disipación de calor no es buena, por lo que se afecta el coeficiente de fricción y se "debilitan" los frenos, pues al existir autoenergización en el sistema, éste resulta muy sensible a los cambios de dicho coeficiente.

Debido a que es un sistema muy utilizado, comercialmente existe una gran diversidad (para automóviles compactos, para motocicletas, etcétera), por lo que resulta fácilmente adaptable y económico.

Es conveniente aclarar que el líquido utilizado en el sistema hidráulico debe reunir ciertas características especiales, tales como: fluir fácilmente a cualquier temperatura, no evaporarse fácilmente, ser químicamente estable por largos periodos, lubricar, no corroer las piezas de metal, no dañar los hules usados como sellos y no expandirse o contraerse con los cambios de temperatura. Por esto los líquidos de frenos normalmente son mezclas de glicoles con inhibidores. 14 y 15

2.5 FRENOS DE DISCO

Los frenos de disco son un sistema que cada vez se utiliza más, tanto en aplicaciones industriales como automotrices.

Este sistema, al ser de accionamiento hidráulico, también está compuesto por una varilla de empuje, el cilindro maestro (con su respectivo pistón interior), y la tubería de presión. Siendo completado por un calibrador (más comúnmente conocido como mordaza, pinza o "caliper") que en su interior tiene 1, 2 o más pistones, los cojinetes de fricción (conocidos comercialmente como pastillas) y el disco, que gira solidariamente con el eje rotatorio. Cabe aclarar que en las motocicletas de poca potencia y en las bicicletas se ha utilizado un sistema similar a éste, pero de accionamiento mecánico; sólo que aquí no se analizará por no tener la capacidad de frenado necesaria para este caso.

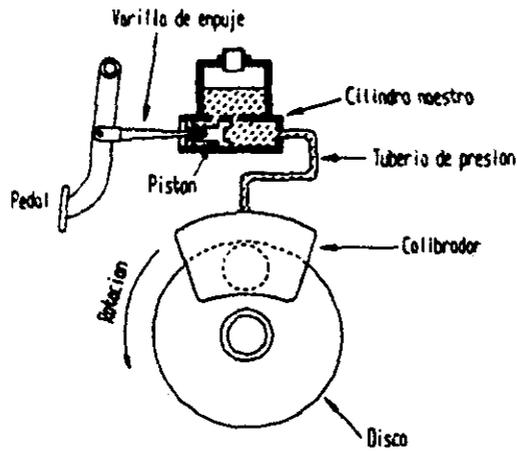


Figura 7

El sistema hidráulico funciona de la misma manera que en los frenos de tambor: el conductor aplica una fuerza sobre la varilla de empuje, que es transmitida al pistón del cilindro maestro, éste se mueve y ejerce presión sobre el fluido que llega, a través de la manguera de presión, hasta el o los pistones de la mordaza (lo más común es que sean 2 pistones) que se desplazan en dirección perpendicular al plano que forma el disco y en sentido hacia éste; al hacer este movimiento los pistones empujan a los cojinetes contra ambas caras laterales del disco; es decir los cojinetes "muerden" al disco; esto provoca una fuerza de fricción entre los cojinetes y el disco, que es la que otorga el momento de frenado. Al dejar de ejercerse fuerza sobre la barra de empuje los pistones regresan a su lugar original, quedando el sistema listo para el siguiente frenado. 16

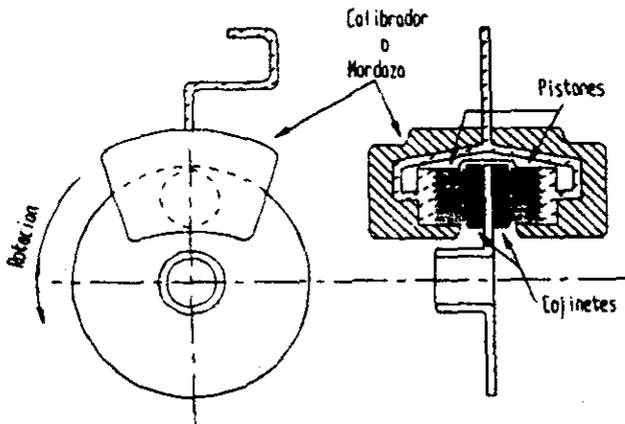


Figura B

Una de las grandes ventajas de este sistema es su gran capacidad para disipar calor, lo que da como resultado que las variaciones del coeficiente de fricción sean pequeñas y, por lo mismo, que la fuerza necesaria para frenar no aumente mucho conforme se usan los frenos.

Por otro lado, al no existir autoenergización, la capacidad de frenado es la misma en reversa que en avance, y por lo mismo, tiene poca sensibilidad a las variaciones del coeficiente de fricción.

Los frenos de disco normalmente son más ligeros que los frenos de tambor, pero debido a que el calibrador se hace mediante fundición y luego requiere de un maquinado muy preciso, el costo de los frenos de disco suele ser mayor que el de los frenos de tambor. Aunque, al también ser un sistema muy comercial, su costo está en niveles aceptables y resulta fácilmente adaptable.

Por otro lado, al contar con accionamiento hidráulico, se tiene una amplificación de fuerza muy buena, y la fuerza que requiere aplicar el conductor para frenar no es muy grande.

Debido a su gran eficacia su mayor aplicación está en los automóviles deportivos y de carreras, e industrialmente en las máquinas que trabajan a altas velocidades giratorias.

NOTAS BIBLIOGRAFICAS

(5) Cfr., DEUTSCHMAN, *op.cit.*, n. 4, p. 726

(6) *Ibidem* pp. 731-735

(7) Cfr., SHIGLEY, *op. cit.*, n. 1, pp. 720-724

(8) *Ibidem* p. 729

(9) Cfr., BAUMEISTER, Theodore, Marks, manual del ingeniero mecánico, México, McGraw Hill, 1992, (8° ed.), Volumen II, p. 8-42

(10) *Ibidem* p. 11-15

(11) Cfr., NASH, Frederick C., Fundamentos de la mecánica automotriz, México, Ed. Diana, 1990, (1º ed., 30º reimpresión), pp. 83-87

(12) *Ibidem* pp. 87-89

(13) Cfr., BAUMEISTER, *op. cit.*, n. 9, p. 11-15

(14) *Ibidem* p. 11-14

(15) Cfr., NASH, *op. cit.*, n. 11, p. 87

(16) *Ibidem* p. 42

3. SELECCIÓN Y DISEÑO DEL SISTEMA

Lo primero que hay que establecer es la base sobre la cual se hará el diseño. En este caso se requiere diseñar un sistema de frenado para un automóvil que competirá en la *SAE Mini Baja West '94*; el sistema debe ser eficaz, de bajo peso y económicamente accesible.

Antes de poder realizar cualquier decisión sobre el diseño del sistema de frenado es necesario conocer las características del automóvil al que se aplicará y las condiciones y el ambiente en el que trabajara.

Como se mencionó, el automóvil en cuestión tenía por objetivo principal competir (y, por lo mismo, obtener el mejor lugar posible) en la *SAE Mini Baja West '94*. Por esta razón, a continuación se explicará en que consiste la competencia y se presentarán algunas partes importantes de su reglamento.

3.1 ¿QUÉ ES LA MINI BAJA?

La Mini Baja es una competencia para universitarios en la cual un equipo de estudiantes de ingeniería diseña, construye y prueba un automóvil para campo traviesa.

La idea general de la competencia es que cada equipo concurse dentro de una compañía ficticia para tratar de colocar su diseño en producción. Cada equipo tendrá que diseñar y elaborar un prototipo de vehículo para ser evaluado como un posible producto.

El automóvil deberá ser de 4 llantas y monoplaza, y estará dirigido para venderse como un vehículo para terracería que pueda ser usado en fin de semana y no sea profesional. Por lo cual, el vehículo debe ser capaz de lidiar con terreno abrupto sin sufrir daño, con seguridad para el conductor, siendo divertido de manejar y de fácil mantenimiento.

Si se toma como base una producción anual de 4000 unidades, el costo de manufactura por unidad deberá ser menor a \$2500.00 dólares estadounidenses.

Cabe aclarar que todos los vehículos deberán ser impulsados por un motor Briggs & Stratton de 8 HP Serie 190400, el cual no podrá ser modificado. Por otro lado es importante señalar que el equipo deberá buscar las fuentes de financiamiento para su proyecto.

Esta competencia se originó en la Universidad de Carolina del Sur en 1976 y desde entonces ha crecido considerablemente. Actualmente se organizan 3 "Mini Bajas" al año (*West, East y Midwest*), y en cada una compiten más de 60 automóviles de más de 50 universidades de E.U., Canadá y México.

La *SAE Mini Baja West '94* tuvo como marco la ciudad de El Paso, Texas, en los E.U.A., donde los terrenos en que se realizó son especialmente rocosos, del tipo de desierto americano.

3.1.1 CARACTERÍSTICAS DE LA COMPETENCIA

Para poder evaluar a cada automóvil la *SAE Mini Baja West* consta de 2 tipos de pruebas calificadas: pruebas estáticas y pruebas de desempeño, las cuales son:

* Pruebas estáticas	Puntos Posibles
- Diseño mecánico y seguridad	100
- Presentación de ventas	100
- Costo	100
* Pruebas de desempeño	
- Maniobrabilidad	100
- Aceleración	100
- Ascenso de colina	100
- Carrera de resistencia (4 horas)	400
+ Puntos totales posibles	1000

En ciertas pruebas estáticas es posible obtener puntos extras por innovaciones, o bien perder puntos por faltas en seguridad.

El automóvil ganador es el que obtiene la puntuación acumulada más alta.

Además existe una prueba de frenado que no otorga puntos, pero que es necesario pasar, pues si el automóvil no supera esta prueba es descalificado. En las otras competencias Mini Baja (*East y Midwest*) si existe una prueba de frenado que otorga puntaje.

En la parte referente a la prueba de frenado el reglamento dice:

- 4.1 Todos los vehículos deben de tener por lo menos un sistema de frenado en las dos ruedas delanteras o en las dos traseras, y que sea capaz de bloquear dichas ruedas sobre pavimento seco. Este sistema de frenado deberá ser capaz de detener el vehículo en una distancia máxima de 40 pies a partir de una velocidad de 25 mi/h o en una distancia máxima de 50 pies a partir de cualquier velocidad máxima mayor a 25 mi/h, que será medida por radar, luces medidoras de tiempo o el criterio de los organizadores.
- 4.2 El o los frenos del eje motriz deberán operar en la flecha final. El frenado a través de las juntas universales está permitido. Frenar en una reducción intermedia de la transmisión sin frenar en las ruedas no motrices está prohibido.

Como se observa, es fundamental tomar en cuenta estos puntos para realizar el diseño adecuado del sistema.

3.1.2 CARACTERÍSTICAS PARTICULARES DEL AUTOMÓVIL

Ahora es importante conocer algunas características básicas del coche, como peso, tipo de transmisión a usar, tipo de llantas, etcétera, pues son parámetros fundamentales en el diseño del sistema de frenado.

De los datos obtenidos de los miembros del equipo que diseñaron los otros sistemas del vehículo se tiene que:

- Largo del coche: 1.90 m. (por reglamento no debe sobrepasar las 96").
- Ancho del coche: 1.50 m. (por reglamento no debe sobrepasar las 60").
- Altura del piso del coche al suelo: ≈ 18 cm.
- Altura del centro de la flecha motriz al suelo: ≈ 25 cm.
- Llantas delanteras: 21" x 7" - 10"
- Llantas traseras: 22" x 11" - 8"
- Tipo de transmisión: Convertidor de par (polea variable y embrague centrifugo) cadena, sin diferencial.
- Diámetro de la flecha motriz: 1 1/4".
- Peso total del coche: ≈ 200 kg. (sin conductor).

Estos datos son los necesarios para hacer el análisis de fuerzas para este caso en específico, pero si se desean saber los datos técnicos del coche puede consultarse el apéndice 2.

3.2 SELECCIÓN DEL TIPO DE SISTEMA DE FRENADO

3.2.1 EVALUACIÓN DE CADA SISTEMA Y ELECCIÓN

De las opciones analizadas en el capítulo 2, son tres las que pueden utilizarse:

- Frenos de zapata externa
- Frenos de tambor
- Frenos de disco

Para poder elegir una de estas opciones deberán tomarse en cuenta los siguientes factores de diseño:

+ Costo: dado que el presupuesto del que se dispone no es muy grande será muy importante que el costo del sistema no sea muy elevado, ya sea construyéndolo o adaptando uno comercial.

+ Peso: debido a que todas las pruebas de desempeño son contra el tiempo deberá procurarse el menor peso posible a fin de tener mayor velocidad.

+ Facilidad en la construcción: el sistema debe ser fácil de construir, a fin de abaratar su costo, reducir el riesgo de falla, tener la mejor precisión posible y disminuir el tiempo de maquinado. En caso de utilizar una pieza comercial debe considerarse su adaptabilidad al sistema.

+ Fuerza de accionamiento: debe buscarse que la fuerza que necesite aplicar el conductor al pedal de freno sea pequeña, a fin de que no realice un esfuerzo muy grande.

+ Disipación de calor: al momento de frenar entran en contacto 2 superficies, una de las cuales está en movimiento, esto provoca un rozamiento que genera calor, por lo que se tiene un aumento en la temperatura de las piezas friccionantes. Al aumentar la temperatura, el coeficiente de fricción entre las piezas disminuye y por lo tanto el par de frenado que otorga. Así que para obtener el par requerido el conductor debe de aumentar la fuerza que ejerce sobre el pedal de freno. De esto se deduce que es conveniente tener una buena disipación de calor para que el esfuerzo necesario para frenar se mantenga en niveles más o menos estables.

+ Seguridad: en este punto se debe tomar en cuenta que el riesgo de falla del sistema debe ser el mínimo posible.

+ Sensibilidad a la variación del coeficiente de fricción: como se explicó anteriormente, al variar el coeficiente de fricción varía la fuerza que necesita aplicar el conductor para frenar, dependiendo del tipo de sistema (de tambor, de disco, etcétera) al disminuir en una misma proporción el coeficiente de rozamiento, aumenta en diferente proporción el esfuerzo extra necesario para frenar, es decir al calentarse el sistema ser más difícil frenar en un sistema que en otro. Obviamente debe procurarse que el esfuerzo extra sea el mínimo posible por lo que es preferible un sistema con poca sensibilidad a dicha variación.

Otros factores que parecieran tener importancia (tales como duración, desgaste, mantenimiento requerido, etcétera) en este caso no resultan importantes, pues no se requiere

que el vehículo trabaje por un periodo prolongado, sino únicamente durante las pruebas preliminares y los 3 días de competencia.

Resulta casi obvio que de los 7 factores de diseño que se tomarán en cuenta algunos son más importantes que otros; por esto es necesario establecer una ponderación para darles la importancia adecuada en la evaluación final.

Sobre una base de 5 puntos (en la cual la calificación de 5 implica mucha importancia y cero nula importancia) se tiene:

Costo.....	4
Peso.....	5
Facilidad de construcción / Adaptabilidad.....	4
Fuerza de accionamiento.....	4
Disipación de calor.....	3
Seguridad.....	5
Sensibilidad a la variación del coeficiente de fricción.....	3

Como se puede observar al peso y a la seguridad se les ha asignado un valor de 5, esto es porque al ser un vehículo de carreras es muy importante tener bajo peso para que el vehículo aproveche la potencia del motor en lograr mayor velocidad. Y, por otro lado, es obvio que el sistema debe ser seguro, pues si éste llegara a fallar se perdería el control del vehículo y el conductor podría sufrir algún accidente grave.

