



308917
2ge.
UNIVERSIDAD PANAMERICANA

ESCUELA DE INGENIERIA
CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**DISEÑO Y PROCESO DE FABRICACION
DE UN VEHICULO "GO-KART"
PARA USO COMERCIAL.**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA INGENIERIA MECANICA
P R E S E N T A N
JOSE DE JESUS BARAJAS CID
ALFREDO MONTES RAMIREZ

Director: Ing. Alfredo González Ruiz

MEXICO, D. F.

1994

**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.

Agradezco a:

Dios y a la Virgen María: por todas las bendiciones que me han dado a lo largo de la vida.

Leopoldo y Evangelina: mis padres, por el apoyo, amor y sacrificio que me brindaron.

Ing. Jorge Izquierdo Pellón: por su asesoría y gran apoyo.

A mis familiares y amigos: por su incondicional amistad y franqueza, especialmente a Alfredo, excelente amigo y compañero.

Dedicada a:

Gregorio y Margarita:

mis padres, a quienes tanto
quiero y me han apoyado.

Gregorio, Javier y Margarita:

mis hermanos, que me han alenta-
do tanto en la vida.

Ing. Jorge Izquierdo Fellón:

quien me ha apoyado tanto y
excelente amigo.

A mis profesores:

que me brindaron sus conocimien-
tos y se preocuparon por mi for-
mación.

A mis familiares y amigos:

que me han dado su cariño y ayu-
da incondicional.

INDICE

	Página
1. <u>INTRODUCCIÓN</u>	1
2. <u>OBJETIVOS</u>	3
3. <u>DISEÑO PRELIMINAR</u>	6
3.1 Diseño de la estructura	6
3.2 Diseño de las defensas	13
3.3 Diseño de la dirección	17
3.4 Diseño de la transmisión	25
3.5 Diseño del freno	38
3.5.1 Frenos de banda	38
3.5.2 Frenos de disco	39
3.5.3 Frenos de tambor	40
4. <u>DISEÑO DE DETALLE</u>	43
4.1 Diseño de la estructura	43
4.1.1 Ergonometría	43
4.1.1.1 Dimensiones del cuerpo humano en forma estática	43
4.1.1.2 Dimensiones del cuerpo humano en forma dinámica	46
4.1.2 Dimensiones de la estructura	50
4.1.3 Cálculo del peso y centroide de la estructura	53
4.1.4 Cálculo de las reacciones en las llantas	57
4.1.5 Cálculo del calibre del tubo	59
4.1.6 Cálculo del calibre del roll-bar	74
4.2 Diseño de las defensas	78
4.3 Diseño de la dirección	82
4.3.1 Dimensiones del sistema de dirección	82
4.3.2 Cálculos del sistema de la dirección	91
4.4 Diseño de los pedales	111
4.5 Diseño de la transmisión	112
4.5.1 Selección del motor	112
4.6 Diseño de la flecha de transmisión	124
4.7 Diseño de los apoyos para la sujeción del motor	127
4.8 Pendiente del camino	128
4.9 Selección de la soldadura	130
4.10 Plano general "Go-Kart"	131

	Página
5. <u>PROCESO DE FABRICACIÓN</u>	132
5.1 Etapa de medición y corte	132
5.2 Etapa de barrenado	137
5.3 Etapa de doblado	144
5.4 Etapa de soldado y ensamble	149
6. <u>PRUEBAS DEL PROTOTIPO FABRICADO</u>	163
<u>Conclusiones</u>	172
<u>Bibliografía</u>	176

1. INTRODUCCIÓN

En la vida cotidiana la necesidad de una actividad diferente a la realizada en el trabajo diario, y que nos proporcione momentos de esparcimiento, relajación y diversión, es benéfica para la salud de cualquier persona. Existen muy diversas actividades que el hombre puede realizar para su esparcimiento, desde tomar un viaje de placer, tocar un instrumento musical, o tener algún tipo de "hobby". En este último, entran actividades como coleccionar objetos, alpinismo, buceo, participar en carreras de motocicletas o automóviles; o bien, el manejo de un Go-kart, que invita y motiva a manejarlo por querer sentir la sensación de velocidad y competencia, queriendo simular las carreras profesionales. La gente se siente atraída por poner a prueba su habilidad y destreza para manejar este tipo de vehículo. Estas son algunas de las principales razones que hacen ser de los Go-karts un aspecto llamativo. Es por ello que el mercado de este tipo de vehículos sería muy bien visto. Sin embargo, en México no se ha desarrollado el diseño de Go-Karts en comparación a otros países como por ejemplo en Estados Unidos. La promoción de Go-Karts en ese país se ha convertido en algo tan común para la juventud, que ha pasado de ser un simple entretenimiento a una actividad deportiva. El interés de la gente, como se mencionó anteriormente, ha traído como consecuencia un aumento de la asistencia de estas personas tanto en los clubes de "Go-Karts" como en los establecimientos de renta. Debido a estas razones el establecimiento de un local de renta para estos vehículos es de gran rentabilidad. Como dato ilustrativo un establecimiento de este tipo localizado en la ciudad de Cuernavaca, Morelos tiene una utilidad neta promedio mensual de \$11 000 000.00 MN por cada Go-kart, para el año de 1992. Los factores anteriores fueron los principales motivos que encausaron la propuesta del diseño de un vehículo "Go-Kart de renta", como de su proceso de

fabricación que permita el establecimiento de una fábrica para estos mismos.

Habría que distinguir dos clases de Go-karts:

- 1) Los del tipo profesional. Utilizados principalmente en competencias.
- 2) Los que son destinados a la diversión y a la renta con fines lucrativos, llamados comúnmente "Go-Karts de renta".

En el primer caso se encuentran aquellos Go-Karts que alcanzan velocidades del orden de los 100 Km/hr o más. Las exigencias técnicas en cuanto a la estructura, tipo de motor, aerodinámica, suspensión, frenos, etc. son de vital importancia.

Este tipo de Go-karts impulsa a los competidores, a querer ascender a categorías cada vez mayores dentro del mundo del automovilismo.

En el caso de los Go-karts de renta las velocidades máximas oscilan entre 30 km/hr y 40 km/hr. Los requerimientos técnicos son menores pero sin dejar de ser importantes. En cuanto a su costo éste resulta más accesible que uno de tipo profesional. Esta es una de las causas que provocan que en México existan más de este tipo de Go-Karts.

Como se mencionó anteriormente, en México no ha habido mucho interés en el diseño de Go-Karts. De los construidos aquí en México sólo podrían considerarse los de la categoría de renta. Sin embargo éstos, carecen de muchos requerimientos técnicos y su fabricación sólo se basa en la intuición y la experiencia.

Si la promoción de estos vehículos fuera mayor, el mercado de Go-karts tendría mas auge y habría mas fabricantes, a la vez de mayor diversidad de diseños. Esto motivaría a ser una alternativa más de entretenimiento y de fomento al deporte del automovilismo.

Además, el diseño adecuado de este tipo de Go-karts, podría ser un punto de arranque para futuros diseños cada vez más avanzados que compitan con tecnologías de otros países.

2. OBJETIVOS

En México se han observado muchas carencias técnicas y de seguridad en el diseño de los Go-karts. Estos vehículos no poseen los elementos adecuados para su buen desempeño. Las estructuras no son lo suficientemente rígidas. Algunas de sus partes no están debidamente calculadas y se encuentran sobrepasadas. Otras veces se utilizan elementos con la intención de reforzar alguna parte pero en realidad éstos son innecesarios y sólo incrementan el peso del vehículo.

En cuanto a la seguridad se encuentran deficiencias tales como:

- La no utilización de cinturones de seguridad, que pueden traer consecuencias lamentables en el caso de algún accidente.
- El posible contacto de alguna parte del cuerpo con una pieza en movimiento del vehículo al descubierto.
- En algunos Go-karts no existe protección alguna para evitar que los vehículos se enlanten.
- También carecen de roll-bar para protección de la cabeza en caso de vuelco.
- Otras veces, los tanques de gasolina se encuentran ubicados en lugares poco seguros, por ejemplo entre las piernas del conductor, o simplemente colgados.

Haciendo referencia al aspecto de la comodidad se pueden detectar deficiencias ergonómicas que provocan molestias en cuanto al tamaño que guarda la persona con respecto al espacio de maniobrabilidad en el vehículo. Esto se manifiesta en que algunas veces para una persona alta el espacio disponible le sea insuficiente para manejar o bien,

para una persona de estatura baja el espacio disponible le sea excesivo. Otro factor de incomodidad es el tipo de asientos con que cuentan algunos Go-karts, siendo algunas veces una simple lámina: o en otras ocasiones el tamaño de éstos es insuficiente.

El objetivo de esta tesis persigue el diseñar un vehículo Go-kart de renta, y desarrollar un proceso de fabricación del mismo, que cuente con requisitos técnicos de diseño ingenieril y seguridad, que esté apoyado en fundamentos físicos y matemáticos, como son la resistencia de materiales, teorías de diseño, etc., buscando cubrir las necesidades y carencias ya anteriormente mencionadas. Este vehículo deberá ser sencillo y relativamente económico, su velocidad máxima será de aproximadamente 40 Km/hr.

En cuanto al aspecto tecnológico se emplearán herramientas de análisis estructural basado en programas de elemento finito por computadora y respaldada por la teoría del esfuerzo cortante máximo. Otro punto importante es el emplear elementos estándar y estrictamente indispensables.

Este vehículo cubrirá con los estándares indispensables de ergonomía basadas en la Antropometría del mexicano. Se busca que sea utilizado por niños mayores de 12 años o por adultos dentro del promedio del mexicano.

Otro aspecto importante es la estética del vehículo. Para ello, éste contará con una carrocería de fibra de vidrio que le dé un aspecto atractivo y motivante para manejarlo. Como protección de la carrocería se dispondrá de defensas alrededor de ésta.

El vehículo deberá contar con medidas de seguridad que cubran con las carencias anteriormente citadas al respecto.

Otra finalidad a perseguir será el desarrollar un proceso de fabricación de dicho vehículo que sea sencillo y económico, además de la factibilidad del mismo, con elementos y herramientas de fácil

fabricación y obtención respectivamente.

En resumen los objetivos son:

- Diseño de un vehículo Go-kart, que cumpla con los requisitos técnicos adecuados.
- Que cuente con aspectos técnicos de seguridad.
- Tomar en consideración estándares ergonómicos.
- Elaborar un proceso de fabricación para dicho vehículo que sea sencillo y económico.
- Que tenga un costo no mayor a 4 millones de pesos; y su velocidad máxima sea de 40 Km/hr.
- Que presente cierta estética que lo haga atractivo.

3. DISEÑO PRELIMINAR

3.1) DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

La estructura es uno de los aspectos mas importantes en el diseño de un Go-kart. Constituye la base para el apoyo y fijación de los demás elementos. Su óptima funcionalidad dependerá de una adecuada rigidez, al mismo tiempo que de una cierta flexibilidad. Estos aspectos estarán en función de su forma y materiales utilizados.

En la fase del diseño siempre surgen varias alternativas, en la cual habrá que tener en cuenta las ventajas y desventajas que cada una de éstas nos presentan, siendo estos parámetros de selección para la estructura mas óptima.

A continuación se mostrarán y explicarán varias alternativas en el diseño de la estructura:

En la fig. 1 se muestra una estructura tubular con base rectangular y dos tubos colocados diagonalmente cuya función es proporcionar rigidez. Para la colocación del motor consta de una placa apoyada sobre cuatro postes soldados a la base. En la parte posterior y sobre las esquinas de la base se colocaron dos secciones rectangulares con la finalidad de fijar y dar altura a las chumaceras que sostienen al eje trasero. Sin embargo, una de las desventajas que presenta es la inestabilidad en la fijación del motor, el sobrepeso de las secciones rectangulares.

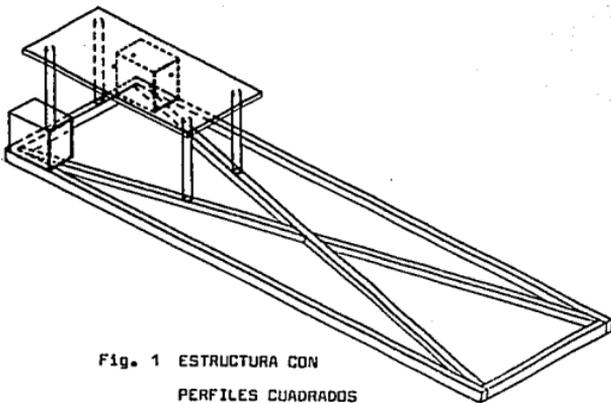


Fig. 1 ESTRUCTURA CON
PERFILES CUADRADOS

En la fig. 2 se muestra otro tipo de base con dos travesaños al centro que nos podrían ayudar para la posterior fijación del asiento. La idea es que la misma estructura proteja a las llantas como si fueran defensas, para esto, el tubo rodea la parte interna de la llanta con la finalidad de que el resto de la estructura sobresalga de la misma. A pesar de esto, la estructura cuenta con muchos dobleces y carece de rigidez sobre todo en la parte trasera y delantera.

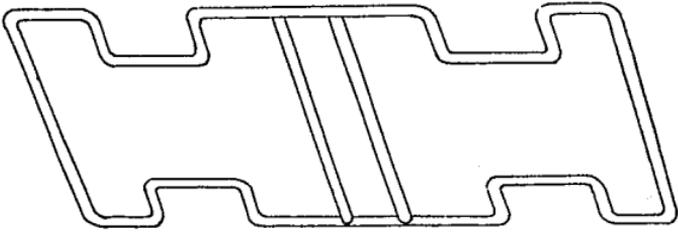
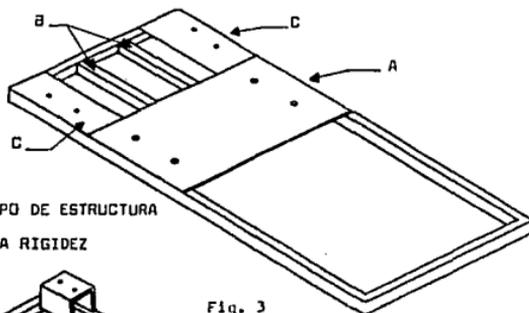
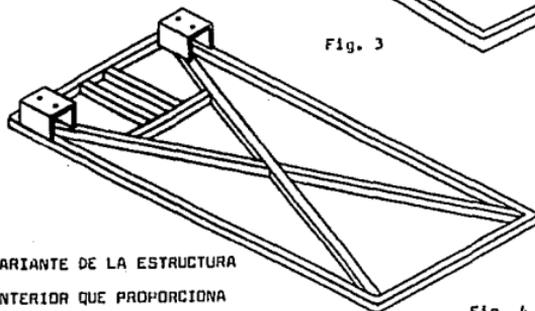


Fig. 2 ESTRUCTURA QUE PROTEJE LAS LLANTAS

En la fig. 3 tenemos una estructura rectangular de sección cuadrada que está soldada en sus cuatro vértices. Consta de una placa A colocada a lo ancho de la base para la sujeción del asiento. Dos travesaños de sección cuadrada B son colocados como el soporte del motor. Las chumaceras son fijadas en las placas C que se encuentran localizadas en las esquinas. No se eligió esta estructura por ser poco rígida y por tener menor momento de inercia en su sección transversal que la de un tubo. Una posible solución para aumentar la rigidez es poner dos travesaños en forma diagonal como se muestra en la Fig. 4; además los apoyos de las chumaceras y el sostén del motor pueden ser modificados como se aprecian en el dibujo.

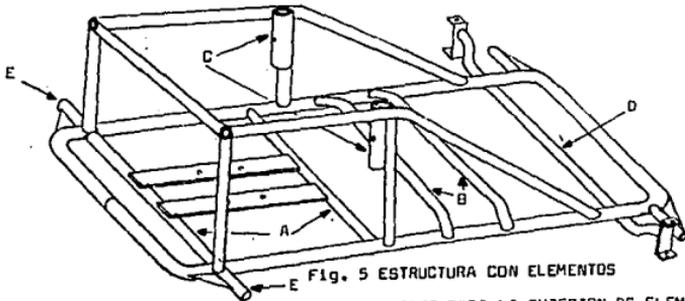


PROTOTIPO DE ESTRUCTURA
CON POCA RIGIDEZ



VARIANTE DE LA ESTRUCTURA
ANTERIOR QUE PROPORCIONA
MAYOR RIGIDEZ

En la Fig. 5 la base de la estructura ha sido reforzada por la adición de travesaños que sirven a la vez como sujeción de las placas que sostienen al motor A, así como apoyo para el asiento B. Los elementos que se encuentran en la parte superior de la base nos ayudan a incrementar la rigidez de la estructura. Dos tramos de tubo C tendrán la función de sujetar el roll-bar. El elemento D tiene como función sostener el pivote sobre el cual giran las llantas delanteras; este elemento tiene unos dobles en los extremos sólo para darle altura a las llantas. Los pequeños tramos de tubo reforzados con solera E tienen la función de sujetar las defensas.



En la fig. 6 los elementos superiores de la estructura nos permiten tener una elevación del motor, para obtener ganancia del espacio disponible al colocar el freno, eje trasero, etc. El roll-bar está totalmente fijo a la estructura. Nótese que los elementos A y B tienen cierta inclinación con motivo de dar una elevación de rigidez.

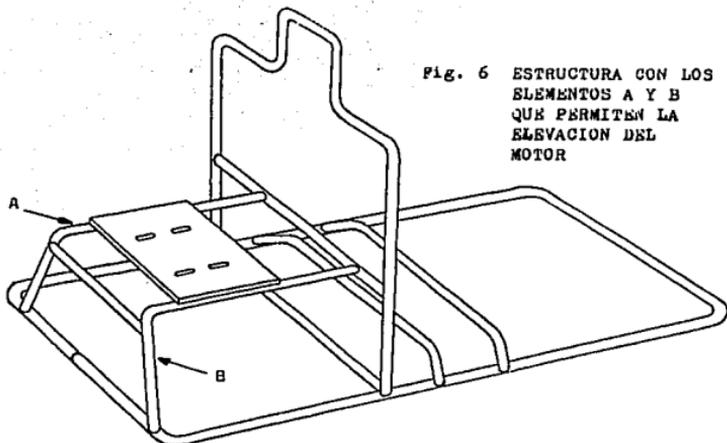


Fig. 6 ESTRUCTURA CON LOS
ELEMENTOS A Y B
QUE PERMITEN LA
ELEVACION DEL
MOTOR

En la fig. 7 se obtiene un aumento de rigidez con menor número de elementos con respecto a las anteriores. Los elementos superiores de la estructura son más fáciles de fabricar que los elementos presentados en los anteriores dibujos, obteniéndose el mismo o mayor grado de rigidez. Existe otra opción de colocar los pivotes sobre los cuales giran las llantas delanteras como se muestra en esta misma figura.

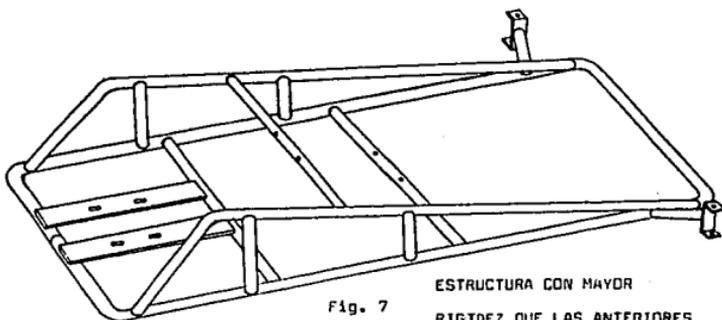


Fig. 7

ESTRUCTURA CON MAYOR
RIGIDEZ QUE LAS ANTERIORES

En la fig. 8 se muestra la estructura definitiva a utilizar. Consta de una base rectangular hecha de tubo con cuatro dobleces en sus vértices y soldada en uno de sus lados para cerrar dicho rectángulo. El elemento A colocado en ambos extremos del rectángulo nos proporciona rigidez a la estructura, al mismo tiempo que ayudado con los elementos B y C soportan el peso del motor através de dos ángulos (elementos D y G) que le sirven como base. El elemento E que es el sostén del roll-bar se encuentra soldado en su parte inferior a una placa que a su vez está soldada al elemento F y a la base del rectángulo. Y para mayor fijación del elemento E éste también es unido en los puntos 1 y 2. En dicho elemento se introduce el roll-bar y se fija con un tornillo, esto lo hace ser intercambiable mostrando varias ventajas. Los elementos G sirven como apoyo del asiento. El elemento H tiene la doble función de soportar los pivotes de las llantas delanteras, y la de ser el apoyo inferior del eje del volante. Hay que señalar que este elemento en cada uno de sus extremos cuenta con un doblez que permite dar la altura adecuada al eje de la llanta. El elemento I sólo sirve como refuerzo del elemento anterior.

En los elementos D y G se colocarán pequeños discos de hule con la finalidad de reducir vibraciones y esfuerzos.

La estructura en conjunto presenta elevados momentos de inercia en cualquier sentido, que le hacen dar buenas características de rigidez.

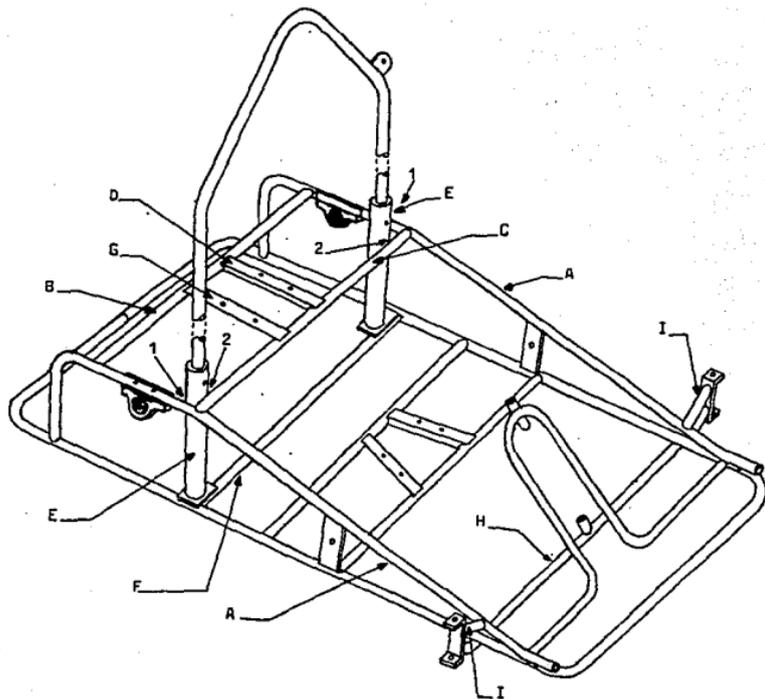


Fig. 8 ESTRUCTURA DEFINITIVA

3.2) DISEÑO DE LAS DEFENSAS

El uso de defensas en un automóvil es indispensable para la protección del conductor en el caso de alguna colisión. Su finalidad es absorber energía, reduciendo de esta manera el impacto recibido por el conductor. Cabe hacer notar que toda defensa puede sufrir daños considerables si el impacto es elevado. En nuestro caso la utilización de defensas además de cumplir con esta finalidad tiene el objetivo de proteger la carcasa de fibra de vidrio. Diversas alternativas fueron consideradas para su diseño que a continuación se mostrarán:

En la fig. 9 se muestran unas defensas frontal y lateral, formadas por un "canal" que sujeta un bloque de hule y ambos atornillados a la estructura principal. Sin embargo estas defensas son de excesivo peso debido a las dimensiones exageradas que se pensaban utilizar en el canal y en el bloque, con la intención de hacerlas robustas y fuertes. Esto mismo hacía elevar el costo de las defensas considerablemente.

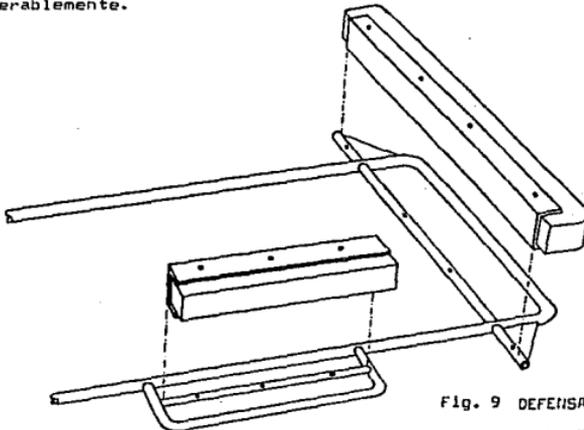


Fig. 9 DEFENSAS CON BLOQUES
DE HULE

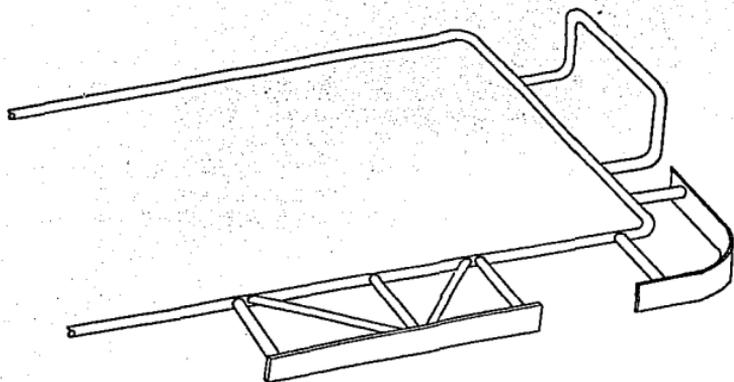


Fig. 10 DEFENSAS DISEÑADAS CON ELEMENTOS METALICOS

En la fig. 10 se observa otro tipo de defensas con menos robustez y peso. Para el caso de las defensas laterales y aquéllas ubicadas en las esquinas, se componen de una solera reforzada con tramos de tubo que se encuentran soldados a ésta y a la base de la estructura principal. En cuanto a la defensa frontal y trasera se pensó en utilizar un tubo con cierta forma a base de dobleces para reducir más el número de elementos a utilizar. Sin embargo al igual que el caso anterior estas defensas presentaban aún una robustez exagerada que las hacían ser pesadas y laboriosas en su fabricación. Aunado a lo anterior estas defensas no son intercambiables por el hecho de estar soldadas a la estructura, por lo que al sufrir algún deterioro considerable será difícil su remplazo.

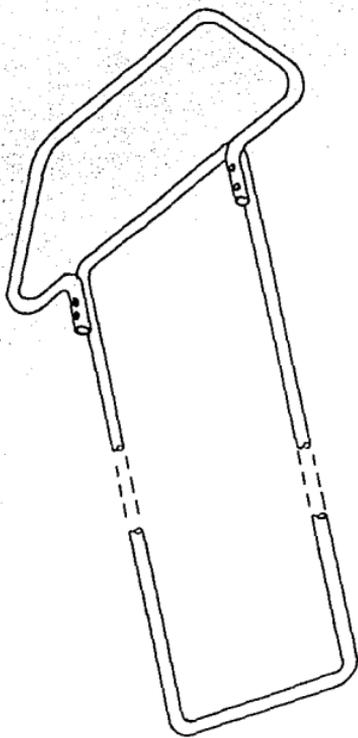


Fig. 11 DISEÑO DE
DEFENSA DESMONTABLE

En la fig. 11 se muestra una alternativa más para la colocación de la defensa. La idea principal es que sea desmontable y fácil de fabricar, para lo cual se le dió cierta forma a un tubo a base de dobleces y está sujeta con tornillos a la base principal de la estructura.

Por último en la fig. 12 se muestran las defensas definitivas a utilizar. Constan de un "ángulo" con dos dobleces a 90 grados uno en cada extremo con el patín hacia afuera, con la finalidad de soportar una tira de lingote de hule para aumento de la capacidad elástica de las mismas. Estos elementos a su vez están soldados a pequeños tramos de ángulo en sus extremos que son atornillados a la estructura principal, como se puede observar. Este tipo de defensas presentan las ventajas de una reducción considerable de peso en comparación a las anteriores, al mismo tiempo que son de fácil fabricación. Protegen casi por completo la periferia del vehículo y disponen de la característica de ser intercambiables.

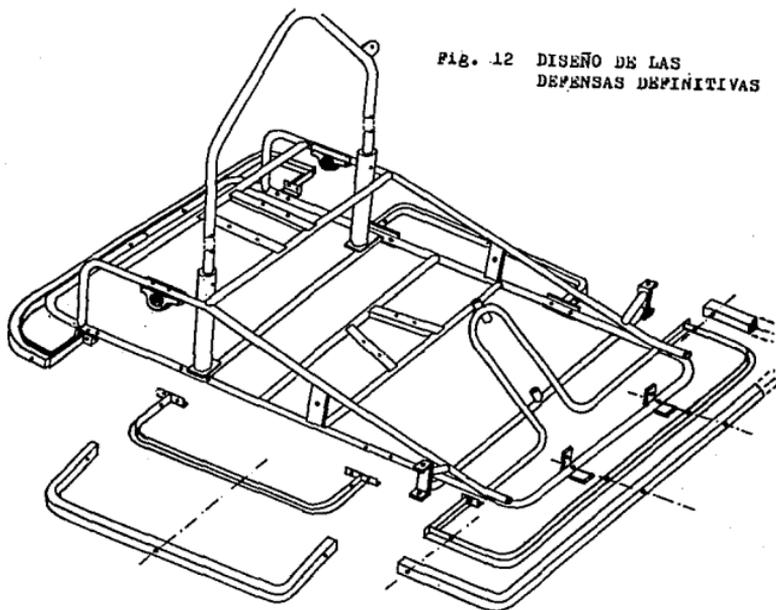


Fig. 12 DISEÑO DE LAS
DEFENSAS DEFINITIVAS

3.3) DISEÑO DE LA DIRECCIÓN

La solución ideal del movimiento curvilíneo del automóvil es cuando las ruedas giran sin patinar. Este caso tiene lugar cuando los ejes de las ruedas del automóvil se intersectan en un solo punto y que giren alrededor de éste.

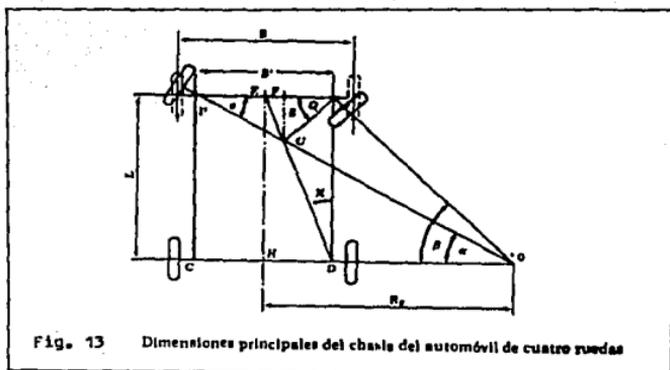
Para el automóvil de cuatro ruedas en el que las ruedas del eje trasero están montadas rígidamente en dirección transversal, el punto de intersección de los ejes de todas las ruedas tiene que estar en la prolongación del eje trasero. Esta condición se cumple cuando los ángulos de giro α y β de las ruedas de dirección cumplen la siguiente ecuación:

$$\text{Cot}\alpha - \text{Cot}\beta = B'/L \quad (1)$$

La ecuación (1) se explica en la fig. 13, la cual muestra las dimensiones principales del chasis del automóvil de cuatro ruedas. En esta figura los puntos P y Q representan las proyecciones sobre la superficie del camino de los puntos de intersección del eje A con el eje B de las ruedas izquierda y derecha, respectivamente. En la fig. 14 se muestra un corte del mecanismo de sujeción de la rueda delantera, indicando la intersección del eje A con el eje B y también su proyección sobre la superficie del camino.

Un parámetro constructivo importante, el cual caracteriza al chasis del automóvil es el radio mínimo de giro R_{\min} . El radio mínimo de giro es el radio del arco por el cual puede rodar la rueda delantera exterior del automóvil al efectuar un giro. El valor del radio R_{\min} se puede calcular mediante:

$$R_{\min} = L/\text{Sin}\alpha_{\max} + B'/2 - B/2 \quad (2)$$



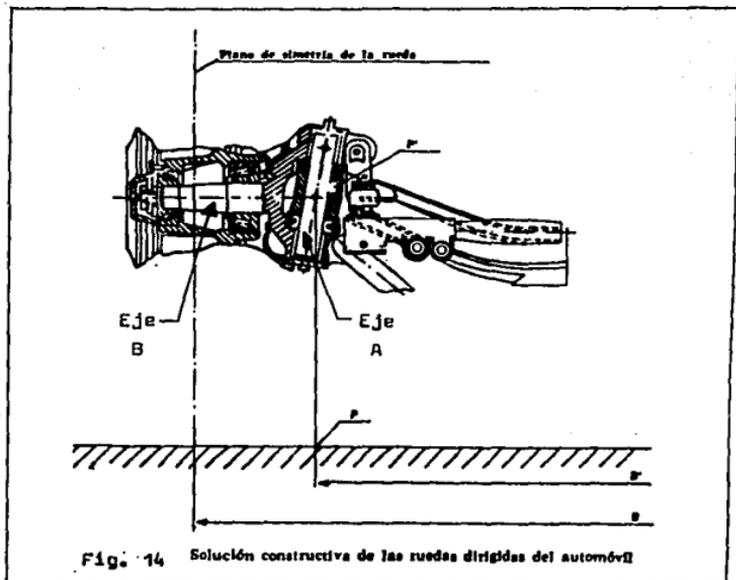
donde:

α_{\max} es el ángulo mínimo de giro de la rueda exterior.

Los ángulos de giro β_{\max} de la rueda interior aplicables, no sobrepasan los 40 grados generalmente. Los valores promedio del ángulo β_{\max} corresponden a 33-35 grados, para los automóviles especiales militares, los ángulos β_{\max} pueden llegar hasta 50 grados.

El giro de las ruedas en el automóvil se efectúa a través del sistema de dirección. Este sistema es un mecanismo plano de palancas, el cual se pone en movimiento a través del volante de la dirección.

El principal problema a la hora de diseñar el sistema de dirección consiste en obtener unos ángulos de giro alfa y beta tales que cumplan la ecuación (1).



Para obtener la correlación exigida entre los ángulos alfa y beta, es frecuente el empleo de un mecanismo especial de cuatro eslabones, para girar los pivotes de dirección de las ruedas, llamado trapecio de dirección, como se muestra en la fig. 15. Cuando la elección de los parámetros del trapecio de dirección es adecuada es posible obtener correlaciones entre los ángulos alfa y beta suficientemente próximas a las teóricas, esto es debido a las restricciones intrínsecas del mecanismo.

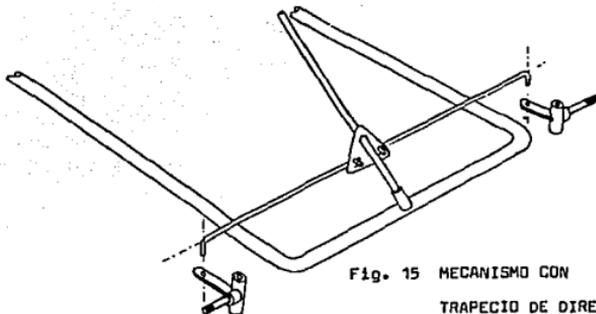


Fig. 15 MECANISMO CON
TRAPECIO DE DIRECCION

Otra opción a utilizar es el sistema de dirección de Ackermann, el cual, aunque muy simple en construcción, no da una solución total al problema de igualdad entre los ángulos de giro teóricos y reales. Se trata de que en la construcción del sistema de dirección se obtengan unos ángulos α_r y β_r , los cuales tengan una mínima diferencia respecto a los teóricos alfa y beta determinados mediante la ecuación (1). En la fig. 16 se muestra en forma esquemática el sistema de dirección de Ackermann, en el cual, los puntos de unión de las palancas se señalan con las letras M, N, P y Q. El sistema de dirección de Ackermann es un mecanismo plano de palancas que forma una figura de cuatro lados con un eje de simetría. Para determinar todos los parámetros del mecanismo basta solamente conocer tres valores cualesquiera de su geometría. Un parámetro del sistema de Ackermann es la distancia $PQ = B'$, el cual se determina mediante el valor de vía delantera del automóvil.

El valor de la vía delantera del automóvil B es un parámetro general del mismo y siempre está definido antes de proyectar el sistema de dirección. Por lo tanto a la hora de diseñar el sistema de dirección solo se necesitan dos parámetros: la longitud del brazo de acoplamiento $PM = QN = r$ y el ángulo de inclinación de este brazo β .

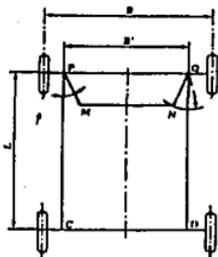


Fig. 16 Esquema del sistema de dirección

En la fig. 17 se puede ver el sistema de dirección a utilizar basado en el sistema de Ackermann, en el cual se emplea un "gancho" que conecta con una ranura que permite desplazar la barra MN al girar el volante, logrando de esta manera la rotación de las llantas.

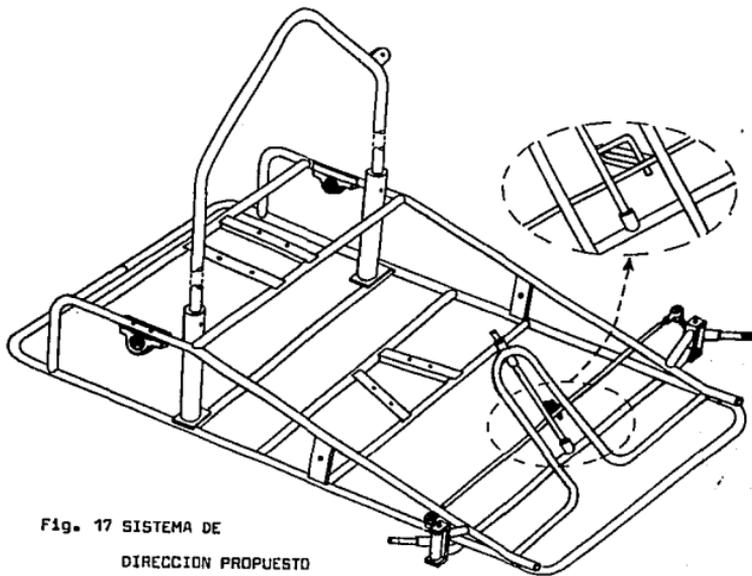


Fig. 17 SISTEMA DE
DIRECCION PROPUESTO

En cuanto a los apoyos que sostienen el eje del volante se propusieron varias alternativas que a continuación se presentarán:

Una de las primeras ideas fue la de colocar un tubo con forma de "C" que sostiene en su parte superior al eje del volante a través de un pequeño tramo de tubo. El extremo inferior del eje del volante se apoya en otro pequeño tramo de tubo como se muestra en la fig. 18. Sin embargo la forma de este tipo de apoyo obstruye la adecuada movilidad de las piernas dentro del vehículo.