En lo que se refiere al costo, a la fuerza de accionamiento y a la facilidad en la construcción son factores importantes para la construcción y el funcionamiento del sistema; pero no ejercen mucha influencia (inclusive puede ser nula) en el desempeño del vehículo durante las pruebas calificadas, por ejemplo: un sistema de frenado barato no provocará que el vehículo sea muy veloz. Por esto se les asignó un valor de 4.

Finalmente la disipación del calor y la sensibilidad a la variación del coeficiente de fricción son factores que afectan significativamente al sistema cuando el vehículo es sometido a frenados continuos o intensos, lo cual sólo podría ocurrir durante la carrera de resistencia, y tampoco afectan el desempeño del vehículo en las calificaciones (sobre todo considerando que estos factores tan sólo podrían disminuir la capacidad del sistema, pero nunca nulificarla). Entonces, tomando en cuenta que las velocidades que alcanzan los vehículos Mini Baja no superan los 50 km/h, es correcto asignarles un valor de 3.

Una vez establecida la ponderación habrá que calificar a cada sistema en cada uno de los factores de diseño y, después de aplicar la ponderación, sumar los puntos totales para obtener una calificación global y, de esta forma, seleccionar el mejor sistema.

En el capítulo 2 se han explicado las propiedades de cada tipo de sistema de frenado, entonces, basándose en esto se asignarán las calificaciones de los distintos tipos de sistema.

En una escala máxima de 10 puntos se tiene para cada factor de diseño (para abreviar se usarán las siglas FZE para designar al freno de zapata externa, FT para el freno de tambor y FD para el freno de disco):

*** Costo (ponderación: 4)**

- FZE.....8 -----> 32

- FT.....9 -----> 36

- FD.....8 -----> 32

*** Peso (ponderación: 5)**

- FZE.....8 -----> 40

- FT.....7 -----> 35

- FD.....9 -----> 45

*** Facilidad de construcción / Adaptabilidad (ponderación: 4)**

- FZE.....7 -----> 28

- FT.....8 -----> 32

- FD.....9 -----> 36

*** Fuerza de accionamiento (ponderación: 4)**

- FZE.....7 -----> 28

- FT.....9 -----> 36

- FD.....9 -----> 36

*** Disipación de calor (ponderación: 3)**

- FZE.....8 -----> 24

- FT.....6 -----> 18

- FD.....9 -----> 27

* Seguridad (ponderación: 5)

- FZE.....8 -----> 40

- FT.....8 -----> 40

- FD.....9 -----> 45

* Sensibilidad a la variación del coeficiente de fricción (ponderación: 3)

- FZE.....6 -----> 18

- FT.....7 -----> 21

- FD.....9 -----> 27

Obteniendo los totales:

+ Freno de zapata externa: 210

+ Freno de tambor : 218

+ Freno de disco : 248

En estos totales se observa que el mejor sistema en términos globales, y por lo tanto el que se usará, es el sistema de freno de disco.

Aquí es importante aclarar que tanto la ponderación como las calificaciones en los distintos factores de diseño son muy subjetivas, ya que pueden variar según las condiciones de trabajo, el presupuesto que se tenga, las fechas en que se diseñe, etcétera. Por eso hay que recalcar que este diseño es para el automóvil que hizo el equipo de la Universidad Panamericana para participar en la *SAE Mini Baja West '94*.

3.2.2 CARACTERÍSTICAS ESPECÍFICAS DEL SISTEMA DE FRENADO

Antes de hacer el análisis de fuerzas es necesario definir cuántas y cuáles llantas serán las que frenaran. Para poder hacer esto se deben tomar en cuenta varias consideraciones.

Este automóvil tendrá el motor ubicado en la parte trasera, lo que implica que las ruedas traseras soportaran más peso; pues se ha observado que en los autos con motor trasero las ruedas traseras cargan entre el 60 y 70 % del peso total del automóvil. Esto tiene como consecuencia (como se verá más a detalle en la sección 3.3) que las ruedas traseras tengan mayor capacidad de frenado (y de tracción). Por reglamento deben de frenar al menos 2 ruedas, ya sean las traseras o las delanteras, entonces, a fin de aligerar el sistema, solo se frenará un par de ruedas; y estas serán las traseras pues, según se mencionó, son las que más capacidad de frenado tienen.

Por otro lado, las ruedas motrices serán las traseras y el eje motriz no usará diferencial, es decir las 2 ruedas girarán solidariamente. Esto permite, para disminuir el peso del sistema, que se use un solo disco para frenar.

En resumen, se usará un sistema de freno de un sólo disco ubicado en el eje motriz (trasero).

3.3 ANÁLISIS DE FUERZAS

3.3.1 ANÁLISIS DE LA FUERZA REQUERIDA PARA FRENAR

Cuando un vehículo avanza lleva acumulada cierta cantidad de energía cinética, que cuando se desee detener la marcha del vehículo deberá ser absorbida de una u otra forma para convertirla en trabajo. Para esto es necesario crear resistencias artificiales al movimiento.

La creación de dichas resistencias es la función del sistema de frenado. Estas resistencias se obtienen mediante la generación de momentos de rozamiento que limitan o impiden el giro de las ruedas. El trabajo que absorberá la energía cinética del vehículo es el que se crea en las piezas friccionantes del sistema de frenos; o, si las ruedas se encuentran bloqueadas (es decir, el vehículo se derrapa), en la fricción existente entre el suelo y las ruedas.

Además existen 2 resistencias naturales al avance de vehículo: la resistencia del aire y la resistencia a la rodadura. Estas fuerzas favorecen al frenado, pero disminuyen conforme la velocidad del vehículo es menor.

Para hacer el análisis dinámico del frenado puede tomarse como base la ecuación diferencial del movimiento del automóvil:

$$\frac{dv}{dt} = g \frac{P_0 - \sum P_i}{G} \quad \dots(1)$$

donde g = gravedad

P_{tg} = Fuerza tangencial de tracción

ΣP_r = Suma de las resistencias (naturales) al avance del vehículo

G = Peso del vehículo

∂_{gir} = Coeficiente de las masas giratorias

Este coeficiente ∂_{gir} toma en cuenta la influencia que ejerce la inercia de las masas giratorias del vehículo en el avance (o en el frenado) de éste. También se le llama coeficiente convencional de aumento de masa del vehículo, porque indica cuántas veces la masa convencional en movimiento de avance del vehículo es mayor que la real.

En el momento en el cual el vehículo frena, la fuerza de tracción se sustituye por una fuerza de frenado P_{fr} , tomándola con signo negativo porque está dirigida en el sentido contrario a la marcha. Sustituyendo en la ecuación (1) se obtiene la ecuación diferencial del movimiento durante el frenado:

$$-\frac{dv}{dt} = g \frac{P_{fr} + \Sigma P_r}{\partial_{gir} G} \quad \dots(2)$$

Por otro lado, la fuerza de frenado puede expresarse de la siguiente forma:

$$P_{fr} = \frac{\Sigma M_{fr}}{r} \quad \dots(3)$$

donde ΣM_{fr} = Suma de los momentos de frenado de las ruedas

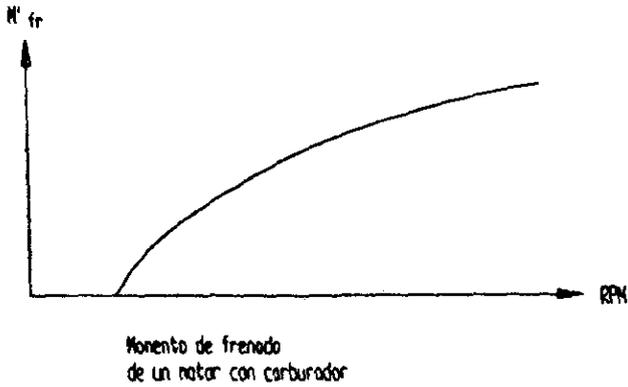
r_r = Radio de fuerza de la rueda (suponiendo que los radios de las ruedas que frenan son iguales, que es lo más común)

Entonces la ecuación (2) puede expresarse como:

$$j_{fr} = -\frac{dv}{dt} = g \frac{\frac{\Sigma M_{fr}}{r_r} + P_r}{\Delta_{br} G} \quad \dots(4)$$

donde j_{fr} = deceleración (o aceleración negativa) del vehículo

Aquí es importante explicar la influencia que ejerce el motor en el frenado del vehículo. Cuando se deja de acelerar en un motor con carburador (como es el caso del automóvil Mini Baja), éste tiende a funcionar en régimen de trabajo en vacío con el encendido conectado, es decir tiende a trabajar en RPM mínimas. Esto provoca una serie de resistencias en el motor que dan como consecuencia que el motor otorgue un momento de frenado, dicho momento decrece en magnitud conforme el motor va disminuyendo sus RPM, hasta que el par de frenado desaparece; a partir de ese instante y hasta que se alcancen las RPM mínimas de trabajo, el motor, en vez de favorecer el frenado, otorga un momento de tracción que favorece el avance (o bien, obstaculiza el frenado). Esto se puede observar en la siguiente gráfica:



Figuro 9

En el caso del automóvil Mini Baja se utilizará un embrague centrífugo para la transmisión de potencia, por lo que cuando el motor trabaje a bajas RPM estará desembragado y no ejercerá influencia en el frenado del vehículo. Para el caso en el que el motor trabaja a altas RPM, es decir cuando el motor otorga un momento favorable para el frenado, se despreciará la influencia de dicho momento, a fin de tener un mejor frenado.

Por esta misma razón también se despreciarán la resistencia del aire y la resistencia a la rodadura (que son fuerzas que favorecen el frenado), es decir $\sum P_r = 0$; por lo que la ecuación del movimiento durante el frenado queda como:

$$j_s = g \frac{P_s}{\Delta v G} \dots(5)$$

Cabe aclarar que experimentalmente se ha observado que en los automóviles turismo la influencia que ejercen las masas giratorias en el frenado es insignificante; por lo que se puede tomar, sin caer en grave error, el coeficiente $\partial_{\text{gir}} = 1$. Si se compara el automóvil Mini Baja con un automóvil turismo, las masas giratorias del primero no difieren mucho en cantidad de las masas giratorias del segundo (inclusive son menos en el vehículo Mini Baja); por lo que también se puede usar $\partial_{\text{gir}} = 1$.

Por otro lado, la capacidad de frenado de un vehículo está limitada por la adherencia existente entre las ruedas que frenan y el suelo. Esto es porque al bloquearse las llantas, aunque el mecanismo de frenaje pudiera otorgar mayor par de frenado a las llantas el efecto que se produce entre las llantas y el piso no variaría.

Experimentalmente se ha observado que el frenado más eficiente se produce justo antes de que las llantas se bloqueen (o como se dice comúnmente "se amarren"), por lo que la fuerza máxima de frenado $P_{\text{fr máx}}$ que puede otorgar un vehículo es:

$$P_{\text{fr máx}} = \varphi Y_{\text{fr}} \quad \dots(6)$$

donde $P_{\text{fr máx}}$ = Fuerza de frenado máxima que otorga el vehículo
 φ = Coeficiente de adherencia entre el piso y las llantas
 Y_{fr} = Reacción normal total del camino en las ruedas que frenan

Por el reglamento de la competencia las ruedas que frenen deben bloquearse, es decir el par de frenado que otorgue el mecanismo de frenaje debe ser capaz de alcanzar y superar la

$P_{fr\text{ máx}}$. Como nota aclaratoria, esto es lo que se acostumbra en los automóviles comerciales, siempre y cuando no estén equipados con sistema de frenos antibloqueo (ABS).

A la $P_{fr\text{ máx}}$ le corresponde una desaceleración máxima posible para el vehículo $j_{fr\text{ máx}}$, que se puede expresar como:

$$j_{fr\text{ máx}} = g \frac{P_{fr\text{ máx}}}{\phi_r G} \quad \dots(7)$$

Un elemento estrechamente ligado al valor de la desaceleración es la distancia requerida para frenar S_{fr} , que se puede calcular por:

$$S_{fr} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 j_{fr}} \quad \dots(8)$$

donde V_1 = velocidad en el momento inicial de frenado

V_2 = velocidad en el momento final de frenado

Obviamente la distancia mínima de frenado $S_{fr\text{ mín}}$ corresponde a la desaceleración máxima, entonces:

$$S_{fr\text{ mín}} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 j_{fr\text{ máx}}}$$

Un último parametro importante es el tiempo mínimo requerido para frenar $T_{\text{mín}}$, que fácilmente puede deducirse:

$$T_{min} = \frac{2 S_{B, min}}{V_1 + V_2} \dots(10)$$

Sólo que en esta fórmula no se ha considerado ni el tiempo de reacción del conductor ni el tiempo de accionamiento del sistema de frenado. Para un conductor en la calle el tiempo de reacción (es decir, el tiempo que transcurre desde el momento en que detecta la necesidad de frenar hasta que aplica el freno) suele estar en un rango de 0.4 - 1.0 segundos, pero si consideramos que se trata de una prueba de frenado, donde el conductor está muy atento, el tiempo de reacción es despreciable. En cuanto al tiempo de accionamiento del sistema, éste depende del tipo de accionamiento que se use, si es hidráulico y/o neumático, y de la longitud de las tuberías; en el vehículo Mini Baja se usará el accionamiento hidráulico y la longitud de las tuberías no rebasa los 30 cm., por lo que también es despreciable. 17

3.3.2 ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL MECANISMO DE FRENO

Después de hacer el análisis de la fuerza requerida para frenar, es necesario analizar la capacidad del mecanismo de frenado. El sistema que se eligió, el freno de disco, tiene una serie de mecanismos que van amplificando la fuerza que ejerció el conductor en el pedal hasta llegar al disco, en el siguiente orden:

Pedal --> Cilindro maestro --> Calibrador --> Disco

El mecanismo del pedal consiste en una o más palancas que amplifican la fuerza que ejerce el conductor. En el caso del automóvil Mini Baja sólo se usará 1 palanca, para tener poco peso. Entonces queda de la siguiente forma:

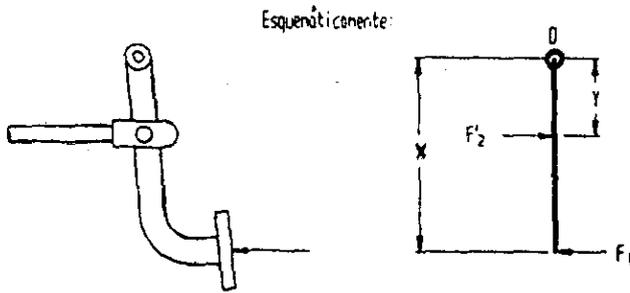


Figura 10

donde O = Centro de giro del pedal

F_1 = Fuerza que ejerce el conductor

F_2 = Reacción del vástago del cilindro maestro

La relación de fuerzas es:

$$F_1 X = F_2 Y$$

$$F_2 = \frac{X}{Y} F_1$$

Si se toma $\frac{X}{Y} = \beta$

donde β es un factor de amplificación de fuerza en el pedal, se tiene:

$$F_2 = \beta F_1$$

El vástago ejercerá una fuerza F_2 sobre el pistón del cilindro maestro de igual magnitud a F'_2 , pero de sentido contrario. Por lo tanto:

$$F_2 = \beta F_1 \dots(11)$$

En el subsistema cilindro maestro - calibrador se aplica la Ley de Presiones de Pascal, según el siguiente esquema:

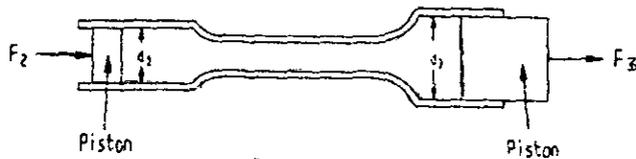


Figura 11

donde d_2 = diámetro interno del cilindro maestro

d_3 = diámetro del cilindro del calibrador o mordaza

F_3 = Fuerza que ejerce el pistón del calibrador sobre el cojinete de fricción

Entonces:

$$\frac{F_2}{A_2} = \frac{F_3}{A_3}$$

de donde sale:

$$F_3 = \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^2 F_2 \quad \dots(12)$$

Finalmente la fuerza F_3 es transmitida a través del cojinete de fricción sobre el disco de freno lo que provoca un par de frenado:

$$M_{fr} = \mu F_3 r_d$$

Pero se tienen 2 superficies de fricción:

$$M_{fr} = 2 \mu F_3 r_d = P_{fr} r_d \quad \dots(13)$$

donde M_{frd} = Par de frenado total que otorga el mecanismo de freno

μ = Coeficiente de fricción entre los cojinetes y el disco

r_d = Radio medio de fricción del disco

P_{frd} = Fuerza de frenado total que otorga el mecanismo de freno

El radio medio de fricción del disco no es el radio real del disco, sino el radio de la circunferencia que pasa justo a la mitad de los cojinetes de fricción; es decir será el promedio del radio mínimo y del radio máximo de los cojinetes de fricción. Nótese que el radio real del disco y el radio máximo de fricción tienen la misma magnitud.