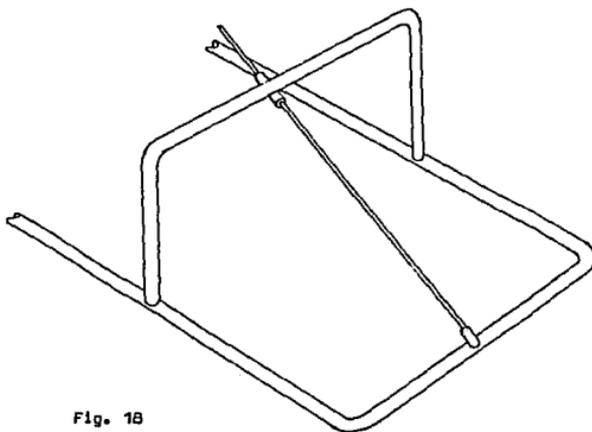
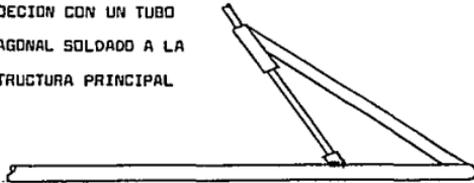


Fig. 18

PROTOTIPO PARA LA SUJECION DEL EJE DEL VOLANTE

En la fig. 19 el apoyo que se muestra consta de un tubo que tiene en su extremo superior un tramo de tubo, y en su parte inferior se encuentra soldado a la base de la estructura principal.

Fig. 19 SUJECION CON UN TUBO
DIAGONAL SOLDADO A LA
ESTRUCTURA PRINCIPAL



En la fig. 20 se muestra otro tipo de apoyo con disposición similar al anterior con la finalidad de dar mayor rigidez al mismo. Sin embargo en ambos casos la inestabilidad sigue siendo considerable.

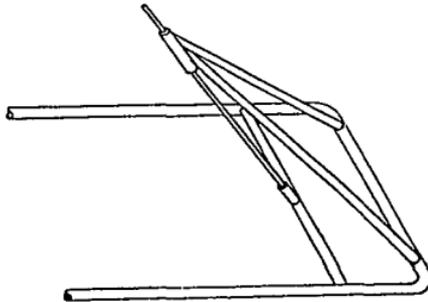


Fig. 20 PROTOTIPO DE MAYOR RIGIDEZ

En la siguiente fig. 21 se observa un tipo de apoyo que cubre con las desventajas que presentan los anteriores. Este nuevo tipo de apoyo está constituido de un tubo doblado como se puede observar, que en su parte inferior esta soldado a uno de los soportes del asiento. Para sostener la parte superior del eje del volante se utiliza una placa. Una desventaja que presenta es la de tener en su parte inferior una longitud relativamente larga, que la hace aumentar de peso.

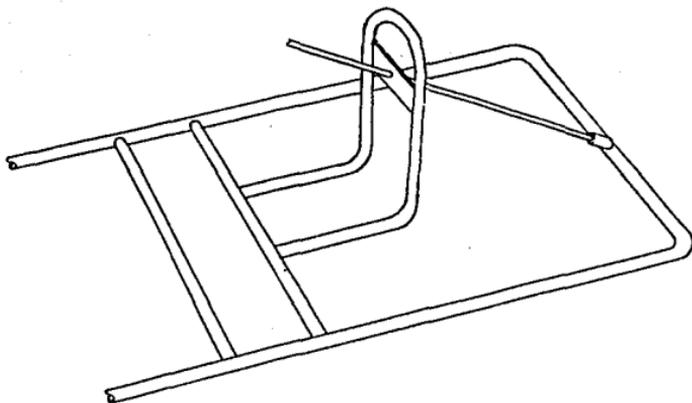


Fig. 21 SUJECION QUE CUBRE LA INESTABILIDAD DE LOS ANTERIORES

El apoyo definitivo es aquél que se muestra en la fig. 22. Como en los casos anteriores el eje del volante gira en su extremo inferior en la parte interna de un tramo de tubo soldado al apoyo que sostiene los pivotes de las llantas. En su parte superior se conecta nuevamente a un tramo de tubo que le permite girar en su parte interna, el cual se encuentra soldado a un apoyo con la forma que se observa. Dicho apoyo tiene cierta inclinación con respecto al plano vertical para aumentar la rigidez de sostén del eje del volante. Aunado a la anterior ventaja tiene otras que lo hacen ser más ligero y más fácil de fabricar que el apoyo anteriormente citado.

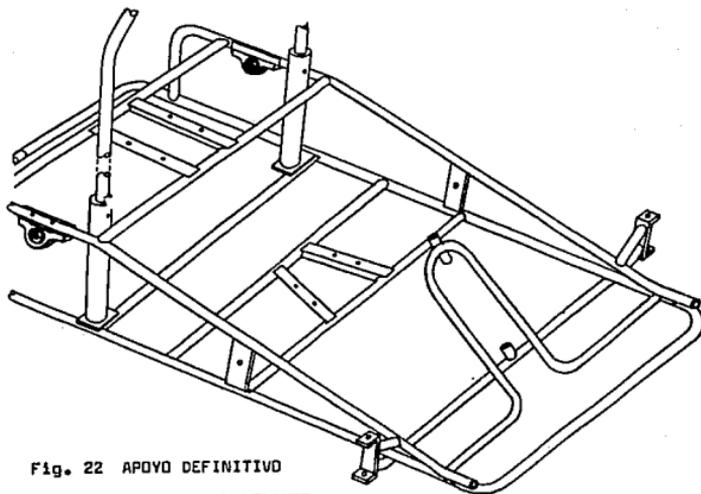


Fig. 22 APOYO DEFINITIVO
DEL EJE DEL VOLANTE

3.4) DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN

Todas las piezas y mecanismos que intervienen en la transmisión de potencia entre el motor y las ruedas constituyen el sistema de transmisión del automóvil, siendo las características constructivas de este sistema el principal factor que influye en su eficiencia. Existen dos elementos importantes a considerar para transmitir potencia del motor al eje de las llantas. Un primer elemento es el embrague o clutch, que es un dispositivo que trabaja por fricción cuya función principal es transmitir potencia de modo intermitente; y el segundo elemento debe transmitir el movimiento de rotación de un eje a otro.

Para el primer elemento los embragues se clasifican en tres tipos:

- 1) Mecánicos (fig. 23)
- 2) Eléctricos (fig. 24)
- 3) Hidráulicos (fig. 25)

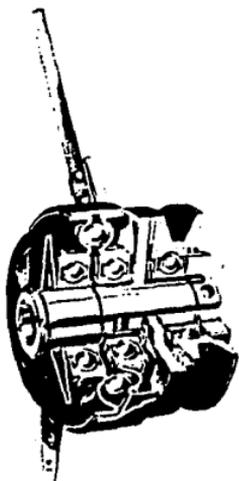
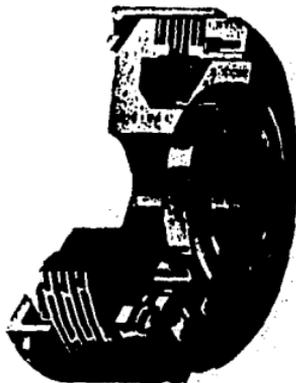


Fig. 23 Embrague mecánico que tiene leva giratoria de impulsión. [Cortesía de Formsprag Company.]

Fig. 24 El embrague mostrado consiste de un electroimán fijo tipo de diente espiral. El acoplamiento directo diente a diente evita el deslizamiento. Algunas aplicaciones típicas incluyen maquinaria de empacado y de impresión, ejes motrices de máquinas herramientas, mecanismos para cambios de velocidad, elevadores, transportadores de servicio pesado y transmisiones en trenes de laminación. [Cortesía de Formsprag Company.]



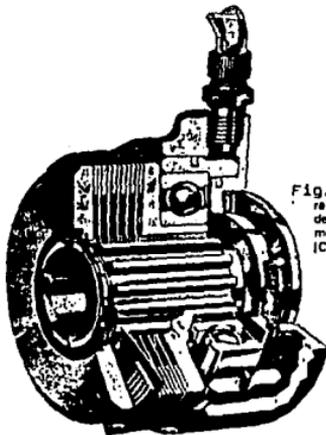


Fig. 25' El embrague mostrado es para servicio pesado del tipo aceite a través del eje, embrague hidráulico de disco múltiple, opera a presión de 500 lb/pig². (Cortesía de Formspreg Company.)

Para el tipo de embrague Mecánico, éste se divide en dos categorías: A) Contacto positivo; B) Fricción. En el caso A, el cual se muestra en la fig. 26, el embrague transmite la potencia de la flecha motriz a la impulsada por medio de quijadas o dientes. La ventaja de los embragues de tipo positivo es que no hay deslizamiento, generan muy poco calor porque no dependen de la fricción, por lo general, son ligeros y menos costosos que los embragues de fricción de capacidad de par similar. Las desventajas son de que los embragues de contacto positivo no pueden ser acoplados a altas velocidades, ya que el acoplamiento a cualquier velocidad es con choque, y requieren de algún movimiento relativo a fin de acoplarse cuando tanto la flecha motriz como la impulsada están en reposo. Los embragues positivos, aun cuando no son tan usados como los embragues de fricción, tienen uso muy importante en aplicaciones tales como transmisiones de automóviles, máquinas de oficina, prensas, y aplicaciones caseras.

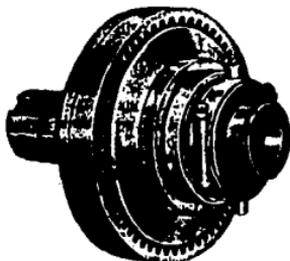


Fig. 26 Embrague dentado de contacto positivo. [Cortesía de Formspreg Company.]

En el caso de embragues de fricción se tiene el embrague de disco, conocido también como embrague de plato o axial. Este tipo de embrague es capaz de transmitir el par de la flecha de entrada a la de la salida debido a la fuerza de fricción desarrollada por el contacto entre los dos platos o discos. En la fig. 27 se muestra un dibujo simplificado en el cual se indican los componentes básicos de este tipo de embrague.

El disco de entrada está libre para moverse axialmente a lo largo de la flecha, pero está fijo a la flecha mediante perno plano o cuña de modo que debe girar con la flecha. El par de torsión que puede transmitirse depende de la fuerza de fricción desarrollada, la cual a su vez depende entre otros factores de la fuerza axial desarrollada entre los discos. La fuerza axial puede aplicarse de diferentes maneras, tales como por medios mecánicos (levas, resortes, eslabones), presión hidráulica o neumática o por medios electromagnéticos.

Las principales ventajas de los embragues de fricción son que, debido a que se puede tener un deslizamiento relativo entre los discos, se tiene un pequeño choque durante el acoplamiento, lo cual permite utilizarse en aplicaciones de acoplamiento a alta velocidad. Las desventajas son que debido al deslizamiento (por lo cual no es apropiado

para aplicaciones que requieran transmisión positiva), se tiene desgaste (requiere reposición del material expuesto a la fricción) y se desarrolla calor (requiere de enfriamiento externo).

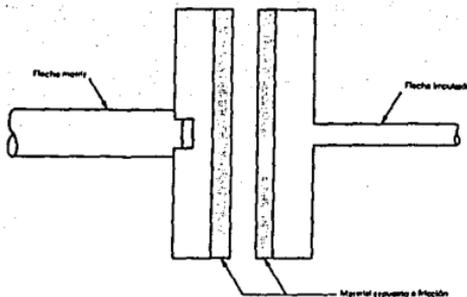


Fig. 27 Embrague tipo disco.

Otro tipo de embrague axial es el embrague de cono, mostrado en la fig. 28. Los embragues de cono tienen la ventaja de ser capaces de transmitir un par de torsión mayor que con embragues de disco del mismo diámetro exterior y fuerza impulsora. La razón de esta mayor capacidad es el aumento del área friccional y de la acción de cuña que toma lugar. Los embragues de cono tienen su mayor uso en aplicaciones de velocidad periférica relativamente baja.

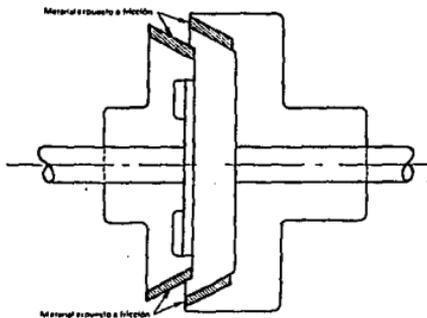
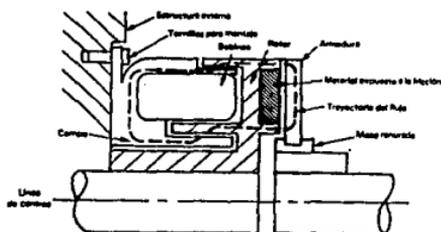


Fig. 28 Embrague de cono.

Las funciones realizadas por los embragues mecánicos, vistos anteriormente, también pueden ser realizadas por embragues eléctricos, los cuales utilizan campos magnéticos para producir la transmisión del par. En la fig. 29 se ilustra el procedimiento básico del funcionamiento de los embragues electromagnéticos.



Embrague y trapecio del eje en el acoplamiento del embrague

Fig. 29 El embrague y el acoplamiento del embrague consiste de tres elementos básicos: el campo, rotor y armadura. El campo y su bobina permanecen fijos. El rotor normalmente es impulsado por una fuente motriz tal como un motor eléctrico y la armadura está fija a la carga. Cuando la bobina del campo es energizada, se crea una trayectoria de flujo y la armadura es atraída magnéticamente hacia el rotor. A través de la fricción, la armadura y carga a la cual ésta se conecta girarán a la misma velocidad que el rotor, durante el tiempo que el campo de la bobina esté energizado. Cuando el campo de la bobina es desenergizado, la armadura se desconecta, no se transmite par y la armadura y carga quedan en reposo. (Cortesía de General Time Corp., Thomaston Conn.)

Otros tipos generales de embragues son el hidráulico y neumático, el cual tiene la ventaja de reducir al mínimo el choque y la vibración. En la fig. 30 se muestra un embrague de tipo neumático.

Se tienen muchas aplicaciones tales como en máquinas lavadoras, maquinaria textil, bombas, dispositivos, rotores de helicópteros, etc., para los cuales es deseable tener un acoplamiento automático y suave entre el elemento motriz y el impulsado, aun cuando se haya sobrepasado un determinado mínimo de velocidad. El embrague ideal para este tipo de problema es el embrague centrífugo como mostrado en la fig. 31.

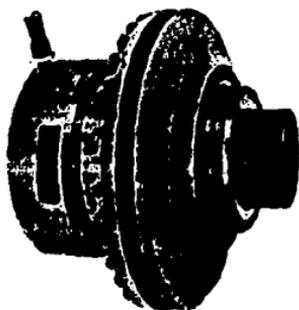


Fig. 30 Embrague neumático.
[Cortés de Horton Manufacturing
Company, Inc. Minneapolis, Minn.]

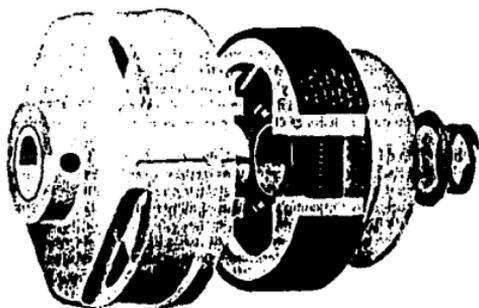


Fig. 31 El embrague mostrado es tipo centrífugo el cual se acopla cuando se ha sobrepasado un cierto mínimo de velocidad. [Cortés de Mercury Clutch.]

En el caso de los elementos que deben transmitir el movimiento de rotación de un eje a otro se encuentran:

- 1) Engranajes
- 2) Bandas
- 3) Cadenas

La utilización de engranes es recomendable cuando se requiera alta eficiencia y precisión en la transmisión de potencia. Sin embargo las desventajas que presentan son una exigencia en cuanto a la precisión entre la distancia de los ejes impulsor e impulsado, la dificultad de transmitir potencia entre dos ejes a gran distancia, el elevado costo en comparación a otros elementos de transmisión y la necesidad de lubricación.

La utilización de bandas y cadenas resulta más conveniente para la transmisión de potencia a distancias comparativamente grandes. Cuando se emplean por lo general sustituyen a grupos de engranes, ejes y sus cojinetes o a dispositivos de transmisión similares. Por lo tanto, simplifican mucho una máquina o instalación mecánica y son, así, un elemento importante para reducir costos.

Además son elásticos y generalmente de gran longitud, de modo que tienen una función importante en la absorción de cargas de choque y en el amortiguamiento de los efectos de fuerza vibrantes. Aunque esta ventaja es importante en lo que concierne a la vida de una máquina motriz, el elemento de reducción de costo suele ser el factor principal para seleccionar estos medios de transmisión de potencia.

Las bandas se utilizan para transmitir potencia entre dos ejes paralelos. Tales ejes deben estar situados a cierta distancia mínima, dependiendo del tipo de banda, para trabajar con la mayor eficiencia. Las bandas tienen las siguientes características:

- Pueden utilizarse para grandes distancias entre centros.
- Debido a los efectos de deslizamiento y estirado que se producen en las bandas, la relación entre las velocidades angulares de los dos ejes no es constante ni exactamente igual a la relación entre los diámetros de las poleas.

- Generalmente es necesario algún ajuste de la distancia entre centros cuando se utilizan bandas.
- El empleo de poleas escalonadas en un medio económico para cambiar la relación de velocidad.

Existen tres tipos de bandas: Bandas planas, las Bandas V y las bandas sincronizantes.

Las bandas planas son muy eficaces para altas velocidades pues resultan silenciosas, pueden transmitir altas potencias a distancias entre ejes relativamente grandes, no requieren poleas de diámetro excesivo y pueden transmitir fuerza motriz al otro lado de una esquina o entre ejes perpendiculares entre sí. Son particularmente útiles en instalaciones mecánicas con impulsión en grupo debido a que pueden tener acción de embragado.

Las bandas V a diferencia de las bandas planas, pueden trabajar con poleas más pequeñas y a distancias entre centros más cortas. Son ligeramente menos eficientes que las planas, pero algunas pueden utilizarse en una sola polea constituyendo así una transmisión múltiple. Como son de una pieza se elimina la junta que tiene que hacerse en las bandas planas.

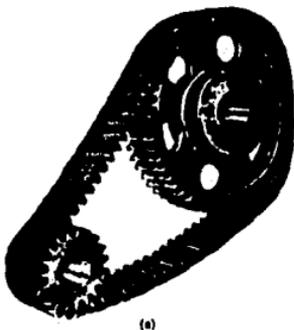
La banda sincronizante está provista de dientes que se ajustan a ranuras formadas en la periferia de las poleas. La banda sincronizante no se estira ni resbala y, en consecuencia, transmite potencia con relación constante de velocidad angular. El hecho de que sea dentada proporciona varias ventajas sobre las bandas ordinarias. Una de ellas es que no se necesita tensión inicial, de modo que pueden utilizarse transmisiones de centros fijos. Otra es que se elimina la restricción de velocidades; los dientes hacen posible que pueda moverse a casi cualquier velocidad, baja o alta. Las desventajas son el costo inicial, la necesidad de ranurar las poleas y las fluctuaciones dinámicas producidas a la frecuencia de conexión de los dientes de la banda.

La utilización de cadenas se emplea para la transmisión de potencia y como transportadores. Pueden usarse para cargas altas y donde sea necesario mantener relaciones precisas de velocidad. Aun cuando la localización y la tolerancia de alineamiento no sean tan precisas como para el caso de los engranes, se podrá esperar un mejor servicio cuando ambas ruedas dentadas permanecen en el mismo plano vertical.

Los dos tipos de cadenas existentes son las de diente invertido y las cadenas de rodillo.

En la fig. 32 se muestra una cadena de diente invertido o silenciosa. Estas cadenas son de funcionamiento más silencioso que las cadenas de rodillo y pueden trabajar a velocidades elevadas porque es menor la fuerza del impacto durante el ajuste del eslabón de la cadena con la rueda. Por lo general, se le suministra lubricación y a carga plena la eficiencia de la transmisión puede ser tan alta como 99%.

Fig.32 Cadena de diente invertido (silenciosa). (a) Transmisión con cadena silenciosa. En este tipo de transmisión es posible tener relaciones de velocidad tan altas como de 10:1. El eslabón guía se ajusta a la ranura cortada en los dientes de la rueda dentada. Casi todas las transmisiones con cadena silenciosa son de este tipo. [Cortesía de Link-Belt Chain Division, FMC Corporation]. (b) Guía en los lados de una cadena silenciosa. Los eslabones guía alternados en los orillos de la cadena se posicionan en la cara de la rueda dentada. [Cortesía de Ramsey Products Corporation, Charlotte, N. C.]



(a)



(b)

La cadena de rodillos, como se muestra en la fig. 33, puede tener una hilera o hileras múltiples de rodillos. La cadena se hace con placas a los lados, pernos, bujes y rodillos. El paso está medido de centro a centro del perno. Las cadenas de una sola hilera de rodillos usadas en transmisiones industriales se obtienen en pasos desde 1/4 hasta 3 pulgadas y las cadenas de hileras múltiples con pasos desde 3/8 hasta 3 pulgadas. Las cadenas de rodillos generalmente se hacen de acero endurecido y las ruedas dentadas de acero o de hierro vaciado. Por lo general, se le suministra lubricación.

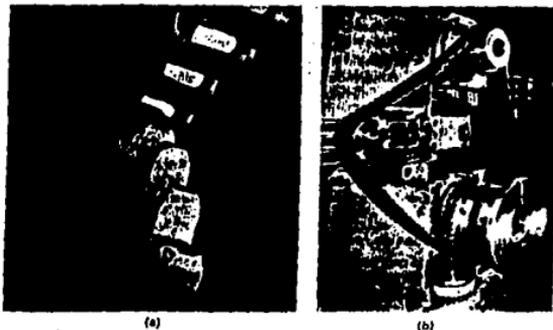


Fig. 33 Cadena de rodillos. (a) Transmisión con cadena de una hilera de rodillos. [Cortesía de Link-Belt Chain Division, FMC Corporation.] (b) Transmisión con cadena de dos hileras de rodillos. [Cortesía de Acme Chain Division, North American Rockwell.]

En la fig. 34 adjunta a la tabla 1 se muestran las características de las cadenas estandarizadas por la ANSI.

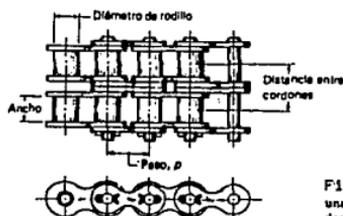


Fig. 34 Sección de una cadena de rodillos con dos cordones.

Tabla 1 DIMENSIONES DE CADENAS DE RODILLOS ESTÁNDAR NORTEAMERICANAS — UN SOLO CORDÓN

Número ANSI de cadena	Peso pulg (mm)	Anchura pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión lb/ (N)	Peso medio lb/pie (N/m)	Diámetro de rodillo pulg (mm)	Espaciamiento de cordones múltiples pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.21)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.315 (7.92)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.299 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.206 (5.23)	...
50	0.500 (12.70)	0.312 (7.91)	3 150 (13 920)	0.42 (6.11)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
60	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
70	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.467 (11.91)	0.807 (20.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.27)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	58 000 (257 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.66 (159.9)	1.502 (37.67)	2.817 (71.55)
210	3.00 (76.20)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.87)

Fuente: recopilado de ANSI B29.1-1975.

Para el caso de nuestro diseño se optó por seleccionar lo siguiente:

- 1) Embrague centrífugo . Debido a su acoplamiento automático y suave entre el elemento motriz y el impulsado, lo que permite prescindir de un dispositivo adicional que lo haga funcionar como podría ser un pedal o palanca. Además su costo resulta ser relativamente menor a otros tipos.
- 2) Transmisión Sprocket-Catarina. El Sprocket se encuentra integrado al embrague centrífugo, y la catarina integrada al tambor del freno. Se seleccionó este tipo de transmisión con cadena debido a una relación constante de velocidad, puesto que no hay resbalamiento o estirado; además de tener larga vida o duración; aunado a lo anterior, no se requiere de una tensión inicial como en el caso de las bandas; ni tampoco hay restricciones tan severas en cuanto a la distancia entre los ejes motriz e impulsado, como es en los engranes.

Un esquema de esta transmisión se ilustra en la fig. 35

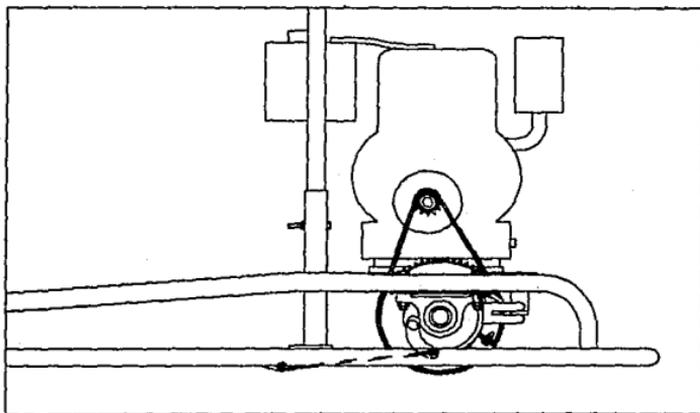


Fig. 35 TRANSMISION SPROCKET-CATARINA

3.5) DISEÑO DEL FRENO

Un freno se puede simplemente definir como un elemento de máquina que se usa para controlar el movimiento de un cuerpo en rotación mediante la absorción de energía cinética. Este es el caso de las aplicaciones comunes donde un cuerpo en rotación está siendo detenido o parado, aunque hay casos, tales como cuerpos que están siendo bajados por montacargas, grúas, etc., donde la energía a absorber es energía potencial. Como última clase general, al freno se le usa para conservar a los cuerpos en reposo.

Aunque un requisito importante en la selección de un freno, como lo es también en los embragues, es la capacidad de par, otra consideración de vital importancia es la habilidad del freno para absorber y disipar calor. Esta consideración adicional es necesaria porque los embragues generalmente conectan a dos cuerpos en movimiento mientras que los frenos conectan a un cuerpo en movimiento con otro estacionario.

3.5.1) FRENOS DE BANDA

El freno de banda de la fig. 36, es quizá el más simple de todos los dispositivos de frenaje. La acción del frenaje se obtiene por la tensión de la banda que se arrolla al tambor la cual puede ser soltada o jalada. Se utiliza la diferencia de tensiones en cada extremo de la banda para determinar la capacidad del par.

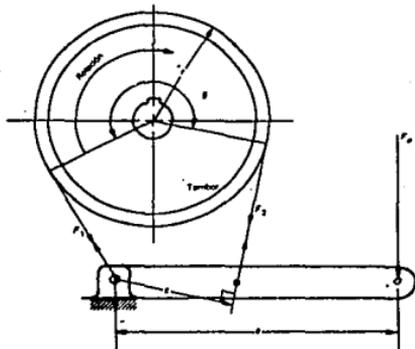


Fig. 36 El freno de bandas simple mostrado trabaja debido a la tensión de la banda arrollada en el tambor la cuál debe bajarse lentamente.

3.5.2) FRENOS DE DISCO

En la fig. 37 se muestra un freno de disco, las cuales se usan para aplicaciones industriales de servicio pesado porque pueden diseñarse para disipar con rapidez en calor y por tanto, tienen relativamente pocos problemas debido al cambio de intensidad. Se han estado usando en grado limitado en aplicaciones automotrices, la razón de ello es que el par de frenaje es para cualquier dirección de rotación, al mismo tiempo que si es mojado, por la acción de la fuerza centrífuga su rapidez de secado es mayor que en el caso de un freno de tambor.

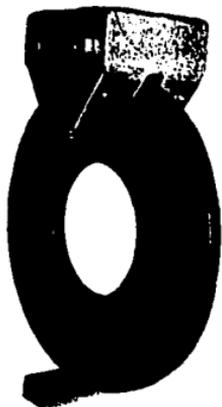


Fig. 37 Los frenos de disco del tipo mostrado son usados en aplicaciones industriales de tipo pesado debido a su facilidad de disipar calor rápidamente. [Cortesía de Goodyear Tire and Rubber Company, Industrial Brake Department.]

3.5.3) FRENOS DE TAMBOR

Existen dos tipos de frenos de tambor, los de zapatas interiores y los de zapatas exteriores. El freno de aro con zapatas interiores de la fig. 38 consta esencialmente de tres elementos: Las superficies de fricción que entrarán en contacto, los medios para transmitir los momentos de torsión y el mecanismo de operación. Para analizar un dispositivo de zapatas interiores (fig. 38), que muestra una zapata articulada en A (talón) y sobre la que se aplica la fuerza de trabajo en el otro extremo (punta). Como la zapata es larga no puede suponerse que la distribución de las fuerzas normales sea uniforme. La disposición mecánica no permite aplicar ninguna presión en el talón de la zapata y, en consecuencia, se considerará que, en este punto la presión es cero.

Es práctica usual omitir el material de fricción en una corta distancia a partir del talón. Esto elimina la interferencia y, de todos

modos, hubiera contribuido poco al funcionamiento. En algunos tipos de articulación se hace movable a fin de que haya alguna presión en el talón de la zapata. Esto da el efecto de zapata flotante.

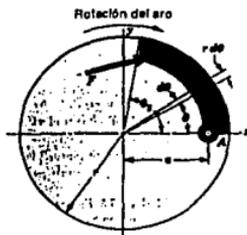


Fig. 38 Zapatas de fricción Interior.

En el caso de los frenos con zapatas exteriores éstas rodean parcialmente al tambor por su parte externa. En la fig. 39 se muestra un freno de este tipo que es accionado por medios neumáticos. Sin embargo en otros frenos de este tipo el accionamiento puede llevarse a cabo por medios mecánicos.

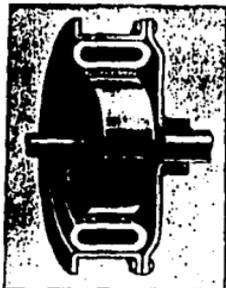


Fig. 39: Embrague-freno con elemento de fricción exterior que actúa al expandirse el tubo flexible con aire comprimido. (Cortesía de Twin Disc Clutch Company)

En nuestro diseño se optó por seleccionar un freno de tambor con zapatas internas. Presenta la ventaja de mayor capacidad de frenado con relación a un freno de banda, al mismo tiempo que en el caso de que éste

Último se moje su potencia de frenado se verá disminuida considerablemente, en cambio en el freno de tambor, mientras no se moje su parte interna nos seguirá dando buenos resultados. Con respecto al freno de disco, éste necesita de mayor precisión al momento de su colocación, sin embargo presenta mejores capacidades de frenado y de disipación de calor, pero su desventaja principal es de tener un costo elevado.

4. DISEÑO DE DETALLE

4.1) DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

4.1.1) ERGONOMETRÍA

En nuestra vida cotidiana nosotros usamos diversos objetos que nos ayudan a realizar diferentes actividades, tales objetos, como sillas, asientos, mesas, escritorios, lugares de trabajo, etc., guardan (o deberían guardar) alguna relación con nuestras dimensiones y características físicas. Factores como el confort, el bienestar físico pueden influenciar en mayor o menor medida el desempeño de una persona en sus labores.

La Ergonometría considera dos aspectos del cuerpo humano al momento de diseñar: 1) las características y dimensiones físicas del cuerpo humano en forma estática; y 2) estas mismas características pero en forma dinámica. Tales aspectos como espacio, movimiento y aplicación de energía a objetos físicos se encuentran en función de la edad, sexo, ocupación, origen étnico, y otras variables demográficas.

4.1.1.1) DIMENSIONES DEL CUERPO HUMANO EN FORMA ESTÁTICA

Este tipo de dimensiones son tomadas con el cuerpo de los sujetos colocados en posiciones estandarizadas. Muchas características del cuerpo pueden ser medidas. La United State Public Health Service publicó una serie de datos tomados de 6672 adultos de nacionalidad americana entre hombres y mujeres. Las mediciones de las características del cuerpo humano son mostradas en la fig. 40. Tales datos son dados para 5%, 50% y 95% de la muestra tomada, y se muestran en la tabla 2.

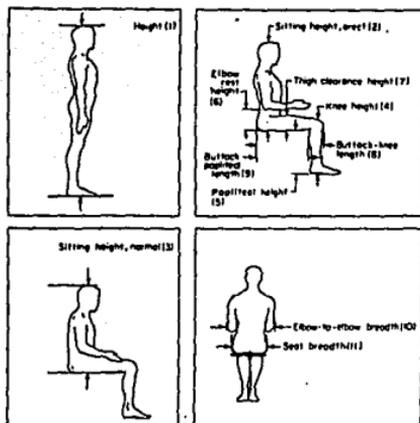


Fig. 40 MEDICIONES TÍPICAS DEL CUERPO HUMANO

Tabla 2

SELECTED STRUCTURAL BODY DIMENSIONS AND WEIGHTS OF ADULTS*

Body feature	Dimensions, in						Dimensions, cm†					
	Male, percentile			Female, percentile			Male, percentile			Female, percentile		
	5th	50th	95th	5th	50th	95th	5th	50th	95th	5th	95th	95th
1 Height	63.8	68.3	72.8	59.0	62.9	67.1	162	173	185	150	160	170
2 Sitting height, erect	32.2	35.7	38.0	30.9	32.4	33.7	84	91	97	78	83	91
3 Sitting height, normal	31.6	34.1	36.6	29.8	32.3	34.7	80	87	93	75	82	88
4 Knee height	19.3	21.4	23.4	17.9	19.8	21.8	49	54	56	46	50	56
5 Popliteal height	19.8	17.3	19.3	14.0	15.7	17.5	50	44	49	36	40	45
6 Elbow-rest height	7.4	9.5	11.6	7.1	9.2	11.0	19	24	30	18	23	28
7 Thigh clearance height	4.3	5.7	6.9	4.1	5.4	6.6	11	15	18	10	14	18
8 Buttock-knee length	21.3	22.3	25.2	20.4	22.4	24.8	54	59	64	52	57	63
9 Buttock-popliteal length	17.3	19.9	21.6	17.0	18.9	21.0	44	50	55	43	48	53
10 Elbow-to-elbow breadth	13.7	16.9	19.9	12.3	15.1	19.3	35	42	51	31	38	49
11 Seat breadth	12.2	14.0	15.9	12.3	14.3	17.1	31	36	40	31	36	43
12 Weight*	120	166	217	104	137	199	58	75	96	47	62	90

*Weights given in pounds (first six columns) and kilograms (last six columns).

†Centimeter values rounded to whole numbers.

Source: U.S. Public Health Service, 1968.

Debe señalarse que estos valores abarcan edades desde los 18 a los 79 años y que la mayoría de las medidas dadas varían con la edad, particularmente el peso y la altura.

En el uso de datos antropométricos se necesita ser consciente que dichos datos varían considerablemente para diferentes grupos. Algunas indicaciones de tales diferencias son representadas en la fig. 41. En ella se muestra la estatura de grupos de diversas nacionalidades, el rango de variabilidad abarca nuevamente del 5% al 95%.

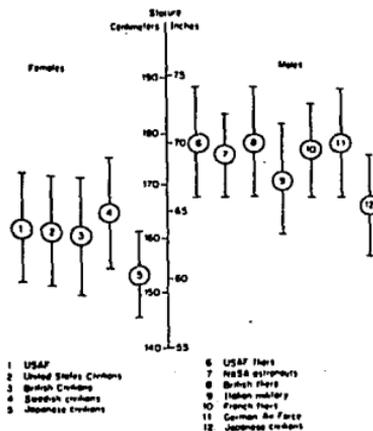


Fig. 41 DIFERENCIA EN ESTATURA ENTRE DIVERSOS GRUPOS DE DIVERSAS NACIONALIDADES

4.1.1.2) DIMENSIONES DEL CUERPO HUMANO EN FORMA DINÁMICA

Las dimensiones del cuerpo humano en forma dinámica son referidas a aquellas tomadas en condiciones en la cual el cuerpo se encuentra involucrado en algún movimiento físico. Este tipo de dimensiones son más utilizadas para problemas de diseño debido a que las personas pasan la mayor parte del tiempo en movimiento. Como un ejemplo de ello se ilustra en la fig. 42 la diferencia entre la aplicación de dimensiones estáticas y dinámicas para el diseño de una cabina de un vehículo.

Los miembros del cuerpo humano no operan normalmente independientes uno del otro sino que operan en conjunto, por ejemplo el alcance de un brazo no sólo es consecuencia de la longitud del brazo es también afectado en parte por el movimiento del hombro, la rotación parcial de la cintura, una posible flexión de la espalda y la función realizada por la mano.

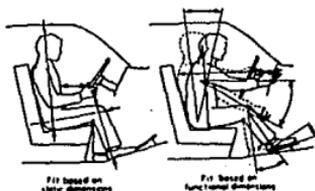


Fig. 42 PARAMETROS ESTATICOS Y DINAMICOS PARA EL DISEÑO DE LA CABINA DE UN AUTOMOVIL

En el caso del diseño de un asiento para un conductor de automóvil, un adecuado soporte trasero es deseable como se muestra en la fig. 43a. Con un soporte insatisfactorio (como se muestra en la fig. 43b), los ángulos entre la vértebra pueden generar molestias y

concauidad causando complicaciones en la espina vertebral. Los ángulos recomendables de varias articulaciones para una postura de manejo adecuada son mostrados en la fig. 43c

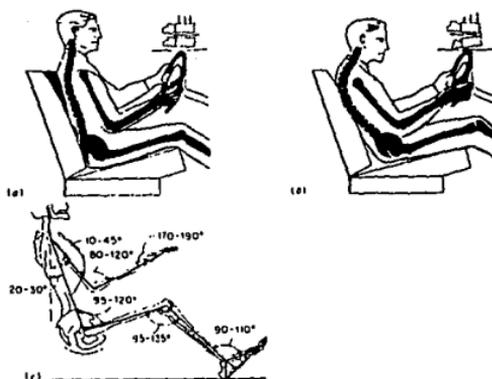


Fig. 43 ANGULOS RECOMENDABLES PARA UNA BUENA POSTURA DE MANEJO

En la fig. 44 se ilustra las medidas estándar del cuerpo humano para un adulto mexicano. En la tabla 3 están contenidos los valores representados de la fig. 44

TABLA 3. MEDIDAS ESTANDAR PARA UN ADULTO MEXICANO

A= 178.0 cm	B= 78.0 cm	C= 46.0 cm
D= 70.0 cm	E= 45.0 cm	F= 90.0 cm
G= 150.0 cm	H= 55.0 cm	I= 51.0 cm
J= 68.0 cm	K= 44.0 cm	L= 57.0 cm
M= 58.0 cm	N= 16.0 cm	P= 80.0 Kg

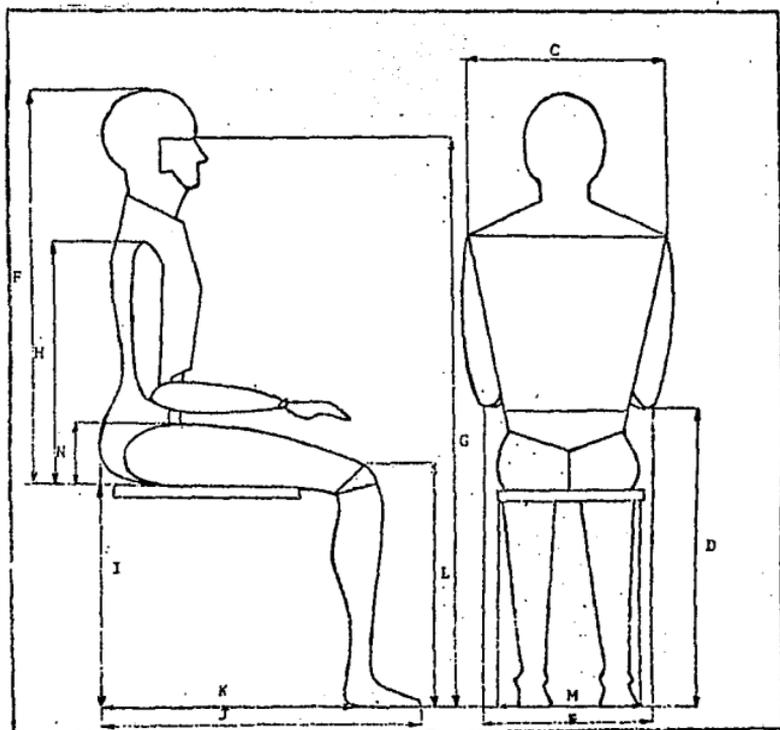


Fig. 44. MEDIDAS ESTANDAR DEL CUERPO HUMANO

Del mismo modo se presenta en la tabla 4 las dimensiones antropométricas para un niño de 6, 9 y 12 años de edad.

TABLA 4 RANGOS ANTROPOMETRICOS

	PROMEDIO SEXO MASCULINO	6 AÑOS	9 AÑOS	12 AÑOS
		CMS	CMS	CMS
(A)	EXTENSION BRAZOS	116.4	132.0	153.7
(B)	LONGITUD BRAZOS	50.2	59.6	66.9
(C)	ANCHURA HOMBROS	26.5	31.7	36.1
(D)	ALTURA CODOS SENTADO	45.1	52.7	54.9
(E)	LONGITUD DE CODO A CODO	25.3	27.5	29.2
(F)	ALTURA DE ASIENTO A CABEZA	64.7	71.4	75.4
(G)	ALTURA VISUAL SENTADO	83.5	92.5	100.0
(H)	ALTURA DE ASIENTO A HOMBRO	40.1	43.2	46.0
(I)	ALTURA CORVAS SENTADO AL HUECO POPITILEO	32.4	36.3	40.1
(J)	LONGITUD GLUTEA A ROTULA	37.5	44.2	47.3
(K)	LONGITUD GLUTEA A HUECO POPITILEO	31.9	37.2	41.7
(L)	ALTURA RODILLAS SENTADO	35.9	42.4	46.3
(M)	LONGITUD DE CADERAS	20.5	23.3	25.5
(N)	GROSOR DE MUSLOS	9.1	10.7	11.7
(P)	PESO EN KILOGRAMOS	19.5	25.5	33.0

* Datos obtenidos del estudio de somatometría efectuado por el Dr. Ranas Galvan, del Depto. de Nutrición del Hospital Infantil de México. The Measure of Man, Henry Greyfuss.

Basándonos en los datos anteriores y considerando que el conductor pueda ser un americano, un adulto mexicano o un niño mexicano de 12 años y tras varias pruebas realizadas con modelos de dichas personas y del vehículo a escala se buscó que cumplieran con ciertas características ergonómicas como es el espacio de maniobrabilidad, una adecuada inclinación y longitud del eje del volante que lo haga funcional, y de igual manera, una distancia adecuada para el alcance de los pedales. La figura 44.a muestra estas características para cada una de las personas respectivamente.

4.1.2) DIMENSIONES DE LA ESTRUCTURA

A partir de lo anterior se optimizaron algunas dimensiones básicas como es la longitud y ancho del vehículo, la posición de los pedales, del eje del volante y del asiento del conductor. En el caso de la longitud y el ancho del automóvil se consideró dimensionarlo en base a las dimensiones mínimas que permitían que no hubiese restricciones de espacio tanto para el conductor como para el resto de los elementos utilizados.

De igual manera la parte trasera donde serán colocados el motor, los elementos de transmisión y el eje trasero fue dimensionada en base a las dimensiones propias de los elementos antes mencionados con la finalidad de optimizar el espacio mínimo a emplear pero sin obstruir ni interferir un elemento con otro. Estas dimensiones están basadas sobre las dimensiones reales y definitivas de los elementos de transmisión a utilizar. El análisis y la selección de estos elementos será explicada en puntos posteriores.

En la fig. 45 se muestra la estructura con las dimensiones definitivas.

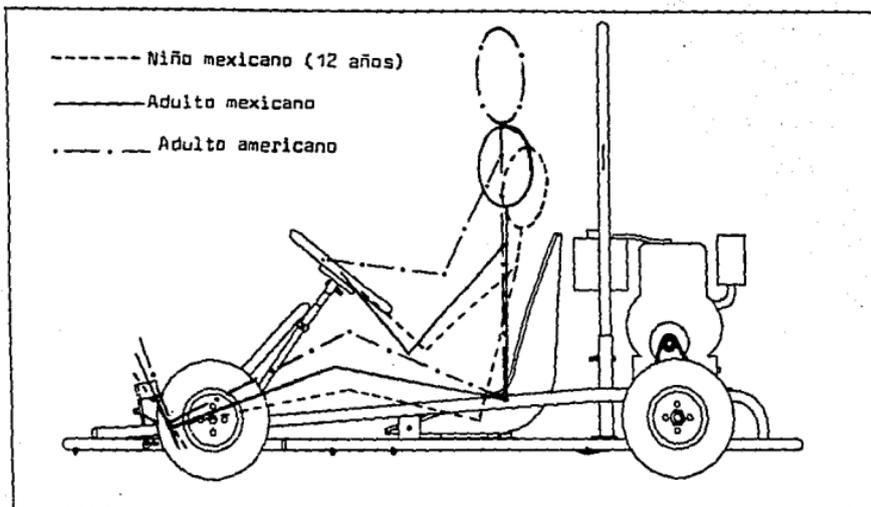
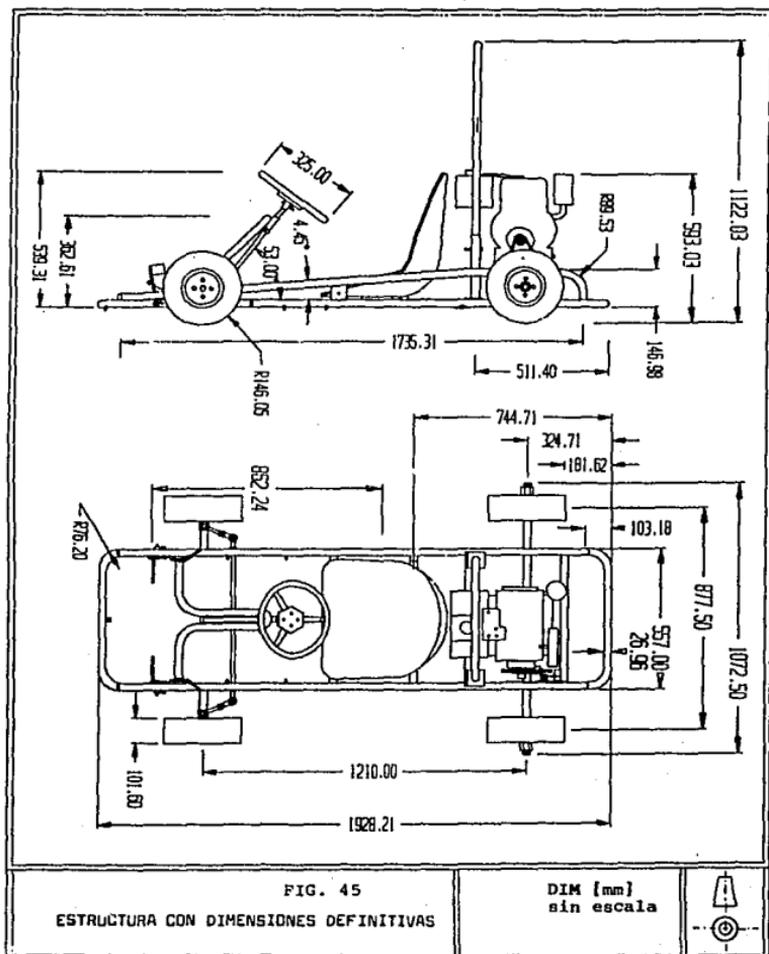


Fig. 4b ERGONOMIA DE LOS TRES MODELOS DE PERSONAS UTILIZADOS



4.1.3) CÁLCULO DEL PESO Y CENTROIDE DE LA ESTRUCTURA

Considerando un tubo de 1" cédula 40 como primera iteración para los cálculos y suponiendo un peso de 1.60 lb/ft según la tabla A del apéndice, se tienen los siguientes pesos para los diferentes tramos de la estructura mostrados en la fig. 46.

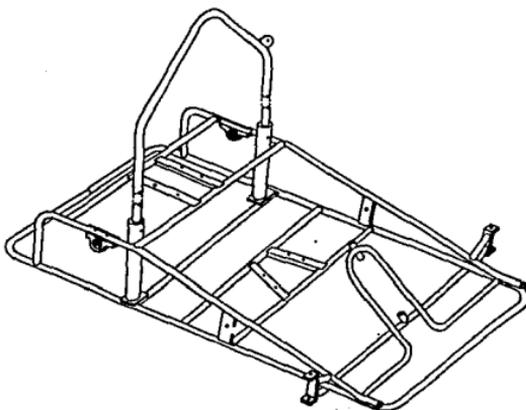


Fig. 46 ESTRUCTURA TUBULAR

Donde el peso total (Pt) = 67.36 Lbs = 30.58 Kgs.

Para el cálculo del centroide se tiene:

$$\begin{aligned} \sum Mp = & (2.92)(74.4)(2) + (0.66)(2)(74.4) + (2.87)(2)(64.16) + (2.92)(2)(53.93) + \\ & (1.38)(2)(53.93) + (2.92)(46.06) + (4.02)(14.96) + (10.42)(2)(37.2) + (7.58)(2)(\\ & 26.97) = 67.36 \bar{x} \end{aligned}$$

$$\text{Por lo tanto } \bar{x} = 40.73 \text{ " } = 103.45 \text{ cm}$$

Z se encuentra a la mitad de la estructura por ser ésta simétrica, y el valor de \bar{y} no se calculó por no tomarse en cuenta para

los posteriores cálculos.

Para el cálculo de las reacciones de las llantas se considerará repartido el peso en tres puntos de la estructura, como se muestra en la fig. 47.

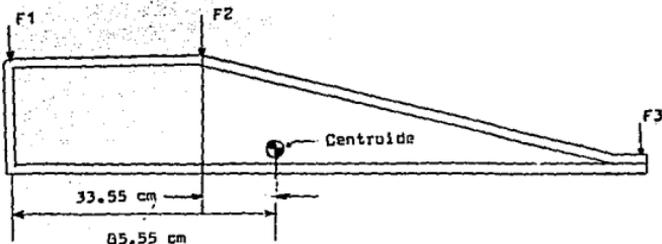


Fig. 47 DISTRIBUCION DEL PESO DE LA ESTRUCTURA EN TRES PUNTOS

Donde se tiene:

$$\sum Mc = (F1)(85.55) + (F2)(33.55) - (F3)(103.45) = 0 \text{ [Lb} \times \text{Pulg]} \dots\dots (1')$$

$$\sum Fy = F1 + F2 + F3 = 67.36 \text{ Lbs.} \dots\dots (2')$$

Despejando F1 de (2') y sustituyendo en (1') y despues de reducir se tiene:

$$-52F2 - 189F3 = -5762.64 \dots\dots (3')$$

Suponiendo F2 como un tercio del peso de la estructura se tiene:

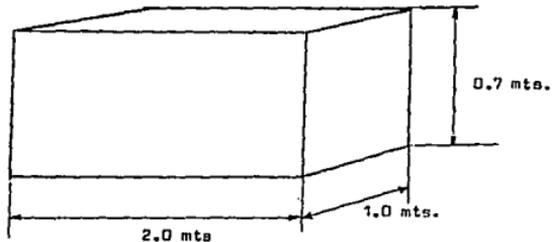
$$F2 = 67.36/3 = 22.45 \text{ Lbs}$$

Sustituyendo F2 en (3') y F3 en (1') se tiene:

$$F3 = 24.31 \text{ Lbs} \quad \text{y} \quad F1 = 20.59 \text{ Lbs}$$

En el cálculo del peso de la fibra de vidrio se supondrá una caja rectangular cuyas dimensiones se muestran a continuación:

Fig. 48 CAJA RECTANGULAR QUE SIMULA LA CARCAZA DE FIBRA DE VIDRIO



Donde:

$$\text{Área total (At)} = (2.05)(0.75)(2) + (1.05)(0.75)(2) + (2.05)(0.05) = 6.8025 \text{ m}^2$$

$$\text{Espesor (E)} = 0.0045 \text{ mts}$$

$$\text{Densidad de la F.V. } (\rho) = 1500 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Por lo tanto el peso de la pieza (PFV) es } = (\text{At})(\text{E})(\rho) = (6.8025)(0.0045)(1500) = 45.92 \text{ kg}$$

Repartiendo nuevamente el peso de la fibra de vidrio en tres puntos de la estructura se tiene la siguiente distribución de fuerzas:

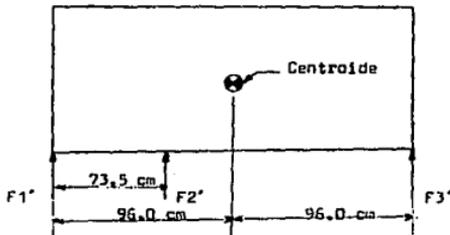


Fig. 49 DISTRIBUCION DEL PESO DE LA FIBRA DE VIDRIO

Suponiendo el centroide en el centro de la carcasa de ésta y realizando sumatoria de momentos alrededor de éste se tiene:

$$-96F1' - 73.5F2' + 96F3' = 0$$

$$\text{y } \sum Fy = F1' + F2' + F3' = 45.92 \text{ lbs}$$

Procediendo de igual manera como en el cálculo de las fuerzas $F1'$ y $F3'$ de la estructura, y suponiendo $F2' = PFV/3 = 45.92/3 = 15.31 \text{ Kg.}$ se obtiene:

$$F1' = 9.44 \text{ Kg} \quad \text{y} \quad F3' = 21.17 \text{ Kg}$$

La fuerza $F1'$ y $F3'$ se colocaron en el mismo lugar que la fuerza $F1$ y $F3$ en la estructura y la fuerza $F2'$ se colocó en el tubo que soporta el asiento.

Tomando en consideración otros pesos adicionales se tiene:
 Defensas = 5.63 Kg; Clutch, Freno y Catarina = 3 Kg; Flecha trasera = 3.7 Kg; Hule para defensas y tornillos = 7.5 Kg; Ángulos de apoyo del motor = 1.24 Kg; Cadena = 0.5 Kg; Roll-bar = 5 Kg; Tanque de gasolina = 3 Kg; Malla para el piso = 0.25 Kg; Soporte del eje del volante = 3 Kg; Eje del volante = 2 Kg; Volante = 0.5 Kg; Unión del eje del pivote con el sostén de la llanta delantera (2 pzas.) = 0.8 Kg; sostén del eje del pivote (2 pzas.) = 0.38 Kg; chumaceras = 1 Kg.

Por lo tanto el peso total adicional es 37.50 kg.

Repartiendo este peso en la estructura como se muestra en la siguiente fig. 50 se tiene:

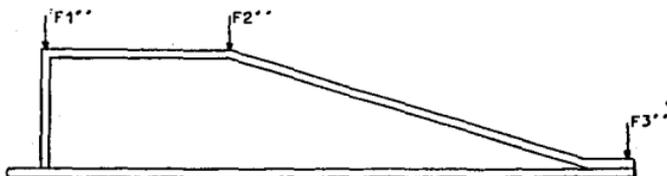


Fig. 50 DISTRIBUCION DEL PESO TOTAL ADICIONAL

$$\sum M_c = (F1'') (85.55) + (F2'') (33.55) - (F3'') (103.45) = 0$$

$$F_y = F1'' + F2'' + F3'' = 37.5$$

y suponiendo $F2'' = 37.5/3 = 12.5$ lbs y procediendo de igual manera que en los casos anteriores resulta:

$$F3'' = 13.54 \text{ Kg} \quad \text{y} \quad F1'' = 11.47 \text{ Kg}$$

4.1.4) CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LAS LLANTAS

En primer lugar deben reducirse a una sola fuerza las fuerzas aplicadas en un mismo punto y en una misma dirección por lo tanto se tiene:

$$F1_t = F1 + F1' + F1'' = 66.65 \text{ Lbs}$$

$$F2_t = F2 + F2'' = 49.98 \text{ Lbs}$$

$$F3_t = F3 + F3' + F3'' = 100.76 \text{ Lbs}$$

Efectuando sumatoria de momentos alrededor del eje W y considerando el peso del motor dividido en dos partes iguales, al mismo tiempo que el peso de la persona adicionado con F2', como se muestra en la fig. 51, podemos obtener las reacciones de cada llanta.

$$\sum M_w = (66.65 + 21)(113) - (R_{tt})(125) + (49.98 + 21)(99) + (254)(79) - (100.76)(38) = 0$$

$$R_{tt} = 265.34 \text{ Lbs.}$$

donde R_{tt} es la suma de las reacciones de las dos llantas traseras.

Por lo tanto la reacción en cada llanta trasera es $R_t = R_{tt}/2 = 132.67$ Lbs. Considerando el peso de las llantas con 2.2 Lbs por cada llanta la reacción total de las llantas traseras es $R_T = R_t + \text{Peso de la llanta} = 132.67 + 2.2 = 134.87$ Lbs.

Realizando sumatoria de fuerzas en el eje Y, y considerando nuevamente el peso de las llantas, la reacción total en las llantas delanteras es $R_D = 126.2$ Lbs.

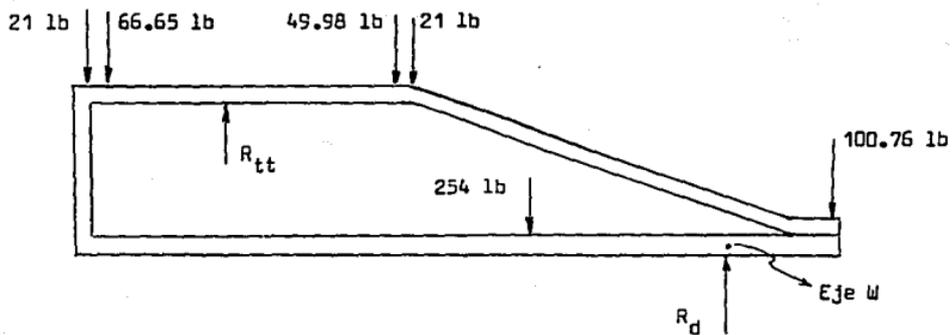


Fig. 51 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE RESULTANTE PARA EL CALCULO DE LAS REACCIONES EN LAS LLANTAS

4.1.5) CÁLCULO DEL CALIBRE DEL TUBO

Para el cálculo de la estructura se utilizó un programa de computadora basado en el análisis del elemento finito. Este programa tiene la capacidad de analizar estructuras en tres dimensiones. Para su utilización deben seguirse los siguientes pasos (procedimiento # 1):

- Dividir la estructura en un número determinado de elementos, cada uno de los cuales se encontrará conectado a otro(s) elemento(s) en sus extremos en puntos de unión llamados nodos.
- Asignar un sistema de referencia, a partir del cual deben determinarse las coordenadas de cada uno de los nodos.
- Identificar la magnitud y dirección de las fuerzas y momentos externos aplicadas en cada nodo, así como los grados de libertad que presentan éstos.
- Proporcionar al programa la identificación de los nodos en que se encuentra cada elemento.
- Proporcionar al programa las características físicas de cada elemento como son el módulo de elasticidad (E), momento de inercia del área transversal (I), módulo de rigidez (G), momento de inercia polar (Ip) y área transversal (A).

Este programa nos proporciona las fuerzas, momentos y desplazamientos de cada uno de los nodos en los tres ejes coordenados. Una vez obtenidos estos resultados, y utilizando el círculo de Mohr es posible obtener los esfuerzos normales y cortantes máximos en cada nodo. Finalmente con la ayuda de teorías de falla se puede obtener un factor de seguridad que nos ayude al diseño definitivo.

En el apéndice B se muestra el listado del programa utilizado.

Para el cálculo de la estructura y debido a las limitaciones del lenguaje basic se tuvieron que realizar dichos cálculos en dos partes. Esto es, tomar una parte de la estructura, emplear el programa de análisis del elemento finito, y los resultados obtenidos para nodos comunes de ambas partes trasladarlos a la otra parte complementaria de la estructura pero con signo cambiado.

En primer lugar se consideró el apoyo de las llantas delanteras, en donde las fuerzas y momentos en los nodos 1 y 3 serán trasladadas con signo contrario a la otra parte de la estructura. En la fig. 52 se observa la reacción en la llanta delantera y su distancia al nodo 2 de la estructura mostrada en la fig. 53; en ésta, se puede ver la misma fuerza trasladada al nodo 2 con un par adicional.

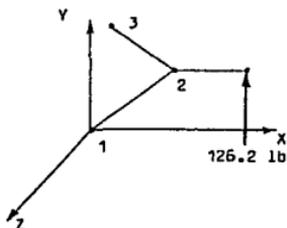


Fig. 52

REACCION EN LA
LLANTA DELANTERA

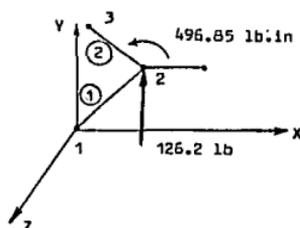


Fig. 53

TRASLADO DE LA REACCION
DELANTERA AL NODO 2

TABLA 12. DATOS DE LOS NODOS PARA LA ESTRUCTURA DE LA FIGURA 53

ELEMENTO	INODO	IFX	FY	IFZ	MX	IMY	IMZ	X	Y	Z
1	1	0	0	0	0.0	0	0	0.0	10.0	0.0
1	2	0	126.2	0	496.85	0	0	0.0	12.36	-3.15
2	3	0	0	0	0.0	0	0	-2.76	14.33	0.0

* Fuerzas en Lbs; Momentos en Lbs x pulg.; Coordenadas en pulgadas.

Los resultados obtenidos por el programa fueron los siguientes:

ELEMENTO 1	ELEMENTO 2
NODO 1	NODO 3
$F_x = -53.05$	$F_x = 53.05$
$F_y = -68.86$	$F_y = -57.33$
$F_z = 171.87$	$F_z = -171.87$
$M_x = -60.83$	$M_x = -89.34$
$M_y = 205.4$	$M_y = 268.96$
$M_z = 49.2$	$M_z = 22.23$

En la fig. 54 se muestra la estructura principal con sus elementos y nodos respectivos. Se optó por cortar la estructura a la mitad debido a la simetría que presenta, teniendo cuidado de colocar la magnitud de las fuerzas en la mitad de su valor en los nodos centrales.

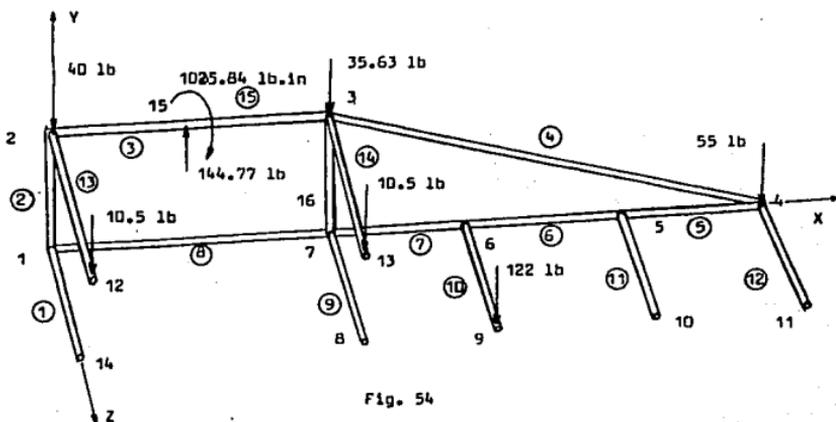


Fig. 54

ESTRUCTURA PRINCIPAL CON SUS ELEMENTOS Y NODOS RESPECTIVOS

Al mismo tiempo se anexa la tabla 13 con los datos de las coordenadas, fuerzas, momentos y grados de libertad para cada nodo.

TABLA 13. DATOS DE LOS NODOS PARA LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

NODO	LIBERTAD	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
1	1,1,1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2	1,1,1	0.0	-33.33	0.0	0.0	0.0	0.0
3	1,1,1	0.0	-25.00	0.0	0.0	0.0	0.0
4	1,1,1	0.0	-50.38	0.0	0.0	0.0	0.0
5	1,1,1	53.05	68.86	-171.87	60.83	-205.40	-49.20
6	1,1,1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
7	1,1,1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
8	0,0,0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
9	1,1,1	0.0	-127	0.0	0.0	0.0	0.0
10	0,0,0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
11	0,0,0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
12	1,1,1	0.0	-10.5	0.0	0.0	0.0	0.0
13	1,1,1	0.0	-10.5	0.0	0.0	0.0	0.0
14	0,0,0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
15	1,1,1	0.0	134.87	0.0	955.68	0.0	0.0

X	Y	Z
---	---	---

0.0	0.0	0.0
0.0	4.72	0.0
20.47	4.72	0.0
74.40	0.0	0.0
59.44	0.0	0.0
28.34	0.0	0.0
20.47	0.0	0.0
20.47	0.0	10.43
28.34	0.0	10.43
59.44	0.0	10.43
74.40	0.0	10.43
0.0	4.72	10.43
20.47	4.72	10.43
0.0	0.0	10.43
10.23	4.72	0.0

ELEMENTO	1	2	3	4	5	6	7	8
NODO I	1	1	2	3	5	6	7	1
NODO II	14	2	15	4	4	5	6	7

9	10	11	12	13	14	15	16
7	6	5	4	2	3	15	3
8	9	10	11	12	13	3	7

* Fuerzas en Lbs; Momentos en Lbs x pulg.; Coordenadas en Pulg.

El siguiente listado muestra los resultados obtenidos por el programa.

 RESULTADOS :

 FUERZAS EN LOS NODOS Y MOMENTOS

ELEMENTO NO. 1

NODO # 1
 FZA. EN X = 13.8229812
 FZA. EN Y = 32.8847464
 FZA. EN Z = -3.92040392
 MOMENTO EN X = 600.617064
 MOMENTO EN Y = 54.8721608
 MOMENTO EN Z = -74.1590717
 ELEMENTO NO. 1

NODO # 14
 FZA. EN X = -13.8229812
 FZA. EN Y = -32.8847464
 FZA. EN Z = 3.92040392
 MOMENTO EN X = -943.604964
 MOMENTO EN Y = 89.3015328
 MOMENTO EN Z = 74.1590714

ELEMENTO NO. 2

NODO # 1
 FZA. EN X = -97.9671704
 FZA. EN Y = -24.3079766
 FZA. EN Z = .564922266
 MOMENTO EN X = -563.317799
 MOMENTO EN Y = -14.4674842
 MOMENTO EN Z = 142.931879
 ELEMENTO NO. 2

NODO # 2
 FZA. EN X = 97.9671704
 FZA. EN Y = 24.3079766
 FZA. EN Z = -.564922266
 MOMENTO EN X = 565.984233
 MOMENTO EN Y = 14.4674842
 MOMENTO EN Z = 319.473166

ELEMENTO NO. 3

NODO # 2
 FZA. EN X = -97.9671714
 FZA. EN Y = -68.1379626
 FZA. EN Z = .564936858
 MOMENTO EN X = -456.469244
 MOMENTO EN Y = -14.4674851
 MOMENTO EN Z = -319.473165

ELEMENTO NO. 3

NODO # 15
 FZA. EN X = 97.9671714
 FZA. EN Y = 68.1379626
 FZA. EN Z = -.564936858
 MOMENTO EN X = 456.469254
 MOMENTO EN Y = 6.88535784
 MOMENTO EN Z = -377.918881

ELEMENTO NO. 4

NODO # 3
 FZA. EN X = 29.0339025
 FZA. EN Y = -3.81724805
 FZA. EN Z = 1.13182487
 MOMENTO EN X = 212.366615
 MOMENTO EN Y = -34.4408354
 MOMENTO EN Z = -35.7408042
 ELEMENTO NO. 4

NODO # 4
 FZA. EN X = -29.0339025
 FZA. EN Y = 3.81724805
 FZA. EN Z = -1.13182487
 MOMENTO EN X = -217.708363
 MOMENTO EN Y = -26.5984798
 MOMENTO EN Z = -35.0833638

ELEMENTO NO. 5

NODO # 5

FZA. EN X=-8.62533302

FZA. EN Y= 24.1050776

FZA. EN Z= 12.7805578

MOMENTO EN X= 192.570259

MOMENTO EN Y=-119.182081

MOMENTO EN Z= 209.442304

ELEMENTO NO. 5

NODO # 4

FZA. EN X= 8.62533302

FZA. EN Y=-24.1050776

FZA. EN Z=-12.7805578

MOMENTO EN X=-192.570259

MOMENTO EN Y=-72.0150629

MOMENTO EN Z= 151.169656

ELEMENTO NO. 6

NODO # 6

FZA. EN X=-60.9208161

FZA. EN Y=-16.41549

FZA. EN Z= 1.99061504

MOMENTO EN X= 421.436841

MOMENTO EN Y=-13.3989438

MOMENTO EN Z=-305.279331

ELEMENTO NO. 6

NODO # 5

FZA. EN X= 60.9208161

FZA. EN Y= 16.41549

FZA. EN Z=-1.99061504

MOMENTO EN X=-421.436839

MOMENTO EN Y=-48.509184

MOMENTO EN Z=-205.242408

ELEMENTO NO. 7

NODO # 7

FZA. EN X=-60.9208172

FZA. EN Y= 110.58451

FZA. EN Z= 1.99061506

MOMENTO EN X=-903.173128

MOMENTO EN Y=-29.0650839

MOMENTO EN Z= 565.020759

ELEMENTO NO. 7

NODO # 6

FZA. EN X= 60.9208172

FZA. EN Y=-110.58451

FZA. EN Z=-1.99061506

MOMENTO EN X= 903.173141

MOMENTO EN Y= 13.3989435

MOMENTO EN Z= 305.27933

ELEMENTO NO. 8

NODO # 1

FZA. EN X= 84.1441888

FZA. EN Y=-8.57678221

FZA. EN Z= 3.3554814

MOMENTO EN X=-37.2992695

MOMENTO EN Y=-40.4046766

MOMENTO EN Z=-68.7728067

ELEMENTO NO. 8

NODO # 7

FZA. EN X=-84.1441888

FZA. EN Y= 8.57678221

FZA. EN Z=-3.3554814

MOMENTO EN X= 37.299273

MOMENTO EN Y=-28.2820276

MOMENTO EN Z=-106.793926

ELEMENTO NO. 9
 NODD # 7
 FZA. EN X= 18.0639303
 FZA. EN Y=-84.1120195
 FZA. EN Z= .797984459
 MOMENTO EN X= 1259.55776
 MOMENTO EN Y= 88.8847134
 MOMENTO EN Z=-130.124483
 ELEMENTO NO. 9
 NODD # 8
 FZA. EN X=-18.0639303
 FZA. EN Y= 84.1120195
 FZA. EN Z=-.797984459
 MOMENTO EN X=-382.269392
 MOMENTO EN Y= 99.5220792
 MOMENTO EN Z= 130.124482

ELEMENTO NO. 10
 NODD # 6
 FZA. EN X= 2.90237949E-08
 FZA. EN Y= 126.9999999
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X=-1324.60998
 MOMENTO EN Y= 3.31579941E-07
 MOMENTO EN Z=-2.07917765E-06
 ELEMENTO NO. 10
 NODD # 9
 FZA. EN X=-2.90237949E-08
 FZA. EN Y=-126.9999999
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 4.44054604E-06
 MOMENTO EN Y= 6.71134531E-08
 MOMENTO EN Z=4.21423465E-07

ELEMENTO NO. 11
 NODD # 5
 FZA. EN X= .75451735
 FZA. EN Y= 28.3394325
 FZA. EN Z=-182.659943
 MOMENTO EN X= 289.696581
 MOMENTO EN Y=-37.7087347
 MOMENTO EN Z=-53.3998961
 ELEMENTO NO. 11
 NODD # 10
 FZA. EN X=-.75451735
 FZA. EN Y=-28.3394325
 FZA. EN Z= 182.659943
 MOMENTO EN X=-585.276859
 MOMENTO EN Y= 45.5783504
 MOMENTO EN Z= 53.399896

ELEMENTO NO. 12
 NODD # 4
 FZA. EN X= 20.4085696
 FZA. EN Y=-30.0921704
 FZA. EN Z= 13.9123827
 MOMENTO EN X= 410.27862
 MOMENTO EN Y= 98.6135427
 MOMENTO EN Z=-116.086292
 ELEMENTO NO. 12
 NODD # 11
 FZA. EN X=-20.4085696
 FZA. EN Y= 30.0921704
 FZA. EN Z=-13.9123827
 MOMENTO EN X=-96.4172807
 MOMENTO EN Y= 114.247838
 MOMENTO EN Z= 116.086292

ELEMENTO NO. 13
 NODD # 2
 FZA. EN X= 1.93787855E-07
 FZA. EN Y= 10.4999995
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X=-109.514981
 MOMENTO EN Y= 8.02450813E-07
 MOMENTO EN Z=-1.10885594E-08
 ELEMENTO NO. 13
 NODD # 12
 FZA. EN X=-1.93787855E-07
 FZA. EN Y=-10.4999995
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y= 1.06336098E-06
 MOMENTO EN Z=-7.59027899E-08

ELEMENTO NO. 14
 NODD # 3
 FZA. EN X= 1.87599653E-07
 FZA. EN Y= 10.5000009
 FZA. EN Z=-1.09672546E-05
 MOMENTO EN X=-109.515002
 MOMENTO EN Y= 1.97667396E-06
 MOMENTO EN Z=-8.29342753E-07
 ELEMENTO NO. 14
 NODD # 13
 FZA. EN X=-1.87599653E-07
 FZA. EN Y=-10.5000009
 FZA. EN Z= 1.09672546E-05
 MOMENTO EN X= 2.31713057E-06
 MOMENTO EN Y=-1.44471414E-07
 MOMENTO EN Z= 1.72294676E-07

ELEMENTO NO. 15
 NODD # 15
 FZA. EN X=-97.9671733
 FZA. EN Y= 66.7320377
 FZA. EN Z= .564936708
 MOMENTO EN X= 499.210742
 MOMENTO EN Y=-8.68535847
 MOMENTO EN Z= 377.918879
 ELEMENTO NO. 15
 NODD # 3
 FZA. EN X= 97.9671733
 FZA. EN Y=-66.7320377
 FZA. EN Z=-.564936708
 MOMENTO EN X=-499.210732
 MOMENTO EN Y= 2.90323074
 MOMENTO EN Z= 305.083527

ELEMENTO NO. 16
 NODD # 3
 FZA. EN X=-127.001075
 FZA. EN Y= 35.0492983
 FZA. EN Z=-.566881202
 MOMENTO EN X= 396.359584
 MOMENTO EN Y= 31.5376017
 MOMENTO EN Z=-271.342721
 ELEMENTO NO. 16
 NODD # 7
 FZA. EN X= 127.001075
 FZA. EN Y=-35.0492983
 FZA. EN Z= .566881202
 MOMENTO EN X=-396.3683913
 MOMENTO EN Y=-31.5376017
 MOMENTO EN Z=-328.102351

A partir de los resultados obtenidos por el programa se obtendrán los esfuerzos normales y cortantes máximos de cada nodo utilizando el siguiente procedimiento No.2:

1) Identificar si el elemento a analizar es paralelo a uno de los ejes coordenados en cuyo caso realizar los siguientes pasos.

2) Obtener un momento resultante de los momentos flexionantes que existen en el elemento a partir de:

$$MR = (M1) + (M2)$$

donde MR - Momento Resultante.

M1 - Momento Flexionante 1 perpendicular al elemento.

M2 - Momento Flexionante 2 perpendicular al elemento.

3) Calcular el esfuerzo normal mediante la fórmula:

$$\sigma_n = \frac{MR \times c}{I} + \frac{F_p \cdot l}{A}$$

donde σ_n - Esfuerzo normal

c - Distancia del eje neutro al punto más alejado de éste en el elemento.

I - Momento de inercia del área transversal del elemento.

Fp - Fuerza perpendicular al área transversal del elemento.

A - Área transversal del elemento.

La primer parte de la fórmula corresponde al esfuerzo normal causado por los momentos flexionantes; la segunda parte de la fórmula es el esfuerzo normal debido a la fuerza perpendicular aplicada en el área transversal.

4) Calcular el esfuerzo cortante a partir de la fórmula:

$$\tau = \frac{T \times c}{2 \times I}$$

donde τ - Esfuerzo cortante.

T - Momento de torsión.

El esfuerzo cortante debido a las fuerzas cortantes que actúan en el área transversal son despreciadas debido a la pequeña longitud de

los elementos.

5) finalmente obtener los esfuerzos normal y cortante máximos a partir del círculo de Mohr:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

donde σ_{\max} - Esfuerzo normal máximo.

τ_{\max} - Esfuerzo cortante máximo.

σ_x , σ_y - Esfuerzos normales en X y Y respectivamente. (en nuestro caso $\sigma_x = \sigma_n$, $\sigma_y = 0$ y $\tau = \tau_{xy}$).

Para la obtención de los esfuerzos máximos en cada nodo, se consideró como primer prueba tentativa utilizar un tubo de 1 pulgada cédula 40 de acero cold-roll. La tabla 14 ilustra los resultados obtenidos a partir del procedimiento antes descrito y con la ayuda de un programa por computadora.