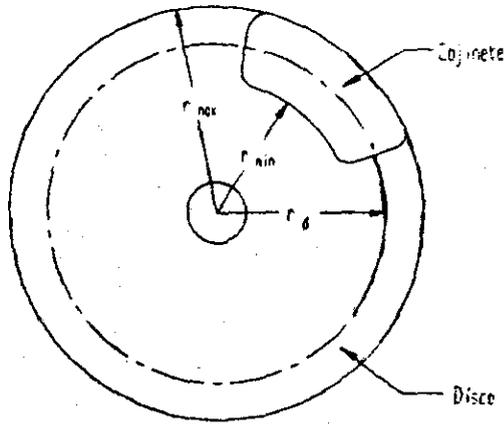


Figura 12

Aquí cabe aclarar que el sistema debe diseñarse para que el par de frenado que pueda otorgar siempre sea mayor al par que requiere el vehículo para detenerse

3.3.3 ANÁLISIS TÉRMICO

Cuando se aplica el sistema de frenado de un automóvil la energía cinética que lleva acumulada se transforma en energía calorífica a través de las piezas friccionantes, que en el caso de los frenos de disco son los cojinetes de fricción y el disco, esto da como resultado que dichas piezas absorban el calor y eleven su temperatura; aunque finalmente el aire disipará el calor.

Como se explicó anteriormente (sección 3.2.1) al aumentar la temperatura de las piezas friccionantes la capacidad de frenado del sistema disminuye. Esta pérdida puede ser significativa en frenados fuertes o repetitivos, por lo que es conveniente revisar que el aumento de temperatura no sea muy grande.

La cantidad de energía cinética acumulada por el coche, E_c , se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \quad \dots(14)$$

donde m = masa total del automóvil (incluyendo carga)

v = velocidad del automóvil

Y la elevación de temperatura ΔT de las piezas friccionantes:

$$\Delta T = \frac{E_c}{C m_f} \quad \dots(15)$$

donde C = Calor específico

m_f = masa de las piezas del freno

Una vez que se ha alcanzado la temperatura máxima T_1 , las piezas se enfrían hasta la temperatura ambiente T_a de acuerdo a una relación exponencial y, por lo mismo, el sistema tiende a recuperar su capacidad original. 18

Incluso cuando las condiciones de frenado son muy difíciles se aplican métodos de convección forzada para disipar el calor. Por ejemplo en los automóviles de carreras, donde se alcanzan altas velocidades, se usan tomas de aire para los discos del freno; y en los vehículos de carga, donde se tienen grandes masas, se usan bombas de aire (ventiladores).

3.4 DISEÑO DEL SISTEMA

Una vez definido el tipo de sistema de freno que se utilizará, el siguiente paso es observar cuales son las opciones que se tienen.

El subsistema cilindro maestro - mordaza resulta bastante complicado de hacer, especialmente la mordaza (pues normalmente se hace mediante fundición y un maquinado posterior). Dado que las posibilidades del taller mecánico donde se construirá el proyecto no son muy amplias, y que, en caso de que se escogiera fabricar este subsistema, el tiempo de desarrollo y maquinado sería muy prolongado; se adaptarán un cilindro maestro y su respectiva mordaza de los que se fabrican comercialmente.

En lo referente al disco, resulta una pieza mucho más fácil de maquinar, por lo que es preferible diseñar uno que se adecue a las necesidades específicas del vehículo.

3.4.1 SELECCIÓN DEL CALIBRADOR Y EL CILINDRO MAESTRO

Las opciones que se tienen comercialmente son las que utilizan los automóviles compactos y las motocicletas, por lo tanto se puede escoger entre:

- VW Caribe
- Nissan Tsuru
- Renault - 8
- Motocicleta Susuki 250 c.c.

Para decidir cuál de estas opciones resulta mejor se usaran 3 parámetros de elección: el peso del sistema, su costo y la facilidad para conseguir las piezas y sus refacciones en el mercado. Sobre los 2 primeros parámetros se tienen los siguientes datos:

	Peso	Costo
VW Caribe		
Cilindro maestro	1.35 kg	N\$ 180
Mordaza	<u>3.50 kg</u>	<u>N\$ 357</u>
	4.85 kg	N\$ 537
Nissan Tsuru		
Cilindro maestro	0.90 kg	N\$ 220
Mordaza	<u>2.80 kg</u>	<u>N\$ 250</u>
	3.70 kg	N\$ 470

Renault - 8

Cilindro maestro	0.85 kg	N\$ 110
Mordaza	<u>0.95 kg</u>	<u>N\$ 99</u>
	1.80 kg	N\$ 209

Motocicleta Suzuki 250 c.c.

Cilindro maestro	0.30 kg	N\$ 365
Mordaza	<u>1.10 kg</u>	<u>N\$ 820</u>
	1.40 kg	N\$ 1185

Cabe aclarar que los pesos que se muestran en la tabla para las distintas mordazas incluyen los cojinetes de fricción. Asimismo, los precios que se muestran son los que se cotizaron en enero de 1994 para piezas nuevas, con la excepción de la mordaza del Renault - 8 ya que ésta no se consigue nueva, por lo que se cotizó una usada con un juego de pastillas nuevas.

Sobre una escala de 10 puntos se otorgará una calificación de 10 al menor costo y una calificación proporcional a las otras opciones según la siguiente fórmula:

$$\text{Calificación} = 10 \frac{\text{Menor costo}}{\text{Costo de la opción}}$$

Entonces se obtienen los siguientes puntajes:

+ VW Caribe	3.89
+ Nissan Tsuru	4.45
+ Renault - 8	10.00
+ Motocicleta Suzuki 250 c.c.	1.76

Con una fórmula similar se califica el peso, por lo que se obtienen los siguientes puntajes:

+ VW Caribe	2.89
+ Nissan Tsuru	3.78
+ Renault - 8	7.78
+ Motocicleta Suzuki 250 c.c.	10.00

En lo referente al tercer parámetro, la facilidad para conseguir las piezas, se observa que también es algo un tanto subjetivo; y según las condiciones en que se realizó el proyecto se les pueden asignar las siguientes calificaciones (también sobre la escala de 10 puntos):

+ VW Caribe	10
+ Nissan Tsuru	10
+ Renault - 8	7
+ Motocicleta Suzuki 250 c.c.	9

En el caso del VW Caribe y del Nissan Tsuru las piezas que se requerirían se pueden conseguir en cualquier agencia distribuidora de los automóviles de estas marcas, o en las refaccionarias especializadas, de las cuales hay muchas a lo largo de la República Mexicana

(también existen en los E.U.A.); normalmente el tiempo de entrega es de un día, o incluso en agencias o refaccionarias grandes suele haber en existencia en el almacén. Es decir es muy fácil conseguirlas, por lo que se asigna un valor de 10.

Las piezas de motocicleta Suzuki que podrían utilizarse se consiguen en las agencias distribuidoras, las cuales existen en toda la República (y en los E.U.A.), aunque no en tanta abundancia como las de VW y Nissan. El tiempo de entrega de las piezas es de 1 a 3 días hábiles. Por esto se les asignó un valor de 9.

En cuanto a las piezas del Renault - 8, éstas son las más difíciles de conseguir porque hace casi 10 años que no se fabrican automóviles Renault en México; para conseguir estas piezas es necesario ir a refaccionarias especializadas en automóviles Renault, que suelen conseguir la mordaza en desguazaderos con los cuales ya tienen convenios previos, por lo que el tiempo de entrega puede ser un poco variable, aunque normalmente no pasa de 3 días. El cilindro maestro (que es importado) sí lo suelen tener en existencia. Las refaccionarias Renault no son tan abundantes como las de otras marcas, aunque sí son comunes (por ejemplo: en la Cd. de México hay varias en la calle de Puebla, en la Av. Revolución y en la Av. Patriotismo). En Cd. Juárez (ciudad que está junto a la ciudad de El Paso, donde se realizará la competencia) también existen este tipo de refaccionarias. Por esto tan sólo se le asignará un valor de 7.

Ahora se hará una ponderación de cada uno de los parámetros usados, tomando una escala de 5 puntos. Para este proyecto se tomarán los siguientes valores:

Costo4

Peso 5

Refacciones 3

Por las mismas razones explicadas en la sección 3.2.1 se usará una ponderación de 5 para el peso y de 4 para el costo. Debido a que el tiempo de entrega de las piezas no es un factor determinante durante la construcción del vehículo y a que sólo se requerirán refacciones en caso de que el sistema falle (lo cual es poco probable), se usará una ponderación de 3 para este parámetro.

Cabe aclarar que, según se puede observar, esta ponderación también es subjetiva, por lo que puede variar según el criterio de cada diseñador.

Al aplicar la ponderación a cada opción y al sumar los puntajes parciales se obtiene:

+ VW Caribe

Costo : 4 (3.89) = 15.56

Peso : 5 (2.89) = 14.45

Refacciones : 3 (10) = 30.00

60.01

+ Nissan Tsuru

Costo	: 4 (4.45) =	17.8
Peso	: 5 (3.78) =	18.9
Refacciones	: 3 (10) =	<u>30.0</u>
		66.7

+ Renault - 8

Costo	: 4 (10) =	40.0
Peso	: 5 (7.78) =	38.9
Refacciones	: 3 (7) =	<u>21.0</u>
		99.9

+ Motocicleta Suzuki 250 c.c.

Costo	: 4 (1.76) =	7.04
Peso	: 5 (10) =	50.00
Refacciones	: 3 (9) =	<u>27.00</u>
		84.04

Claramente se aprecia que la mejor opción en términos globales es utilizar el cilindro maestro y la mordaza del Renault - 8.

3.4.2 CÁLCULO DE FUERZAS

Ya que se tienen definidas las características del vehículo y el tipo de sistema que se usará, es necesario hacer el cálculo numérico de las fuerzas de frenado.

Lo primero que se requiere calcular es la desaceleración j_{ff} que necesita el automóvil, esto se puede calcular con la ecuación (8) de la sección 3.3.1

$$S_{ff} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 j_{ff}}$$

Se había explicado que por reglamento el vehículo debe de detenerse totalmente en una distancia máxima de 40 pies (≈ 12.192 m) a partir de una velocidad de 25 mi/h (≈ 11.17 m/s), entonces la distancia máxima permitida de frenado S_{ff} será de 12.192 m. Por lo que:

$$j_{ff} = \frac{(11.17 \text{ m/s})^2 - (0 \text{ m/s})^2}{2 (12.192 \text{ m})} = 5.12 \text{ m/s}^2$$

Conociendo este valor se puede calcular la fuerza de frenado P_{ff} que se requiere, para esto se usa la ecuación (5) de la sección 3.3.1:

$$j_{ff} = g \frac{P_{ff}}{G}$$

Si se considera un peso de 70 kg. para el conductor (el cual puede considerarse que es un peso promedio) y un peso aproximado del vehículo de 200 kg., el peso G que requiere frenarse es de 270 kg. (≈ 2649 N). Entonces:

$$P_{fr} = \frac{5.12 \text{ m/s}^2 (1) (2649 \text{ N})}{9.81 \text{ m/s}^2} = 1382.6 \text{ N}$$

Estos 1382.6 N son los que requiere el vehículo, pero recuérdese que la fuerza máxima $P_{fr \text{ máx}}$ que se puede aplicar al vehículo está limitada por la adherencia entre el piso y las llantas que frenan y dicha fuerza $P_{fr \text{ máx}}$ debe ser mayor a la fuerza que requiere el vehículo para frenarlo en una distancia determinada. Para calcular $P_{fr \text{ máx}}$ se usa la ecuación (6) de la sección 3.3.1:

$$P_{fr \text{ máx}} = \varphi Y_{fr}$$

El gobierno de los E.U.A. especifica en sus reglamentos para pruebas de frenado que en pavimentos secos el coeficiente de adherencia φ tiene un valor de 0.81 (no debe olvidarse que la competencia se realiza en los E.U.A. y que la prueba de frenado es sobre pavimento seco), por lo que se utilizará este valor para los cálculos. ¹⁹

Por otro lado, el automóvil Mini Baja, al tener el motor ubicado en la parte posterior, es un vehículo en el cual la parte trasera soporta la mayor parte del peso. Basándose en el vehículo del año anterior (1993), se puede suponer sin caer en grave error que las ruedas traseras soportan el 65% del peso total del vehículo. Por lo tanto, como sólo frenarán las ruedas traseras:

$$Y_{fr} = 0.65 G \quad \dots (16)$$

Entonces:

$$P_{fr\max} = (0.81) [(0.65) (2649\text{ N})] = 1394.7\text{ N}$$

Dado que $1394.7\text{ N} > 1382.6\text{ N}$ se concluye que el vehículo tiene la capacidad de frenado que especifica el reglamento.

Por último es conveniente calcular el tiempo mínimo de frenado. Usando la ecuación (10) de la sección 3.3.1 se tiene:

$$T_{\min} = \frac{2 (12.192\text{ m})}{(11.17\text{ m/s} + 0)} = 2.18\text{ s}$$

Por lo que el vehículo debe de frenar en un tiempo de 2.18 segundos.

3.4.3 DISEÑO DEL DISCO

Para dimensionar el disco primero es necesario determinar el momento de frenado que requiere otorgar el sistema.

A partir de la $P_{fr\max}$ se puede calcular un momento de frenado máximo $M_{fr\max}$, que depende del radio de fuerza de las ruedas r_f ; entonces:

$$M_{fr\max} = P_{fr\max} r_f \quad \dots (17)$$

Aquí cabe aclarar que el radio de fuerza de la rueda no es el radio nominal de la misma. Cuando una llanta soporta cierto peso sufre un "achataamiento" en la zona de contacto con el suelo, provocando que el radio de fuerza sea más pequeño que el radio nominal.

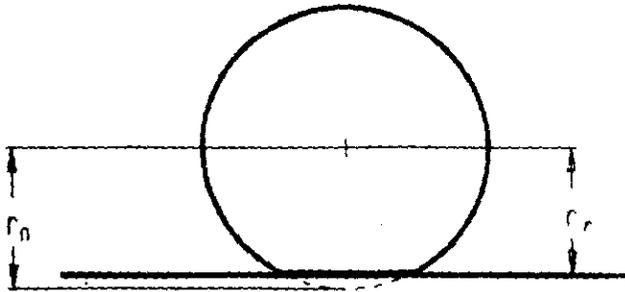


Figura 13

El radio de fuerza varía según las condiciones que tenga la llanta (la presión, la temperatura, el desgaste, los materiales con los que se fabricó la llanta, etcétera), pero, tomando como base experiencias anteriores, para el caso de la llanta de medidas 22"x11"-8 (es decir un diámetro nominal de 22") se puede utilizar como una buena aproximación que el radio de fuerza r_f sea de 25 centímetros (esto es, que la magnitud del radio de fuerza sea aproximadamente el 90% de la magnitud del radio nominal).

En la sección anterior se calculó una $P_{fr \text{ máx}}$ de 1394.7 N, entonces

$$M_{fr \text{ máx}} = (1394.7 \text{ N})(0.25 \text{ m}) = 348.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como M_{frd} debe ser mayor a $M_{fr \text{ máx}}$ se tomará un valor de 360 N·m para M_{frd}

La fuerza F_1 que puede ejercer un conductor durante el frenado es muy variable, porque depende de la fuerza física del conductor. Para este caso se tomará como base que durante un frenado intenso (es decir, cuando se bloqueen las ruedas) el conductor ejercerá una fuerza de 25 kg. (≈ 245.25 N).

A fin de no tener una palanca muy grande se usará un valor de 5 para β :

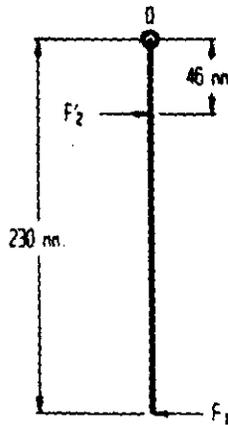


Figura 14

Entonces:

$$F_1 = 5 (245.25 \text{ N}) = 1226.25 \text{ N}$$

Del manual para el taller del Renault - 8 se obtienen los siguientes datos del sistema de frenos:

- Freno de disco en las 4 ruedas de accionamiento hidráulico

- Disco

Diámetro: 10 1/4 "

Espesor : 0.256 "

- Cilindro maestro

Diámetro interior

Derecho : 13/16 "

Izquierdo : 3/4 "

- Cuerpo fijo (Mordaza o pinza)

Diámetro interior

Delantero: 1.500 "

Trasero : 1.282 "

- Forros (Cojinetes de fricción)

Espesor: 13/32 "

Largo : 3 3/4 "

- Capacidad del sistema hidráulico

1/2 pt Imp

-6 pt U.S. -28 lt

En este caso se usará la mordaza delantera, porque tiene más fuerza hidráulica y el mismo peso que la trasera, y el cilindro maestro izquierdo (el derecho en realidad es sólo un distribuidor hidráulico). Entonces aplicando la ecuación (12) de la sección 3.3.2:

$$F_s = \left(\frac{1.500''}{0.750''} \right)^2 1226.25 \text{ N} = 4905 \text{ N}$$

Ahora es necesario saber el valor del coeficiente de fricción existente entre los cojinetes y el disco. Para esto se puede consultar la tabla que se muestra en el apéndice 3. En el caso del Renault - 8 se utiliza el revestimiento de bloque rígido, por lo que se puede tomar un valor medio de 0.42. Usando la ecuación (13) de la sección 3.3.2:

$$r_f = \frac{360 \text{ N} \cdot \text{m}}{2 (0.42) (4905 \text{ N})} \approx 0.09 \text{ m} = 9 \text{ cm}$$

Este radio medio de fricción es el que pasa justo a la mitad del cojinete de fricción, considerando que el ancho de estos cojinetes es de 4 centímetros (según se midió físicamente), el radio real del disco r_{rd} es de 11 centímetros; es decir, el diámetro del disco será de 22 centímetros.

Por otro lado hay que considerar que la altura del centro de la flecha motriz (sobre la cual se montará el disco) al suelo es de aproximadamente 25 centímetros, por lo que (dado que el disco tiene un radio de 11 centímetros) se tiene una altura libre de aproximadamente 14 centímetros, que puede considerarse suficiente.

En cuanto al espesor del disco es conveniente utilizar uno similar al que tiene el disco del Renault - 8 (de 0.256 "), por lo que el disco de este sistema tendrá un espesor de 7 milímetros.

El dimensionamiento total del disco, que incluye el mufón, el agujero para la flecha motriz y el cuñero, se encuentra en el apéndice 4 (nótese que se le han hecho agujeros al disco a fin de quitar peso y mejorar la disipación de calor).

3.4.4 DISEÑO DE LOS SOPORTES Y PALANCAS

Comercialmente existen 2 tipos de mordazas para frenos de disco: fijas y flotantes. La mordaza que se utilizará en este diseño es del tipo flotante; estas mordazas tienen una pequeña movilidad a lo largo de un eje paralelo al eje del disco que frenan, a fin de que al instante de frenar la mordaza ajuste sobre el plano del disco. Esto se da porque las mordazas flotantes tienen un sólo pistón; en cambio las fijas tienen 2 pistones, que variando su desplazamiento longitudinal dan el ajuste necesario. 20

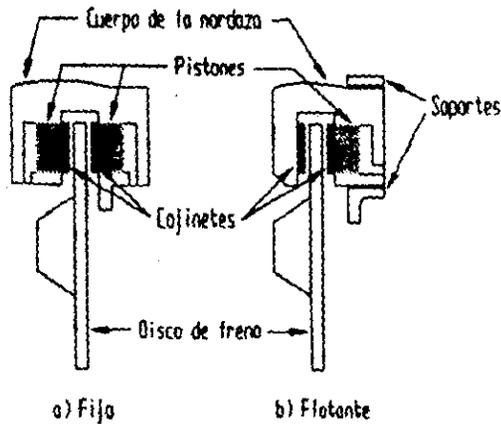


Figura 15

Debido a que la movilidad que requiere la mordaza es muy precisa es conveniente utilizar un soporte de dimensiones similares al original, por lo que únicamente se le harán las modificaciones necesarias para adaptarlo al vehículo Mini Baja. Asimismo, este soporte requiere de 2 sujetadores para fijar la mordaza en él (véanse los planos del soporte y de los sujetadores en el apéndice 4).

Como se explicó en la sección 2.5 para accionar el cilindro maestro se requiere de un vástago y de una palanca (que a veces puede ser el pedal mismo). Esta palanca se sujetará a una base que va atomillada al cilindro maestro y que será muy parecida a la original del Renault - 8 (de hecho, puede usarse la original). Asimismo, el vástago y la palanca estarán conectados por un perno. En este caso, por cuestiones de espacio, el cilindro maestro se ubicará en la parte trasera del automóvil, por lo que la palanca de accionamiento estará conectada al pedal de freno a través de un chicote, pues el pedal obviamente estará localizado en la parte delantera del vehículo, en una posición que resulte cómoda para el conductor.

Las dimensiones de la palanca de freno, de su base, del vástago, del perno y del pedal de freno pueden consultarse en los planos localizados en el apéndice 4.

3.4.5 CÁLCULOS TÉRMICOS

Para el caso del vehículo Mini Baja se tiene que las condiciones críticas serán una velocidad de 25 mi/h (≈ 11.17 m/s) y una masa a frenar de 270 kg.; aplicando la ecuación (14):

$$E_c = \frac{1}{2} (270 \text{ kg}) (11.17 \text{ m/s})^2 = 16884 \text{ J}$$

Las piezas que disiparán el calor serán el disco, con una masa aproximada de 3 kg. (y que está hecho de acero) y los cojinetes, que tienen una masa de 200 gramos. El calor específico del acero es de 500 J/(Kg K); desafortunadamente no se pudo investigar el valor del calor

específico para los cojinetes de fricción, pero al ser de tipo semimetálico se puede tomar el valor del calor específico del acero sin caer en un error muy grande. Utilizando la ecuación (15):

$$\Delta T = \frac{16844 \text{ J}}{\left[500 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} (3\text{kg}) + 500 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} (0.2\text{kg})\right]} = 10.53 \text{ K}$$

Como el aumento de temperatura en un frenado intenso no es muy grande (apenas de un poco más de 10 K) el coeficiente de fricción no variará significativamente. Además se ha despreciado la disipación de calor por el aire (cabe aclarar que el disco tiene perforaciones para mejorar esta disipación), por lo que el sistema resulta lo suficientemente seguro.

3.4.6 ENSAMBLE DEL SISTEMA

Una vez que se han seleccionado las piezas que se adaptarán y diseñado los soportes, las palancas y todas las piezas necesarias, entonces ya es posible presentar el diagrama de ensamble del sistema, es decir el diseño final.

Las piezas que se utilizarán son las siguientes (la numeración que llevan corresponde a la del plano de ensamble):

- 1.- Tornillo de $\# 1/8"$ por 1" de largo (2 piezas)
- 2.- Tuerca de seguridad de $\# 1/8"$ (2 piezas)
- 3.- Depósito del líquido de freno para VW Sedán
- 4.- Abrazadera para $\# 1/2" - 5/8"$ (2 piezas)

- 5.- Manguera de entrada ϕ 3/8" (5 cm. de largo)
- 6.- Cilindro maestro de Renault - 8 (1969)
- 7.- Cople de 2 cuerdas (Niple)
- 8.- Manguera para mordaza de Renault - 8 (27 cm. de longitud)
- 9.- Mordaza delantera izquierda de Renault - 8 (1969)
- 10.- Soporte para mordaza
- 11.- Tornillos de ϕ 5/16" por 1 1/2" de largo, grado 5 (2 piezas)
- 12.- Sujetador para mordaza (2 piezas)
- 13.- Chavetas de ϕ 1/4" por 3" de largo (4 piezas)
- 14.- Vástago
- 15.- Perno
- 16.- Chaveta de ϕ 3/32" por 1 1/2" de largo
- 17.- Tornillo de ϕ 1/4" por 1 1/2" de largo, grado 5 (2 piezas)
- 18.- Tuerca de seguridad de ϕ 1/4" (2 piezas)
- 19.- Base de la palanca de freno
- 20.- Palanca de freno
- 21.- Rondana plana de ϕ 5/8", ancho 1/16" (2 piezas)
- 22.- Chaveta de ϕ 1/4" por 2" de largo
- 23.- Chicote para embrague de VW Combi
- 24.- Perro para cable de ϕ 1/8" (2 piezas)
- 25.- Pedal de freno
- 26.- Tornillo de ϕ 1/4" por 2 1/2" de largo, grado 5
- 27.- Tuerca de seguridad de ϕ 1/4"
- 28.- Disco
- 29.- Cuña de 1/4" x 1/4" x 3 cm. de largo

30.- Prisionero de ϕ 5/16" (3 piezas)

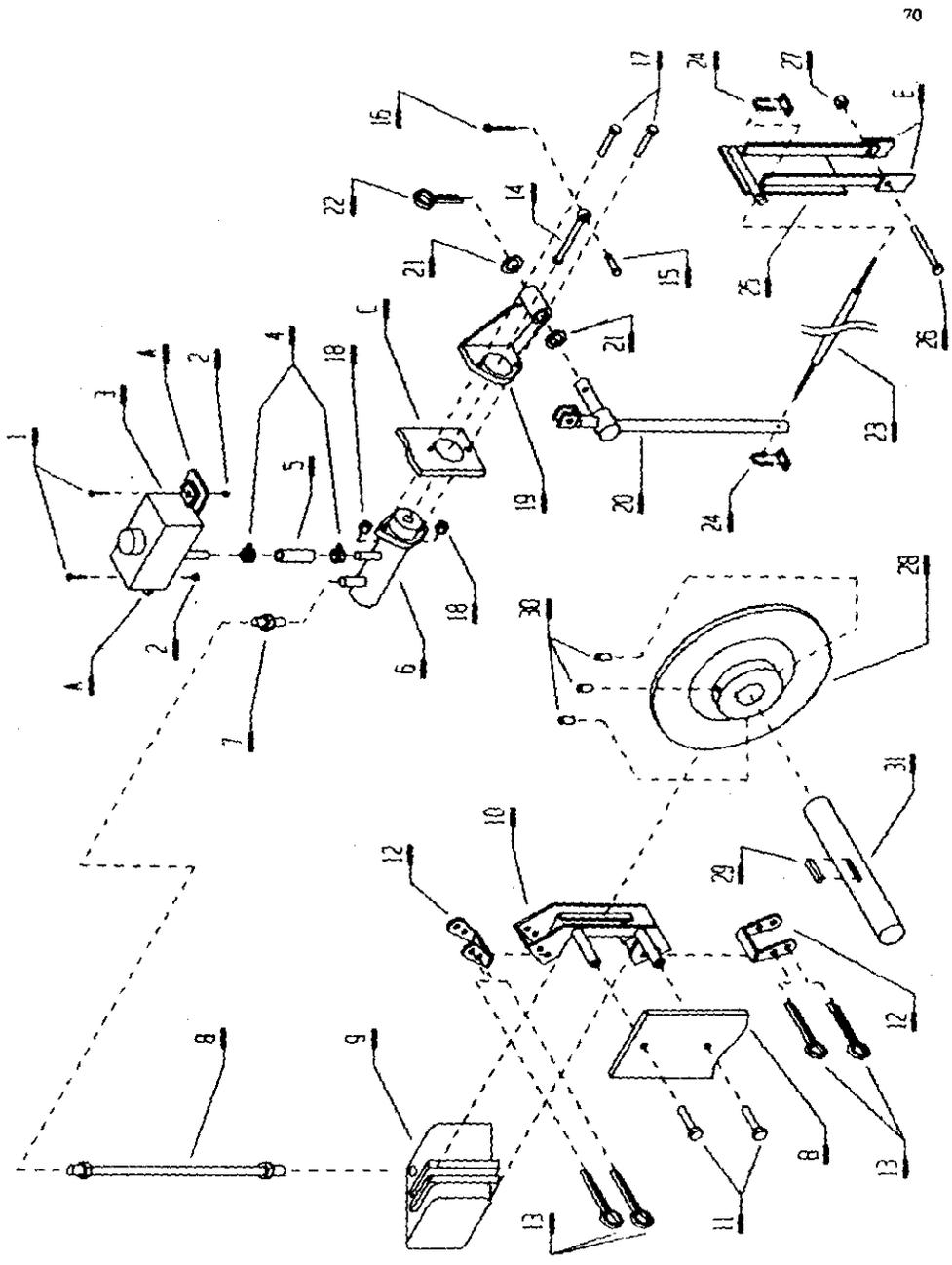
31.- Flecha motriz

Nótese que el cilindro maestro tiene 3 salidas para el líquido de frenos, pero tan sólo se usa 1; por lo que las otras 2 se han sellado (con soldadura).

En la página siguiente se presenta en explosión el plano de ensamble del sistema. En este se presentan además las partes A, B, C y E, que son placas que van soldadas a la estructura del vehículo y que sirven para fijar el sistema; las placas A y E son de 1/8" de espesor, la placa B es de 1/4" de espesor y la C de 5/16". Nótese que la pieza número 23 aparece seccionada, pues en realidad es más larga de lo que aparece en el dibujo (su longitud real es de aproximadamente 1.60 metros).