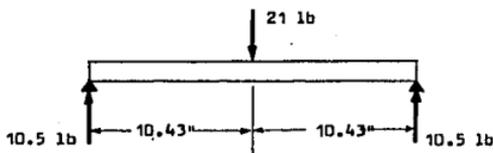
TABLA 14. ESFUERZOS MÁXIMOS EN CADA NODO

ELEMENTO	NODO	σ_{\max} [psi]	τ_{\max} [psi]
1	1	4583.00	2300.00
1	14	7181.96	3596.44
2	1	4442.00	2221.30
2	2	4961.53	2481.00
3	2	3472.16	2164.50
3	15	3831.59	2304.00
5	5	2091.76	1172.45
5	4	1611.49	970.00
6	6	3220.10	2003.70
6	5	2667.64	1809.00
7	7	6259.66	4060.19
7	6	4839.40	3623.10
8	1	797.90	411.40
8	7	1024.60	522.00
9	7	9569.60	4797.40
9	8	3065.70	1572.27
10	6	10010.60	5005.30
10	9	0.00	0.00

11	5	2593.19	1304.44
11	10	4814.98	2441.70
12	4	3276.00	1667.30
12	11	1305.33	726.30
13	2	827.60	413.80
13	12	0.00	0.00
14	3	827.60	413.80
14	13	0.00	0.00
15	15	3955.40	2427.53
15	3	3515.60	2263.90
16	3	3704.60	1854.20
16	7	3947.50	1975.50

En el caso de los nodos 9, 12 y 13 los valores que aparecen en la tabla no son los reales, debido a que el programa considera a los elementos correspondientes de dichos nodos, como vigas en cantiliver, ya que hay que recordar que la estructura fue cortada a la mitad. En este caso debe considerarse la longitud total del elemento y empotrado en sus extremos.

En el caso de los elementos 13 y 14 se tiene:



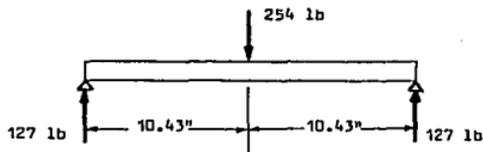
Calculando el momento máximo:

$$M_{\max} = F \times d = 10.5 \times 10.43 = 109.51 \text{ [lb}\cdot\text{ft]} \text{ [g]}$$

Obteniendo el esfuerzo máximo:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \times c}{I} = \frac{109.51 \times 0.6575}{0.087} = 827.62 \text{ [psi]}$$

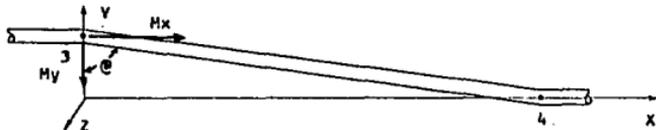
Para el elemento 10 de igual manera se obtiene el esfuerzo máximo:



$$M_{\max} = F \times d = 127.0 \times 10.43 = 1324.61 \text{ [lb}\times\text{pulg]}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \times c}{I} = \frac{1324.61 \times 0.6575}{0.087} = 10010.70 \text{ [psi]}$$

En el caso del elemento 4 donde no es paralelo a ninguno de los ejes coordenados, el cálculo de los esfuerzos máximos es el siguiente:



Para el nodo 3 tenemos:

1) Descomposición de los momentos M_x y M_y en momentos paralelos y perpendiculares al elemento.

$$M_{yp} = M_y \times \sin \theta = -34.44 \times \sin(85) = -34.31 \text{ [lb}\times\text{pulg]}$$

$$M_{xp} = M_x \times \sin(90-\theta) = 212.37 \times \sin(5) = 18.51 \text{ [lb}\times\text{pulg]}$$

$$\text{Por lo tanto el momento perpendicular al elemento es } M_{pt} = M_{yp} + M_{xp} = -34.44 + 18.51 = -15.80 \text{ [lb}\times\text{pulg]}$$

$$\text{Donde ahora } M_{xp} = M_1 \text{ y } M_2 = M_z = 33.74 \text{ [lb}\times\text{pulg]}$$

2) Obtención del momento de torsión.

$$\text{Debido a } M_x: T_x = M_x \times \cos(90-\theta) = 212.37 \times \cos(5) = 211.56 \text{ [lb}\times\text{pulg]}$$

Debido a M_y : $T_y = M_y \times \cos(\theta) = -34.44 \times \cos(85) = -3.00$ [lb x pulg]

Por lo tanto el torque total es $T_t = T_x + T_y = 208.56$ [lb x pulg]

3) Cálculo de las fuerzas perpendiculares al área transversal del elemento.

Debido a F_x : $F_{xp} = F_x \times \sin(90-\theta) = 29.03 \times \sin(5) = 2.53$ [lb]

Debido a F_y : $F_{yp} = F_y \times \sin(\theta) = -3.81 \times \sin(85) = -3.795$ [lb]

Por lo tanto la fuerza perpendicular total es $F_{pt} = F_{xp} + F_{yp} = 2.53 - 3.795 = 1.264$ [lb]

Con los datos obtenidos de esta manera podemos nuevamente utilizar el programa por computadora dándonos los valores de:

$$\sigma_{\max} = 942.85 \text{ [psi]}$$

$$\tau_{\max} = 800.79 \text{ [psi]}$$

Procediendo de la misma manera para el nodo 4 se obtiene:

$$\sigma_{\max} = 1074.70 \text{ [psi]}$$

$$\tau_{\max} = 856.50 \text{ [psi]}$$

Se realizaron pruebas de dureza Rockwell B a diferentes tipos de tubos con la finalidad de encontrar la S_u y S_y de cada uno de estos, esto debido a que no se cuenta con literatura que proporcione estos valores. El indentador usado fue de 1/16" y con un peso de 100 Kg. En la tabla 15 y 16 se muestran los resultados obtenidos. Las pruebas se realizaron sobre cuatro diferentes puntos del tubo como se muestra en la fig. 55.

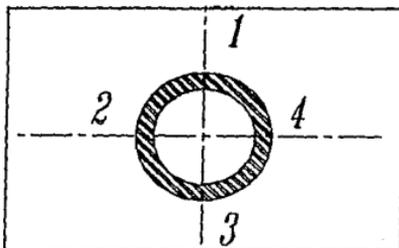


Fig. 55
PUNTOS DE PRUEBA

TABLA 15. PRUEBAS DE DUREZA PARA TUBOS DE CÉDULA

P R U E B A S										
DIÁMETRO	1	2	3	4	IPROMEDIO	DB	Su	Sy		
3/4"	176.26	182.50	180.50	188.50	81.93	1155.79	177895	158421		
1/2"	183.50	182.50	192.50	185.50	84.00	1170.00	185000	163750		
3/4" C80*	180.50	181.00	180.50	180.50	80.60	1151.40	175700	156775		
1 1/2"	183.00	189.25	199.00	188.00	89.80	1186.20	193100	169825		
1"	188.50	188.50	197.00	191.00	91.25	1193.25	196625	172469		
1 1/4"	182.50	189.00	184.00	177.00	83.12	1159.48	179740	159805		

* Todos los tubos empleados son de cédula 40 a excepción del tubo de 3/4" C80 que es de cédula 80.

DB - Dureza Brinell.

Su - Esfuerzo Último de ruptura.

Sy - Esfuerzo de cedencia.

Para la tabla 16 se realizaron pruebas extras en puntos aleatorios para algunos tubos de calibre.

TABLA 16. PRUEBAS DE DUREZA PARA TUBOS DE CALIBRE

P R U E B A S											
DIAM.	CALIBRE	1	2	3	4	5	6	IPROM.	HB	Su	Sy
1"	14	194.0	193.0	191.6	1100	193.6		194.44	1209.20	1104.6	78.0
1 1/8"	14	175.0	176.0	177.6	172.5	175.6		175.34	1138.02	69.0	51.8
1 3/4"	13	156.5	157.2	158.3	156.7	157.8	161.5	158.00	1105.40	52.7	39.5
1 3/4"	19	165.4	167.1	166.3	165.2			166.00	1117.33	58.7	44.0
1 5/8"	19	180.5	168.0	163.6	162.5			168.58	1122.72	61.3	46.0
1 5/8"	18	182.1	174.3	171.2	172.0			174.90	1136.70	68.4	51.3
1 5/8"	15	168.5	167.5	167.6	166.3			167.48	1119.40	59.7	44.8
1 3/8"	19	176.0	170.6	162.5	160.6			167.43	1119.30	59.6	44.7

* Su - valores en Kpsi.

Sy - valores en Kpsi.

Aplicando ahora la teoría del esfuerzo cortante máximo y diseñando en base al elemento con esfuerzo cortante máximo mayor, se considerará un tipo de tubo para los elementos superiores, y otro tipo de tubo para los elementos inferiores.

Para los elementos interiores, el elemento más cargado es el número 10 en el nodo o con $\sigma_{max} = 5095.3$ [psi].

En la tabla 17 se muestran los factores de seguridad para varios tipos de tubos.

El Factor de Seguridad es igual a $F.S. = S_{sy} / \bar{\sigma}_{max}$

Donde S_{sy} es el esfuerzo cortante de cedencia y se obtiene de

$S_{sy} = 0.5 S_y$ y $S_y = 0.75 S_u$

TABLA 17. FACTORES DE SEGURIDAD PARA EL ELEMENTO MAS CARGADO DE LA PARTE INFERIOR DE LA ESTRUCTURA

DIÁMETRO	ICED.	ICALIB.	$S_{sy} / \bar{\sigma}_{max} * 1$	F.S.
1"		14	139.0/14.397	2.70
1"	40		136.3/5.005	7.25
3/4"	40		129.2/9.397	3.10
3/4"		13	119.5/21.916	0.88
3/4"	80		128.4/7.726	3.68

* S_{sy} y $\bar{\sigma}_{max}$ están dadas en Kpsi.

Para los elementos superiores el elemento mas cargado es el No. 2 en el nodo 2 con $\bar{\sigma}_{max} = 4961.53$ [psi] y $\bar{\sigma}_{max} = 2481.00$ [psi], según la tabla 14.

En la tabla 18 se muestra los factores de seguridad para dicho elemento con diferentes tubos.

TABLA 18. FACTORES DE SEGURIDAD PARA EL ELEMENTO MAS CARGADO DE LA PARTE SUPERIOR DE LA ESTRUCTURA

DIÁMETRO	ICED.	ICALIB.	$S_{sy} / \bar{\sigma}_{max} * 1$	F.S.
1"		14	139.0/7.122	5.48
1"	40		136.3/2.481	14.63
3/4"	40		129.2/4.648	6.28
3/4"		13	119.5/10.813	1.80
3/4"		19	122.0/20.966	1.04
3/4"	80		128.4/3.820	7.43
1/2"	40		131.9/8.078	3.95
5/8"		15	122.4/21.947	1.02
5/8"		18	122.4/28.122	0.79

* S_{sy} y $\bar{\sigma}_{max}$ están dadas en Kpsi.

De las tablas anteriores se puede observar que el tubo más apropiado a usar es el tubo de 3/4" cédula 80 tanto para los elementos superiores como para los inferiores. El factor de seguridad de 3.68 que tiene para los elementos inferiores es el más alto de todos los tubos probados a excepción del tubo de 1" cédula 40 cuyo factor de seguridad de 7.25 mejora el diseño, sin embargo, la factibilidad de usarlo en una dobladora es bastante complicada debido a que los dados estándar que existen en el mercado no tienen la capacidad para doblarlo adecuadamente debido a que su diámetro externo es de 1 5/16". Por este motivo se desecha esta clase de tubo. En el caso de los elementos superiores este mismo tipo de tubo, presenta un factor de seguridad de 7.43 sólo superado por los tubos de 1" calibre 14 con factor de seguridad de 5.48, y de 1" cédula 40 con un factor de seguridad de 14.63; sin embargo éstos últimos presentan ya un factor de seguridad que hacen de la estructura un diseño sobrepasado. Al mismo tiempo el tubo de 3/4" cédula 80 tiene la ventaja de poder ser doblado por la mayoría de las dobladoras, ya que su diámetro externo es de 1". Además los tubos de tipo cédula presentan menor "rechupe" al momento del doblado.

4.1.6) CÁLCULO DEL CALIBRE DEL ROLL-BAR

Para el cálculo del roll-bar se considerará una estructura como la mostrada en la fig. 56. Esta misma estructura se analizará nuevamente a través del programa del elemento finito, para lo cual los elementos y nodos se indican en la misma figura.

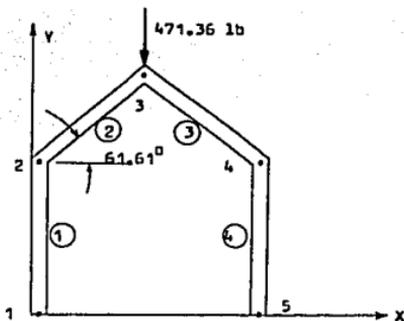


Fig. 56 ESTRUCTURA DEL ROLL-BAR

TABLA 19. DATOS DE LOS NODOS PARA LA FIGURA 56

NODO	LIBERTAD	IFX	FY	IFZ	IMX	IMY	IMZ	X	Y	IZ
1	1	0,0,0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	1	1,1,1	0	0	0	0	0	0	123.22	10
3	1	1,1,1	-471.36	0	0	0	0	110.43	142.52	10
4	1	1,1,1	0	0	0	0	0	120.86	123.22	10
5	1	0,0,0	0	0	0	0	0	120.86	0	10

* Fuerzas en Lbs. y Coordenadas en pulgs.

Los resultados obtenidos por el programa se muestran a

continuación:

FUERZAS EN LOS NODOS Y MOMENTOS

ELEMENTO NO. 1
 NODO # 1
 FZA. EN X= 55.8623132
 FZA. EN Y= 235.68
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y= 0
 MOMENTO EN Z= -628.430454
 ELEMENTO NO. 1
 NODO # 1
 FZA. EN X=-55.8623132
 FZA. EN Y=-235.68
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y= 0
 MOMENTO EN Z= -628.692459

ELEMENTO NO. 2
 NODO # 2
 FZA. EN X=-55.8623132
 FZA. EN Y= 235.68
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y= 0
 MOMENTO EN Z= 628.692459
 ELEMENTO NO. 2
 NODO # 3
 FZA. EN X=-55.8623132
 FZA. EN Y=-235.68
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y= 0
 MOMENTO EN Z= 711.307312
 ELEMENTO NO. 3
 NODO # 3
 FZA. EN X= 55.8623132
 FZA. EN Y=-235.68
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y= 0
 MOMENTO EN Z=-711.307312

ELEMENTO NO.3
 NODO # 4
 FZA. EN X=-55.8623125
 FZA. EN Y= 235.68
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y= 0
 MOMENTO EN Z=-628.692459
 ELEMENTO NO.4
 NODO # 4
 FZA. EN X=55.8623125
 FZA. EN Y=-235.68
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y= 0
 MOMENTO EN Z= 628.692459
 ELEMENTO NO.4
 NODO # 5
 FZA. EN X=-55.8623125
 FZA. EN Y= 235.68
 FZA. EN Z= 0
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y= 0
 MOMENTO EN Z= 628.430449

Utilizando el procedimiento No.2 y considerando un tubo de 3/4" cédula 80 se obtiene los esfuerzos normales y cortantes máximos mostrados en la tabla 20.

TABLA 20. ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES MAXIMOS EN CADA NODO

ELEMENTO	INODO	σ_{max} .	δ_{max} .
1	1	17875.97	13937.98
1	2	18345.67	14172.83
2	2	18341.50	14170.70
2	3	18838.40	14419.30
3	3	18838.40	14419.30
3	4	18341.50	14170.70
4	4	18345.67	14172.83
4	5	17875.97	13937.98

* σ_{max} y δ_{max} en psi.

De la tabla 20 se puede observar que los elementos más cargados son el 2 y 3 en el nodo 3. Para un tubo de 3/4" cédula 80 se tiene un valor de $S_{sy} = 28387.5$ psi, por lo tanto su $F.S. = 28387.5/4419.3 = 6.42$.

Como se puede apreciar este factor de seguridad es bastante conservador, y considerando que la estructura principal utiliza este tipo de tubo se ha seleccionado éste mismo para el roll-bar.

4.2) DISEÑO DE LAS DEFENSAS

Se consideraron varios factores para dimensionar las defensas. Factores como el largo y ancho del vehículo, distancia entre el eje trasero y delantero, así como el ancho de las llantas. Tomando en consideración lo anterior en la fig. 57 se tienen las siguientes dimensiones para las defensas:

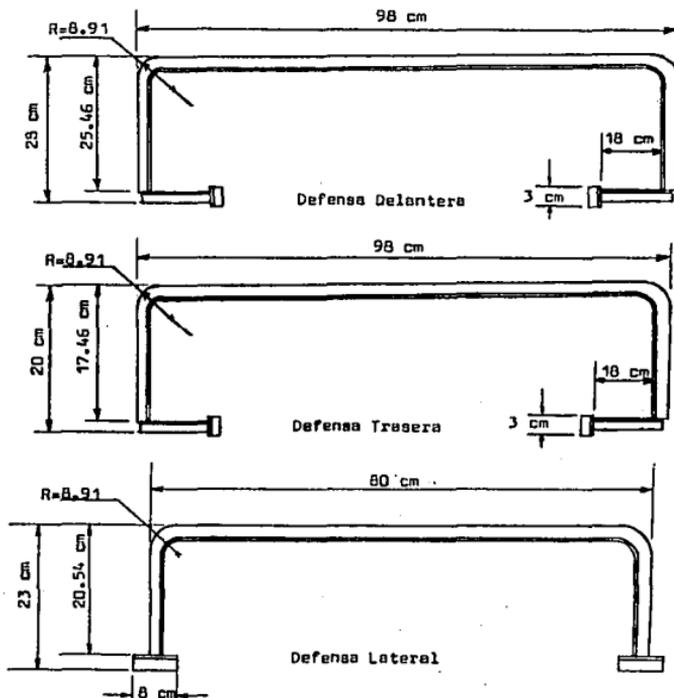


Fig. 57 DIMENSIONES DE LAS DEFENSAS

Se consideró realizar los cálculos para las defensas laterales debido a que por su disposición las hacen soportar en mayor grado el choque. En el caso de las defensas frontal y trasera el choque es en gran parte absorbido por la estructura gracias a la disposición que guarda la defensa con ésta, haciéndolos un nuevo elemento con mayor momento de inercia.

En la fig. 58 se muestra un esquema de la defensa lateral con una fuerza supuesta de 60 Kg al centro de la misma. Esta fuerza es el resultado de una colisión en la parte central de la misma. Este valor de 60 kg fue considerado arbitrariamente y como valor máximo para choques moderados.

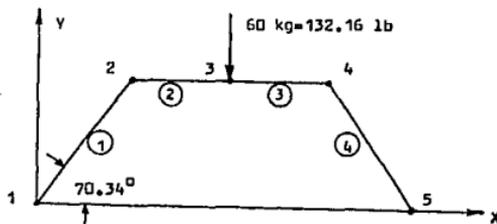


Fig. 58 ESQUEMA DE LA DEFENSA LATERAL

Utilizando nuevamente el programa por computadora de análisis del elemento finito y siguiendo el procedimiento # 1 se obtienen los siguientes resultados:

En la tabla 21 se anexan las coordenadas y fuerzas de cada nodo para cada elemento, mostrados en la fig. 58.

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

TABLA 21. DATOS DE LOS NODOS PARA LA FIGURA 58

NODO	LIBERTAD	COORD. X	COORD. Y	COORD. Z	IFX	FY	IFZ
1	0,0,0	0,0	0,0	0,0	10	0,0	10
2	1,1,1	2.95	8.27	0,0	10	0,0	10
3	1,1,1	16.73	8.27	0,0	10	-132.16	10
4	1,1,1	30.51	8.27	0,0	10	0,0	10
5	0,0,0	33.46	0,0	0,0	10	0,0	10

* Todas las coordenadas están en pulgadas y las fuerzas en libras.

ELEMENTO	1	2	3	4
NODO I	1	1	2	3
NODO II	2	3	4	5

Los resultados obtenidos por el programa se muestran a continuación:

FUERZAS EN LOS NODOS Y MOMENTOS

ELEMENTO NO. 1

NODO # 1

FZA. EN X= 92.8717724

FZA. EN Y= 66.08

FZA. EN Z= 0

MOMENTO EN X= 0

MOMENTO EN Y= 0

MOMENTO EN Z= -183.492983

ELEMENTO NO. 1

NODO # 2

FZA. EN X= -92.8717724

FZA. EN Y= -66.08

FZA. EN Z= 0

MOMENTO EN X= 0

MOMENTO EN Y= 0

MOMENTO EN Z= -389.620575

ELEMENTO NO. 2

NODO # 2

FZA. EN X= 92.8717724

FZA. EN Y= 66.08

FZA. EN Z= 0

MOMENTO EN X= 0

MOMENTO EN Y= 0

MOMENTO EN Z= 389.620575

ELEMENTO NO. 2

NODO # 3

FZA. EN X= -92.8717724

FZA. EN Y= -66.08

FZA. EN Z= 0

MOMENTO EN X= 0

MOMENTO EN Y= 0

MOMENTO EN Z= 520.961825

ELEMENTO NO. 3

NODO # 3

FZA. EN X= 92.8717724

FZA. EN Y= -66.08

FZA. EN Z= 0

MOMENTO EN X= 0

MOMENTO EN Y= 0

MOMENTO EN Z= -520.961825

ELEMENTO NO. 3

NODO # 4

FZA. EN X= -92.8717724

FZA. EN Y= 66.08

FZA. EN Z= 0

MOMENTO EN X= 0

MOMENTO EN Y= 0

MOMENTO EN Z= -389.620575

ELEMENTO NO. 4

NODO # 4

FZA. EN X= 92.8717724

FZA. EN Y= -66.0800001

FZA. EN Z= 0

MOMENTO EN X= 0

MOMENTO EN Y= 0

MOMENTO EN Z= 389.620575

ELEMENTO NO. 4

NODO # 5

FZA. EN X= -92.8717724

FZA. EN Y= 66.0800001

FZA. EN Z= 0

MOMENTO EN X= 0

MOMENTO EN Y= 0

MOMENTO EN Z= 183.492983

Proponiendo un ángulo de 1" x 1" x 1/8", considerando que es el ángulo más pequeño encontrado en el mercado y utilizando nuevamente el procedimiento No.2, se tiene la siguiente tabla No. 22 de esfuerzos.

TABLA 22. ESFUERZO NORMAL Y CORTANTE MÁXIMO PARA CADA NODO

ELEMENTO		NODO		σ_{\max}	τ_{\max}
1	1	1	1	12935.9	11481.6
1	1	2	2	15733.4	12873.7
2	2	2	2	15731.2	12872.7
2	2	3	3	17518.8	13764.8
3	3	3	3	17518.8	13764.8
3	3	4	4	15731.0	12872.7
4	4	4	4	15733.4	12873.1
4	4	5	5	12935.9	11481.6

* Valores de σ_{\max} y τ_{\max} en psi.

Diseñando en base al elemento más cargado, que en este caso es el elemento numero 2 nodo 3, o bien, elemento 3 nodo 3 se tiene:

$$F.S. = S_{sy} / \tau_{\max} = 18000.00 / 13764.80 = 4.78$$

Donde F.S. - Factor de Seguridad.

S_{sy} - Esfuerzo cortante de fluencia.

τ_{\max} - Esfuerzo cortante máximo.

Debido a que se tiene un buen factor de seguridad y tomando en cuenta que es el ángulo más pequeño en el mercado lo cual nos ahorra peso y facilita su factibilidad de manufactura fue seleccionado este tipo de ángulo.

4.3) DISEÑO DE LA DIRECCIÓN

4.3.1) DIMENSIONES DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

En la fig. 59 se muestra el sistema de dirección actual.

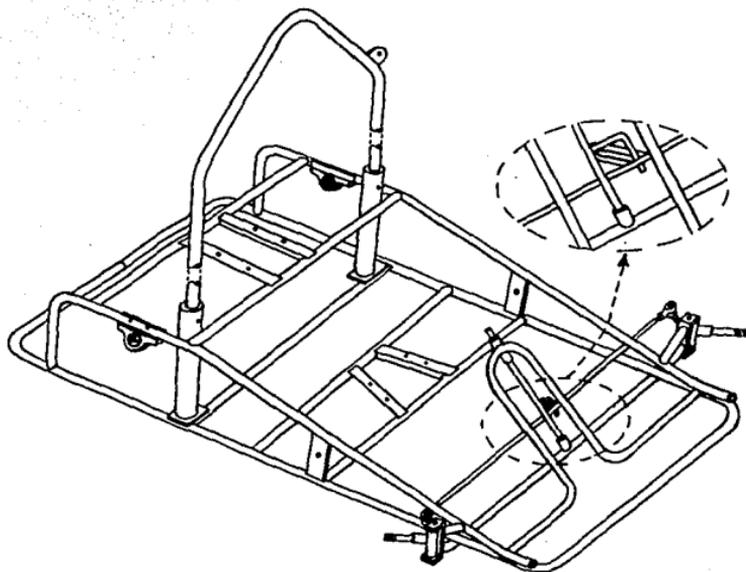


Fig. 59 SISTEMA DE DIRECCION

Se usará el sistema de dirección de Ackermann. Este sistema esta constituido básicamente por un mecanismo de cuatro barras como se muestra en la fig. 60.

$$\begin{aligned} XA &= r \cdot \cos(\alpha) & YA &= 0 \\ XC &= r \cdot \cos(\alpha) & YC &= r \cdot \sin(\alpha) \\ XD &= r \cdot \cos(\alpha + \beta) & YD &= r \cdot \sin(\alpha + \beta) \end{aligned}$$

Por definición el punto F es el punto medio de la cuerda AD por lo tanto:

$$XF = (XD + XA) / 2 \quad YF = (YD + YA) / 2$$

$$\text{De donde } \theta = \text{ARCTAN} \frac{|YF - YC|}{|XF - XC|}$$

que es el ángulo entre la horizontal y la línea CF.

Por definición $\gamma = \theta + \alpha$, por lo tanto $d = r \cdot \sin(\gamma)$ y

$$\xi = \text{ARCTAN} \frac{|YD|}{|XD|}$$

$$\text{Haciendo } \theta_2 = \xi - \theta \text{ y obteniendo FD de } FD = \sqrt{(YD - YF)^2 + (XD - XF)^2},$$

se tiene: $X_2 = |FD| \cdot \cos \theta_2$; de igual manera obteniendo FA de $FA = \sqrt{(YF)^2 + (XF - XA)^2}$, se tiene $X_3 = |FA| \cdot \cos \theta_2$.

Definiendo $F = X_2 + X_3$ y teniendo un valor de $B' = 74 \text{ cm}$, obtenemos el valor de Z a través de la fórmula:

$$Z = 0.5 \times [(B' - 2d) - \sqrt{(B' - 2d)^2 - F^2}]$$

Donde:

d - distancia entre el punto D y la recta CF.

F - Proyección de la cuerda AD sobre la recta CF.

Una vez obtenida Z podemos obtener las coordenadas del punto E por medio de:

$XE = XF - Z \cdot \sin \theta$ y $YE = YF - Z \cdot \cos \theta$, pudiendo obtener de esta manera θ_3 a través de:

$$\theta_3 = \text{ARCTAN} \frac{|YC - YE|}{|XC - XE|}$$

Obteniendo finalmente $\phi = \alpha - \theta_3$.

En el caso de que la coordenada YE sea mayor que YC $\phi = \alpha + \theta_3$.

Una vez obtenida ϕ se puede obtener el valor de la barra MN a través de la fórmula $MN = B' - 2r \text{Sen } \phi$. Ya con las dimensiones establecidas del mecanismo se procede a hacer variar el ángulo de entrada β de 1 hasta 34 grados y obtener el valor de α , todo esto a través de la ecuación de 'Freudenstein', para un mecanismo de cuatro barras como mostrado en la fig. 62.

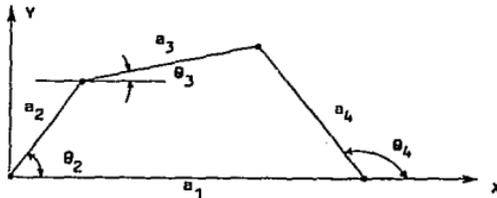


Fig. 62 MECANISMO DE CUATRO BARRAS

$$\cos^2 \theta_4 (4a_1 a_4 + 4a_2^2 a_4 \cos^2 \theta_2 - 2a_1 a_4 a_2 \cos \theta_2 + 4a_2^2 a_4 \text{Sen}^2 \theta_2) + \cos \theta_4 (4K a_1 a_4 - 4K a_2 a_4 \cos \theta_2) + K_0 - 4a_2 a_4 \text{Sen}^2 \theta_2 = 0 \quad \dots \dots \dots \text{Ec. Freudenstein}$$

$$\text{Donde: } K_0 = K - 2a_1 a_2 \cos \theta_2$$

$$K = a_1^2 + a_2^2 + a_4^2 - a_3^2$$

$$\theta_2 = 90^\circ - \beta - \phi$$

Con esta ecuación se pretende obtener el valor de α_r y compararlo con el valor de α_t obtenido por la ecuación No. 1 a través de $\Delta\alpha = \alpha_t - \alpha_r$, donde $\Delta\alpha = \pm 1$ grado si se desea un buen diseño. Para la obtención de α_r debe resolverse la ecuación cuadrática para $\cos \theta_4$ y obtener α_r a través de $\alpha_r = \beta + 90^\circ - \theta_4$.

Cabe hacer notar que para el mecanismo obtenido anteriormente existe un $\Delta\alpha$ máximo en el rango de variabilidad de β de 1 a 34 grados. De esta manera existe un mecanismo y una $\Delta\alpha$ máximo diferente para cada β propuesta, por lo cual se optó por variar el valor de β de 0 hasta 34 grados, donde valores mayores a 34 grados generaban valores de $\Delta\alpha$ mayores de ± 1 grado.

Tomando en consideración lo anterior y proponiendo un valor de $r = 12$ cm por restricciones físicas se obtuvieron los siguientes resultados a través del programa listado en la siguiente página:

$$\phi = 23.13 \text{ grados}$$

$$MN = 68.57 \text{ cm}$$

$$\Delta\alpha_{\max} = 0.55$$

Los valores anteriores representan las dimensiones definitivas del mecanismo a usar. Se seleccionó este valor de $r = 12$ cm dentro de un rango de 7 a 15 cm debido a que menos de 7 cm se presentaban problemas de restricción física (pegaba la barra MN con el eje del volante), y mayor de 15 cm el mecanismo comenzaba a tomar dimensiones exageradas; por lo cual el valor de r se varió dentro de este rango y resultando que el valor de $r = 12$ cm presentaba un $\Delta\alpha_{\max}$ menor a todos los demás.

La fig. 63 muestra la vista lateral del elemento A de la fig. 59.

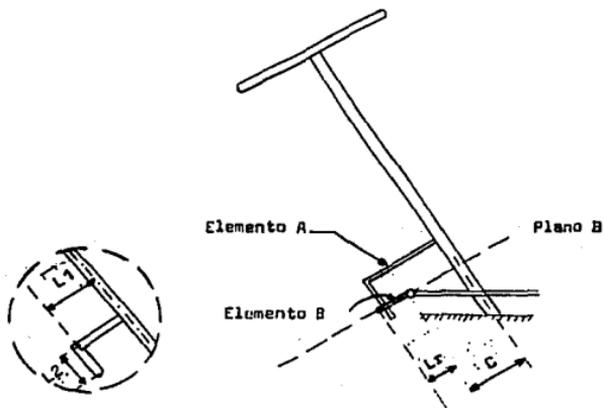


Fig. 63 VISTA LATERAL DEL ELEMENTO A

El siguiente programa es usado para el cálculo de la dirección:

```

10 SCHCLR
20 PRINT"CALCULO DE LA DIRECCION"
30 PRINT"=====
40 PRINT:PRINT:PRINT:INPUT"RADIO [CM]=";R:BP=74:L=120:CT=PI/180
45 FOR AN=0 TO 34
50 G=0:BT=AN:BT=BT+CT:AF=ATN(1/(1/TAN(BT))+(BP/L))
60 XA=R:YA=0:XC=R*COS(AF):YC=R*SIN(AF):XD=R*COS(AF+BT)
70 YD=R*SIN(AF+BT):XF=(XD+XA)/2:YF=(YD+YA)/2
80 TT=ATN(ABS(YF-YC)/ABS(XF-XC))
90 GA=TT+AF:D=R*SIN(GA):EP=ATN(ABS(YD)/ABS(XD-XA))
100 T2=EP-TT:FD=SQR((YD-YF)^2+(XD-XF)^2)
110 X2=FD*COS(T2):FA=SQR((YF)^2+(XF-XA)^2)
120 X3=FA*COS(T2):F=X2+X3
130 Z=0.5*(BP-2*D)-SQR((BP-2*D)^2-(F)^2)
140 XE=XF-Z*SIN(TT):YE=YF-(Z*COS(TT)):T3=ATN(ABS(YC-YE)/ABS(XC-XE))
150 F1=AF-T3:IF YE>YC THEN F1=AF+T3
160 MN=BP-(2*R*SIN(F1))
165 FOR PT=1 TO 34
170 A1=BP:A2=R:A4=R:A3=MN:TE=PT:TE=TE+CT
180 W2=(PI/2)-F1-TE:K=(A1)^2+(A2)^2+(A4)^2-(A3)^2:K0=K-(2*A1*A2*COS(W2))
190 P1=(4*(A1)^2*(A4)^2+(4*(A2)^2*(A4)^2*(COS(W2))^2)-(B*A1*(A4)^2*A2*COS(W2))
200 P1=P1+(4*(A2)^2*(A4)^2*(SIN(W2))^2)
210 P2=(4*K0*A1*A4)-(4*K0*A2*A4*COS(W2))
220 P3=(K0)^2-(4*(A2)^2*(A4)^2*(SIN(W2))^2)
230 R1=(-P2+SQR((P2)^2-(4*P1*P3)))/(2*P1)
240 QQ=-ATN(R1/SQR(-R1*R1+1))+(PI/2)
245 OT=ATN(1/(1/TAN(PT+CT))+(BP/L)):OT=OT+CT
250 PRINT:PRINT
260 PRINT"BETA=";PT;" [GRADOS]"
280 PRINT"ALFA REAL=";V=(F1/CT)+90-(QQ/CT):PRINTV
295 PRINT"F1=";F1/CT;" [GRADOS]":PRINT"MN [CM]=";MN
297 PRINT"DELTA ALFA=";ABS(V-OT):PRINT"TETA 4=";QQ/CT:PRINT"TETA 2=";W2/CT
298 PRINT"RADIO [CM]=";R
299 PRINT"FRDQ. DE R [CM]=";R*COS(F1)
300 PRINT"=====
304 EM=ABS(V-OT)
305 IF EM>G THEN G=EM:Y=PT
310 NEXT PT:PRINT"MAX ERROR=";G;"EN BETA=";Y:NEXT AN

```

Para el cálculo de la longitud L_1 se debe hacer el análisis en un plano horizontal, esto es proyectar horizontalmente el movimiento de giro del elemento A. Primero debe obtenerse un vector que indique la posición inicial y final del punto A. Por lo tanto se tiene:

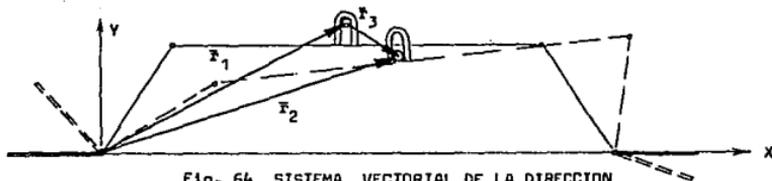


Fig. 64 SISTEMA VECTORIAL DE LA DIRECCION

$$\vec{r}_3 = \vec{r}_2 - \vec{r}_1$$

En el inicio del giro del volante se tiene:

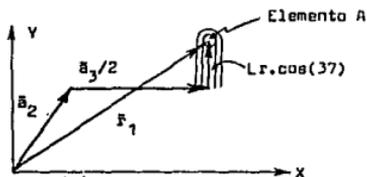


Fig. 65 INICIO DEL GIRO DEL VOLANTE

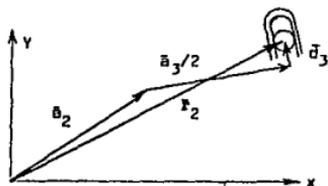


Fig. 66 FINAL DEL GIRO DEL VOLANTE

$$\vec{r}_1 = \vec{a}_2 + \vec{a}_3/2 + Lr \cos(37) - \vec{R}_g$$

donde R_g - Radio del elemento A.

Lr - Longitud del elemento B.

Proponiendo un diámetro de 1/2" para la barra MN y el elemento A se tiene:

$$\vec{r}_1 = 39i + (11.03 + Lr \cos(37) - 0.507)j$$

De forma análoga para el final del giro del volante se tiene:

$$\overline{r_2} = a_2 + a_3/2 + \overline{d}$$

Efectuando operaciones $\overline{r_2} = 44.16 \text{ i} + 10.37 \text{ j}$. Por lo tanto:
 $\overline{r_3} = 5.16 \text{ i} - (0.153 + Lr \cos(37)) \text{ j}$

Proyectando el vector $\overline{r_3}$ sobre el plano B se tiene:

$$\overline{r_{3p}} = 4.12 \text{ i} - (0.122 + 0.637 Lr) \text{ j}$$

Por otro lado el punto A describe una trayectoria circular en el plano B al momento del giro del volante, por lo que se tiene:

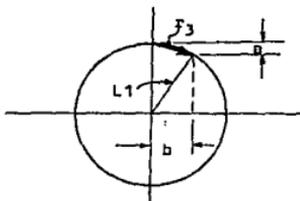


Fig. 67 TRAYECTORIA CIRCULAR DEL PUNTO A EN EL PLANO B

$$(L_1 - a)^2 + b^2 = L_1^2$$

$$\text{De donde: } L_1 = \frac{a^2 + b^2}{2a}$$

Sustituyendo $\overline{r_{3p}}$ en la ecuación anterior con $a = 0.122 + 0.637 Lr$ y $b = 4.1$, e igualando a $Lr + C$ se tiene:

$$\frac{(0.122 + 0.637 Lr)^2 + (4.1)^2}{2(0.122 + 0.637 Lr)} = Lr + C$$

Donde $C = 5.98 \text{ cm}$

Resolviendo para L_r se obtiene $L_r = 1.69$ cm y $L_1 = 1.69 + 5.98 = 7.67$ cm.

Para la obtención de L_2 se tiene de la fig. 68:

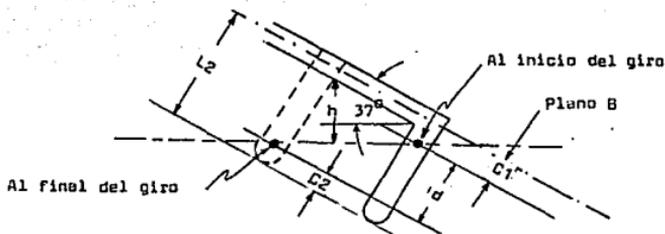


Fig. 68 PARAMETROS PARA EL CALCULO DE L_2

Donde: $h = 0.721$ cm

$d = 0.957$ cm

$C_1 = 3.0$ cm

$C_2 = 1.5$ cm

y $L_2 = d + C_1 + C_2 = 0.957 + 3 + 1.5 = 5.457$ cm. Aproximando $L_2 = 5.5$ cm.

En el caso del eje del volante su longitud se determinó en función de estándares ergonómicos que permitan una buena maniobrabilidad para el caso de las personas para las cuales fue diseñado, basado en lo anterior y con pruebas realizadas con modelos a escala, se obtuvo una longitud de 52.5 cm con una inclinación con respecto a la horizontal de 53 grados. Se utilizó un volante de 30 cm de diámetro.

Las dimensiones del apoyo del eje del volante fueron determinadas considerando que no hubieran restricciones de espacio que impidieran una libre movilidad de las piernas. En la fig. 69 se muestran las dimensiones de este apoyo.

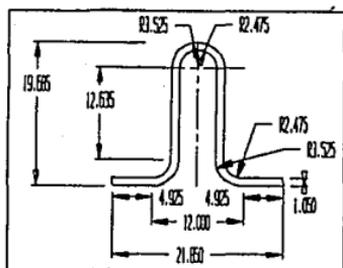


Fig. 69 SOPORTE DEL EJE DEL VOLANTE

Para las dimensiones de la fig. 70 se tomaron en cuenta factores como:

- La separación deseada entre la base de la estructura y el piso, regulada en función de la altura del elemento A.
- El ancho de la llanta que regula la longitud del elemento B.
- Ahorro de espacio y material.



Fig. 70 ALDAMIAMIENTO DEL PIVOTE DE LA LLANTA

4.3.2) CÁLCULOS DEL SISTEMA DE LA DIRECCIÓN

Para el diseño de la barra MN se considerarán las siguientes suposiciones:

- Funcionamiento del sistema de dirección sin que el vehículo esté en movimiento.
- La no rotación de las llantas delanteras sobre su propio eje al momento de accionar el sistema de dirección. Se considerará deslizamiento o arrastre entre las llantas y el piso, debido a que esto representa el caso más crítico de fuerzas aplicadas al mecanismo de Ackermann.
- Al igual que en el caso del diseño de la estructura, se tomará en cuenta un pasajero de 100 Kg. de peso.

- Accionamiento del mecanismo de dirección que permite que el vehículo gire hacia la derecha.

Tomando en consideración lo anterior se procederá a calcular la fuerza de fricción producida por las reacciones en las llantas delanteras al momento de accionar el sistema de dirección:

$$F_f = RD \times u = 126.2 \times 0.675 = 85.185 \text{ Lb.}$$

Donde F_f - Fuerza de fricción

RD - Reacción delantera total

u - Coeficiente de fricción promedio entre hule y asfalto.

Trasladando el torque producido por esta fuerza de fricción al mecanismo de Ackermann, como se muestra en la fig. 71, se tiene:

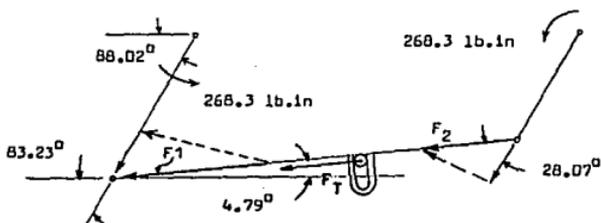


Fig. 71 ANGULOS DE GIRO DEL MECANISMO DE ACKERMANN

$$T = F_f \times d = 85.185 \times 4.13 = 352.14 \text{ Lbxin}$$

Donde T - Torque producido por la fuerza de fricción.

d - Distancia del centro de la llanta al centro del pivote sobre el cual rota la llanta.

Haciendo un análisis estático del mecanismo, y descomponiendo la fuerza que actúa en cada nodo sobre la barra MN en una fuerza perpendicular y otra tangencial al brazo RI y $R2$ respectivamente, se tiene:

$$F_1 \times \sin(83.38) \times 4.72 = 352.14$$

$$F_1' \times \sin(28.31) \times 4.72 = 352.14$$

Por lo tanto:

$$F_1 = 75.10 \text{ Lb} \quad \text{y} \quad F_1' = 157.3 \text{ Lb}$$

Obteniendo la fuerza resultante como $FR = F_1 + F_1' = 75.10 + 157.3 = 232.40 \text{ Lb}$. Haciendo un análisis de falla por esfuerzo normal a tensión y por pandeo, para diferentes diámetros de la barra MN se tiene lo siguiente:

$$\sigma_t = FR/A = (232.40 \times 4) / (\pi \times D^2)$$

$$F_c = (\pi^2 E I) / L^2$$

Donde: σ_t - Esfuerzo normal a tensión.

A - Área de la sección transversal de la barra MN.

$$\pi = 3.1416$$

D - Diámetro de la barra MN.

F_c - Fuerza crítica de pandeo.

E - Módulo de elasticidad (30 Mpsi)

I - Momento de inercia de A.

L - Longitud crítica (L = 64.56 cm)

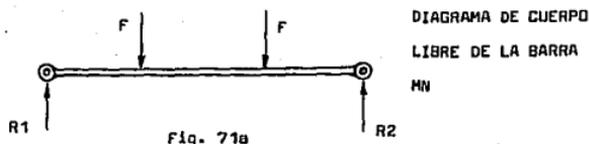
En la siguiente tabla se muestran valores de σ_t y F_c para diferentes diámetros.

TABLA 23. DATOS DE ESFUERZOS NORMALES A TENSIÓN Y POR PANDEO PARA DIFERENTES DIÁMETROS DE LA BARRA MN.

DIÁMETRO	σ_t	F_c
1/16"	175750.6	.304
1/8 "	118937.6	4.868
3/16"	8416.7	24.648
1/4 "	4734.4	77.902
5/16"	3030.0	190.191
3/8 "	2104.1	394.380
7/16"	1545.9	730.638
1/2 "	1183.6	1246.436

* Valores de σ_t en psi y F_c en Lbs.

Considerando que el conductor pudiera ejercer una fuerza con sus pies sobre la barra MN y con un valor no mayor de 30 Kg por cada pie como se muestra en la fig. 71.a se tiene:



$$M_p = F \times 15 + F \times 49.56 - R_2 \times 64.56 = 0$$

$$F_y = R_2 + R_1 - 2F = 0$$

De donde $R_2 = F = R_1$

Obteniendo el esfuerzo debido a flexión sobre la barra MN en función del radio se tiene:

$$F = 30 \text{ Kg} = 66.07 \text{ Lbs.} \quad D_1 = 15 \text{ cm} = 5.9 \text{ in.}$$

$$\text{Por lo tanto } \sigma_m = (66.07 \times 5.9 \times 4) / (\pi \times r^3)$$

Donde r = radio de la barra.

Calculando σ_m para diferentes diámetros de la barra MN se tiene la tabla 24.

TABLA 24. DATOS DE σ_m PARA DIFERENTES DIÁMETROS DE LA BARRA MN.

DIÁMETRO	σ_m
5/16"	130108.7
3/8 "	75294.0
7/16"	47415.7
1/2 "	31764.8

* σ_m en psi

Como puede observarse esta última tabla muestra valores de esfuerzos mayores que en la tabla 23, por lo tanto este último caso representa la base para el diseño de la barra MN por ser el más crítico. Existen en el mercado tres tipos de rótulas que sirven para unir la barra MN con los brazos R1 y R2 del mecanismo de Ackermann, éstos son para barras de: 5/16", 3/8" y 7/16". Tomando en cuenta lo anterior la selección del diámetro de la barra MN se encuentra restringida a estos tres valores. Considerando un acero TX10T con $S_y = 103125$ psi, la tabla 25 muestra los factores de seguridad para los diámetros de la tabla anterior.

TABLA 25. FACTORES DE SEGURIDAD PARA DIFERENTES DIÁMETROS DE LA BARRA MN

DIÁMETRO	F.S.
5/16"	1.261
3/8 "	1.369
7/16"	2.175
1/2 "	3.246

De la tabla anterior puede observarse que una barra de 1/2" tiene un factor de seguridad aceptable en comparación a los demás. Se optó por seleccionar este diámetro por la razón anterior, al mismo tiempo que este diámetro es el más cercano a 7/16", lo que permite un menor rectificado para la adaptación de la rótula en comparación con barras de mayor diámetro.

Para el cálculo del eje del volante se tomará en cuenta la fig. 72.

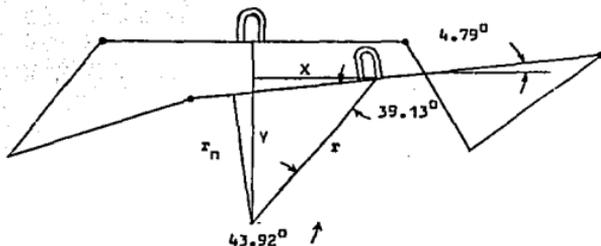


Fig. 72 PARAMETROS PARA EL CALCULO DEL EJE DEL VOLANTE

Se pretende obtener el momento resultante que ejerce la fuerza FT sobre el eje del volante a través del "gancho" que mueve al mecanismo de Ackermann. Para ello deberá conocerse el valor de la distancia (r_n), perpendicular a la línea de acción de la fuerza FT (paralela a la barra MN) con el punto de corte entre el eje del volante y el plano que contiene al mecanismo de Ackermann. En la fig. 72 las coordenadas X y Y pertenecen al punto central del "gancho" en el instante en el que el sistema de dirección ha girado por completo. De cálculos deducidos de la ecuación de Freudenstein sabemos que:

$$Y=4.96 \text{ cm} \quad X= 5.15 \text{ cm}$$

$$\text{Por lo tanto } r= 7.15 \text{ cm}$$

$$\text{De donde } r_n= 7.15 \times \text{sen}(43.92-4.79)= 4.51 \text{ cm}$$

De esta manera el momento producido por la fuerza FT sobre el eje del volante es $M= 232.40 \times 4.51/2.54 = 412.64 \text{ lbxin}$. Descomponiendo el momento en un momento paralelo y otro perpendicular al eje del volante se tiene:

$$M_{pp}= 412.64 \times \text{sen}(37)= 248.33 \text{ lbxin}$$

$$M_{pp} = 412.64 \times \cos(37) = 329.55 \text{ lb/in}$$

Donde M_{pe} - Momento perpendicular al eje del volante.

M_{pp} - Momento paralelo al eje del volante.

De M_{pp} podemos conocer la fuerza que necesitamos aplicar al volante en cada uno de los brazos, a través de:

$$F_v = M_{pp} / D_v = 329.55 / (22/2.54) = 38.04 \text{ lb} = 17.27 \text{ Kg.}$$

Donde F_v - Fuerza que debe ejercer cada brazo para vencer el torque M_{pp} .

D_v - Diámetro del volante.

En la fig. 73 se muestra el eje del volante con la fuerza F_T , el momento M y las reacciones R_1 y R_2 provocadas por los apoyos que sostienen al eje del volante. También se seleccionó un sistema de coordenadas X-Y, como se muestra en la figura.

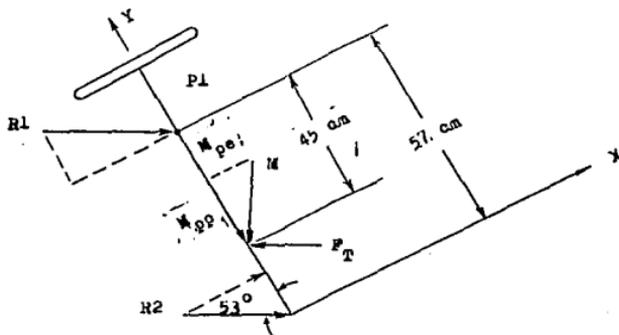


Fig. 73 PARAMETROS PARA EL CALCULO DEL EJE DEL VOLANTE

Haciendo sumatoria de momentos alrededor de P_1 para conocer la R_2 tenemos:

$$\sum M_{P_1} = 232.40 \times 45 \times \sin(53) - R_2 \times 45.52 = 0$$

Por lo tanto $R_2 = 183.40 \text{ Lbs.}$

Haciendo sumatoria de fuerzas en X se obtiene $R_1 = 48.91 \text{ lbs.}$

Descomponiendo cada fuerza en sus componentes X y Y se tiene:

$$R1x = 39.06 \text{ Lbs} ; R1y = 29.43 \text{ Lbs}$$

$$R2x = 146.46 \text{ Lbs} ; R2y = 110.37 \text{ Lbs}$$

$$FTx = 185.60 \text{ Lbs} ; FTy = 139.86 \text{ Lbs}$$

Analizando el eje del volante como un elemento sometido a esfuerzos de flexión y torsión, así como a cargas axiales, de la fig. 74 se tiene:

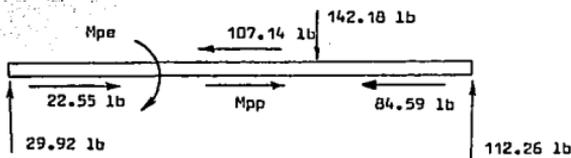


Fig. 74 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE DEL VOLANTE

$$M_{\max} = 32.06 \times (45/2.54) = 692 \text{ Lb}\cdot\text{in}$$

Donde M_{\max} - Momento máximo de flexión.

Obteniendo ahora el momento resultante (M_r) de M_{\max} y M_{pe} se tiene:

$$M_r = \sqrt{M_{\max}^2 + M_{pe}^2} = \sqrt{692^2 + 248.33^2} = 735.2 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

De esta manera podemos obtener el esfuerzo normal debido a flexión a través de:

$$\sigma = \frac{M_r \times c}{I} = \frac{735.2 \times r}{\pi \times r^4 / 4} = \frac{2940.8}{\pi \times r^3}$$

Sumando el esfuerzo normal debido a las fuerzas axiales al eje del volante, al esfuerzo por flexión obtenemos:

$$\sigma = \frac{2940.8}{3} + \frac{139.86}{2}$$

Donde σ - Esfuerzo normal por flexión.

c - Distancia perpendicular del eje neutro al punto más alejado de elemento con respecto al eje.

I - Momento de inercia del área transversal del elemento.

r - radio del eje del volante.

σ_T - Esfuerzo resultante.

Procediendo de forma análoga para obtener el esfuerzo cortante debido M_{pp} se tiene:

$$\bar{\sigma} = \frac{M_{pp} \times r}{J} = \frac{329.55 \times r}{4} = \frac{2636.40}{3}$$

Aplicando el círculo de Mohr para obtener los esfuerzos normales y cortantes máximos en función del radio (r) del eje del volante, obtenemos:

$$\sigma_{\max} = \frac{2940.8}{2Pi \times r} + \frac{139.86}{2Pi \times r} + \sqrt{\left[\frac{2940.8}{2Pi \times r} + \frac{139.86}{2Pi \times r} \right]^2 + \left[\frac{2636.40}{Pi \times r} \right]^2}$$

$$\bar{\sigma}_{\max} = \sqrt{\left[\frac{2940.8}{2Pi \times r} + \frac{139.86}{2Pi \times r} \right]^2 + \left[\frac{2636.40}{Pi \times r} \right]^2}$$

Por otro lado tomando en cuenta la fuerza crítica por pandeo en función del radio del eje del volante obtenemos:

$$F_c = \frac{Pi \times E \times I}{L^2} = \frac{Pi \times E \times r^4}{4 \times L^2}$$

Donde L - Longitud entre extremos empotrados = 47 cm = 18.5 pulg.

Aplicando las tres últimas fórmulas, la tabla 26 muestra los esfuerzos normales y cortantes máximos, al mismo tiempo que la fuerza crítica de pandeo para diferentes diámetros del eje del volante. Se considera para los cálculos un acero TX10T con $S_{sy} = 51562.5$ psi. Se tomó para el diseño la teoría del esfuerzo cortante máximo.

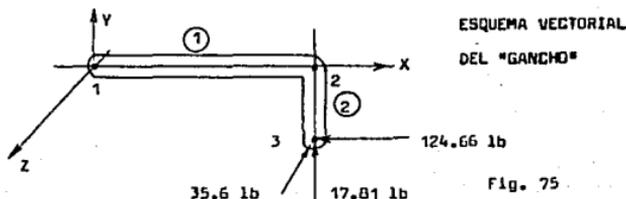
TABLA 26.

DIÁMETRO	σ_{max}	δ_{max}	Fc	F.S.
7/16"	1137203	192024.59	11866.98	0.751
1/2 "	191982.0	161671.15	13184.90	1.123
9/16"	164648.5	143229.00	15101.70	1.592
5/8 "	147162.8	131598.00	17775.86	2.184
11/16"	135459.6	123748.50	111384.61	2.906
3/4 "	127332.6	118298.90	116124.01	3.775
13/16"	121513.4	114397.70	122208.71	4.797
7/8 "	117237.2	111531.70	129871.71	5.980

* Valores de σ_{max} y δ_{max} en psi.
Fc en Lbs.

De la tabla anterior se observa, que diámetros a partir de 5/8" en adelante conservan un factor de seguridad aceptable, es por ello, que se optó por seleccionar una barra de acero TX10T con diámetro de 5/8", por ser la de menor diámetro dentro de este rango, lo cual ahorra material y evita el sobrediseño.

En el caso del diseño del "gancho" que conecta al eje del volante con el mecanismo de Ackermann, se utilizará nuevamente el programa del elemento finito al igual que los procedimientos número 1 y 2. La fig. 75 muestra un esquema del "gancho" con sus fuerzas y nodos.



En la tabla 27 se muestra las coordenadas y fuerzas de cada nodo. Las fuerzas que actúan en el nodo 3 fueron obtenidas aproximadamente como un porcentaje de la fuerza FT en cada uno de los ejes coordenados, considerando un 70%, 10% y 20% para el eje X, Y y Z respectivamente.

TABLA 27. COORDENADAS Y FUERZAS DE CADA NODO DE LA FIGURA 75

INODO	X	Y	Z	FX	FY	FZ
1	0	0	0	0	0	0
2	3.011	0	0	0	0	0
3	3.011	-2.17	0	-162.6	23.24	-46.4

* Valores de Coordenadas en pulg. y fuerzas en Lbs.

El siguiente listado muestra los resultados dados por el programa.

FUERZAS EN LOS NODOS Y MOMENTOS

ELEMENTO NO. 1

NODO # 1

FZA. EN X= 124.66

FZA. EN Y=-17.8100001

FZA. EN Z= 35.5999998

MOMENTO EN X=-79.3879987

MOMENTO EN Y=-107.155998

MOMENTO EN Z= 224.383694

ELEMENTO NO. 1

NODO # 2

FZA. EN X=-124.66

FZA. EN Y= 17.8100001

FZA. EN Z=-35.5999998

MOMENTO EN X= 79.387999

MOMENTO EN Y=-6.09084964E-07

MOMENTO EN Z=-277.991797

ELEMENTO NO. 2

NODO # 2

FZA. EN X= 124.66

FZA. EN Y=-17.8100003

FZA. EN Z= 35.6

MOMENTO EN X=-79.3879993

MOMENTO EN Y= 7.0896931E-07

MOMENTO EN Z= 277.991797

ELEMENTO NO. 2

NODO # 3

FZA. EN X=-124.66

FZA. EN Y= 17.8100003

FZA. EN Z=-35.6

MOMENTO EN X=-1.76019967E-07

MOMENTO EN Y=-6.63567334E-08

MOMENTO EN Z=-1.04308128E-06

Utilizando el procedimiento No. 2 se obtienen los siguientes esfuerzos normales y cortantes máximos en cada nodo para un macizo de 1/2" como primera iteración. En la tabla 28 se muestran estos esfuerzos.

TABLA 28. ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES MÁXIMOS
PARA LA FIGURA 75

ELEMENTO		INODO		$\sigma_{max.}$	$\delta_{max.}$
1	1	1	1	127912.7	114265.8
1	1	2	2	130965.6	115770.7
2	2	1	2	130862.4	115431.2
2	2	3	1	118.3	59.1

* Valores de σ_{max} y δ_{max} en psi.

De la tabla 28 se puede observar que el elemento más cargado es el elemento 1 en el nodo 2. Utilizando un acero TX10T con $S_{sy} = 51562.5$ psi, se obtiene un factor de seguridad de:

$$F.S. = 51562.5 / 15770.7 = 3.33$$

De esta manera se seleccionó este mismo diámetro de 1/2" para este elemento, ya que presenta un factor de seguridad aceptable, al mismo tiempo que se evita utilizar otro macizo de diferente diámetro que el de la barra MN.

En el caso del diseño del apoyo del eje del volante se utilizó nuevamente el programa de análisis del elemento finito. En este caso se consideró tomar en cuenta el eje del volante con su apoyo como una sola estructura a ser analizada, el sistema de referencia fue seleccionado sobre el plano que contiene al apoyo, como se muestra en la fig. 76. El número de nodos y elementos se muestran en esta misma figura.

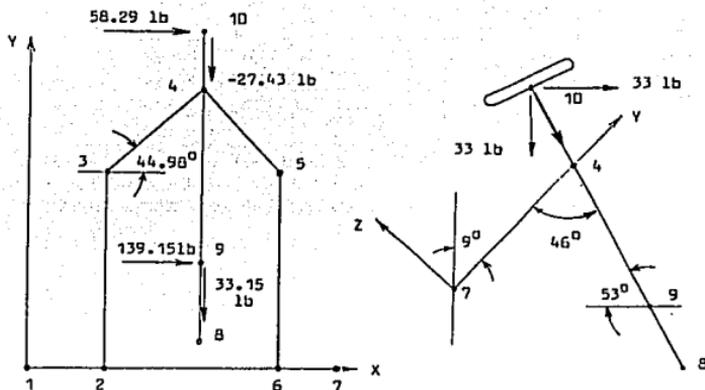


Fig 76 ELEMENTOS Y NODOS DEL APOYO DEL EJE DEL VOLANTE

Las fuerzas que aparecen en el nodo 9 son producidas por la reacción que ejerce el "gancho" en el caso crítico del accionamiento del mecanismo de Ackermann, como se consideró anteriormente para el diseño de éste. Estas fuerzas corresponden a los resultados obtenidos por el análisis de fuerzas y momentos que se hizo previamente sobre el "gancho" en líneas anteriores. En el caso del nodo 10 se tomó en cuenta la fuerza (con una sola mano) y el torque que produce una persona para vencer la oposición que presenta el mecanismo de Ackermann en el caso crítico. También se consideraron dos fuerzas de 33 Lbs cada una producidas por el empuje que la persona ejerce al recargarse hacia adelante y hacia abajo. Todas estas fuerzas y momentos externos fueron previamente referenciadas al sistema de referencia X-Y-Z. En la tabla 29 se muestran las coordenadas, fuerzas y momentos externos de cada nodo.

TABLA 29. DATOS DE COORDENAS, FUERZAS Y MOMENTOS EXTERNOS DE CADA NODO PARA LA FIGURA 76.

NODO	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ	X	Y	Z
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	5.9	0	0
3	0	0	0	0	0	0	5.9	14.09	0
4	0	0	0	0	0	0	110.42	18.61	0
5	0	0	0	0	0	0	114.95	14.09	0
6	0	0	0	0	0	0	114.95	0	0
7	0	0	0	0	0	0	120.85	0	0
8	0	0	0	0	0	0	110.42	3.02	-16.14
9	1162.02	51.14	-17.10	83.98	-120.38	1297.50	110.42	6.3	-12.74
10	175.09	-27.43	37.76	0	-1228.92	-237.0	110.42	22.71	4.25

* Valores de Fuerzas en Lbs; Momentos en Lbxin; Coordenadas en pulg.

* Los grados de libertad fueron considerados 1,1,1 para todos los nodos excepto los nodos 1,7 y 8 considerados como 0,0,0.

El siguiente listado muestra las fuerzas y momentos en cada nodo obtenidos por el programa para la fig. 76.

FUERZAS EN LOS NUDOS Y MOMENTOS

ELEMENTO NO. 1

NODO # 1
 FZA. EN X=-19.0465626
 FZA. EN Y=-59.4943527
 FZA. EN Z= 2.2859655
 MOMENTO EN X=-9.98496581
 MOMENTO EN Y=-37.7423552
 MOMENTO EN Z=-166.556653

ELEMENTO NO. 1

NODO # 2
 FZA. EN X= 19.0465626
 FZA. EN Y= 59.4943527
 FZA. EN Z=-2.2859655
 MOMENTO EN X= 9.98496584
 MOMENTO EN Y= 24.2551589
 MOMENTO EN Z=-184.460028

ELEMENTO NO. 2

NODO # 2
 FZA. EN X=-19.0465625
 FZA. EN Y=-59.4943529
 FZA. EN Z= 2.28596551
 MOMENTO EN X=-9.98496583
 MOMENTO EN Y=-24.2551589
 MOMENTO EN Z= 184.460028

ELEMENTO NO. 2

NODO # 3
 FZA. EN X= 19.0465625
 FZA. EN Y= 59.4943529
 FZA. EN Z=-2.28596551
 MOMENTO EN X= 42.19422
 MOMENTO EN Y= 24.255159
 MOMENTO EN Z= 83.9060381

ELEMENTO NO. 3

NODO # 3
 FZA. EN X=-19.0465624
 FZA. EN Y=-59.4943512
 FZA. EN Z= 2.28596549
 MOMENTO EN X=-42.1942199
 MOMENTO EN Y=-24.2551591
 MOMENTO EN Z=-83.9060381

ELEMENTO NO. 3

NODO # 4
 FZA. EN X= 19.0465624
 FZA. EN Y= 59.4943512
 FZA. EN Z=-2.28596549
 MOMENTO EN X= 52.5267853
 MOMENTO EN Y= 12.9157377
 MOMENTO EN Z=-99.0964556

ELEMENTO NO. 4
 NODO # 4
 FZA. EN X= 41.35167
 FZA. EN Y=-148.792356
 FZA. EN Z=-6.20689354
 MOMENTO EN X= 91.7772294
 MOMENTO EN Y= 48.0687204
 MOMENTO EN Z=-270.177922

ELEMENTO NO. 4
 NODO # 5
 FZA. EN X=-41.35167
 FZA. EN Y= 148.792356
 FZA. EN Z= 6.20689354
 MOMENTO EN X=-63.7220703
 MOMENTO EN Y=-19.9949406
 MOMENTO EN Z=-215.900357

ELEMENTO NO. 5
 NODO # 5
 FZA. EN X= 41.3516666
 FZA. EN Y=-148.792352
 FZA. EN Z=-6.20689363
 MOMENTO EN X= 63.7220698
 MOMENTO EN Y= 19.9949402
 MOMENTO EN Z= 215.900359

ELEMENTO NO. 5
 NODO # 6
 FZA. EN X=-41.3516666
 FZA. EN Y= 148.792352
 FZA. EN Z= 6.20689363
 MOMENTO EN X= 23.7330613
 MOMENTO EN Y=-19.9949402
 MOMENTO EN Z= 366.744623
 ELEMENTO NO. 6
 NODO # 6
 FZA. EN X= 41.3516666
 FZA. EN Y=-148.792352
 FZA. EN Z=-6.20689363
 MOMENTO EN X=-23.7330613
 MOMENTO EN Y= 19.9949402
 MOMENTO EN Z=-366.744623

ELEMENTO NO. 6
 NODO # 7
 FZA. EN X=-41.3516666
 FZA. EN Y= 148.792352
 FZA. EN Z= 6.20689363
 MOMENTO EN X= 23.7330612
 MOMENTO EN Y= 16.6319391
 MOMENTO EN Z=-511.279043

ELEMENTO NO. 7
 NODO # 8
 FZA. EN X=-137.051774
 FZA. EN Y=-95.3780005
 FZA. EN Z=-27.2528596
 MOMENTO EN X= 48.501972
 MOMENTO EN Y=-322.965275
 MOMENTO EN Z= 272.322176

ELEMENTO NO. 7
 NODO # 9
 FZA. EN X= 137.051774
 FZA. EN Y= 95.3780005
 FZA. EN Z= 27.2528596
 MOMENTO EN X= 186.39385
 MOMENTO EN Y=-143.010757
 MOMENTO EN Z= 177.207643

ELEMENTO NO. 8
 NODO # 9
 FZA. EN X= 2.10822585
 FZA. EN Y=-61.8680006
 FZA. EN Z=-46.252859
 MOMENTO EN X= 91.7361494
 MOMENTO EN Y= 16.4807567
 MOMENTO EN Z= 25.3623568

ELEMENTO NO. 8
 NODO # 4
 FZA. EN X=-2.10822585
 FZA. EN Y= 61.8680006
 FZA. EN Z= 46.252859
 MOMENTO EN X= 127.089483
 MOMENTO EN Y= 10.3780409
 MOMENTO EN Z=-51.3146173
 ELEMENTO NO. 9
 NODO # 4
 FZA. EN X=-58.2899997
 FZA. EN Y= 27.4300004
 FZA. EN Z=-37.7599996
 MOMENTO EN X=-271.393498
 MOMENTO EN Y=-72.3624983
 MOMENTO EN Z= 420.588995

ELEMENTO NO. 9
 NODO # 10
 FZA. EN X= 58.2899997
 FZA. EN Y=-27.4300004
 FZA. EN Z= 37.7599996
 MOMENTO EN X= 0
 MOMENTO EN Y=-175.369999
 MOMENTO EN Z=-181.6

Utilizando el procedimiento numero 2 y tomando como base de diseño la teoría del esfuerzo cortante máximo, la tabla 30 muestra los esfuerzos normales y cortantes máximos presentes en cada nodo del apoyo del eje del volante para un tubo de diámetro 3/4" cédula 80.

TABLA 30. ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES MÁXIMOS DE CADA NODO PARA EL APOYO DEL EJE DEL VOLANTE

ELEMENTO		NODO		$\sigma_{\max.}$	$\tau_{\max.}$
1	1	1	1	713.08	404.19
1	1	2	2	1114.80	587.89
2	2	2	2	1119.67	574.70
2	2	3	3	13090.70	11550.70
3	3	3	3	13082.90	11565.00
3	3	4	4	13404.80	11729.70
4	4	4	4	16663.90	13341.39
4	4	5	5	14873.50	12448.27
5	5	5	5	14859.50	12453.40
5	5	6	6	13240.70	11651.20
6	6	6	6	13159.70	11711.05
6	6	7	7	11707.90	11079.75

* Valores de $\sigma_{\max.}$ y $\tau_{\max.}$ en psi.

De la tabla 30 se puede observar que el elemento más cargado es el elemento 4 en el nodo 4. Para un tubo de 3/4" cédula 80 su $S_{sy} = 28387.5$ psi, por lo tanto el factor de seguridad (F.S.) para el apoyo del eje del volante es:

$$F.S. = S_{sy} / \tau_{\max} = 28387.5 / 3341.39 = 8.52$$

De esta manera se tiene un factor de seguridad confiable, con la ventaja de emplear el mismo tipo de tubo que se utilizó para la estructura principal, por lo cual se optó por seleccionar este tipo de tubo.

Para el diseño del apoyo de la pieza que contiene el eje delantero de las "masas" y el brazo R que forma parte del mecanismo de Ackermann, se dispuso nuevamente del programa del elemento finito para el análisis de esfuerzos. La fig. 77 muestra los elementos y nodos correspondientes para estas piezas.

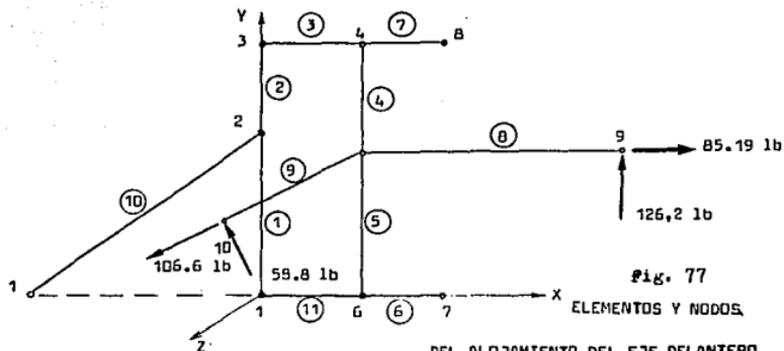


Fig. 77

ELEMENTOS Y NODOS.

DEL ALOJAMIENTO DEL EJE DELANTERO

Las fuerzas de 126.2 Lbs y 85.19 que aparecen en el nodo 9 son debido a la reacción de la llanta delantera, y a la fuerza de fricción producida por la fuerza centrífuga al momento de tomar una curva, respectivamente. Las fuerzas de 138.48 Lbs y 74.59 Lbs corresponden a la descomposición (perpendicular y paralela al elemento 9) de la reacción que ejerce la barra MN sobre este elemento. En la tabla 31 se presentan los datos de las fuerzas y coordenadas de cada nodo.

TABLA 31. DATOS DE FUERZAS Y COORDENADAS DE CADA NODO PARA LA FIGURA 77

NODO	FX	FY	FZ	X	Y	Z
1	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	1.57	0
3	0	0	0	0	3.29	0
4	0	0	0	1.69	3.29	0

5	0	0	0	1.69	2.64	0
6	0	0	0	1.69	0	0
7	0	0	0	2.29	0	0
8	0	0	0	2.29	3.29	0
9	69.27	126.20	49.59	3.93	2.64	11.606
10	-157.0	0	8.09	-2.33	1.58	12.450
11	0	0	0	-1.69	1.18	0
12	0	0	0	1.69	1.58	0

* Valores de fuerzas en Lbs y Coordenadas en pulg.

* Grados de libertad en todos los nodos son 1,1,1 excepto el nodo 11.

Las fuerzas en los nodos 9 y 10 que aparecen en la tabla anterior fueron previamente descompuestas en X-Y-Z para el sistema de coordenadas mostrado en la fig. 77.

La tabla 32 se muestran los esfuerzos normales y cortantes máximos en los nodos de cada elemento.

TABLA 32. ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES MÁXIMOS PARA LA FIGURA 77.

ELEMENTO	INODO	σ max.	τ max.
1	1	6521.00	4222.85
1	2	9767.60	5526.28
2	2	3541.80	3248.68
2	3	4100.69	3326.71
3	3	4384.80	2206.00
3	4	8590.80	4302.35
4	4	2628.06	2432.20
4	5	2628.05	2432.20
5	12	3261.50	2315.36
5	6	4421.80	2854.80
6	6	0.00	0.00
6	7	0.00	0.00
7	4	0.00	0.00
7	8	0.00	0.00
8	5	8592.18	4296.00
8	9	277.76	138.88
9	12	143805.20	121902.60
9	10	920.80	460.40
10	2	4871.04	2713.87
10	11	6102.97	3333.19
11	1	8221.59	4111.03
11	6	8320.80	4160.63
12	5	3199.75	2520.49
12	12	3551.28	2605.13

* Valores de σ max. y τ max. en psi.

Para los valores de esfuerzos de los elementos 1,2,3,6,7 y 11 se consideró una solera de $1\frac{1}{4}'' \times 1\frac{1}{4}''$ pudiéndose observar que el nodo más cargado de esta pieza se presentó en el elemento 1 nodo 2, con un factor de seguridad $F.S = 10.55$. La teoría del esfuerzo cortante máximo al mismo tiempo que un acero TX10T ($S_{sy} = 51562.5$ psi.) fueron utilizados para este diseño, de igual manera que serán considerados para el resto de los elementos. En el caso de los elementos 4, 5 y 12 los cálculos fueron basados sobre un macizo de $\frac{3}{4}''$ de diámetro externo con un orificio en su eje longitudinal de $\frac{7}{16}''$, su $F.S. = 23.32$. Para el elemento 8 se tomó en cuenta un macizo de $\frac{3}{4}''$ de diámetro obteniendo un $F.S = 12$. Considerando un macizo de $\frac{7}{16}''$ de diámetro para el elemento 9, se obtuvo un $F.S = 2.35$. Por último para el elemento 10, el cálculo se basó sobre un tubo de $\frac{3}{4}''$ cédula 80, por constituir parte de uno de los elementos que conforman la estructura principal, su $F.S. = 9.3$

Las dimensiones fueron basadas en razones anteriormente citadas y confirmadas como aceptables en esta etapa de cálculo, al no existir problemas de esfuerzos elevados que causaran una modificación de las mismas.

Debido a que este conjunto de elementos soportan esfuerzos constantes de impacto se optó por seleccionar un acero TX10T, que como se puede observar nos proporciona buenos factores de seguridad en el caso de impacto. En caso contrario, la utilización de un acero de menor resistencia provocaría un aumento de las dimensiones de los elementos.

En el caso del tornillo que funciona como pivote de las llantas delanteras, su análisis de resistencia se basará en el esfuerzo cortante máximo que sufre en sus dos extremos, tanto superior como inferior. Para tal caso, la fig. 7B muestra las fuerzas que se ejercen sobre el tornillo en ambos extremos. Las fuerzas que aparecen de 9.26 Lbs y 21.97 Lbs son debido a las fuerzas cortantes que muestra el programa de

análisis de elemento finito para la figura 77, correspondientes al nodo 4 del elemento 4. De igual manera las fuerzas de 11.24 Lbs y 4.74 Lbs corresponden a la descomposición en un par de fuerzas del momento en X y en Z respectivamente. Este par de fuerzas es ejercido por el contacto entre la solera y el tornillo. De la misma manera las fuerzas de 71.4 Lbs y 97.07 Lbs corresponden a las fuerzas en Z y en X respectivamente dadas por este programa, y las fuerzas de 35.63 Lbs y 150 Lbs corresponden a la descomposición de los momentos X y Z respectivamente en un par de fuerzas, que son ejercidas nuevamente por la solera y el tornillo. Obteniendo una resultante de las fuerzas cortantes de la parte superior e inferior se tienen los siguientes valores: Fuerza cortante total para la parte superior es igual a 36.04 Lbs, y para la parte inferior es igual a 269.28 Lbs. Considerando un área de 0.15 Pulgadas cuadradas para la parte superior del tornillo (correspondiente al área del vástago de un tornillo de 7/16"), y un área de 0.093 pulgadas cuadradas en su parte inferior, correspondiente al área del diámetro menor del tornillo. De esta manera obtenemos un esfuerzo cortante de 238.7 Psi, para la parte superior y de 2895.5 Psi, para la parte inferior.

Considerando un valor de $S_{sy} = 60000$ Psi de tablas obtenidas para un tornillo de grado 5, el factor de seguridad para el mismo es de $F.S. = 20.72$

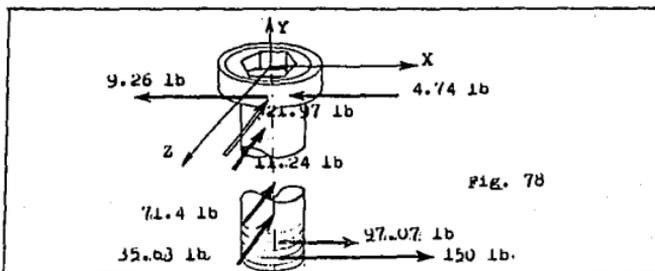


Fig. 78 SISTEMA DE FUERZAS EN EL PIVOTE DE LA LLANTA DELANTERA

4.4) DISEÑO DE LOS PEDALES

En la fig. 79 se muestran las dimensiones de los pedales, éstas fueron basadas en aspectos antropométricos y de funcionalidad de acuerdo a los tres tipos de personas para los cuales fue propuesto este automóvil. Por estas mismas razones de funcionalidad la selección del diámetro del "macizo" a utilizar fue de 5/16".