NOTAS BIBLIOGRÁFICAS

- (17) Cfr., CHUDAKOV, D. A., Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles, Moscú, U.R.S.S., Ed. Mir Moscú, 1977, pp. 213-222
- (18) Cfr., SHIGLEY. op. cit., n. 1, pp. 734-735
- (19) Cfr., GILLESPIE, Thomas D., Fundamentals of vehicle dynamics, U.S.A., SAE, 1992, p. 346
- (20) Cfr., Automotive Handbook, Alemania, Bosch, 1993, (3° ed.), p. 608



4. PRUEBAS OPERACIONALES Y RESULTADOS

Para terminar el proyecto es necesario llevar a cabo una evaluación del diseño final para saber si cumplió con los requerimientos originalmente establecidos. Cabe recordar que se quería diseñar un sistema de frenado eficaz, de bajo peso y económicamente accesible.

4.1 PRUEBA DE FRENADO

La prueba de frenado se realizó durante un día soleado (21 de abril de 1994) en una de las calles del circuito universitario que sirve de acceso a un estacionamiento, por lo mismo puede considerarse que el tráfico normal en dicha calle es continuo y a baja velocidad. Por otro lado, antes de que el vehículo de la U.P. realizara la prueba de frenado, habían pasado aproximadamente 20 vehículos.

Considerando las condiciones antes mencionadas, puede suponerse que la pista de frenado se encontraba lo suficientemente seca y limpia para deducir que el coeficiente de

adherencia entre el piso y los neumáticos era muy aproximado al 0.81 que se usó en los cálculos.

La pista para la prueba de frenado consistía en una recta de 100 pies (≈ 30.48 metros), en la cual el vehículo aceleraba hasta alcanzar su velocidad máxima, la cual debía conservar hasta el inicio del frenado. Al final de la recta de aceleración se encontraba la recta de frenado (con una longitud de 40 pies), el vehículo tenía que detenerse totalmente antes del final de la recta de frenado (además, como se explicó en la sección 3.1.1, las ruedas tenían que bloquearse).

4.1.1 RESULTADOS

Desafortunadamente no se pudo medir la distancia en la cual frenó el vehículo en la prueba, pero según se aprecia en el video en el cual se grabó la realización de ésta, el vehículo frenó en una distancia aproximada de 11 metros.

Por otro lado el tiempo que tardó el vehículo en frenar fue aproximadamente de 2.4 segundos. Cabe aclarar que las ruedas se bloquearon perfectamente.

Como se observa el sistema de frenado cumplió cabalmente las especificaciones que exigía el reglamento de la competencia.

4.1.2 ANÁLISIS

Aquí es interesante analizar el porqué el vehículo frenó mejor de lo que se esperaba. Esto puede deberse básicamente a 2 factores: la velocidad máxima que alcanzó el coche y el coeficiente de adherencia entre el piso y los neumáticos.

Cuando un vehículo derrapa (es decir, cuando se bloquean sus ruedas) el neumático sufre un desgaste, y el hule que pierde es "absorbido" por el piso, esto da como consecuencia que haya un mayor coeficiente de adherencia entre el piso y las llantas, y por lo tanto una mayor capacidad de frenado pues la desaceleración a la cual puede someterse un vehículo es mayor (aunque la fuerza que requiere aplicar el conductor para bloquear las ruedas es mayor). En este caso, habían pasado la prueba unos 20 vehículos, y aunque es posible que el coeficiente fuera ligeramente mayor al estimado, no es lógico pensar que dicho coeficiente fuera lo suficientemente mayor como para aumentar 1 metro la capacidad de frenado del vehículo.

Entonces, aunque posiblemente se tuviera una capacidad de frenado mayor a la estimada, lo más probable es que la velocidad máxima del vehículo haya sido menor a 25 mi/h. Si se considera que se cronometró un tiempo de frenado de 2.4 segundos, se puede estimar que la velocidad máxima de este vehículo fue de 9.2 m/s (\approx 20.6 mi/h). Esto implicaría que las condiciones críticas que se usaron para el diseño fueron un tanto sobradas, lo cual siempre es conveniente.

Por otro lado, cabe recordar que desde el principio se despreciaron la resistencia del aire, la resistencia a la rodadura y el momento de frenado del motor, y aunque pudieron haber influido un poco en mejorar el frenado, de ninguna manera pudieron ser un factor importante.

4.2 PESO

Además de la eficacia del freno, es importante evaluar el peso total del sistema de frenado, observando el porcentaje que representa del peso total del vehículo.

Pesando cada pieza en la balanza granataria se tienen los siguientes valores:

PIEZA	PESO (gr.)
1.- Tornillo (2)	3
2.- Tuerca (2)	1
3.- Depósito de líquido de frenos	75
4.- Abrazadera (2)	38
5.- Manguera	7
6.- Cilindro maestro de R-8	830
7.- Cople de 2 cuerdas	29
8.- Manguera para mordaza de R-8	102
9.- Mordaza de R-8	974
10.- Soporte para mordaza	410
11.- Tornillos (2)	34
12.- Sujetador para mordaza (2)	104
13.- Chavetas (4)	62
14.- Vástago	45
15.- Perno	6
16.- Chaveta	2

17.- Tornillo (2)	22
18.- Tuerca (2)	7
19.- Base de palanca de freno	133
20.- Palanca de freno	440
21.- Rondana (2)	8
22.- Chaveta	14
23.- Chicote	671
24.- Perro (2)	20
25.- Pedal	440
26.- Tornillo	17
27.- Tuerca	4
28.- Disco	2967
29.- Cufia	10
30.- Prisionero (3)	9
31.- -	-
32.- Líquido de frenos (350 mililitros)	360

Peso total

7844 gramos

Si se considera que el peso total del vehículo sin conductor era aproximadamente de 200 Kg., el peso del sistema de frenado representa tan sólo el 3.92 % del peso total; por lo que se cumplió satisfactoriamente con el objetivo de que el sistema fuera de bajo peso.

Además, si se considera con el peso del conductor esa proporción se reduce a 2.91 % del peso total.

4.3 ESTUDIO ECONÓMICO

El último parámetro que es importante evaluar es el costo del sistema. En este caso se evaluará el costo de la producción unitaria, es decir el costo de producción del prototipo. Cabe recalcar que esta cotización se hizo en el mes de enero de 1994.

La lista de precios es:

PIEZA	COSTO (NS)
1.- Tornillo (2)	0.20
2.- Tuerca (2)	0.10
3.- Depósito de líquido de frenos	17.00
4.- Abrazadera (2)	3.00
5.- Manguera	1.50
6.- Cilindro maestro de R-8	110.00
7.- Cople de 2 cuerdas	2.00
8.- Manguera para mordaza de R-8	53.00
9.- Mordaza de R-8	99.00
10.- Soporte para mordaza*	50.00
11.- Tornillos (2)	1.50
12.- Sujetador para mordaza (2)*	30.00
13.- Chavetas (4)	5.50
14.- Vástago*	25.00
15.- Perno*	10.00

16.- Chaveta	0.50
17.- Tornillo (2)	0.60
18.- Tuerca (2)	0.50
19.- Base de palanca de freno*	45.00
20.- Palanca de freno*	30.00
21.- Rondana (2)	0.50
22.- Chaveta	1.20
23.- Chicote	7.00
24.- Perro (2)	3.50
25.- Pedal*	50.00
26.- Tornillo	0.50
27.- Tuerca	0.25
28.- Disco*	120.00
29.- Cufia	2.00
30.- Prisionero (3)	3.00
31.- -	-
32.- Liquido de freno (350 mililitros)	9.00

Costo total

N\$ 681.35

* Estas piezas son las que se construyeron en el taller de la escuela, el costo indicado en la lista incluye el costo del material y un supuesto costo de la mano de obra de un técnico calificado; pero al haberlas construido nosotros mismos, en realidad el costo de la mano de obra fue nulo (lo que implica un ahorro de aproximadamente N\$190.00). Todas las demás piezas fueron compradas.

El costo de la construcción del prototipo fue de aproximadamente N\$12,500.00, por lo que la proporción que representa el costo del sistema de frenado es de tan sólo el 5.45% del costo total (y de tan sólo el 3.93%, si se excluye el costo de la mano de obra antes mencionado, como fue en realidad), por lo que se concluye que fue un sistema económicamente accesible.

Como nota cabe decir que el costo de producción en serie suele ser el 60% del costo de producción unitaria. Por lo que se cumplió el objetivo que plantea el reglamento, de que el vehículo debe tener un costo menor a \$2500.00 dólares estadounidenses si se produjera en serie (considérese un tipo de cambio de N\$ 3.2 = U.S. \$ 1, en enero de 1994).

4.4 RESULTADOS GENERALES

Como se vio en las secciones anteriores los resultados particulares del sistema de frenado fueron muy buenos, pero también es interesante presentar los resultados generales del vehículo en la competencia; es decir hacer una pequeña pero completa evaluación de como trabajó el equipo de diseño, esto es, además del sistema de frenado, los sistemas de suspensión, transmisión, dirección y la estructura.

En 1994 participaron en la *SAE Mini Baja West* un total de 63 coches de más de 50 escuelas de ingeniería de Norteamérica, y *Banshee* (así se nombró al vehículo que diseñamos) obtuvo el 11º lugar general. Este ha sido, hasta ahora, el mejor lugar que ha obtenido algún vehículo diseñado por estudiantes de la Universidad Panamericana. Asimismo, *Banshee* fue el primer vehículo de la U.P. que termina completa la prueba de resistencia (los resultados específicos de cada prueba se pueden consultar en el apéndice 5).

Cabe resaltar que en 1994 participaron 14 vehículos mexicanos, de 11 diferentes escuelas. *Banshee* fue el 3° mejor entre los concursantes de México, sólo superado por los 2 vehículos del Instituto Tecnológico de Chihuahua, que obtuvieron el 2° y 10° lugares; por lo que a nivel de escuelas de México nos situamos en 2° lugar.

Quiero aprovechar estos renglones para darle las gracias a mis compañeros de equipo en los proyectos "*Banshee*" y "*Lázaro*", a las autoridades de la Escuela de Ingeniería y de los laboratorios y a todos los que nos ayudaron en la realización del proyecto.

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

CONCLUSIONES

Como se estableció inicialmente, la idea era diseñar el sistema de frenado del vehículo que representó a la Universidad Panamericana en la *SAE Mini Baja West '94*. El sistema debía ser eficaz, de bajo peso y económicamente accesible.

Después de hacer un estudio de las ventajas y desventajas de los sistemas de frenado convencionales que existen (la idea no era descubrir el "hilo negro"), se llegó a la conclusión de que el mejor sistema para este caso es el freno de disco.

Posteriormente se analizaron diversas opciones comerciales existentes de frenos de disco y, principalmente por razones de peso y costo, se decidió adaptar la mordaza y el cilindro maestro del Renault - 8 (1969). Después de revisar las especificaciones de frenado del reglamento de la competencia, las características del vehículo y de hacer los correspondientes análisis de fuerzas se decidió utilizar un sólo disco de freno, con un diámetro de 22 centímetros.

El paso final consistía en observar el desempeño del sistema durante la competencia. La prueba de frenado se superó perfectamente y en la primera oportunidad, es decir el sistema fue muy eficaz.

En lo que se refiere al peso del sistema, éste representó menos del 4% del peso total del vehículo sin conductor, y menos del 3% si se considera además el peso del conductor.

En el aspecto económico el costo del sistema de frenado fue de menos del 6% del costo total del prototipo (y menos del 4% si se considera gratuito el costo de la mano de obra, como fue en realidad).

Por lo tanto, el sistema cumplió muy bien los objetivos originalmente planteados, es decir el diseño fue ampliamente satisfactorio. Sin embargo, cabe recordar que nunca existirá un diseño perfecto, y con el paso del tiempo éste siempre será susceptible de mejoras.

Si bien los resultados del vehículo en la competencia no dependen de un sólo sistema, sino de una completa labor de equipo, es interesante decir que este vehículo (el "Banshee", como lo nombramos) se ubicó en el 11° lugar general y 3° entre los 14 vehículos mexicanos que compitieron (fuimos 2° entre las 11 escuelas de ingeniería mexicanas que asistieron).

Finalmente, es importante decir que en este tipo de proyectos lo principal siempre será una comprometida y responsable labor de equipo.

APÉNDICE 1

TABLA DE FACTORES DE SEGURIDAD (N)

1.- $N = 1.25 - 1.5$ para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzos que pueda determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.

2.- $N = 1.5 - 2$ para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes y sujetos a carga y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad.

3.- $N = 2 - 2.5$ para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a carga y esfuerzos que puedan calcularse.

4.- $N = 2.5 - 3$ para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.

5.- $N = 3 - 4$ para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.

6.- $N = 3 - 4$ deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a esfuerzos inciertos.

7.- Cargas repetidas: son aceptables los factores indicados en los puntos 1 al 6 pero debe aplicarse el límite de ruptura por carga cíclica o esfuerzo de fatiga en el lugar del esfuerzo de cedencia del material.

8.- Fuerza de impacto: son aceptables los factores dados en los puntos 3 al 6, pero deberá incluirse un factor por impacto.

9.- Materiales frágiles: si se considera a la resistencia última como la máxima teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 6 deberán multiplicarse por 2.

10.- Para el caso deseable de tener factores elevados, deberá efectuarse un análisis muy completo del problema antes de decidir sobre su uso.

Fuente: VIDOSIC, Joseph P., Machine Design Projects, New York, The Ronald Press, 1957

APÉNDICE 2

HOJA TÉCNICA

SAE MINI BAJA WEST '94 "BANSHEE"

ESTRUCTURA

- Largo del coche: 1.90 m
- Ancho del coche: 1.50 m (59")
- Distancia entre ejes: 1.35 m
- Altura del piso del coche al suelo: \approx 18 cm
- Altura del centro de la flecha motriz al suelo: \approx 25 cm
- Tipo de tubo: Tubo mecánico con costura (acero SAE 1020)
 - Diámetro nominal 3/4", cédula 40
 - Recomendable también: Diámetro nominal 1", cédula 30
- Tipo de soldadura: TIG y arco eléctrico
- Radio mínimo de doblado: 60.325 mm al eje del tubo
- Llantas delanteras: 21" x 7" - 10"
- Llantas traseras: 22" x 11" - 8"
- Total de tubo utilizado: 22 m
- Lámina: Galvanizada, cédula 22
 - Recomendable: lámina negra, cédula 26
- Total de lámina usada: 2.2 m²
- Remaches POP 3/16" x 1/4"

SUSPENSIÓN

- Suspensión independiente en las cuatro ruedas.
- Tipo doble brazo en la parte delantera.
- Tipo McPherson en la parte trasera.
- Amortiguadores: Marca Pro-Lift, con resortes progresivos

Delanteros: No. Serie DP 400 6513 P

Rigidez: 11.60 \longrightarrow 23.21 Kg/cm

Longitud máxima: 40 cm Carrera: 12.878 cm

Traseros: No. Serie DP 400 7515 P

Rigidez: 18.03 \longrightarrow 34.63 Kg/cm

Longitud máxima: 40 cm Carrera: 12.878 cm

Ambos modelos con posibilidad de variar carga inicial e índice de amortiguamiento.