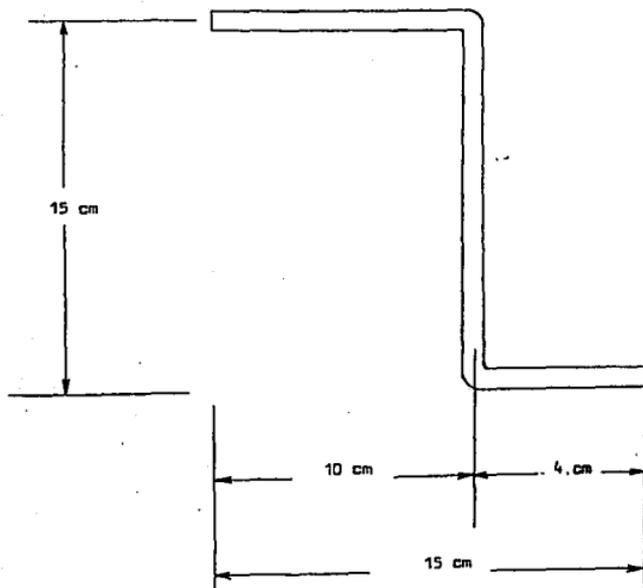


Fig. 79 DIMENSIONES DEL PEDAL

4.5) DISEÑO DE LA TRANSMISION

Como se mencionó anteriormente el sistema de transmisión está constituido por un clutch centrífugo conectado a la flecha de motor, el cual tiene integrado un sprocket. La transmisión del par en este elemento, se realiza por medio de una cadena a una catarina que se encuentra integrada al freno de tambor. La fig. 80 muestra estos elementos de transmisión.

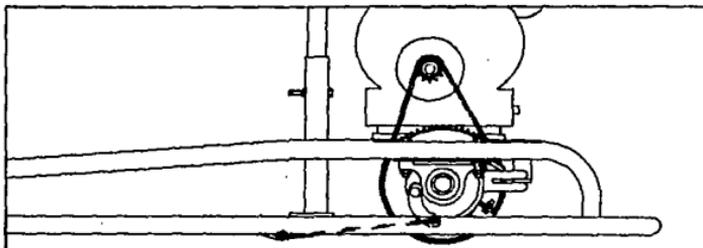


Fig. 80 SISTEMA DE TRANSMISION

4.5.1) SELECCIÓN DEL MOTOR:

En el mercado se cuenta con tres diferentes marcas de motores adaptables para Go-karts de renta, que son: Kohler, Briggs Stratton y Tecumseh. La selección del motor se limitó dentro de un rango de potencia entre 4 H.P y 8 H.P . No se tomaron en cuenta motores inferiores a 4 H.P debido a que las exigencias de torque requeridas en los Go-karts no serían satisfechas por este tipo de motores. En el caso contrario, la selección de motores mayores de 8 H.P proporcionaban demasiada potencia, no requerida para los fines que se habían propuesto anteriormente para un Go-kart de este tipo.

Los frenos de tambor con catarina integrada que se encuentran comercialmente, son de 60 y 72 dientes, por otro lado los sprockets que existen son de 10 y 12 dientes. Esto nos da como resultado una posible

combinación de tres diferentes reducciones a utilizar, que son de: 5, 6 y 113
7.2 . Tomando en consideración lo anterior, teniendo en cuenta que todos los motores (excepto el motor de 4 H.P) tienen una velocidad máxima de 3600 RPM, y buscando satisfacer la velocidad propuesta de 40 km/hr, se llegó a la conclusión que utilizando una llanta de 410/350x5" (con diámetro externo de 11.5" y apta para usarse en pavimento) y una reducción de 5 se alcanzaba una velocidad de 39.64 km/hr, bastante aproximada a la propuesta.

Para la selección apropiada del motor se realizó un análisis de aceleración, velocidad y distancia, como factores de respuesta proporcionados para cada uno de los motores en las diferentes marcas propuestas en el rango de potencia citado. Con esto se busca obtener un motor que nos proporcione valores de aceleración adecuados que permitan alcanzar la velocidad máxima en el menor tiempo posible sin que se vea en gran medida afectado por el peso de la persona.

Para este análisis se supuso un conductor con un peso de 100 Kg., conduciendo en línea recta y sin pendientes, al mismo tiempo que fueron considerados todo los cálculos a partir de que el clutch estaba totalmente embragado, suponiendo para ello una velocidad de embrague de 1800 RPM.

Es posible obtener la aceleración del automóvil a partir del torque proporcionado por el motor, este último puede conocerse de las gráficas HP-RPM dadas por los fabricantes. Para mayor facilidad de cálculos es posible obtener una ecuación aproximada de HP-RPM a través de un ajuste por mínimos cuadrados de algunos puntos de estas gráficas. Para un valor de potencia y RPM determinados es posible obtener la fuerza tangencial de tracción en marcha estable (Ptg) por medio de la fórmula:

$$P_{tg} = \frac{(HP) (706.4) (I_{tr}) (N_{tr})}{(RPM) (R_r)} \quad [Kgf] \quad \dots \dots \dots (1)$$

Donde: HP - Potencia entregada por el motor en H.P

I_{tr} - Reducción de la transmisión

N_{tr} - Eficiencia de la transmisión

RPM - Velocidad angular del motor en RPM

R_r - Radio de la llanta de tracción

$$\text{Por otro lado } P_{tg} = P_{fi} + (D_{gir}) (P_j) \quad [kgf] \quad \dots \quad (2)$$

- El signo + utilizado en el caso de que el automóvil se acelere.
 - El signo - utilizado en el caso de que el automóvil se desacelere.
- Para nuestro análisis se considerará el primer caso.

Donde: P_{fi} - Resistencia total a la rodadura ejercida por el camino y, obtenido por $P_{fi} = (F_i) (G)$; donde G es el peso total de la persona y del automóvil; F_i es el Coeficiente de resistencia a la rodadura para carretera asfaltada con un valor de 0.0175

D_{gir} - Coeficiente que toma en cuenta los momentos de inercia de las masas giratorias de los elementos de transmisión. Este valor puede ser obtenido a partir de la fórmula empírica: $D_{gir} = 1.04 + 0.05(I_{tr})^2$

P_j - Fuerza de inercia total de todas las piezas del coche en movimiento rectilíneo de avance y dada por:

$$P_j = \frac{(G) (A_c)}{g} \quad \dots \dots \dots (3)$$

donde g es la aceleración de la gravedad (9.81 m/seg²)
A_c es la aceleración del automóvil

Sustituyendo la ecuación (1) y (3) en la ecuación (2) y despejando A_c, y reduciendo, obtenemos:

$$A_c = \frac{(13788.95) (HP)}{(r_r) (RPM) (G)} - 7.496 \times 10^{-2} \quad [m/seg^2]$$

Donde $G = (114 + 100) = 214$ [kgf]

$$Rr = 0.14605 \text{ [m]}$$

La ecuación anterior proporciona un valor de A_c para un tiempo T_i , H_p y RPM determinados. A partir de esto es posible obtener la velocidad y la distancia del automóvil para 0.5 seg. después, a través de las fórmulas:

$$V_f = V_o + (A_c)(C_1)$$

$$D_f = D_o + (V_o)(C_1) + \frac{(A_c)(C_1)^2}{2}$$

Donde $C_1 = 0.5$ Seg. C_1 un incremento de tiempo.

V_o - Velocidad del automóvil para el tiempo T_i .

V_f - Velocidad del automóvil para un tiempo de 0.5 Seg después de T_i .

D_o - Distancia del automóvil para el tiempo T_i .

D_f - Distancia del automóvil para un tiempo de 0.5 Seg después de T_i .

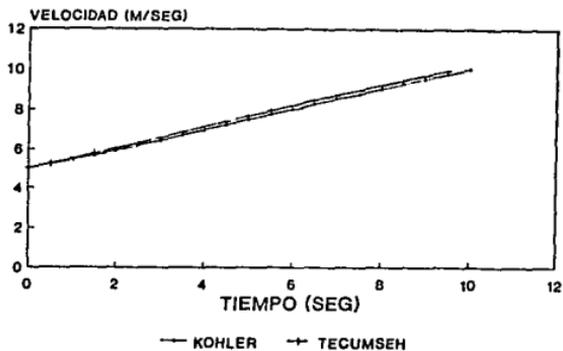
Una vez obtenidos estos datos se puede obtener la velocidad angular del motor (W_m) para 0.5 Seg. después de T_i por medio de la fórmula :

$$W_m = \frac{(V_f)(60)(5)}{(2)(3.1416)(Rr)}$$

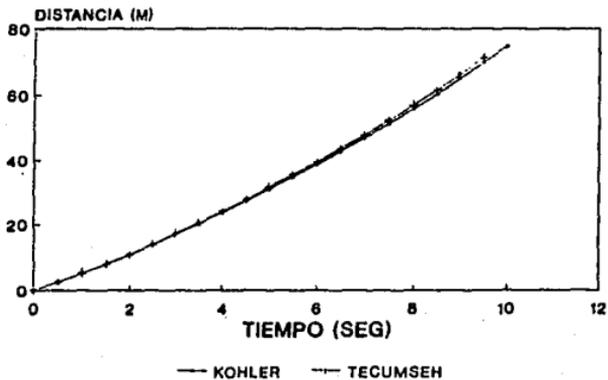
De esta manera podemos obtener un comportamiento de la aceleración, velocidad y distancia del automóvil con respecto al tiempo, iterando este último valor (W_m) en el procedimiento antes descrito con un incremento del tiempo de 0.5 Seg. para cada iteración, y suponiendo valores constantes de aceleración para dicho intervalo.

Utilizando el procedimiento anterior se obtuvieron las siguientes gráficas de aceleración, velocidad y distancia con respecto al tiempo, para el rango de los motores propuestos.

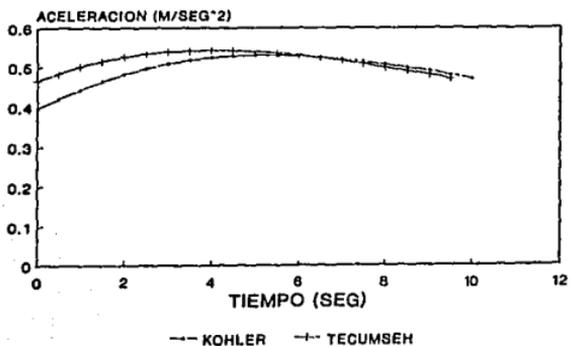
MOTORES 4 H.P



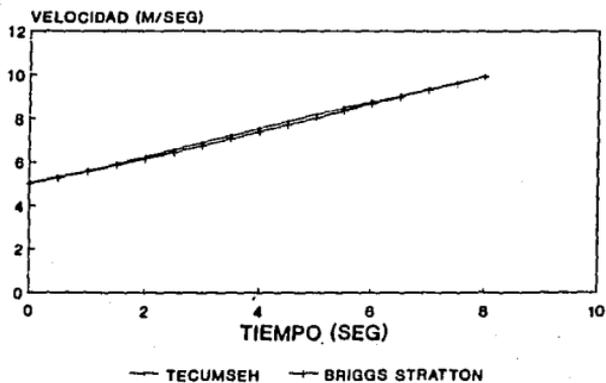
MOTORES 4 H.P



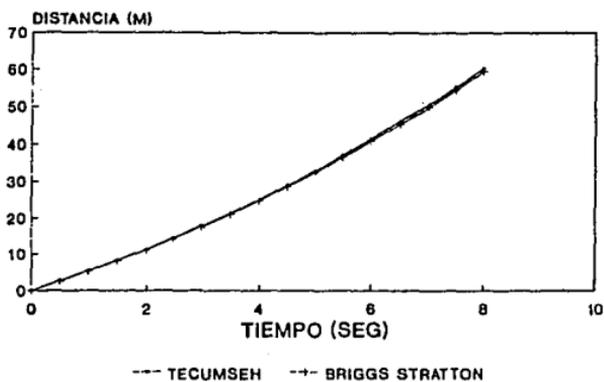
MOTORES 4 H.P



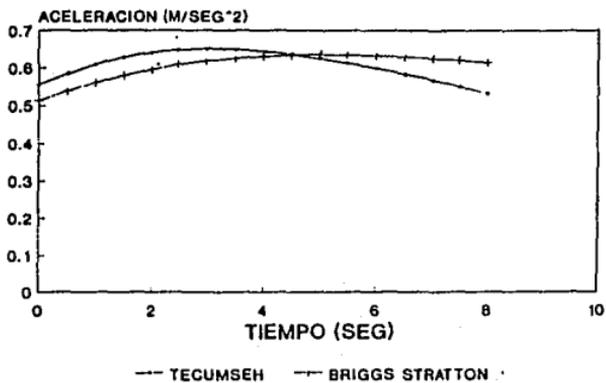
MOTORES 5 H.P



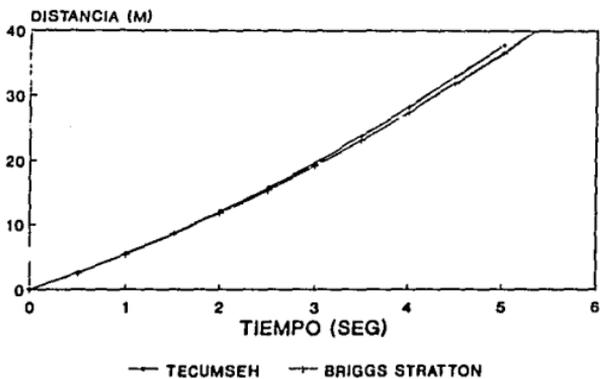
MOTORES 5 H.P



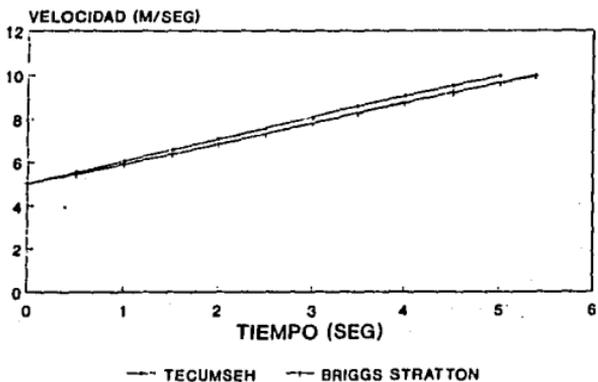
MOTORES 5 H.P



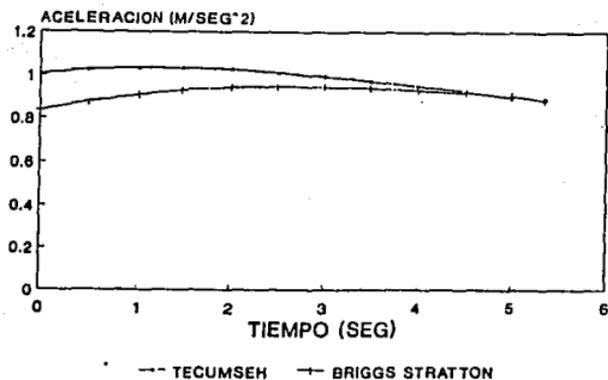
MOTORES 7 H.P



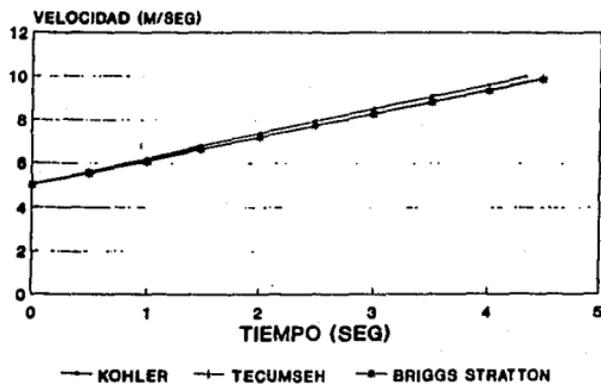
MOTORES 7 H.P



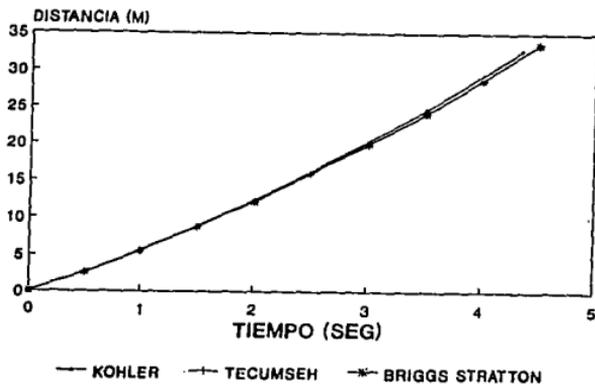
MOTORES 7 H.P



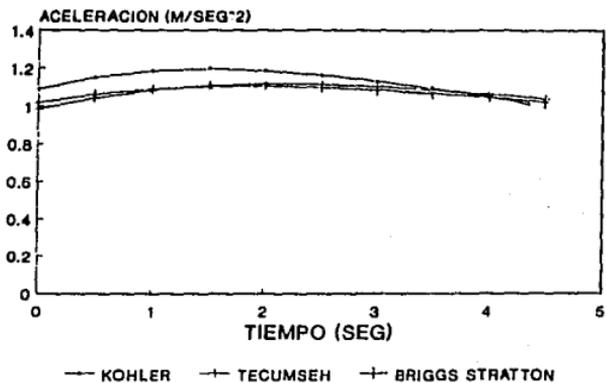
MOTORES 8 H.P



MOTORES 8 H.P



MOTORES 8 H.P



Analizando las gráficas anteriores se observa lo siguiente:

MOTORES DE 4 H.P.:

- El motor Tecumseh muestra en general valores mayores de aceleración, incluyendo el punto de aceleración máxima, que el motor Kohler, al mismo tiempo que dicha aceleración máxima es alcanzada en menor tiempo.
- El motor Tecumseh muestra valores ligeramente superiores en velocidad en relación al motor Kohler, además que su velocidad máxima es alcanzada en menor tiempo.
- Esto último se ve reflejado en las gráficas de distancia, donde el motor Tecumseh recorre menor distancia y en menor tiempo que el motor Kohler, para alcanzar los dos la velocidad máxima preestablecida.

De lo anterior se puede observar que para la selección de un motor de 4 H.P desde un punto de vista de respuesta a los tres factores anteriormente citados (aceleración, velocidad y distancia), la mejor opción es el motor Tecumseh.

MOTORES DE 5 H.P.:

- Las gráficas de aceleración muestran un mejor comportamiento para el motor Tecumseh, que vuelve a presentar su valor máximo de aceleración en un tiempo menor que para el motor Briggs Stratton.
- En el caso de la velocidad el motor Tecumseh presenta valores ligeramente superiores durante la mitad del intervalo de tiempo a prueba. Sin embargo el motor Briggs Stratton alcanza la velocidad máxima antes de tiempo que el motor Tecumseh lo cual se refleja en una menor distancia recorrida por dicho motor en ese instante.

Si se desea tener buena aceleración en el momento del arranque el motor Tecumseh 5 H.P es recomendable para su uso, pero si se busca alcanzar la velocidad máxima en menor tiempo y distancia recorrida el motor Briggs Stratton 5 H.P es la mejor opción.

MOTORES DE 7 H.P.:

- De las gráficas de aceleración se puede observar que el motor Tecumseh presenta un mejor comportamiento que el motor Briggs Stratton. Esto trae como consecuencia que este último motor alcance la velocidad máxima en un mayor tiempo y distancia en comparación con el otro motor.

De lo anterior se concluye que para la selección de un motor de 7 H.P restringido a estos tres factores se sugiere un motor de la marca Tecumseh.

MOTORES DE 8 H.P.:

- De las gráficas de aceleración se puede observar que el motor Kohler es el mejor de los tres que ahí se presentan. En el caso del motor Tecumseh, éste presenta valores menores de aceleración durante el primer segundo, en relación con el Briggs Stratton, sin embargo después de este tiempo los valores de aceleración superan a los alcanzados por este último motor. De esto resulta que el motor Kohler alcanza la velocidad máxima en una distancia y en un tiempo menor que los otros dos motores, y que realmente no existe una notable diferencia entre las gráficas de velocidad y distancia para los otros dos motores.

De esta manera, tomando nuevamente como parámetros de referencia los tres factores anteriormente citados para la selección de un motor de 8 H.P, la marca Kohler resulta ser la mejor.

Estas sugerencias no establecen una selección estricta de la marca del motor a utilizar, su análisis fue restringido a las respuestas que el motor presentaba a los factores de aceleración, velocidad y distancia bajo ciertas condiciones de carga; es por ello, que deben tomarse en cuenta otros factores como el costo de los motores, mantenimiento y durabilidad de los mismos.

Para nuestro caso se optó por utilizar un motor de 8 H.P marca Tecumseh. Una de las razones de esta selección fue debido a que los

motores de B.H.R. presentan la mejor respuesta de arranque a condiciones de carga preestablecidas dentro del rango de potencia propuesto. En segundo término la selección de la marca del motor fue por motivos de costo, a pesar de que el motor Kohler presentaba la mejor respuesta de arranque según los análisis antes presentados, es posible también observar que no existe una notable diferencia entre las diferentes respuestas dadas por los tres motores, de esta manera el factor que finalmente determinó la marca del motor fue el factor costo, donde el motor Tecumseh resultaba ser el más económico de las tres marcas propuestas. Además tiene la versatilidad de poderse colocar un motor eléctrico a su volante de inercia que puede servir de marcha o arrancador, lo cual lo hace ser muy cómodo al iniciar su marcha.

4.6 DISEÑO DE LA FLECHA DE TRANSMISIÓN

Para el cálculo del diseño de la flecha éste debe realizarse en dos partes, esto es, un análisis desde el plano X-Y, y por otra parte desde el plano X-Z. Todo esto se debe a la dirección de la fuerza de tracción que ejerce la cadena sobre la flecha, la cual contiene sus componentes en estos dos planos. La fig. 81 muestra un diagrama de cuerpo libre de la flecha.

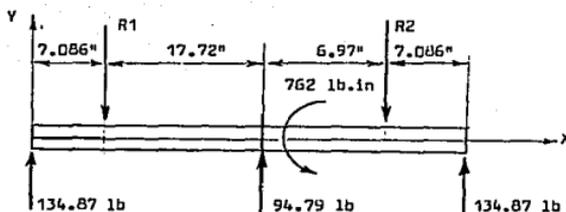


Fig. 81 FUERZAS EJERCIDAS EN LA FLECHA DE TRANSMISION

Donde R_1 y R_2 son las reacciones debidas a las chumaceras, los valores de 134.87 Lbs en los extremos de la flecha corresponden a las reacciones en las llantas traseras y, el valor de 94.79 Lbs corresponde a la descomposición de la fuerza ejercida por la cadena sobre este plano.

Realizando sumatoria de momentos en el punto A tenemos:

$$\sum M_A = -134.87 \times 7.086 + 94.79 \times 17.72 - R_2 \times 24.69 + 134.87 \times 31.77 = 0$$

De esta manera $R_2 = 202.86$ Lbs y $R_1 = 161.67$ Lbs.

Obteniendo el momento máximo en el punto B se tiene:

$$M_{max} = -134.87 \times 24.8 + 161.67 \times 17.72 = 1891.38 \text{ Lb.in}$$

Por otro lado la fig. 82 muestra un diagrama de cuerpo libre de la flecha del plano X-Z. Donde las reacciones R_1' y R_2' corresponden a las reacciones de la chumaceras en este plano, de igual manera que la fuerza de 48.3 Lbs corresponde a la componente de la fuerza de tracción ejercida por la cadena.

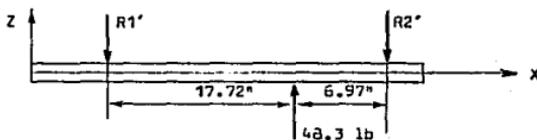


Fig. 82 FUERZAS EJERCIDAS EN LA FLECHA DE TRANSMISION EN EL PLANO X-Z

Realizando nuevamente sumatoria de momentos alrededor del punto

A', obtenemos R1' y R2' a través de:

$$\sum M_{A'} = 48.3 \times 17.72 - R2' \times 24.69 = 0$$

De donde R2' = 34.66 Lbs y R1' = 13.635 Lbs.

Observando que el momento M' max se presenta en el punto B' obtenemos:

$$M'_{max} = 13.635 \times 17.72 = 241.6 \text{ Lbs}\cdot\text{in}$$

Obteniendo ahora un momento máximo resultante (Mk) de los dos momentos anteriormente calculados, tenemos:

$$Mk = \sqrt{(1871.38)^2 + (241.6)^2} = 1906.75 \text{ Lbs}\cdot\text{in}$$

Utilizando la fórmula de Soderberg para diseños de ejes de transmisión tenemos:

$$d = \left[\frac{32n}{P_1} \left[\left(\frac{T_a}{S_e} + \frac{T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_a}{S_e} + \frac{M_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

Donde d = diámetro de la flecha [in]

n = factor de seguridad, n=2

P1 = 3.1416

Ta = Torque variable, Ta=0

Tm = Torque constante, Tm=762 Lbs·in

Sy = Esfuerzo de fluencia, Sy= 9125 Psi. (para un acero 1060)

Ma = Momento flexionante alternante, Ma=1906.75 Lbs·in

Se = Resistencia a la fatiga, Se = (Ka) (Kb) (Kc) (Kd) (Se')

Ka=0.85

Kb=0.097

Kc=0.833(d)

Kd=1

$$K_e=1$$

$$S_e'=0.5(S_{ut})=0.5(121500)=60750 \text{ Psi. (para un acero 1060)}$$

$$M_c = \text{Momento flexionante constante. } M_c=0$$

Sustituyendo los valores anteriores en la fórmula de Soderberg, y proponiendo un valor de $d=1"$ como primer valor de iteración de K_b , obtenemos después de dos iteraciones un valor definitivo de $d=0.937"$. Por lo tanto por el resultado obtenido anteriormente, y tomando en consideración los estándares de los elementos a utilizar en la transmisión, se optó por seleccionar un diámetro de 1 pulgada para la flecha de transmisión.

4.7 DISEÑO DE LOS APOYOS PARA LA SUJECIÓN DEL MOTOR

Para el cálculo de los apoyos que sujetan al motor se propondrá como primer valor, utilizar un ángulo de $1" \times 1" \times 1/8"$. Cabe mencionar que se utilizarán dos ángulos soldados en la parte superior de la estructura, los cuales se repartirán el peso del motor en dos partes iguales respectivamente. La fig. 83 muestra el diagrama de cuerpo libre de uno de estos ángulos con las respectivas fuerzas ejercidas por el peso del motor.

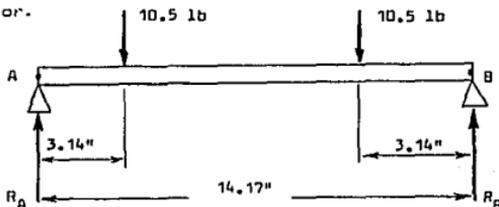


Fig. 83. SISTEMA DE FUERZAS DEL APOYO PARA LA SUJECIÓN DEL MOTOR

Realizando sumatoria de momentos en el punto A tenemos:

$$\sum M_A = -(10.5)(3.14) - (10.5)(11.03) + (R_B)(14.17) = 0$$

A

Por lo tanto $R_b = 10.5$ Lbs y $R_a = 10.5$ Lbs. Teniendo el momento máximo en el punto B, obtenemos $M_{max} = 10.5 \times 3.14 = 32.96$ Lbs.in. Calculando el esfuerzo máximo por flexión, se tiene:

$$\sigma_{max} = (M_{max})(C)/(I) = (32.96)(0.3)/(0.022) = 449.45 \text{ Psi.}$$

Tomando en cuenta que los ángulos comerciales son fabricados con un acero 1015, y utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo, obtenemos un factor de seguridad de:

$$F.S = S_{sv}/\sigma_{max} = 26250/224.73 = 116.8$$

Cabe recordar que en este factor de seguridad falta considerar fuerzas de tracción que se producen durante la transmisión, al mismo tiempo que los efectos de la vibración una vez que el motor está en funcionamiento, por lo tanto este último factor de seguridad se ve reducido aunque por la magnitud del valor inicial sea aún bastante aceptable.

4.8 PENDIENTE DEL CAMINO

Para expresar la inclinación de un camino se utiliza el concepto "pendiente del camino". El cual es medido por el ángulo que forma el plano horizontal con la dirección de dicho camino.

La máxima pendiente de inclinación que podrá vencer el automóvil, empleando por completo la potencia nominal del motor se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$E = f \times \cos(\alpha) + \sin(\alpha)$$

Donde:

E - Coeficiente de la resistencia al avance ejercida por el camino.

f - Coeficiente de la resistencia a la rodadura.

α - Ángulo de inclinación del camino.

4.9 SELECCIÓN DE LA SOLDADURA

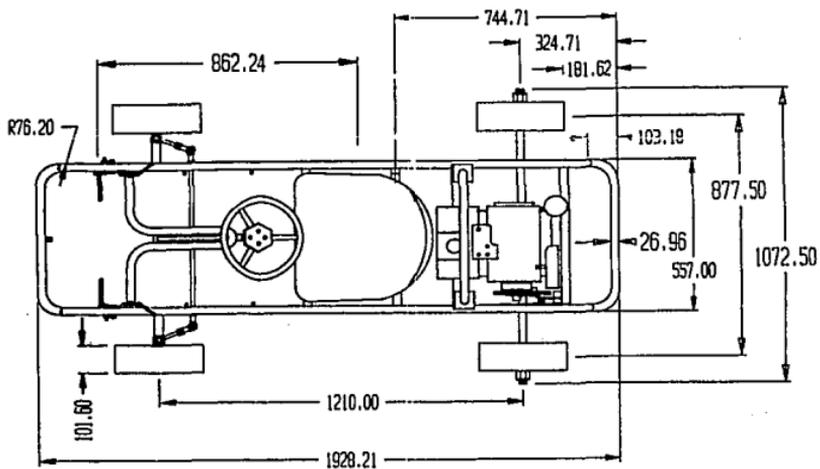
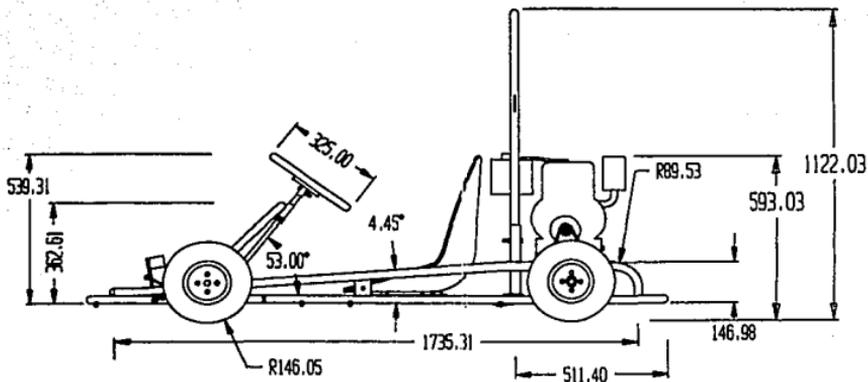
En el caso de la selección de la soldadura, se basó en las recomendaciones establecidas por la American Welding Society (AWS). A partir de esto se optó por utilizar dos tipos de soldadura:

1) La E-6013 10 V-D para soldar los elementos que conforman la estructura, fabricados con acero de bajo carbón. Este tipo de soldadura permite soldar en posición vertical descendente sin que la escoria interfiera en el depósito. Debido al rápido enfriamiento, la escoria se desprende fácilmente y con muy poca salpicadura. Se aplica en forma importante en soldadura de materiales delgados, herrerías, carrocerías, tanques de almacenamiento, etc. Su resistencia a la tensión es de $S_u = 73840 \text{ Psi.}$, con un $\%E = 27$.

2) Para aceros al cromo-molibdeno (2.25 -1), como es el caso de los elementos que utilizan un acero TX10T, el electrodo recomendado es el E-9018-B3, el cual contiene un bajo contenido de hidrógeno con polvo de hierro en el revestimiento. Su valor de resistencia a la tensión es de $S_u = 108000 \text{ Psi.}$, con un $\%E = 26$.

4.10 PLANO GENERAL "GO-KART"

A continuación se muestra el plano general del vehículo "Go-Kart" diseñado, con las medidas principales de sus elementos.



UNIVERSIDAD PANAMERICA

DIR: **ING. JESUS BARAJAS C.** **ING. ALFREDO MONTA**

REV: **ING. JONER IZQUIERDO P.**

ESCALA: **1:10**

DESCRIPCION:

ACTO: **Nº**

PLANO GENERAL
"GO-KART"

6/VIII/93

5. PROCESO DE FABRICACIÓN

Para la fabricación del "Go-kart" se dispondrá de un proceso relativamente sencillo y barato. Se busca utilizar maquinaria y elementos disponibles en el mercado mexicano. Sin embargo, no todos los elementos utilizados en la fabricación se pueden encontrar en México; algunos como el clutch centrífugo, el freno y las llantas deben de ser importados, hasta alcanzar un nivel de producción que haga rentable su fabricación en México. Esta necesidad surge debido a que los elementos que cumplen con dichas funciones están adaptados para otro tipo de vehículos como automóviles comerciales y motocicletas. La ventaja de la importación de estas piezas es que son especialmente diseñadas y adaptadas para un vehículo "Go-kart". Se persigue también por otra parte el mantener la calidad de la fabricación de las piezas y por ende del mismo "Go-kart".

El proceso de fabricación consta de varias etapas. La fig. 84 muestra un esquema de estas etapas.



Fig. 84 ETAPAS DEL PROCESO DE FABRICACION

5.1) ETAPA DE MEDICIÓN Y CORTE

Esta etapa tiene por objetivo marcar las piezas que van a ser cortadas a una longitud determinada a partir de las longitudes estándares a las cuales son proporcionadas comercialmente los elementos tales como los perfiles, tubos, macizos, etc.

En la fig. 85 se muestra la cortadora Record TL 315 a utilizar en este proceso.

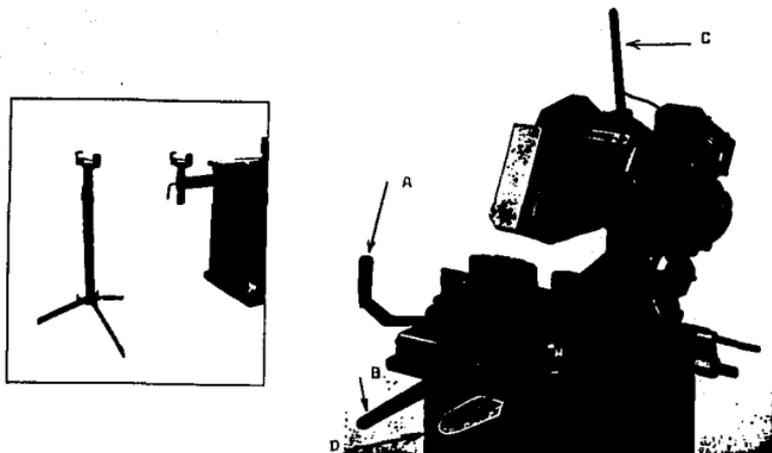


Fig. 85 CORTADORA RECORD TL 315

La alimentación del material se realiza por su parte izquierda ayudado por los soportes adicionales que ahí mismo se muestran. El aditamento mostrado en la parte derecha de la máquina, sirve para fijar la longitud de corte, la cual puede ser ajustable por medio de un tope que se desliza a través de una barra, y que se fija a ésta por medio de un perno dependiendo de la longitud requerida de corte. La sujeción de la pieza se realiza por medio de las mordazas que son activadas manualmente a través de la palanca "A" y "B". Posteriormente a esto, la sierra de corte es bajada a través de la palanca "C". Esta máquina también tiene la capacidad de hacer girar la base sobre la que se apoya el motor y la sierra de corte, al desplazar la palanca "D", lo que

permite hacer cortes oblicuos desde 60 grados para cortes izquierdos hasta 45 grados para cortes derechos. En la tabla 33 se muestra las principales características de esta máquina cortadora.

TABLA 33. CARACTERÍSTICAS DE LA CORTADORA RECORD TL 315

Motor trifásico de 2 Velocidades	2/3 HP	1.5/2.2 KW
Velocidad de la sierra de corte		30/60 RPM
Diámetro max. de la sierra de corte		315 mm
Diámetro del agujero central de la sierra de corte		32 mm
Capacidad del tanque refrigerante		4.4 Lts
Abertura max. con mordazas		115 mm
Abertura max. sin mordazas		140 mm
Altura de las mordazas		60 mm
Ancho de la mordaza deslizante		255 mm
Dimensiones de la máquina (LongxAnchoxAltura)	1000x650x1040	mm
Peso de la máquina		170 Kg

En la tabla 34 se muestra la capacidad de corte (en milímetros) para diferentes perfiles de la cortadora Record TL 315.

							
ø 300	90°	102	95	140x80	140x80	90	65
	45°	95	85	100x75	100x50	80	65
	60°	65	60	80x80	45x80	60	65
ø 315	90°	110	100	140x90	140x80	100	
	45°	102	90	100x80	100x50	90	
	60°	70	60	60x80	45x80	60	

A continuación en la tabla 35 se enlistan todas las piezas a cortar con sus respectivas longitudes. Algunas de estas longitudes incluyen material en exceso para poder ser procesados en posteriores etapas.

TABLA 35. PIEZAS A CORTAR

No.	DESCRIPCION	CANT.	LONGITUD
1	Parte superior y lateral de la estructura Ppal.	2	184.36
2	Defensa delantera	1	146.49
3	Defensa lateral	2	118.48
4	Defensa trasera	1	136.49
5	Soporte de las llantas delanteras	1	76.66

6	SopORTE en forma de "C" para el pivote de la llanta delantera	2	18.63
7	Rectángulo de la base de la estructura	1	472.83
8	Roll bar	1	251.86
9	"Gancho" de la dirección	1	13.30
10	Pedal (macizo)	2	27.57
11	Pedal (solera)	2	14.39
12	Ranura en forma de "U" de la dirección	1	11.14
13	SopORTE del eje del volante	1	148.52
14	Tramos transversales de la estructura	5	55.54
15	SopORTes del Roll-bar	2	25.00
16	Refuerzo del apoyo de la llanta delantera	2	7.33
17	Ángulo de complemento de la defensa delantera y trasera mas largo	4	20.00
18	Ángulo de complemento de la defensa delantera y trasera mas chico	4	4.00
19	Ángulo de complemento de la defensa lateral	8	10.00
20	Ángulo de sujeción de las chumacera derecha	1	15.00
21	Ángulo de sujeción de las chumacera izquierda	1	22.50
22	Ángulo de sujeción del freno	2	3.00
23	Ángulo de sujeción del ángulo del freno y la estructura	1	3.00
24	Solera de apoyo que evita el giro del freno	1	10.48
25	Tope del pedal	4	2.00
26	Barra de dirección "MN"	1	64.00
27	Brazo "r" de la dirección	2	10.55
28	Apoyo superior del eje del volante	1	3.00
29	Apoyo inferior del eje del volante	1	3.00
30	Apoyo para el templador del chicote	3	2.00
31	Apoyo para el templador del chicote y resorte del acelerador	1	4.00
32	Sujetador de la fibra de vidrio	4	2.50
33	Solera del soporte inferior del Roll-bar	2	5.08
34	Solera de fijación del cinturón de seguridad lado izquierdo y superior	2	5.50
35	Solera de fijación del cinturón de seguridad lado derecho	1	7.10
36	Eje del volante	1	52.50
37	Eje de la llanta delantera	2	12.93
38	Alojamiento del pivote del giro de la llanta delantera en el mecanismo de dirección	2	8.00
39	Anillo de retención de la parte superior del eje del volante	1	1.40
40	Placa de sujeción del volante	1	11.50
41	Alojamiento del eje del volante que se encuentra soldado al elemento No. 39	1	3.50
42	Anillo de retención del pedal	2	1.00
43	Flecha de transmisión	1	106.45
44	Anillo de retención de la flecha de transmisión	2	2.00
45	Ángulo de soporte del motor	2	54.54
46	Ángulo de soporte del asiento	2	30.00
47	Ángulo de unión entre el soporte de las llantas delanteras y la estructura principal	2	4.00
48	Solera de apoyo para la lámina que conforma el piso del vehículo	13	4.00
49	Solera para la fijación del ahogador del chicote	2	1.50

* Nota: Todas las dimensiones de longitud en cm.

En el caso de la lámina que cumple con la función del piso del automóvil, ésta será de lámina negra, calibre 18, cortada con una cizalla de pedal. La forma y dimensiones de estas láminas se muestran en la fig. 86.

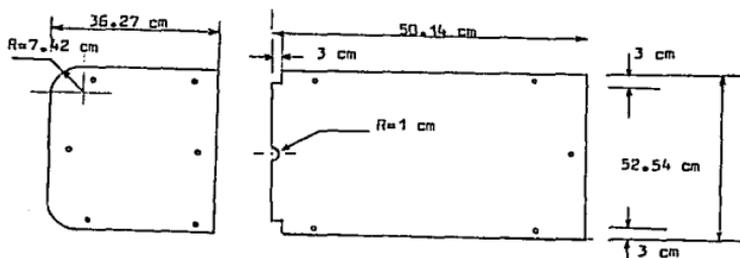


Fig. 86 DIMENSIONES DE LA LAMINA-PISO DEL AUTOMOVIL

Para el caso de la fabricación de las cuñas, se medirán con instrumentos comunes como un calibrador vernier y en forma manual se procederá a cortar. Esto es debido a las pequeñas longitudes que guardan estos elementos, lo que hace impráctico utilizar la cortadora Record TL 315. Las longitudes de las cuñas son: 7.15 cm para cada lianta, 2.25 cm para cada anillo de retención de la flecha y de 5 cm para el freno. Hay que hacer notar que todos los elementos mostrados en la tabla 35 son cortados con la maquina Record TL 315 en forma vertical descendente en un plano perpendicular a cada uno de los ejes longitudinales de las piezas, a excepción del elemento 16 que es cortado a 10 grados en sentido de las manecillas del reloj con respecto a su eje longitudinal.

5.2) ETAPA DE BARRENADO

Esta etapa esta dividida en dos partes: El barrenado de piezas de longitud grande y el barrenado de piezas de longitud pequeña.

En el caso del barrenado de las piezas de longitud grande (tubos y ángulos), se optó por utilizar el siguiente sistema adaptado para un taladro de banco comercial con capacidad de hasta 1", como se muestra en la fig. 87.

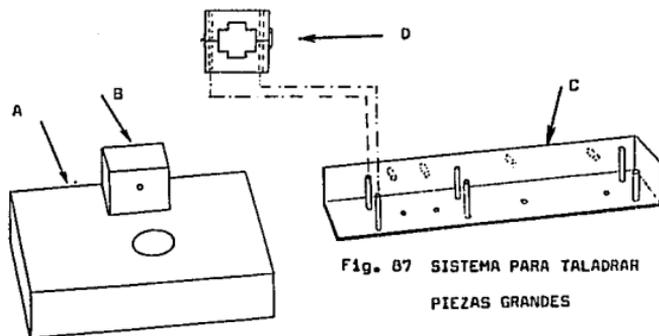


Fig. 87 SISTEMA PARA TALADRAR
PIEZAS GRANDES

Este sistema consiste en el bloque "A" sujeto a la mesa del taladro de banco, el cual tiene un pequeño bloque "B" con un barreno en su parte central al igual que el bloque "A", como se puede observar. La finalidad del barreno en el bloque "B" es localizar el punto de barrenado de la pieza, al mismo tiempo que impedir el desplazamiento del dispositivo "C", todo esto a través de los pernos con los que cuenta este último dispositivo en su parte posterior. El barreno que se encuentra en el bloque "A" al igual que el barreno que se encuentra en la base del dispositivo "C", tiene por objetivo permitir el libre desplazamiento de la broca. El dispositivo "D" es un tipo de mordaza que permite sujetar tubos de diferente diámetro debido al perfil interno que

presenta. Consta de un perno en uno de sus extremos y de un broche en el otro extremo lo que permite una fácil y rápida sujeción. Los dos barrenos que presenta esta pieza tienen la finalidad de ser insertados en los pernos colocados a lo largo del elemento "C", esto evita perder el plano sobre el cual se encuentran hechos los barrenos lo que facilitará un mejor manejo en fases posteriores. Cabe mencionar que el dispositivo "D" permanecerá fijo a la pieza hasta la siguiente etapa del proceso (doblado). Soportes adicionales como en la etapa de medición y corte son utilizados nuevamente para soporte de la pieza fuera del taladro de banco. En el caso del barrenado de los ángulos que conforman las defensas se utilizará básicamente el mismo sistema explicado anteriormente con la única diferencia de que la sujeción del ángulo al dispositivo "C" se llevará a cabo a través del dispositivo "E", como se muestra en la fig. 88.

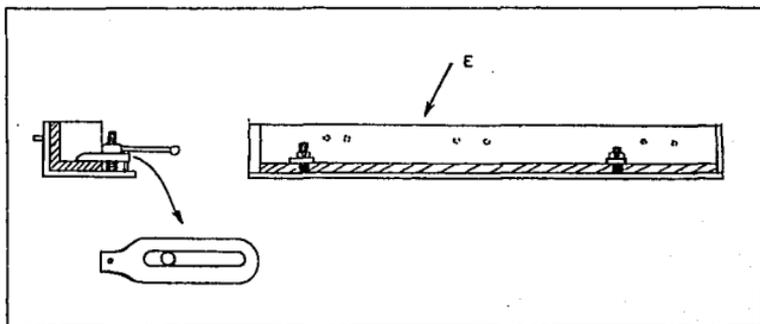


Fig. 88 SISTEMA PARA EL BARRENADO DE LOS ANGULOS DE LAS DEFENSAS

Esta figura muestra una brida que aprieta al ángulo a través de una palanca. El dispositivo tiene un resorte en la base de la brida lo que permite a esta su elevación una vez que la palanca de sujeción se ha aflojado, logrando así un fácil desmonte de la pieza.

Para el caso del barrenado de piezas de longitud pequeña, la marcación de las piezas se llevará a cabo por medio del mismo sistema que se utilizó para la cortadora Record TL 315 como se muestra en la fig. 89.

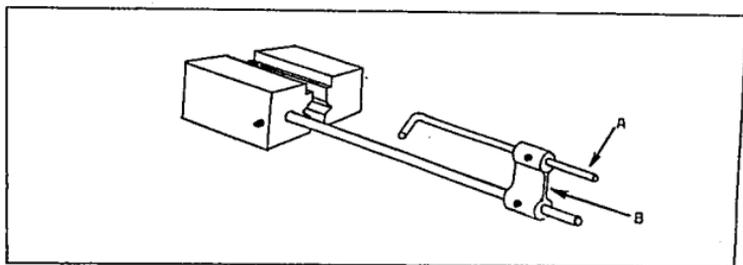


Fig. 89 SISTEMA PARA REFERENCIAR EL BARRENADO DE PIEZAS PEQUEÑAS

Este sistema funciona de la misma manera que el utilizado para la etapa de corte, aunque de dimensiones más pequeñas. Adicionalmente el elemento "A" tiene la posibilidad de regularse en relación al elemento "B", esto permite que la pieza a barrenar tope con el elemento "A" y sea esto un punto de referencia para el barrenado de la misma. La regulación tanto del elemento "A" como del Elemento "B" permite una amplia gama de espacio de regulación para diferentes longitudes de las piezas a barrenar.

La prensa que se presenta en la figura 89 consiste de dos mordazas con perfiles en forma de "V" para la sujeción de piezas redondas en su parte central y en su parte superior con un escalón para

la sujeción de soleras y ángulos. Ambas mordazas se mueven en direcciones opuestas sobre el eje del tornillo que las desplaza como se puede observar en la fig. 90. Esto permite un centrado de la pieza en su eje transversal. La regulación en la dirección longitudinal se realiza por medio de una base móvil.

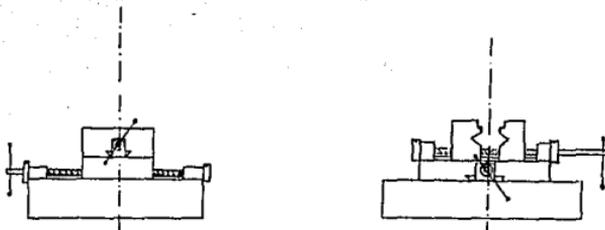


Fig. 90 PRENSA DE DOBLE ACCION PARA LA SUJECION Y CENTRADO DE LAS PIEZAS

Cabe mencionar, que la fabricación de los perfiles que permiten el ensamble perpendicular de una pieza redonda sobre otra para ser soldadas se llevará a cabo por medio de barrenos sobre estas piezas con brocas que van de menor a mayor diámetro, hasta la dimensión del diámetro de la pieza que se requiere ensamblar.

En base a la numeración de la tabla 35, las piezas de longitud grande a barrenar son: 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 13 y 14; las principales son mostradas en la fig. 91.

Las piezas de longitud chica son: 6, 9, 10, 12, 15, 16, 18, 19, 20, 21, 22, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 34, 36, 37, 40, 41, 43, 45, 46, 47, 48 y 49; las principales son mostradas en la fig. 92.

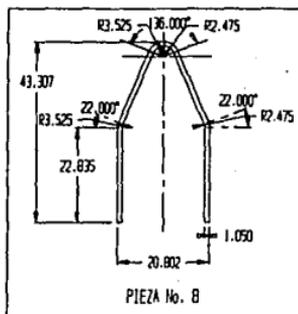
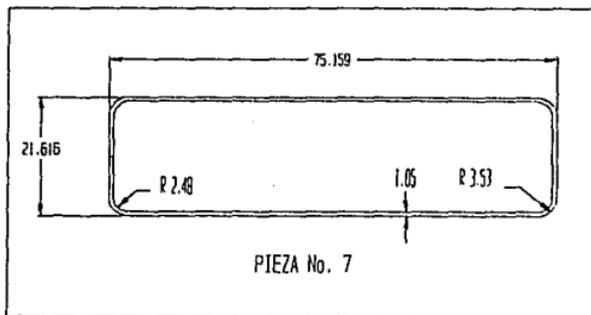
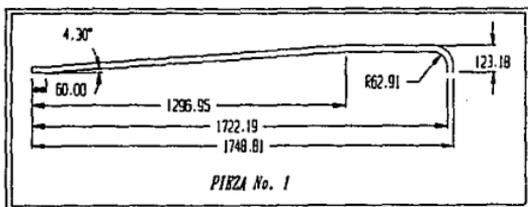


Fig. 91 PIEZAS DE LONGITUD GRANDE A BARRENAR

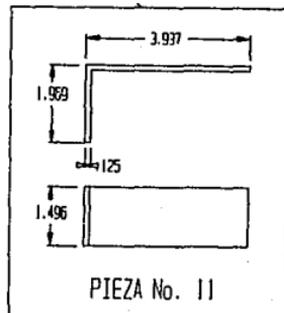
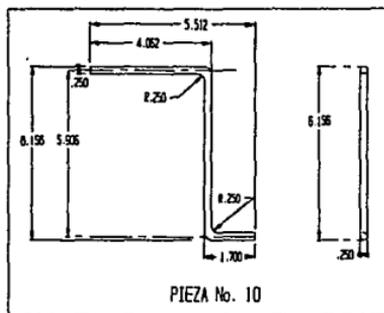
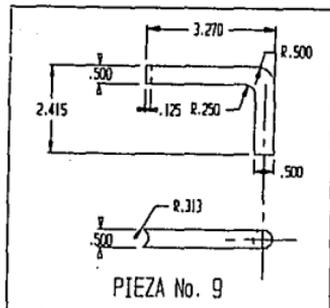
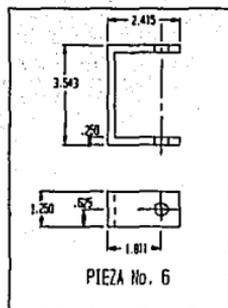


Fig. 92 PIEZAS DE LONGITUD PEQUEÑA A BARREAR

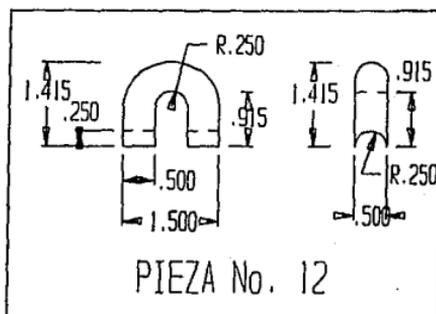
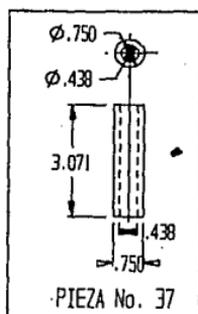
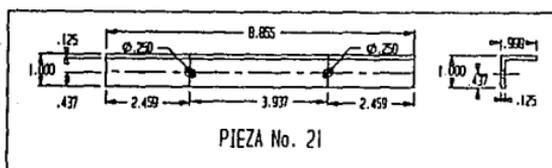
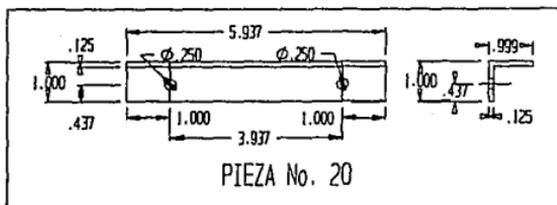


Fig. 92 (Cont.)

5.3) ETAPA DE DOBLADO

Para esta etapa se contará con una dobladora universal Hossfeld Modelo No. 2, cuyas características principales se enmarcan en la tabla No. 36.

TABLA 36. CARACTERÍSTICAS DE LA DOBLADORA UNIVERSAL HOSSFELD MOD. 2

- Capacidad de doblez en tubos de cédula hasta 2" Diámetro Nominal	
- Capacidad de doblez en tubos de calibre hasta 2" Diámetro Externo	
- Capacidad de doblez en tubos conduit desde 1/4" hasta 2"	
- Capacidad de doblez en barras redondas y cuadradas hasta 1 1/4"	
- Capacidad de doblez en soleras hasta 1/2" x 4 1/2"	
- Capacidad de doblez en "U" hasta 1 1/4"	
- Capacidad de doblez de anillos hasta 5/8"	
- Capacidad de doblez en solera fantasía hasta 1/4" x 3"	
- Capacidad de doblez en redondos y cuadrados fantasía hasta 5/8"	
- Capacidad de doblez en ángulos hasta 2" x 2" x 3/16"	

Esta máquina dobladora tiene la característica de ser sencilla y fácil de manejar, al mismo tiempo de no presentar complicaciones en el intercambio de piezas para trabajar con diferentes perfiles. Aunado a la amplia versatilidad de perfiles y formas que puede doblar, hace de esta dobladora una máquina de gran utilidad en procesos de este tipo. En esta etapa se cuenta con una mesa colocada a un lado de la dobladora, la cual contiene dos hileras de orificios que demarcan la posición de los elementos a doblar con respecto a la dobladora a través de un tope, como se muestra en la fig. 93. El propósito de lo anterior es definir la posición donde se iniciará el doblez sobre la pieza. Esto se llevará a cabo a través del contacto de la mordaza de sujeción con el tope, para el caso de los tubos; y por el contacto del extremo de la pieza con el tope para el caso de ángulos.

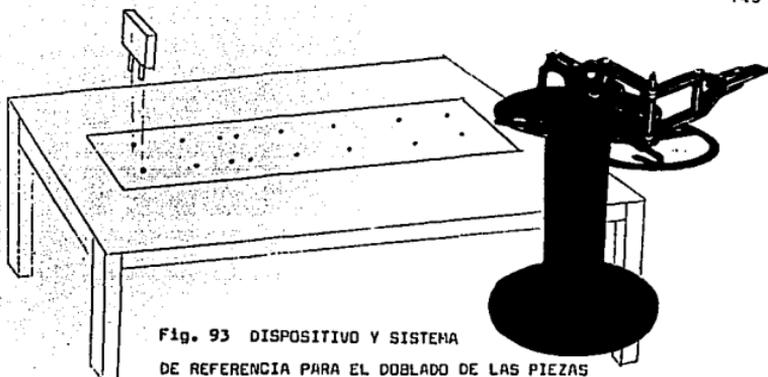


Fig. 93 DISPOSITIVO Y SISTEMA
DE REFERENCIA PARA EL DOBLADO DE LAS PIEZAS

En el caso de los tubos, la misma mordaza de sujeción que se utilizó en la etapa de barrenado, cubrirá con los mismos fines de sujeción y conservación del plano sobre el cual se encuentran los barrenos, siendo esto un punto importante, debido a que el plano de dobléz deberá guardar una posición determinada con respecto al plano que contiene los barrenos. Una vez cubierta esta etapa los tubos podrán ser liberados de las mordazas.

Las piezas de longitud pequeña serán demarcadas por medio de un tope deslizante que se fija por medio de un opresor como se puede observar en la fig. 94. Los orificios que se muestran en ambas varillas permiten la regulación del tope según la pieza a doblar. La fig. 95 muestra un tope sobre el disco de la base que regula el ángulo de dobléz. Este tope es colocado sobre diferentes marcas dispuestas sobre el disco a través de un opresor, con la finalidad de realizar diferentes ángulos de dobléz, según la pieza por doblar.

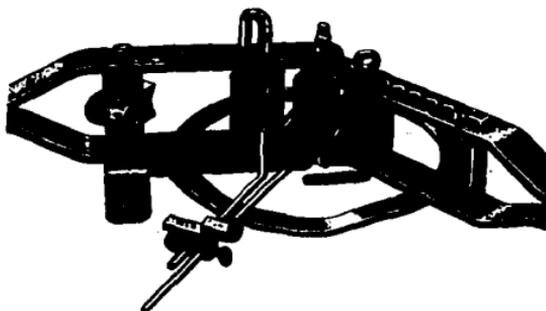


Fig. 94 TOPE DESLIZANTE

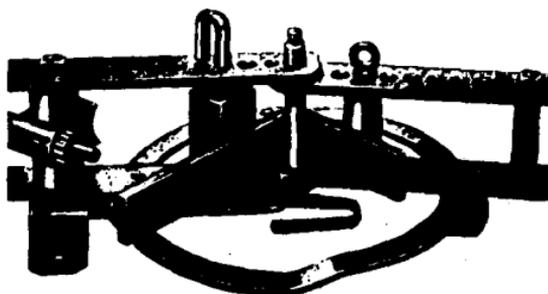


Fig. 95 TOPE SOBRE EL DISCO BASE QUE REGULA EL ANGULO DE DOBLEZ

De acuerdo con la numeración de la tabla No. 35 las piezas de longitud grande por doblar son: 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8 y 13. En la fig. 96 se muestran algunas de dichas piezas.

Las piezas de longitud chicha por doblar son: 6, 9, 10, 11, 12 y 24. En la fig. 97 se muestran algunas de dichas piezas.

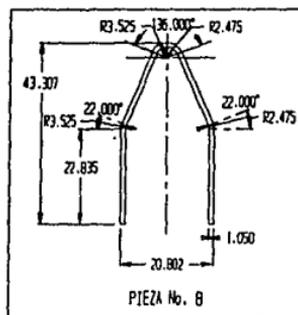
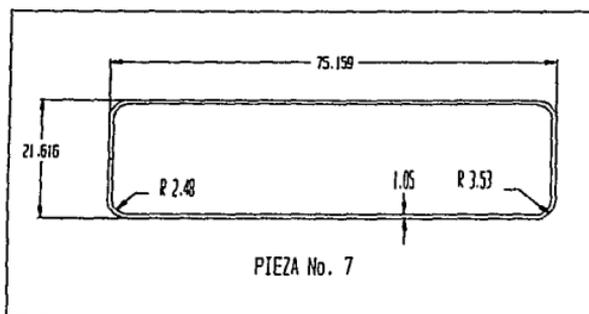
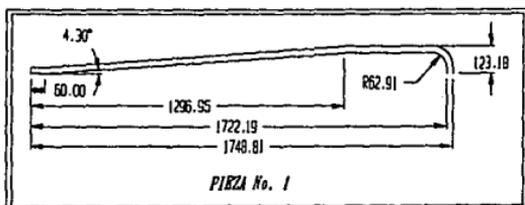


Fig. 96 PIEZAS DE LONGUITUD GRANDE A DOBLAR

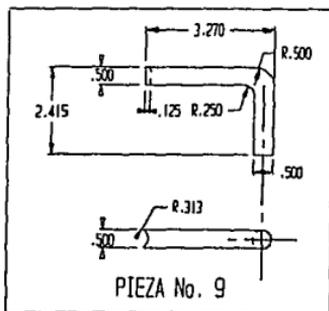
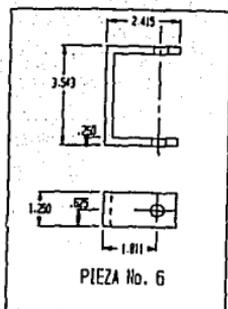
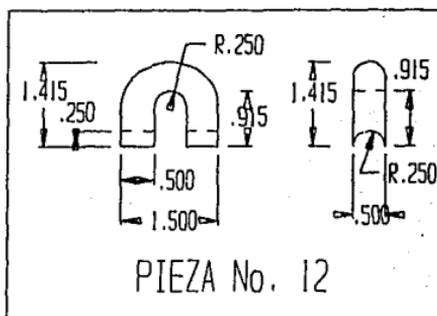
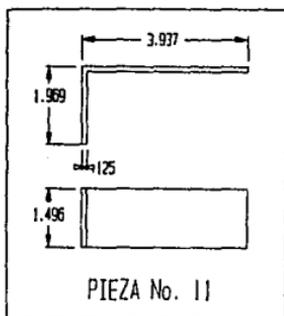
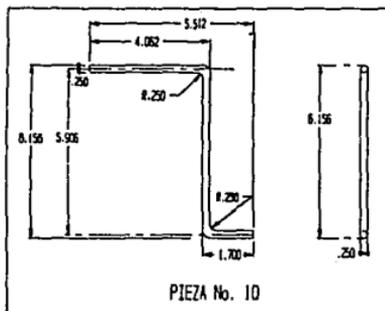


Fig. 97 PIEZAS DE
LONGITUD PEQUEÑA
A DOBLAR



5.4) ETAPA DE SOLDADO Y ENSAMBLE

Para esta etapa se utilizará una soldadora eléctrica común de 75 a 200 Amperes para corriente monofásica o trifásica. Como ya se mencionó anteriormente se utilizarán electrodos E-6013 para la unión de Cold-Chill y electrodos E-9018-B3 para la unión de acero TX10T. Se dispondrá de dispositivos que permitirán la fijación y referencia de los elementos en la posición correcta con la finalidad de soldarlos adecuadamente. En la fig. 98 se muestra uno de estos dispositivos, el cual consiste en una base rectangular A la cual está diseñada a base de perfiles cuadrados. Los elementos B conformados por la unión de un ángulo con un perfil cuadrado, como se muestran en la figura, sirven de apoyo para sostener la base de la estructura principal, esto en principio nos ayudará a soldar los extremos de esta base.

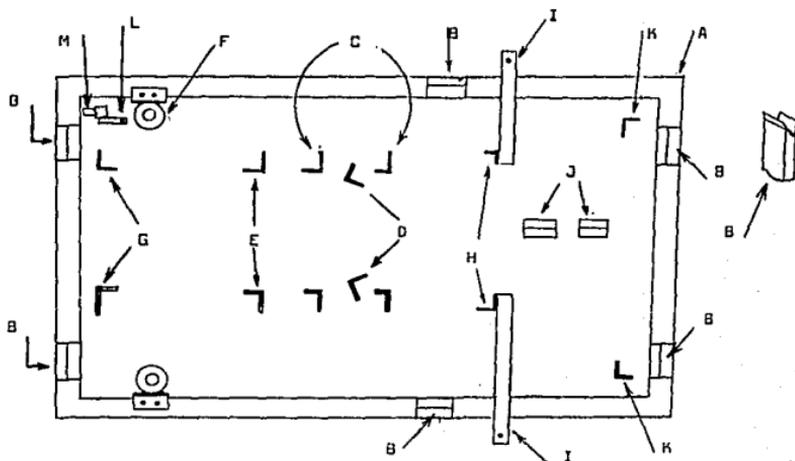


Fig. 98 DISPOSITIVO PARA REFERENCIAR Y SOLDAR LOS ELEMENTOS A LA ESTRUCTURA.

En la fig. 99 se presenta un esquema básico de la estructura principal con el señalamiento y numeración de sus elementos. Los travesaños dispuestos en la base de la estructura (1), dos de los cuales conforman el apoyo del asiento y el otro el apoyo del Roll-Bar, son referenciados por medio de ángulos. A través de los ángulos C, los travesaños topan sobre los patines de éstos mismos quedando así referenciados. De igual manera, los ángulos D cumplen con la misma función al colocar los ángulos de apoyo del asiento. La rotación que presentan los ángulos D con respecto a su eje longitudinal es debido a la disposición de los tornillos que tiene el asiento. Por otra parte, el travesaño que forma parte del apoyo del Roll-Bar se ve referenciado por los ángulos E. Una vez soldado este elemento se procede a colocar las pequeñas soleras (2) que son la base de los apoyos del Roll-Bar. Los elementos F tiene la función de colocar los elementos laterales de la estructura (3); están formados de una barra de sección circular que presenta un cambio de sección, sobre el cual se apoya un pequeño cilindro con un ángulo soldado a éste, esta última pieza tiene la capacidad de girar libremente alrededor de la barra circular, lo que permite desmontar la estructura una vez soldada. También contiene un pequeño cilindro que se sujeta a la barra circular a través de un opresor, y el cual evita un desplazamiento de la pieza anterior. La pieza 3 se hace topar con el patín vertical del elemento F logrando de esta manera una referencia a 90 grados, sobre el otro patín existen dos barrenos que ayudan a referenciar los ángulos de soporte de las chumaceras a través de pernos que atraviesan a estas últimas y al elemento 3. Estos ángulos de soporte deberán ser colocados por debajo del elemento 3 y con uno de los patines apuntando hacia afuera de la estructura. El travesaño superior delantero (4) se posiciona por los mismos ángulos E y del mismo modo el travesaño superior trasero (5) a través de los ángulos G. Estos últimos ángulos G y E tendrán también la

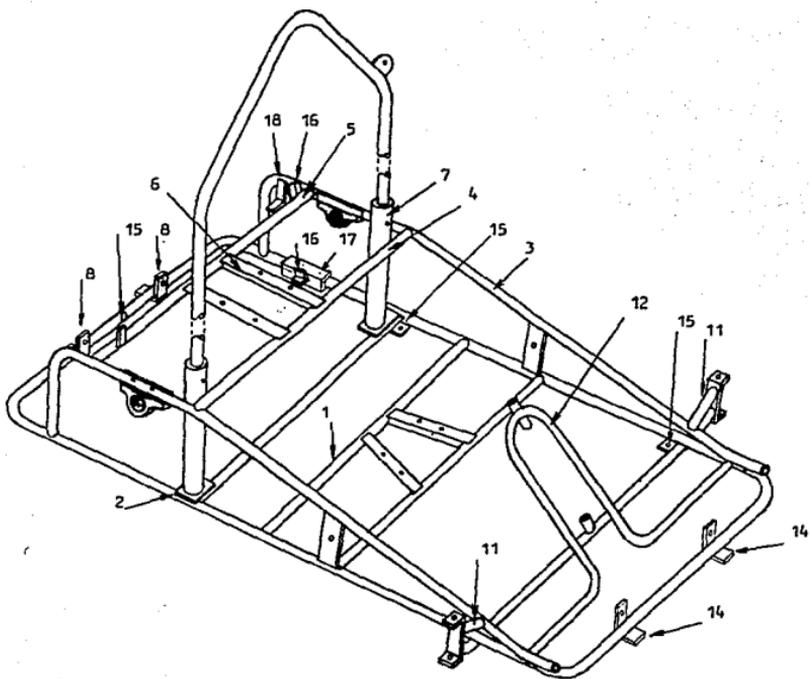


Fig. 99 ESQUEMA DE LA ESTRUCTURA CON EL SEÑALAMIENTO Y NUMERACION DE SUS ELEMENTOS

doble función de posicionar los ángulos que sustentan al motor (6). En el caso de los tubos de soporte del Roll-Bar (7), se contará con un patrón de referencia, el cual se insertará a los tubos y sujetándose a través de tornillos; de esta manera se conforma una sola pieza equivalente a la colocación del Roll-Bar, con la facilidad de montarlo sobre las placas de apoyo (2) y soldar los tubos (7) a éstas y a los elementos (3) y (4). Aprovechando que los tornillos están colodados, se soldará la tuerca al tubo de soporte del Roll-Bar, con la finalidad de un fácil montaje del Roll-Bar. Los pequeños tramos de ángulo (8) sirven tanto para la sujeción de la defensa trasera como para la fibra de vidrio. Las dimensiones de este ángulo son de 2" x 2 1/2" x 1/8". En la fig. 100 se muestra este tipo de sujeción. La tuerca del tornillo que sujeta la fibra de vidrio se aprovecha para soldarla en este momento.

En lo que respecta al soporte de las llantas delanteras (9), la fig. 101 muestra una mesa con una serie de dispositivos que ayudan a soldar a éste con el soporte en forma de "C" para el pivote de la llanta delantera, así como dos pequeños ángulos (10) que sirven para la unión entre el elemento (9) y la estructura principal. Esta mesa consta de dos ángulos A' que funcionan como topes proporcionándonos una referencia. Las tramos de solera B' tienen la finalidad de referenciar al elemento (9) sobre un determinado plano horizontal evitando un momento debido a su propio peso. Los pequeños tramos de solera barrenados C' ayudan a referenciar los soportes en forma de "C", por medio de unos pernos que inmovilizan a estas piezas. Los ángulos (10) deben de ser insertados por debajo del soporte (9) antes de ser sujetado por la brida. Una vez soldados dichos elementos, la pieza resultante se referencia por los ángulos H al topar el elemento (9) sobre éstos. Soldados a estos ángulos se encuentran dos soleras I barrenadas en uno de sus extremos, cuya finalidad es evitar el desplazamiento de la pieza resultante a través de pernos.

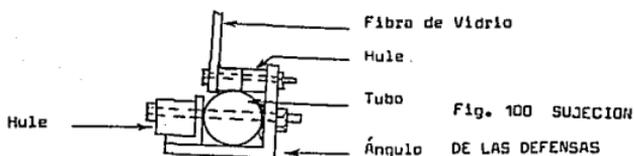
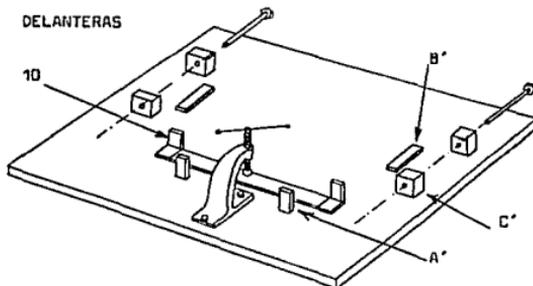


Fig. 100 SUJECION
DE LAS DEFENSAS

Fig. 101 SERIE DE DISPOSITIVOS QUE AYUDAN A SOLDAR EL SOPORTE DE LAS LLANTAS
DELANTERAS



Los refuerzos del apoyo de la llanta delantera (11) son colocados y soldados manualmente, debido a que sus perfiles de unión en ambos extremos del elemento los hacen referenciar automáticamente.

La fig. 102 muestra la manera de soldar el eje del volante junto con su apoyo (12). Los elementos J formados por un perfil cuadrado y un ángulo soldado en su parte superior con cierta inclinación, permiten referenciar al eje del volante en la parte central, del ancho del vehículo, así como proporcionar su inclinación adecuada. El ángulo K permite posicionar el apoyo del eje del volante respecto al eje longitudinal del vehículo, siendo girado manualmente hasta topar con el apoyo superior del eje del volante. La referencia de este último se da al hacer coincidir el extremo superior del ángulo de la pieza J con el extremo inferior de este apoyo. Una vez hecho esto su inmovilización se realiza por medio de un tornillo. La posición del apoyo inferior del eje

del volante (13) queda referenciada automáticamente por los elementos antes mencionados.

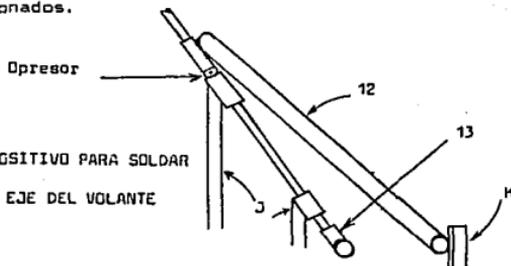


Fig. 102 DISPOSITIVO PARA SOLDAR
LOS APOYOS DEL EJE DEL VOLANTE

Los pequeños ángulos de sujeción (14) cumplen con la misma función que los ángulos (8), con la única diferencia que sujetan a la defensa delantera.

Las pequeñas soleras (15) con un barreno en su centro sirven como Apoyos de los templadores del chicote, tanto del freno como del acelerador. Su posicionamiento y colocación se realiza en forma manual.

Los tramos de ángulo para la sujeción del freno (16), junto con la solera doblada (17) se fijan a la estructura a través del dispositivo L. La fig. 103 muestra este dispositivo. Consta de un macizo cuadrado de 1/2" el cual contiene un ángulo que puede rotar alrededor del punto A, su inclinación se determina por medio de un solera que es fijada a través de un perno en el punto B. Con ayuda de uno de los patines del ángulo y a un orificio colocado sobre este patín, es posible referenciar y posicionar el elemento (16) superior, al inmovilizarlo por medio de un perno. Igual mecanismo, colocado en la parte inferior del macizo cuadrado sujeta el otro elemento (16). El posicionamiento del elemento (17), que sirve como unión entre el elemento (16) inferior y la estructura, se realiza en forma manual en el momento de estar posicionando el elemento (16) inferior. En el caso del elemento (18), su ubicación se realiza por medio del ángulo M en su desplazamiento vertical y en su desplazamiento horizontal a través de una de las caras

del macizo cuadrado. El destrabe del mecanismo a través del perno B facilita el desmontaje de la estructura de la mesa de trabajo una vez terminada esta fase.

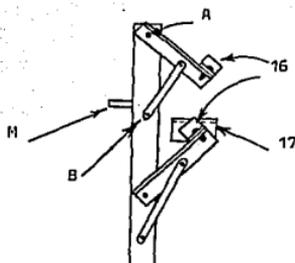


Fig. 103 DISPOSITIVO PARA SOLDAR ANGULOS

Existe otra sección en la que se elaboran otro tipo de piezas como son:

- La pieza que contiene al eje de la llanta delantera y el brazo de palanca "r" de la dirección. La fig. 104 muestra los dispositivos de sujeción y referencia.

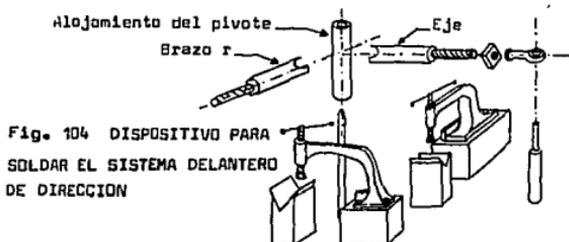


Fig. 104 DISPOSITIVO PARA SOLDAR EL SISTEMA DELANTERO DE DIRECCION

Este dispositivo consta de dos tramos de ángulos montados sobre pequeñas bases, los cuales proporciona la altura y el ángulo requerido al eje de la llanta delantera y al brazo "r" con respecto al alojamiento del pivote de las llantas delanteras, el cual se inserta sobre un poste para ubicarlo. Dos bridas sujetan al eje y al brazo "r". Uno de los postes tiene la función de fijar la distancia entre el centro de la rótula y el centro del alojamiento del pivote de las llantas delanteras.

La inmovilización de la rótula se hace por medio de una contra tuerca.

- Unión del eje del volante con el "gancho" de la dirección. La fig. 105 muestra los dispositivos a utilizar.

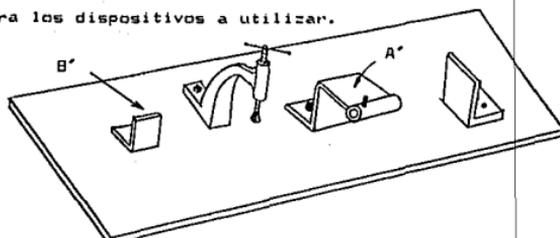


Fig. 105 DISPOSITIVO PARA SOLDAR EL EJE DEL VOLANTE AL "GANCHO" DE LA DIRECCION

Consta de dos ángulos que referencian al eje del volante en forma longitudinal y transversal a su eje. El dispositivo A' el cual consta de una solera doblada con un pequeño tubo en uno de sus extremos, tiene por objetivo ubicar el "gancho" con respecto al eje del volante, al insertar aquél sobre el pequeño tubo y ser fijado a través de un opresor, al mismo tiempo el dispositivo A' cumple con la misma finalidad que el ángulo B'. La sujeción del eje del volante se realiza a través de una brida.

- Unión de la ranura en forma de "U" de la dirección con la barra MN del mecanismo. La fig. 106 muestra dos postes con un cambio de sección que tienen la finalidad de fijar la distancia entre los centros de las rótulas y fijar el plano horizontal. La pieza A' con una placa inclinada soldada en su extremo superior, posiciona la ranura en forma de "U" con la barra MN, evitando su desplazamiento a lo largo de ésta última por medio de un perno unido a la placa. La inmovilización de las rótulas se hace nuevamente a través de contra tuercas.