- Rótulas: Adaptadas de R - 8 colocadas al revés (la superior abajo...)
- Ángulos Técnicos:

Toe: 0°

Kingpin: \approx 10°

Cámbor: 0 - 0.5°

Cáster: \approx 22°

Nota: El comportamiento cinemático y dinámico depende mayormente del punto donde se apoyen los amortiguadores.

Las dimensiones de los brazos delanteros son similares a las dimensiones de la suspensión delantera del R - 8.

- Se adaptaron los portamangos, los mangos y las masas de la suspensión delantera del R - 8 en la suspensión delantera del coche.

TRANSMISIÓN

- Tipo: Convertidor de par (polea variable y embrague centrífugo) y cadena, sin diferencial.

- Tracción trasera.

- Motor: Briggs & Stratton de 8 HP, modelo 195432

- Convertidor de par:

Marca: Salisbury

Modelo: 700, sensible al torque o a la velocidad

(lo recomendable es que sea sensible al torque)

Relación de baja: 3.95

Relación de alta: 1

- Cadena

Dos reducciones

Paso 50

1° reducción: 38/14

2° reducción: 38/14

- Relación de reducción total

Baja: 29.10

Alta: 7.37

- Flechas

Material: Acero 1045

Diámetro flecha:

Motriz: 1 1/4 "

Intermedia: 1"

Cadena - Convertidor de par: 1"

FRENO

- Tipo: freno de disco con un sólo mordaza en la flecha motriz (trasera).
- *Caliper* o mordaza: Delantero izquierdo de R - 8 (1969).
- Cilindro maestro: De R - 8 (1969).
- Diámetro del disco: 22 cm
- Ancho del disco: 7 mm
- Disco maquinado a partir de una catarina paso 40 de 64 dientes.
- Relación de ganancia de fuerza en el pedal de freno (palanca): 5

DIRECCIÓN

- Radio de giro: 2.2 m (7.2 pies)
- Tipo: piñón - cremallera
 - Modelo: R - 8 (Adaptada y modificada)
- Relación de reducción entre eje del volante - eje del piñón: 1:4
 - Cadena: Paso 35
- Largo de la cremallera: 45.4 cm
- Largo de los brazos de las rótulas: 35 cm
- Se adaptaron los conos (o vástagos) de dirección, los manguitos y las rótulas del R-8.

APÉNDICE 3

ALGUNAS PROPIEDADES DE LOS REVESTIMIENTOS PARA FRENOS

	TRAMADOS MOLDEADOS DE BLOQUE RÍGIDO		
Resistencia a la compresión, kpsi	10-15	10-18	10-15
Resistencia a la compresión, MPa	70-100	70-125	70-100
Resistencia a la tensión, kpsi	2.5-3	4-5	3-4
Resistencia a la tensión, MPa	17-21	27-35	21-27
Temperatura máxima, °F	400-500	500	750
Temperatura máxima, °C	200-260	260	400
Velocidad máxima, ft/min	7500	5000	7500
Velocidad máxima, m/s	38	25	38
Presión máxima, psi	50-100	100	150
Presión máxima, KPa	340-690	690	1000
Coefficiente de fricción, medio	0.45	0.47	0.40-0.45

Fuente: SHIGLEY, Joseph E., Diseño en Ingeniería Mecánica, México, McGraw Hill, 1991, (5° ed.)

APÉNDICE 4

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

De las 31 piezas que conforman el sistema de frenado, las cuales están listadas en la sección 3.4.6, tan sólo 8 no se fabrican comercialmente, por lo que es necesario fabricarlas en el taller mecánico. En este anexo se presentarán los planos de fabricación y ensamble de estas piezas; tal como sigue:

Plano 1 - Disco de freno (pieza 28)

Plano 2 - Soporte para la mordaza o *caliper* (pieza 10)

Plano 3 - Sujetador para la mordaza o *caliper* (pieza 12)

Plano 4 - Base de la palanca de freno (pieza 19)

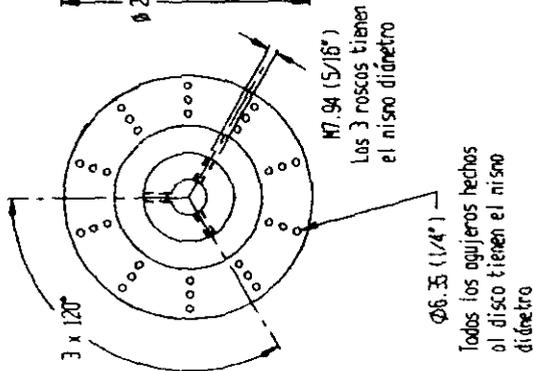
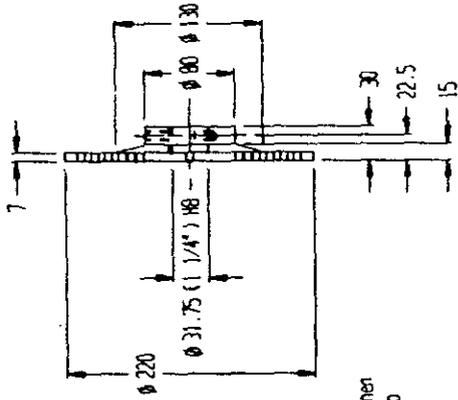
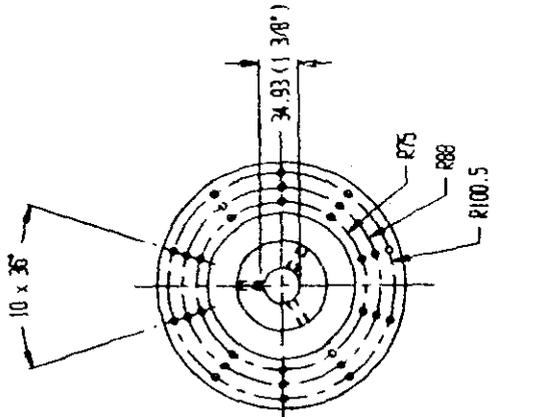
Plano 5 - Palanca de freno (pieza 20)

Plano 6 - Vástago del cilindro maestro (pieza 14)

Plano 7 - Perno del vástago y la palanca (pieza 15)

Plano 8 - Pedal de freno (pieza 25)

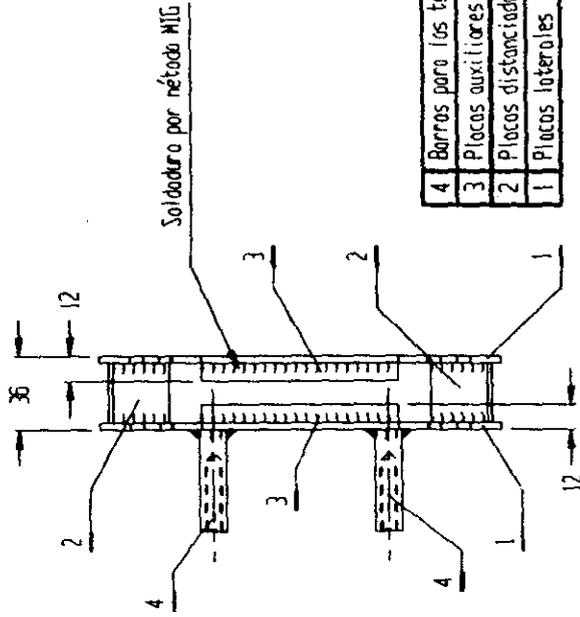
Plano de fabricación
 Materia prima: Barra de $\varnothing 228.6$ (9") de Acero SAE 1010
 Cantidad: 1 pieza



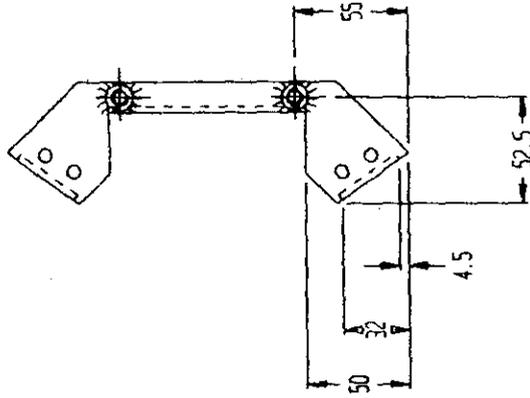
Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 1
	Disco de freno
Mariano Gabriel Guirago Plaza	

31.75 H8	+0.029 0
----------	-------------

Plano de ensamble
 Cantidad: 1 pieza



4	Barros para los tornillos
3	Placas auxiliares
2	Placas distanciadoras
1	Placas laterales



Nota: la parte superior tiene los mismos dimensiones

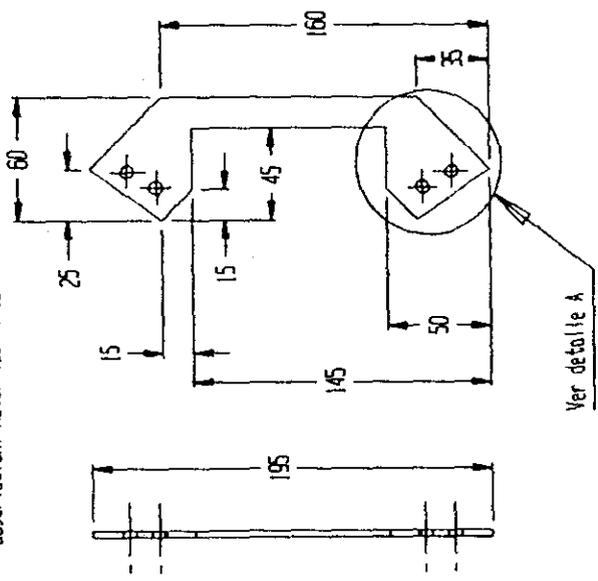
Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 2
Soporte de la noroza (Ensamble)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de fabricación

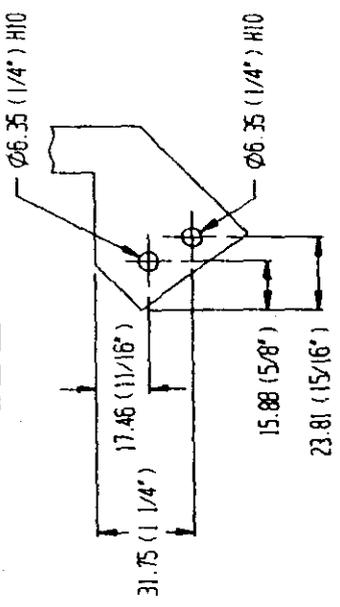
Materia prima: Placa calibre 3.175 (1/8") de Acero SAE 1010

Cantidad: 2 piezas

Observación: Matar los filos



Detalle A



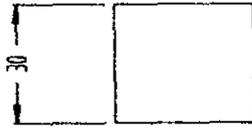
Nota: La parte superior tiene las mismas dimensiones

6.35 H10	+0.068 0
----------	-------------

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
	Cotas: mm Plano 2 - A
Soporte de la mordaza (Pieza 1)	
Mariano Gabriel Guirago Plaza	

Plano de fabricación
Materia prima: Placa calibre 3.175 (1/8") de Acero SAE 1010
Cantidad: 2 piezas

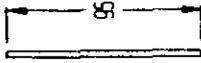
Observación: Matar los filos



Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotos: mm	Plano 2 - B
	Soporte de la mordaza (Pieza 2)
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de fabricación
Materia prima: Placa calibre 3.175 (1/8") de Acero SAE 1010
Cantidad: 2 piezas

Observación: Matar los filos

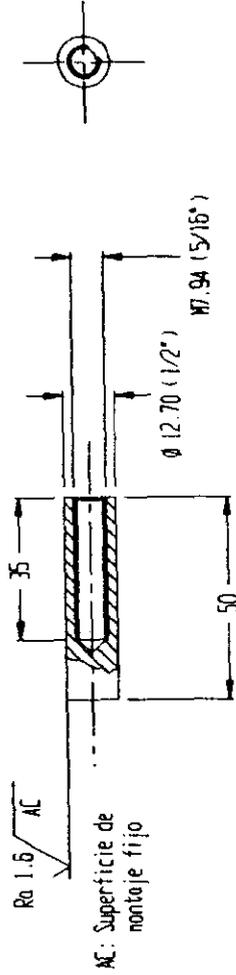


Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 2 - C
	Soporte de la mordaza (Piezo 3)
	Moriono Gabriel Guiraga Plaza

Plano de fabricación

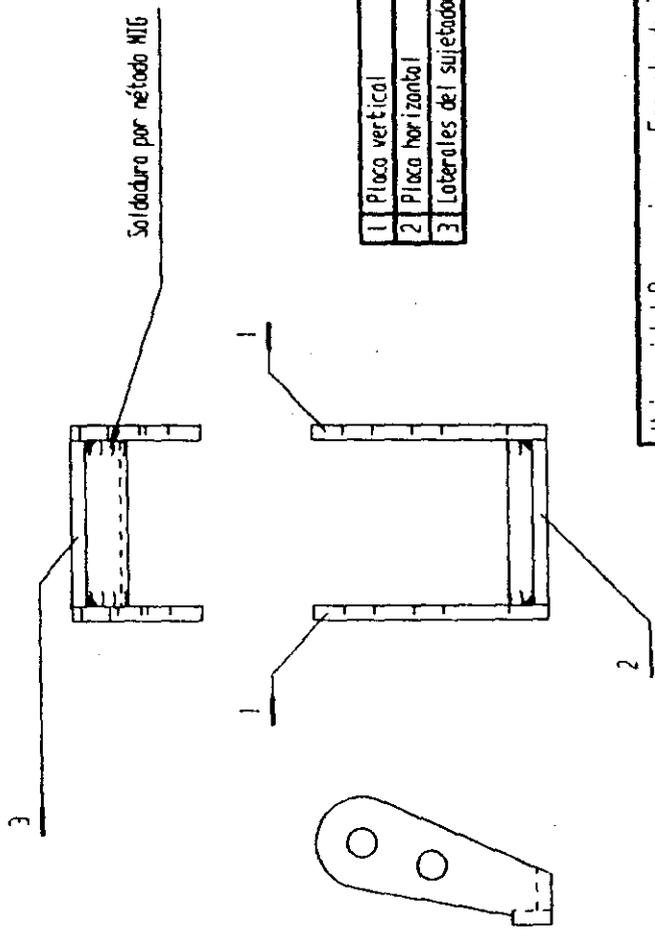
Materia prima: Barra de $\varnothing 12.7$ (1/2") de Acero SAE 1010

Cantidad: 2 piezas



Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 2 - 0
	Soporte de lo nardoza (Piezo 4)
	Mariano Gabriel Quiroga Plaza

Plano de ensamble
 Cantidad: 2 piezas



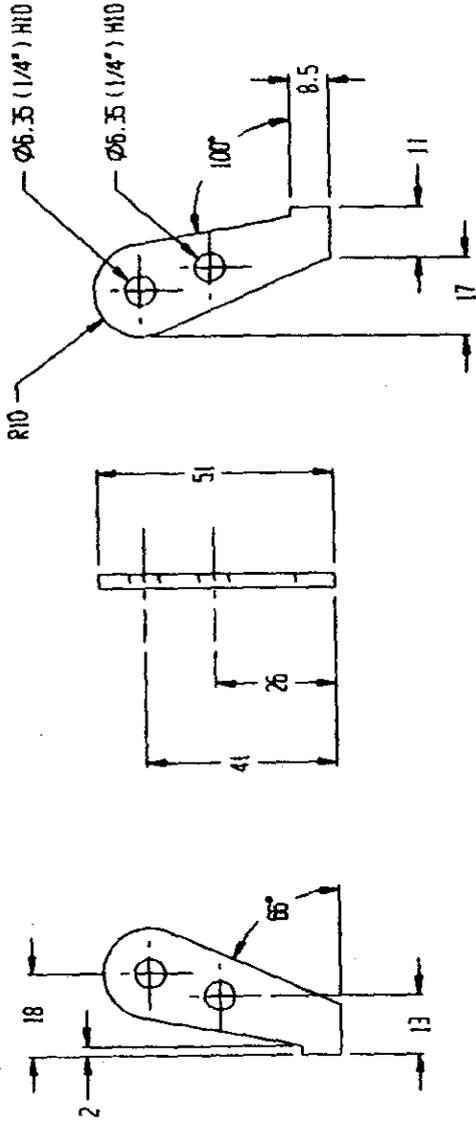
1	Placa vertical
2	Placa horizontal
3	Laterales del sujetador

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 3
Sujetador de la mordaza (Ensamble)	
Mariano Gabriel Quiroga Plazo	

Plano de fabricación

Materia prima: Placa calibre 3.175 (1/8") de Acero SAE 1010

Cantidad: 4 piezas



Observación: Hacer los filos

6.35 H10
+0.050
0

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería

Cotas: mm Plano 3 - A

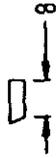
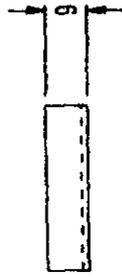
Sujetador de la mordaza (Pieza 1)

Mariana Gabriel Quiraga Plaza

Plano de fabricación

Materia prima: Placa calibre 3.175 (1/8") de Acero SAE 1010

Cantidad: 2 piezas



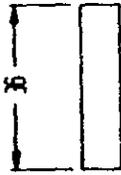
Observación: Matar los filos

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 3 - B
Sujetador de la mordaza (Pieza 2)	
Mariano Gabriel Quiroga Plazo	

Plano de fabricación

Materia prima: Placa calibre 3.175 (1/8") de Acero SAE 1010

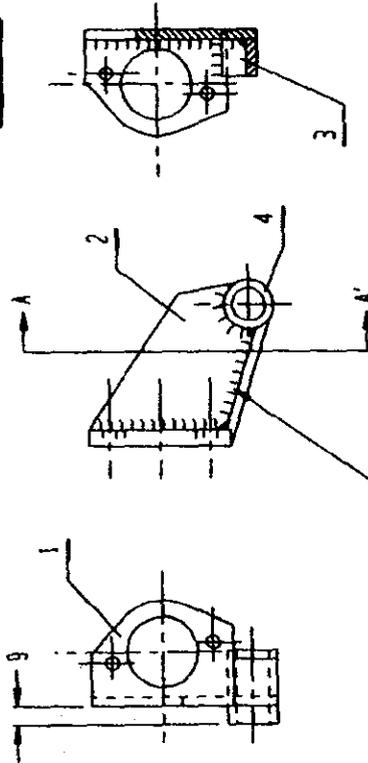
Cantidad: 2 piezas



Observación: Matar los filos

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 3 - C
Sujetador de la mordaza (Pieza 3)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de ensamble
 Cantidad: 1 pieza



Soldadura por método MIG

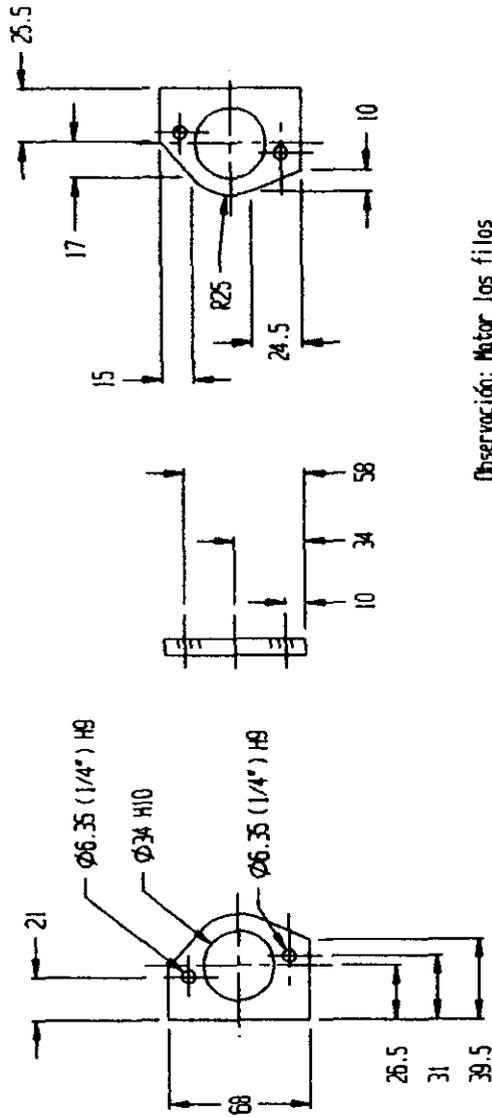
4	Buje para la palanca
3	Placa de refuerzo
2	Placa para el buje
1	Placa de contacto

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
	Cotas: mm Plano 4
	Base de la palanca (Ensamble)
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de fabricación

Materia prima: Placa calibre 7.94 (5/16") de Aluminio

Cantidad: 1 pieza



Observación: Mator los filos

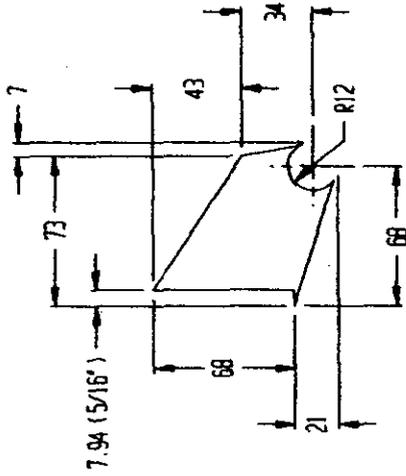
34 H10	+0.110 0
6.35 H9	+0.036 0

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 4 - A
Base de la palanca (Pieza 1)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de fabricación

Materia prima: Placa calibre 4.76 (3/16") de Aluminio

Cantidad: 1 pieza



Observación: Mator los filos

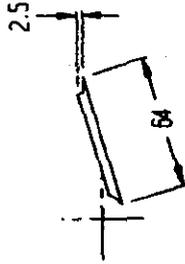
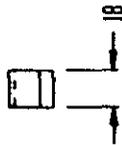
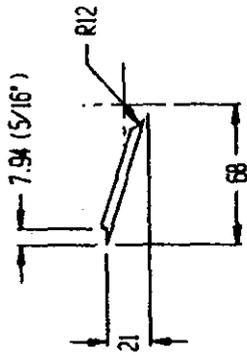
Nótese que las cotas de 21 y 7
están referidas a un punto teórico
(donde se cruza la circunferencia con
su línea de centro)

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 4 - B
Base de la palanca (Pieza 2)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de fabricación

Materio primo: Placo colibre 4.76 (3/16') de Aluminio

Cantidad: 1 pieza

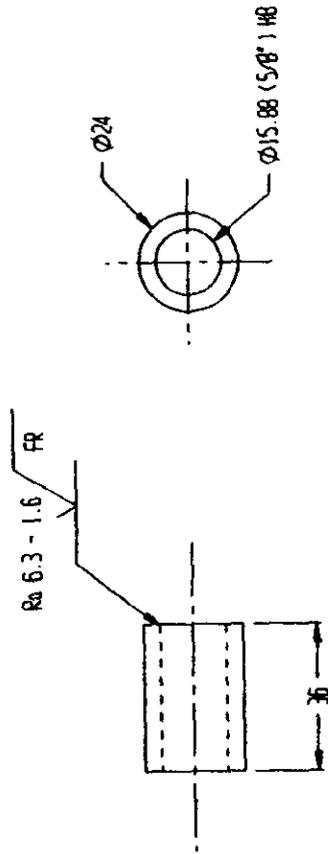


Nótese que la cota de 21
está referida a un punto teórico
(donde se cruza el arco con
su línea de centro)

Observación: Mator los filos

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
	Cotas: mm
	Plano 4 - C
Base de la palanca (Pieza 3)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de fabricación
 Material: Barra de $\varnothing 25.4$ (1") de Aluminio
 Cantidad: 1 pieza



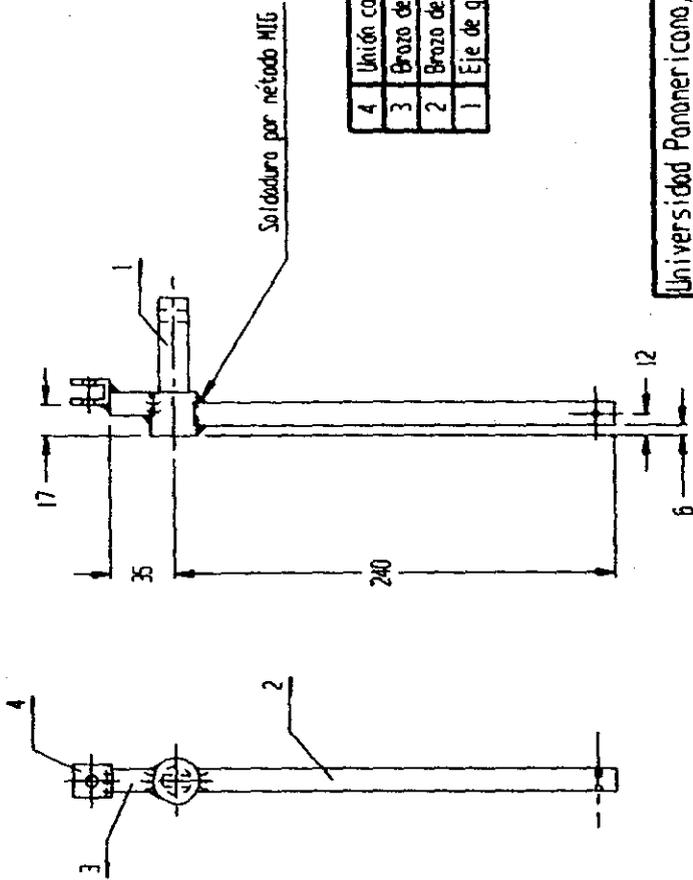
FR: superficie de rozamiento de rodadura

Observación: Motor los filos

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
	Cotas: mm
	Plano 4 - 0
Base de la palanca (Pieza 4)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

15.88 HB	+0.033
	0

Plano de ensamble
 Cantidad: 1 pieza



4	Unión con el vástago
3	Brazo de palanca corto
2	Brazo de palanca largo
1	Eje de giro de la palanca

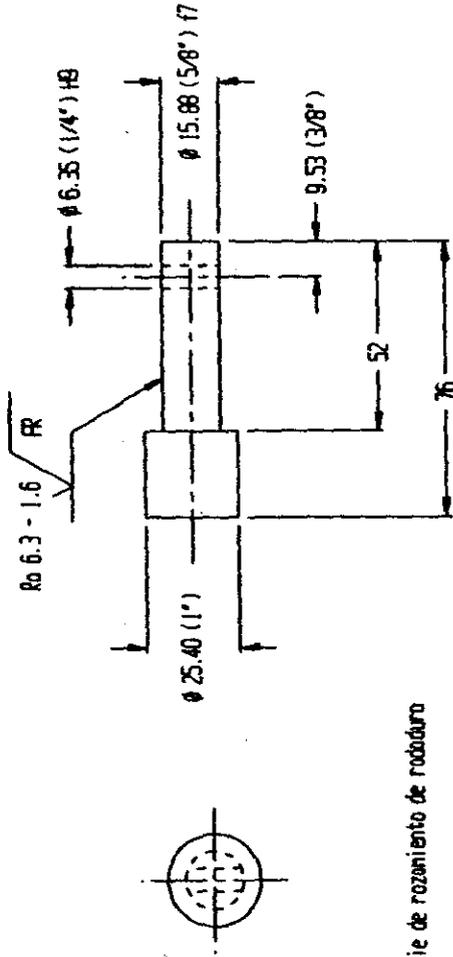
Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería

Cotas: mm **Plano 5**

Palanca de freno (Ensamble)

Mariano Gabriel Quirago Plozo

Plano de fabricación
 Material prima: Barra de $\phi 25.4$ (1") de Acero SAE 1010
 Cantidad: 1 pieza



FR: superficie de rozamiento de rodamiento

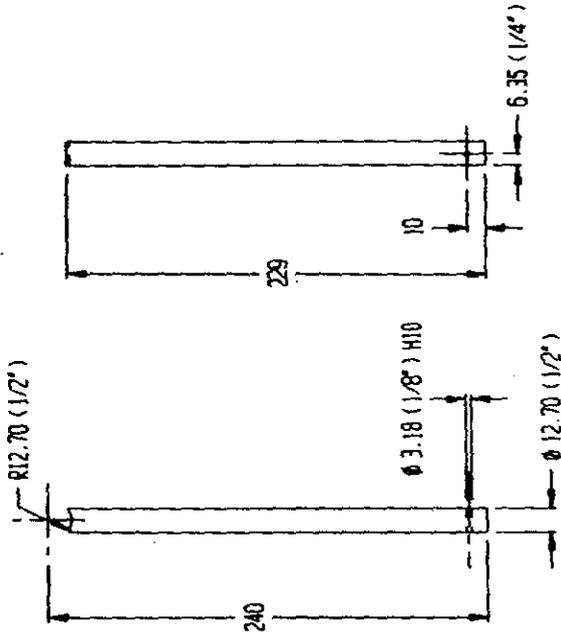
Observación: Matar las filas

15.88 f7	-0.016 -0.024
6.35 H9	+0.026 0

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería

	Cotas: mm	Plano 5 - A
	Palanca de freno (Pieza 1)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza		

Plano de fabricación
 Materia prima: Barro de $\phi 12.7$ (1/2") de Acero SAE 1010
 Cantidad: 1 pieza

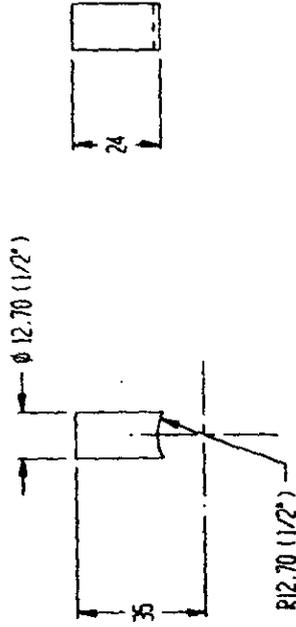


Observación: Matar los filos

3.18 H10	+0.040	0
----------	--------	---

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 5 - B
Palanca de freno (Pieza 2)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

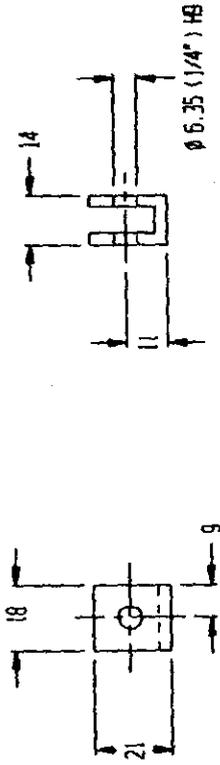
Plano de fabricación
Material primo: Barra de $\varnothing 12.7$ (1/2") de Acero SAE 1010
Cantidad: 1 pieza



Observación: Matar los filos

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 5 - C
	Palanca de freno (Pieza 3)
Mariano Gabriel Quirago Plaza	

Plano de fabricación
 Materia prima: Placa calibre 3.175 (1/8") de Acero SAE 1010
 Cantidad: 1 pieza

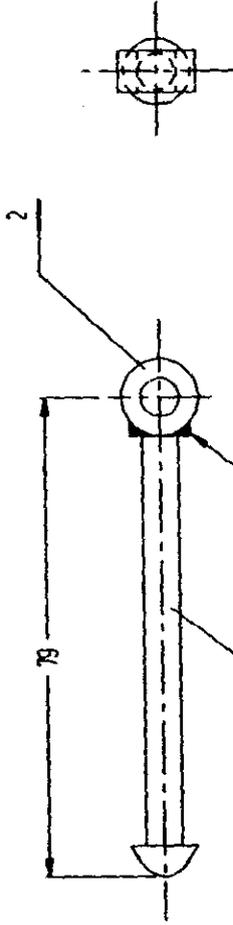


Observación: Matar los filos

6.35 HB	+0.038
	0

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
	Cotos: mm
	Plano 5 - 0
Palanca de freno (Pieza 4)	
Mariano Gabriel Guirago Plaza	

Plano de ensamble
Cantidad: 1 pieza



Soldadura por método MIG

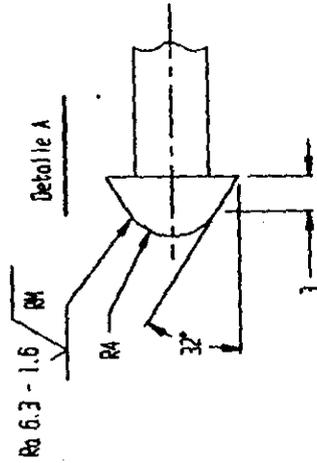
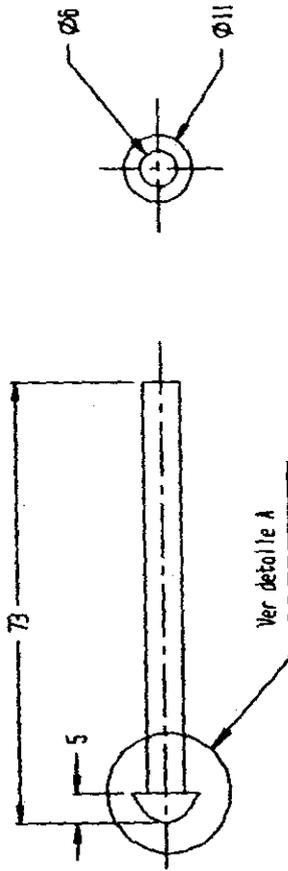
2	Unión con el perno
1	Varilla

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
	Cotas: mm
	Plano 6
Vástago (Ensamble)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de fabricación

Materia prima: Barra de $\varnothing 12.7$ ($1/2''$) de Acero SAE 1010

Cantidad: 1 pieza



Observación: Matar los fillos

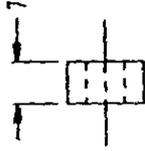
RM: superficie de resistencia al biselado

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería		
	Cotas: mm	Plano 6 - A
	Vástago (Piezo 1)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza		

Plano de fabricación

Materia prima: Barra de $\phi 12.7$ (1/2") de Acero SAE 1010

Cantidad: 1 pieza



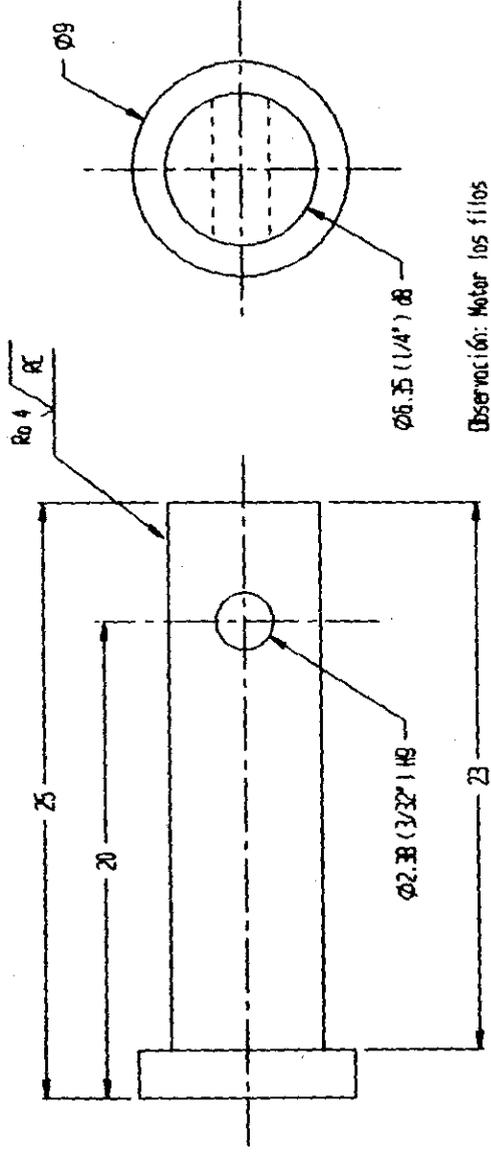
$\phi 6.35$ (1/4") H9 $\phi 12.70$ (1/2")

Observación: Matar los filos

6.35 H9	+0.036 0
---------	-------------

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotas: mm	Plano 6 - B
Vástago (Pieza 2)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de fabricación
 Materia prima: Barra de $\varnothing 9.525$ (3/8") de Acero SAE 1010
 Cantidad: 1 pieza

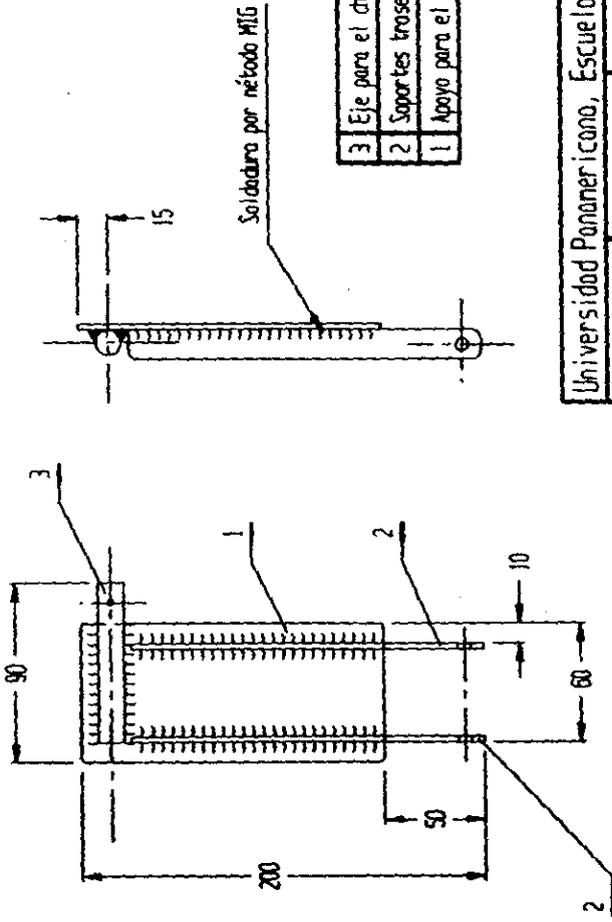


Observación: Matar los filos
 RC: superficie de resistencia al corte

2.39 H9	+0.025 0
6.35 d8	-0.41 -0.064

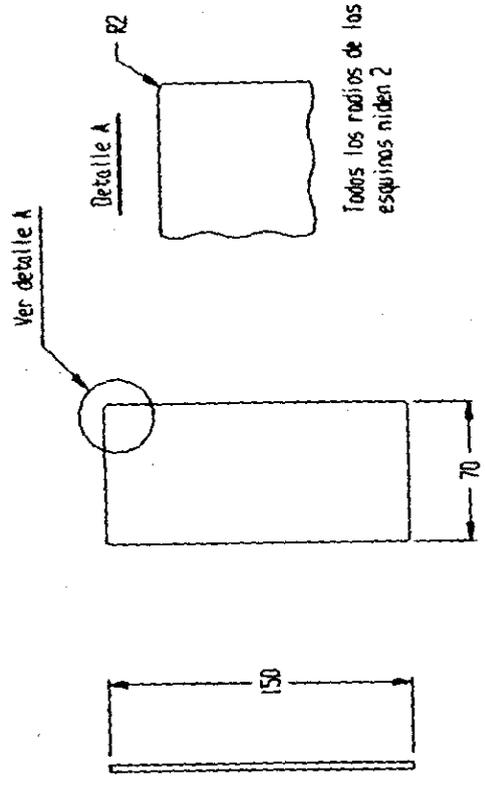
Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
	Cotas: mm Plano 7
Perno del vástago y la palanca	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de ensamble
 Cantidad: 1 pieza



Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería
 Catas: nm Plano 8
 Pedal de freno (Ensamble)
 Mario Gabriel Quiroga Plaza

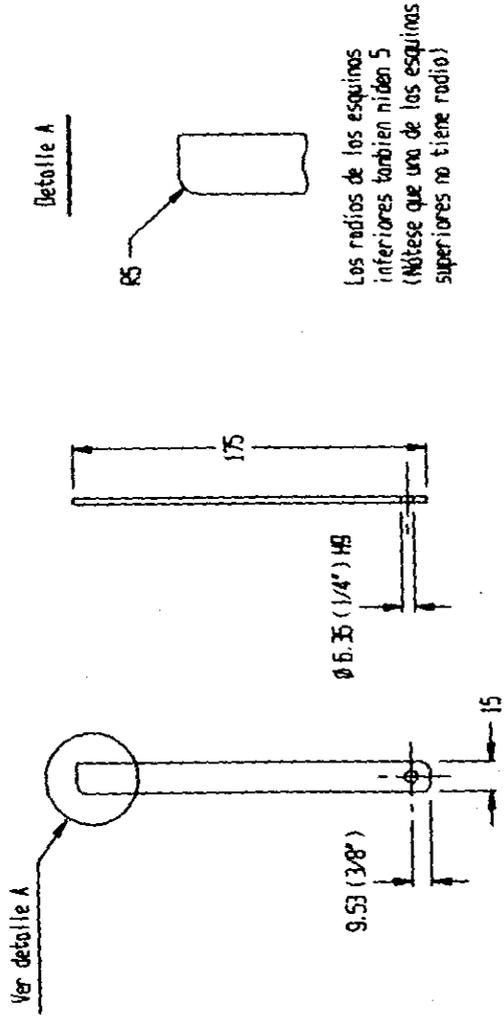
Plano de fabricación
Materia prima: Placa calibre 3.175 (1/8") de Acero SAE 1010
Cantidad: 1 pieza



Observación: Motor los fillos

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
	Cotas: mm
	Plano 8 - A
Pedal de freno (Pieza 1)	
Mariano Gabriel Guirraza Plaza	

Plano de fabricación
 Materia prima: Placa calibre 3.175 (1/8") de Acero SAE 1010
 Cantidad: 2 piezas

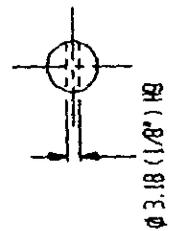
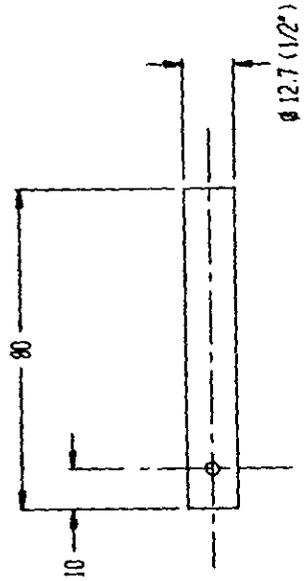


Los radios de los esquinas inferiores tambien miden 5 (Nótese que uno de los esquinas superiores no tiene radio)

6.35 H9	+0.038 0
---------	-------------

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
	Cotas: mm
	Plano 8 - 8
Pedal de freno (Pieza 2)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

Plano de fabricación
 Materia prima: Barra de ϕ 12.7 (1/2") de Acero SAE 1010
 Cantidad: 1 pieza



Observación: Matar los filos

3.18 HG	+0.030 0
---------	-------------

Universidad Panamericana, Escuela de Ingeniería	
Cotos: mm	Plano 8 - C
Pedal de freno (Pieza 3)	
Mariano Gabriel Quiroga Plaza	

APÉNDICE 5

RESULTADOS GENERALES

• PRUEBAS ESTÁTICAS

	Puntos	Lugar
- Diseño mecánico y seguridad		
Estética:	14.33 de 25	33
Estructura:	22.71 de 25	20
Producción en masa:	12.80 de 25	8
Innovaciones:	<u>7.40 de 25</u>	15
Total:	155.24 de 100	
- Seguridad *:	98 de 100	50
- Presentación de ventas:	74.33 de 100	9
- Reporte de costos:	34.20 de 100	47
TOTAL DE PRUEBAS ESTÁTICAS:	263.77 de 400	37
<i>(El primer lugar tuvo 326.41 puntos)</i>		

* La prueba de seguridad puede otorgar un bono de 100 puntos extras, además de los 1000 puntos calificables de la competencia.

• PRUEBAS DINÁMICAS

	Puntos	Lugar
- Aceleración (50 yardas) Tiempo: 7.70 seg	69.46 de 100	25
- Ascenso de colina Colina 1: 23.06 Colina 2: 7.31 Total:	30.37 de 100	33
- Maniobrabilidad:	66 de 100	13
- Carrera de resistencia No. de vueltas dadas: 32	305 de 400	10
TOTAL DE PRUEBAS DINÁMICAS: <i>(El primer lugar tuvo 623.57 puntos)</i>	470.83 de 700	10

TOTAL GENERAL: 734.60 puntos

11° lugar general entre 63 coches

3° lugar general entre los 14 vehículos mexicanos

(El primer lugar obtuvo 916.28 puntos)

Es interesante resaltar que antes de arrancar la carrera final nuestro vehículo ocupaba el 26° lugar preliminar y, como resultado de obtener el 10° lugar en esta prueba, se ubicó en el 11° lugar general.

BIBLIOGRAFÍA

- Automotive handbook, Alemania, Bosch, 1993, (3° ed.)
- BAUMEISTER, Theodore, Marks, manual del ingeniero mecánico, México, McGraw Hill, 1992, (8° ed.), Tomo II
- CHEVALIER, A., Dibujo industrial, México, Grupo Noriega Editores, 1992, (2° ed.)
- CHUDAKOV, D. A., Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles, Moscú, Ed. Mir Moscú, 1977
- DEUSTCHMAN, Aaron D., Diseño de máquinas, México, CECSA, 1989, (3° reimpresión)
- GILLESPIE, Thomas D., Fundamentals of vehicle dynamics, U. S. A., SAE, 1992
- Manuales para el taller CECSA, series R-8 y R-10, México, CECSA, 1990, (1° ed., 7° impresión)
- NASH, Frederick C., Fundamentos de mecánica automotriz, México, Ed. Diana, 1990, (1° ed., 30° reimpresión)
- SPENCER, Henry Cecil, Dibujo técnico básico, México, CECSA, 1988, (1° ed., 18° impresión)
- SHIGLEY, Joseph Edward, Diseño en ingeniería mecánica, México, McGraw Hill, 1991, (5° ed.)
- VIDOSIC, Joseph P., Machine design projects, New York, The Ronald Press, 1957