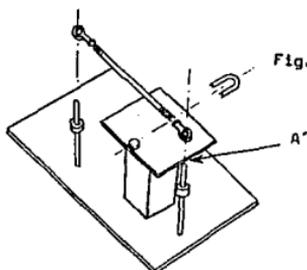


Fig. 106 DISPOSITIVO PARA
REFERENCIAR Y SOLDAR
LA BARRA MN

- Unión de la placa y su alojamiento del eje del volante. La fig. 107 muestra cuatro soleras que ubican la placa en el plano horizontal, además tiene la pieza A' que contiene un tramo de tubo sobre el cual se desliza una varilla que en su extremo inferior tiene un cilindro de diámetro externo ligeramente menor al diámetro interno del alojamiento del eje y el cual se inserta dentro de este último para ubicarlo al centro de la placa. Una vez soldadas estas piezas se desliza la varilla hacia arriba para desalojar la pieza. En la parte superior de la varilla posee un perno que la atraviesa y que tiene la doble función de servir como tope y como asa.

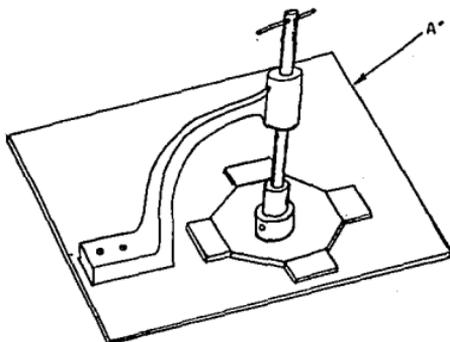


Fig. 107 DISPOSITIVO PARA SOLDAR LOS ELEMENTOS DE SUJECION DEL VOLANTE

En el caso de las defensas, la fig. 108 muestra una serie de elementos que ayudan a su fabricación.

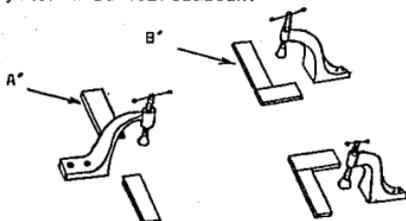


Fig. 108 DISPOSITIVO PARA SOLDAR LAS DEFENSAS

Las dos soleras A' sirven para referenciar uno de los tramos de la defensa, de igual manera que lo hacen las soleras B' con los otros tramos de referencia. Su inmovilización se realiza a través de tres bridas como se puede observar en la misma figura.

Las dimensiones entre las soleras A' y B' estarán en función de las dimensiones de la defensa específica a fabricar.

Una vez terminadas las anteriores etapas se procede a colocar la estructura sobre la mesa mostrada en la fig. 109.

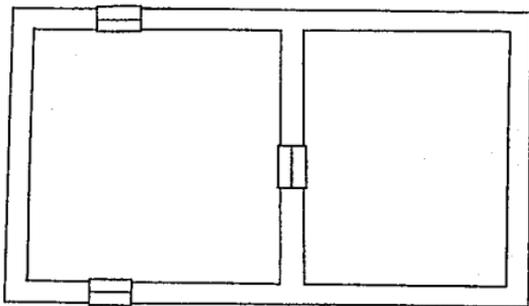


Fig. 109 MESA PARA LA COLOCACION DE LA ESTRUCTURA TERMINADA Y SU POSTERIOR PINTADO

Esta mesa consta de tres apoyos dos en su parte trasera y el otro en uno de los travesaños que conforman el apoyo del asiento. La ubicación de estos apoyos se dispuso por la razón de que al pintar la estructura estos puntos no resultan ser críticos para la estética del vehículo. La primera etapa en esta mesa es la colocación de los topes traseros de los pedales que se realiza en forma manual al no ser crítica su posición, solo evitando que gire el pedal hacia atrás. Posteriormente se sueldan las soleras de apoyo de la lámina para el piso del vehículo en forma manual, atornillándose a continuación ésta a los apoyos. La colocación de las soleras de fijación del cinturón de seguridad, así como los apoyos de los templadores del chicote se realiza de igual manera en forma manual. Una vez realizado lo anterior se procede a pintar el vehículo del color deseado. De la misma manera elementos complementarios como el sistema de dirección, eje de transmisión, las "masas" de las llantas delanteras, Roll-Bar, tornillos, etc., se tiene la opción de pintarlos del color deseado. Una vez terminada la etapa del pintado de las piezas, se procede a la etapa de ensamble, la cual consta en orden de los siguientes pasos:

- 1) Sujeción de las chumaceras. (Tornillo grado 5, 3/8", rondana de presión, tuerca de seguridad)
- 2) Inserción de la flecha de transmisión en la chumacera izquierda.
- 3) Inserción de anillo de retención izquierdo (con opresor de cabeza allen de 3/16"), plato fijo del freno, tambor del freno y anillo de retención derecho (con opresor de cabeza allen de 3/16"), al mismo tiempo que el eje de transmisión se desplaza hacia su derecha hasta insertarse en la chumacera derecha.
- 4) Fijación de los elementos anteriores, a través de cuñas en la flecha de transmisión en la posición correcta.
- 5) Sujeción del plato fijo del freno a los ángulos de fijación del freno, por medio de tornillos de 5/16", rondana de presión y tuerca

estándar.

- 6) Sujeción axial del tambor, a través del apriete de los tornillos que cierran el cono integrado al mismo.
- 7) Colocación de las masas de las llantas traseras con sus respectivas cuñas.
- 8) Colocación de las llantas traseras, con tuercas de castillo (diámetro de 3/4").
- 9) Colocación de las masas delanteras, a través de un tornillo de grado 5, diámetro de 7/16" y tuerca de seguridad.
- 10) Colocación de la barra "MN" de la dirección a los brazos "r", con tornillos de 7/16", rondana de presión entre las dos rótulas, y tuerca de seguridad.
- 11) Colocación de las llantas delanteras, con tuercas de seguridad de 5/8".
- 12) Colocación de los pedales, con anillos de retención y opresor allen de 5/32".
- 13) Colocación de los templadores del chicote.
- 14) Colocación del volante a su eje con tornillo de 1/4" y tuerca de seguridad.
- 15) Colocación del asiento a su base con sus respectivos tornillos integrados.
- 16) Traslado del vehículo de la mesa de trabajo al piso.
- 17) Colocación del motor, a través de gomas de hule y tornillos de 3/8", grado 5.
- 18) Colocación del clutch centrífugo a la flecha del motor, a través de un tornillo de 3/8" rosca fina y rondana de seguridad.
- 19) Colocación de la cadena de transmisión, número 35, 38 eslabones. La regulación de la tensión se realiza por medio del apriete de los tornillos de la base del motor, al comprimir las gomas de hule.
- 20) Colocación del ferreo y cable del chicote del freno (longitud de 1.05

mts. de forro y 1.34 mts. de cable). El cable se inserta en el orificio del pedal con el tope del cable haciendo contacto sobre este último y fijándose a la palanca del freno por medio de un ahogador.

21) Colocación del forro y cable del chicote del acelerador (longitud de 1.49 mts. de forro y 1.78 mts. de cable). De igual manera que el caso anterior, el cable se inserta en el orificio del pedal y se fija a la palanca del acelerador con un ahogador. Sobre esta misma palanca se coloca un resorte que retorna a ésta a la posición original. El otro extremo del resorte se fija a una de las placas de apoyo del templador.

22) Colocación de las defensas (tornillos de 3/8" para la sujeción a la estructura y tornillos de 1/4" para la sujeción entre el hule y el ángulo de las defensas).

23) Colocación del cinturón de seguridad en los puntos izquierdo y derecho con tornillos de 3/8".

24) Inserción del Roll-Bar en los orificios de la carcasa de fibra de vidrio, y la sujeción de éste en sus apoyos por medio de tornillos de 5/16".

25) Fijación de la carcasa de fibra de vidrio a sus sujetadores.

26) Fijación del punto superior del cinturón de seguridad, en el Roll-Bar con tornillo de 3/8".

A continuación se enumeran los tipos de ajuste utilizados en la fabricación del vehículo, según la norma ISO:

- 1.- Entre la chumacera y el eje trasero. 25.4H7/g6
- 2.- Entre la masa de la llanta trasera y el eje trasero. 19.05H7/g6
- 3.- Tolerancia del cuñero: Ancho= -0.0020 [pulg]; Altura= +0.0020 [pulg].
- 4.- Entre el alojamiento unido a la placa del volante y el eje del volante. 15.875H7/g6
- 5.- Entre el apoyo superior e inferior del eje del volante y este mismo

eje. 15.875H11/c11

6.- Entre el alojamiento del pivote del giro de la llanta delantera con el perno-pivote. 11.113C11/h11

7.- Entre la masa de la llanta delantera y el eje delantero. 15.875H7/g6

PLANTAS DEL PROTOTIPO FABRICADO

La fig. 110 muestra las fotografías del prototipo elaborado.

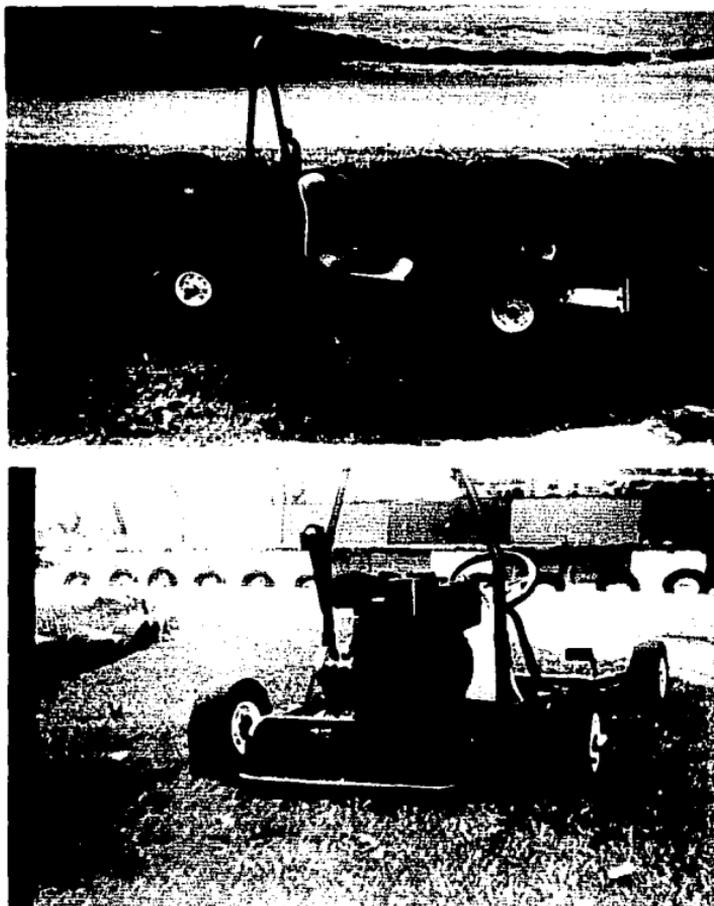


Fig. 110 PROTOTIPO ELABORADO

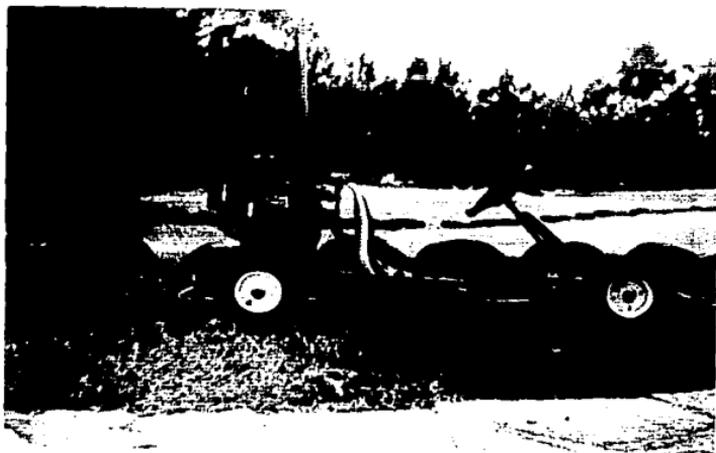


Fig. 110 (Cont.)

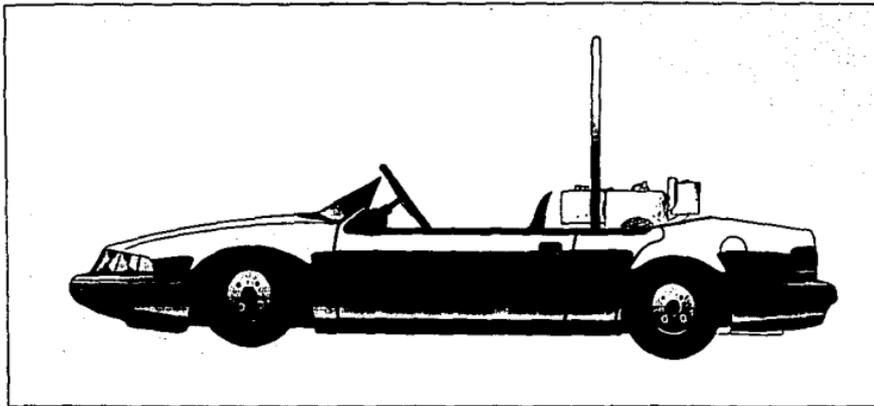


Fig. 111 PROTOTIPO DEL VEHICULO CON SU CARROCERIA DE FIBRA DE VIDRIO

En la fig. 111 se aprecia como quedaría el vehículo con su carrocería de fibra de vidrio.

Las siguientes pruebas fueron realizadas en la ciudad de México y consistieron en el comportamiento de la velocidad y aceleración del automóvil tabuladas cada 3 metros; medición de los ángulos de giro de las llantas delanteras; radio mínimo de giro; peso real del automóvil; pendiente máxima del camino; velocidad máxima desarrollada; distancia de frenado mínima y comportamiento del vehículo a un determinado tiempo de uso.

1) En el caso de las pruebas del comportamiento de la velocidad y aceleración del vehículo, se asumieron las siguientes condiciones: altitud de 2300 metros sobre el nivel del mar, una temperatura promedio de 20 grados centígrados, peso del conductor de 70 kg. Estas pruebas se realizaron repetidamente durante dos días, tomándose lecturas de tiempo en intervalos de distancia de 3 metros cada uno. A partir de estos tiempos se procedió a obtener un tiempo, velocidad y aceleración promedio para cada uno de estos intervalos. La tabla 37 muestra estos resultados para los dos días de pruebas:

TABLA 37. RESULTADOS DE VELOCIDAD Y ACELERACIÓN PROMEDIO EN INTERVALOS DE 3 MTS.

PRUEBA #	1	2	3	4	5	T.Prom.	V.Prom.	A.Prom.
a 3 Mts.	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[m/seg]	[m/seg ²]
DIA 1	2.11	2.22	1.88	2.03	2.10	2.072	2.895	1.397
DIA 2	2.23	1.86	1.77	1.89	1.86	1.920	3.120	1.624

PRUEBA #	1	2	3	4	5	T.Prom.	V.Prom.	A.Prom.
a 6 Mts.	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[m/seg]	[m/seg ²]
DIA 1	2.41	2.67	2.51	2.75	2.48	2.564	4.680	1.825
DIA 2	2.79	2.50	2.53	2.58	2.88	2.656	4.510	1.700

PRUEBA #	1	2	3	4	5	T.Prom.	V.Prom.	A.Prom.
a 9 Mts.	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[m/seg]	[m/seg ¹²]
DIA 1	2.93	2.90	3.04	2.88	3.09	2.968	6.060	2.040
DIA 2	3.16	3.15	3.23	2.99	3.09	3.124	5.760	1.844

PRUEBA #	1	2	3	4	5	T.Prom.	V.Prom.	A.Prom.
a 12 Mts	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[m/seg]	[m/seg ¹²]
DIA 1	3.73	3.71	4.00	3.74	3.58	3.752	6.390	1.704
DIA 2	3.39	3.71	3.64	3.48	3.42	3.528	6.800	1.928

PRUEBA #	1	2	3	4	5	T.Prom.	V.Prom.	A.Prom.
a 15 Mts	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[m/seg]	[m/seg ¹²]
DIA 1	3.93	3.95	4.14	4.07	3.94	4.006	7.480	1.869
DIA 2	4.14	3.91	4.11	3.99	4.09	4.040	7.410	1.830

PRUEBA #	1	2	3	4	5	T.Prom.	V.Prom.	A.Prom.
a 18 Mts	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[m/seg]	[m/seg ¹²]
DIA 1	4.26	4.46	4.45	4.73	4.68	4.516	7.970	1.765
DIA 2	4.47	4.32	4.17	4.26	4.29	4.302	8.368	1.945

PRUEBA #	1	2	3	4	5	T.Prom.	V.Prom.	A.Prom.
a 21 Mts	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[m/seg]	[m/seg ¹²]
DIA 1	5.21	5.44	5.09	5.60	5.19	5.306	7.910	1.491
DIA 2	4.57	4.39	4.60	4.59	4.51	4.532	9.260	2.040

PRUEBA #	1	2	3	4	5	T.Prom.	V.Prom.	A.Prom.
a 24 Mts	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[m/seg]	[m/seg ¹²]
DIA 1	5.79	5.61	5.70	5.82	6.01	5.786	8.290	1.430
DIA 2	4.76	4.90	4.88	4.69	5.04	4.850	8.650	1.780

PRUEBA #	1	2	3	4	5	T.Prom.	V.Prom.	A.Prom.
a 27 Mts	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[seg]	[m/seg]	[m/seg ¹²]
DIA 1	5.35	5.29	5.38	5.36	5.42	5.380	8.950	1.668
DIA 2	5.23	5.26	5.29	5.16	5.12	5.212	10.360	1.987

La tabla 38 muestra el promedio de tiempo, velocidad y aceleración realizados durante los dos días de pruebas. Al mismo tiempo la figura 112 muestra la gráfica de estos valores.

TABLA 38. VALORES PROMEDIO DURANTE LOS DOS DÍAS DE PRUEBAS

DISTANCIA (mts)	TIEMPO (seg)	VELOCIDAD (m/seg)	ACELERACIÓN (m/seg ²)
3	1.996	3.000	1.510
6	2.610	4.595	1.762
9	3.040	5.910	1.942
12	3.640	6.595	1.816
15	4.020	7.445	1.849
18	4.409	8.169	1.855
21	4.919	8.585	1.765
24	5.100	8.800	1.720
27	5.784	9.427	1.661

MOTOR TECUMSEH 8 H.P.

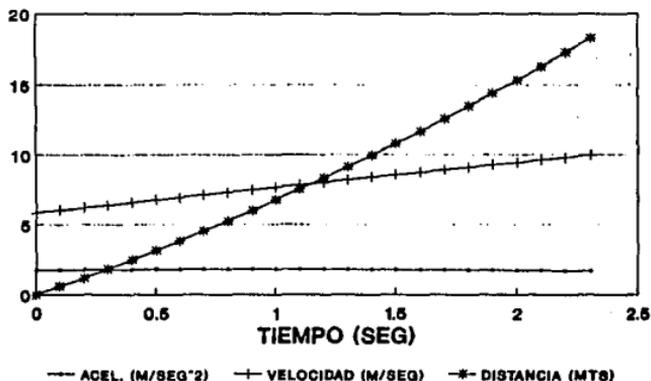
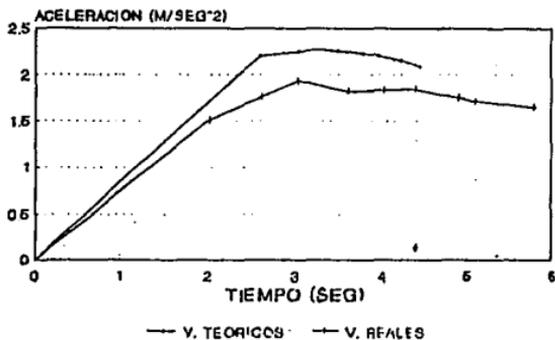


Fig. 112 GRAFICAS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS

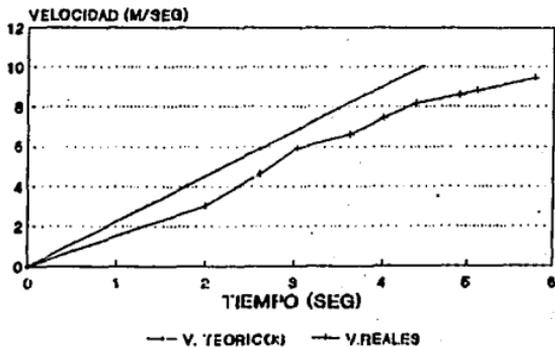
En la fig. 113 se muestran las gráficas de la comparación entre los valores teóricos y reales obtenidos para la aceleración, velocidad y distancia.

ACELERACIONES



• PARA UN CONDUCTOR DE 70 KGS

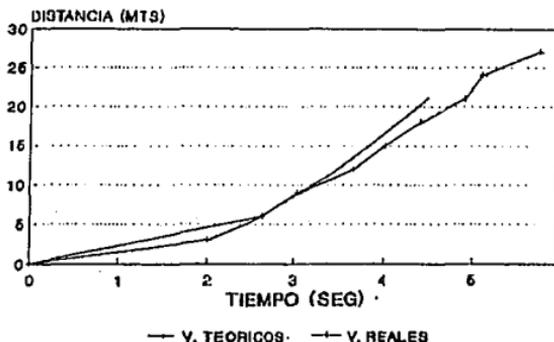
VELOCIDADES



• PARA UN CONDUCTOR DE 70 KGS

Fig. 113 GRAFICAS DE VALORES TEORICOS Y REALES

DISTANCIAS



· PARA UN CONDUCTOR DE 70 KGS.

Fig. 113 (Cont.)

2) Para el caso de la medición de los ángulos de giro de las llantas delanteras, éstas se alinearon paralelamente bajo una referencia que asegurará esta característica, procediéndose a girar totalmente el volante y marcando la nueva alineación de las llantas, que con la ayuda de un transportador se midieran los ángulos de rotación de las mismas. Esta prueba se realizó con giro a la derecha y a la izquierda. La tabla 39 muestra estos valores.

TABLA 39. VALORES DE ÁNGULOS DE ROTACIÓN DE LAS LLANTAS DELANTERAS

	GIRO DERECHA [grados]	GIRO IZQUIERDA [grados]
LLANTA DERECHA	34.5	25.5
LLANTA IZQUIERDA	26.5	31.5

3) Para el caso de la prueba del radio mínimo de giro se procedió a marcar la trayectoria que seguía la llanta delantera interna al seguir esta última a través de un marcador durante el giro máximo del volante. Esto se realizó a baja velocidad. Una vez trasada la circunferencia se procedió a medir su diámetro, siendo de 5.15 mts.

Como el radio de giro mínimo se mide a partir del pivote de giro de la llanta interna al centro de giro. Tomando en consideración este factor el radio mínimo de giro resultante es de 2.69 mts.

4) Para el caso de el peso real del automóvil simplemente se colocó sobre una báscula, teniendo en cuenta que el tanque de gasolina estaba lleno, obteniéndose una lectura de 106 Kg.

5) Para el caso de la pendiente máxima del camino, se colocó el automóvil sobre dos tablas las cuales se fueron elevando por medio de un gato mecánico. El resultado obtenido fue de 15 grados.

6) Para el caso de la velocidad máxima desarrollada, se colocó un velocímetro el cual registró una velocidad máxima de 30 Km/hr.

7) Para el caso de la distancia de frenado mínima, se marco en el camino un punto de referencia a partir del cual se aplicó al máximo el freno, conduciendo a velocidad máxima, registrándose una distancia de 7.18 mts. hasta detenerse completamente.

8) Para el caso del comportamiento del vehículo a un determinado tiempo de uso, se llevó a una pista de prueba en la cual se le hizo trabajar durante un período continuo de 4 horas y al término de este lapso se le hizo una revisión general de todos sus elementos.

CONCLUSIONES

SECCIÓN I:

En relación al primer punto de las pruebas de este trabajo, se pueden comparar los datos obtenidos en éstas con los valores obtenidos teóricamente. De esta manera comparando las gráficas de la figura 111 se puede apreciar que existe similitud en el comportamiento de éstas, notándose que los valores teóricos superan a los valores reales, como era de esperarse. Esto es debido a que los valores teóricos no consideran pérdidas por fricción, resistencia a la rodadura, vencimiento de inercia de los elementos de transmisión y eficiencia del embrague. En el caso de la gráficas tiempo-distancia se puede observar sobre los valores teóricos, un tiempo de embrague de 2.6 segundos a partir del arranque con una distancia recorrida de 6 metros; y un tiempo de 4.4 segundos con una distancia de 20.9 metros cuando el vehículo alcanza su velocidad máxima, en comparación con un tiempo de 5.78 segundos y una distancia de 27 metros para los datos reales. En el caso de la velocidad máxima teórica la gráfica presenta un valor de 10.04 mts/seg en un tiempo de 4.4 segundos contra un valor real de 9.42 mts/seg en un tiempo de 5.78 segundos. De igual manera la aceleración máxima presentada en la gráfica de los valores teóricos es de 2.089 mts/seg² en un tiempo de 3.2 segundos contra un valor real de 1.94 mts/seg² en un tiempo de 3 segundos. De esta manera se puede concluir que los valores teóricos son mejores que los valores reales aproximadamente en un 20%.

Para el caso de los ángulos de giro de las llantas delanteras se pudo observar una buena aproximación a los valores teóricos recomendados por la teoría de giro (34 grados llanta interna y 26 grados llanta externa). Esto confirma la confiabilidad del mecanismo de 4 barras de

Ackerman para este tipo de aplicación. Las pequeñas variaciones que presentan los ángulos de giro de las llantas delanteras, tanto la externa como la interna, al virar hacia la derecha e izquierda, fueron debidas a un pequeño error en la alineación del soporte de las llantas delanteras, ya que no se contó con los elementos adecuados que aseguraran una buena precisión, como son aquellos propuestos en esta tesis.

Respecto al radio mínimo de giro se obtuvo un valor de 2.68 mts., en comparación a un valor teórico de 2.66 mts., logrando una muy buena aproximación. Por lo que podemos confiar en las dimensiones de los elementos que conforman el mecanismo de dirección.

En el caso del peso real del automóvil se obtuvo un valor de 106 Kg. en comparación al valor teórico de 114 Kg. esta diferencia fue debido a la ausencia de los datos reales del peso de algunas piezas, por no contar con ellas en esos momentos, por lo que tuvieron que ser estimados sus pesos.

En cuanto a la pendiente máxima del camino, ésta resultó aproximada a la que se había calculado de 18 grados. Esta diferencia es debida principalmente a la eficiencia del embrague.

La velocidad máxima de 30 Km/hr obtenida durante las pruebas difiere principalmente a la calculada de 36 Km/hr, debido nuevamente a la eficiencia del embrague y a pérdidas secundarias por fricción.

Por último para el punto número 8 de las pruebas, se observó un buen comportamiento del vehículo en general en la pista de pruebas. Una estabilidad aceptable en las curvas con una buena respuesta del motor durante estas. Una fácil maniobrabilidad que permitía una buena conducción en zonas de curvas. El sistema de frenado dio buenos resultados, ya que al aplicar el freno, el eje trasero reducía gradualmente su velocidad sin provocar un posible efecto de "coleo". Se pudo observar también una resistencia adecuada de la estructura y

diferentes elementos. Además de no presentarse ningún problema en la sujeción de los diferentes elementos debido a vibraciones y a cargas de trabajo. El único problema que se presentó fue el desprendimiento de la placa que sujeta a uno de los templadores del chicote del acelerador, localizado en la parte posterior del vehículo a la altura de la base del motor. Esto sucedió por un deficiente cordón de soldadura, el cual se corrigió posteriormente.

SECCIÓN II:

En relación al proceso de fabricación es muy importante cuidar los elementos que nos sirven como sistema de referencia. Esto es, aquellos elementos que ayudan a determinar las dimensiones de las piezas a elaborar, así como el referenciarlas unas con respecto a otras en las diferentes etapas del proceso. Realizar buenos cordones de soldadura; tener cuidado de colocar correctamente elementos como el freno, clutch, utilizar los tornillos y elementos especificados, asegurarse de una correcta sujeción de las piezas, etc.

En general podemos mencionar que el vehículo cumple con los objetivos propuestos originalmente. Por ejemplo la rigidez de su estructura es bastante aceptable. Esta misma junto con los elementos adicionales ratificaron un cálculo correcto al no presentarse fallas durante las pruebas realizadas. Aspectos de seguridad como el evitar un posible contacto con elementos en movimiento, el enllante de los automóviles, posibles impactos del conductor con algunas partes del vehículo al momento de frenar o de choques, o la protección del conductor al momento de un posible vuelco del vehículo, son cubiertos por elementos tales como la carrocería de fibra de vidrio, las defensas, cinturón de seguridad y el roll-bar respectivamente. En cuanto a la ergonometría del vehículo ésta resulta aceptable para niños a partir de 12 años y para adultos dentro del estándar del mexicano, debido a pruebas realizadas con personas de estas características. Otra finalidad

cubierta fue elaborar un vehículo sencillo y económico, así como su proceso de fabricación. La velocidad máxima desarrollada por el vehículo de 36 Km/hr, es cercana a la propuesta en los objetivos de 40 Km/hr.

Por último, el modelo fabricado presentaba una buena estética en comparación con otros tipos de Go-karts de renta que existen en el mercado. De esto nos dimos cuenta indudablemente de las opiniones de la gente que lo veían, tanto de niños, adolescentes y adultos; a pesar de no haber fabricado la carcasa de fibra de vidrio propuesta en el modelo original, lo que le hubiera dado un aspecto estético aún mayor. En sí, se cumplieron con los objetivos planteados.

BIBLIOGRAFIA

1. SHIGLEY E., Joseph y MITCHELL D., Larry; "Diseño en Ingeniería mecánica"; cuarta edición; Mc. Graw Hill; México; 1986.
2. D. A. CHUDAKOV; "Fundamentos de la teoría del cálculo de tractores y automóviles"; Editorial Mir; Moscú, URSS; 1977.
3. SZCZEPANIAK, CEZARY; "Fundamentos de diseño del automóvil"; primera edición; C.E.C.S.A.; México; 1982.
4. DEUTSCHMAN D., Aaron; "Diseño de Máquinas"; CECSA; México; 1987.
5. POPOV P., EGOR; "Introducción a la Mecánica de Sólidos"; sexta edición; LIMUSA; México; 1986.
6. R. E. SCRATON; "Métodos Numéricos Básicos"; primera edición; Mc. Graw Hill; México; 1986.
7. ALVAREZ, J. ANGELES; "Análisis y Síntesis Cinemáticos de Sistemas Mecánicos"; primera edición; LIMUSA; México; 1978.
8. BEER, FERDINAND P. y JOHNSTON, E. RUSSELL; "Mecánica Vectorial para Ingenieros. Estática"; cuarta edición; Mc. Graw Hill; México; 1985.
9. COOK, NATHAN H.; "Mechanics and Materials for Design"; primera edición; Mc. Graw Hill; United States of America; 1984.
10. MAC CORMICK, ERNEST J. y SANDERS, MARK S.; "Human Factor in engineering and design"; quinta edición; Mc. Graw Hill; Singapur; 1983.

A P E N D I C E A

TABLE A. American National Standard Weights and Dimensions of Welded and Seamless Wrought Steel Pipe (ANSI B36.10-1985)

Nom. Size and (O.D.) in.	Wall Thick. in.	Identification				Nom. Size and (O.D.) in.	Wall Thick. in.	Identification			
		Sch. No.	Other	Sch.	Other			Sch.	Other		
1/8 (0.625)	0.048	3/4	80	3L	STD	3 (3.500)	0.141	3.06	...	5L	...
	0.092	0.31	XS		0.198	5.27	...	5L	...
1/4 (0.500)	0.067	0.23	STD	3 1/2 (4.000)	0.172	0.11	...	5L	...
	0.119	0.34	80	3L	XS		0.188	0.64	...	5L	STD
1/2 (0.675)	0.091	0.37	80	3L	STD	3 3/4 (4.000)	0.230	0.58	...	5L	...
	0.126	0.74	80	3L	XS		0.281	0.66	...	5L	XS
5/8 (0.625)	0.109	0.85	40	3L	STD	4 (4.000)	0.300	10.23	80	5L	...
	0.147	1.09	80	3L	XS		0.418	14.32	160	5L	XKS
3/4 (0.750)	0.188	1.31	160	4 1/2 (4.500)	0.083	3.47	...	5L	...
	0.294	1.71	XKS		0.109	4.33	...	5L	...
1 (1.000)	0.113	1.13	40	3L	STD	5 (5.000)	0.125	5.17	...	5L	...
	0.154	1.47	80	3L	XS		0.141	5.81	...	5L	...
1 1/4 (1.250)	0.126	1.66	160	5 1/2 (5.500)	0.159	6.40	...	5L	...
	0.208	2.44	XKS		0.172	7.00	...	5L	...
1 1/2 (1.500)	0.133	1.48	80	3L	STD	6 (6.000)	0.188	7.65	...	5L	...
	0.179	2.17	160	3L	XS		0.216	9.11	40	5L	STD
1 3/4 (1.750)	0.150	2.84	160	6 1/2 (6.500)	0.230	10.01	...	5L	...
	0.258	3.68	XKS		0.281	11.16	...	5L	XS
2 (2.000)	0.140	2.37	40	3L	STD	7 (7.000)	0.083	3.93	...	5L	...
	0.191	3.00	80	3L	XS		0.109	4.71	...	5L	...
2 1/2 (2.500)	0.156	3.11	160	7 1/2 (7.500)	0.125	5.84	...	5L	...
	0.261	3.91	XKS		0.141	6.50	...	5L	...
3 (3.000)	0.165	2.72	40	3L	STD	8 (8.000)	0.159	10.04	...	5L	...
	0.200	3.63	80	3L	XS		0.172	10.92	...	5L	...
3 1/2 (3.500)	0.281	4.01	XKS	8 1/2 (8.500)	0.203	9.33	...	5L	...
	0.400	6.49	XKS		0.281	16.01	...	5L	...
4 (4.000)	0.083	2.07	9 (9.000)	0.083	4.36	...	5L	...
	0.109	2.64		0.109	10.79	40	5L	STD
4 1/2 (4.500)	0.125	3.00	9 1/2 (9.500)	0.125	11.32	...	5L	...
	0.141	3.30		0.181	13.06	...	5L	...
5 (5.000)	0.154	3.95	40	3L	STD	10 (10.000)	0.337	14.08	80	5L	XS
	0.172	4.62		0.438	19.00	120	5L	...
5 1/2 (5.250)	0.172	4.97	10 1/2 (10.500)	0.531	21.51	160	5L	...
	0.218	5.83	80	3L	XS		0.674	27.34	...	5L	XKS
6 (6.000)	0.200	6.02	11 (11.000)	0.083	4.36	...	5L	...
	0.281	6.38		0.125	7.26	...	5L	...
6 1/2 (6.250)	0.261	7.46	160	11 1/2 (11.500)	0.159	10.04	...	5L	...
	0.400	9.07	XKS		0.172	10.92	...	5L	...
7 (7.000)	0.083	2.07	12 (12.000)	0.181	14.63	40	5L	STD
	0.109	2.64		0.216	16.51	...	5L	...
7 1/2 (7.500)	0.125	3.00	12 1/2 (12.500)	0.230	17.59	...	5L	...
	0.141	3.30		0.281	19.37	80	5L	XS
8 (8.000)	0.154	3.95	13 (13.000)	0.337	14.08	...	5L	...
	0.172	4.62		0.438	19.00	120	5L	...
8 1/2 (8.250)	0.172	4.97	13 1/2 (13.500)	0.531	21.51	160	5L	...
	0.218	5.83		0.674	27.34	...	5L	XKS
9 (9.000)	0.200	6.02	14 (14.000)	0.083	4.36	...	5L	...
	0.281	6.38		0.125	7.26	...	5L	...
9 1/2 (9.250)	0.261	7.46	160	14 1/2 (14.500)	0.159	10.04	...	5L	...
	0.400	9.07	XKS		0.172	10.92	...	5L	...
10 (10.000)	0.083	2.07	15 (15.000)	0.181	14.63	40	5L	STD
	0.109	2.64		0.216	16.51	...	5L	...
10 1/2 (10.250)	0.125	3.00	15 1/2 (15.500)	0.230	17.59	...	5L	...
	0.141	3.30		0.281	19.37	80	5L	XS
11 (11.000)	0.154	3.95	16 (16.000)	0.337	14.08	...	5L	...
	0.172	4.62		0.438	19.00	120	5L	...
11 1/2 (11.250)	0.172	4.97	16 1/2 (16.500)	0.531	21.51	160	5L	...
	0.218	5.83		0.674	27.34	...	5L	XKS
12 (12.000)	0.200	6.02	17 (17.000)	0.083	4.36	...	5L	...
	0.281	6.38		0.125	7.26	...	5L	...
12 1/2 (12.250)	0.261	7.46	160	17 1/2 (17.500)	0.159	10.04	...	5L	...
	0.400	9.07	XKS		0.172	10.92	...	5L	...
13 (13.000)	0.083	2.07	18 (18.000)	0.181	14.63	40	5L	STD
	0.109	2.64		0.216	16.51	...	5L	...
13 1/2 (13.250)	0.125	3.00	18 1/2 (18.500)	0.230	17.59	...	5L	...
	0.141	3.30		0.281	19.37	80	5L	XS
14 (14.000)	0.154	3.95	19 (19.000)	0.337	14.08	...	5L	...
	0.172	4.62		0.438	19.00	120	5L	...
14 1/2 (14.250)	0.172	4.97	19 1/2 (19.500)	0.531	21.51	160	5L	...
	0.218	5.83		0.674	27.34	...	5L	XKS
15 (15.000)	0.200	6.02	20 (20.000)	0.083	4.36	...	5L	...
	0.281	6.38		0.125	7.26	...	5L	...
15 1/2 (15.250)	0.261	7.46	160	20 1/2 (20.500)	0.159	10.04	...	5L	...
	0.400	9.07	XKS		0.172	10.92	...	5L	...

TABLE A. (Continued). American National Standard Weights and Dimensions of Welded and Seamless Wrought Steel Pipe (ANSI B36.10-1985)

Nom. Size and (O.D.) in.	Wall Thick. in.	Identification				Nom. Size and (O.D.) in.	Wall Thick. in.	Identification				
		Sch. No.	Other	Sch.	Other			Sch. No.	Other			
10 (10.000)	0.188	13.92	5L	...	10 (10.750)	1.113	113.64	160	...	
	0.293	13.92	5L	...		1.230	116.83	...	5L	...
10 1/2 (10.250)	0.210	14.98	5L	...	10 1/2 (10.750)	0.188	21.31	...	5L	...
	0.316	14.98	5L	...		0.281	25.21	...	5L	...
11 (11.000)	0.230	16.07	5L	...	11 (11.000)	0.172	29.20	...	5L	...
	0.334	16.07	5L	STD		0.219	29.31	...	5L	...
11 1/2 (11.250)	0.250	17.16	5L	...	11 1/2 (11.250)	0.230	33.39	20	5L	...
	0.354	17.16	5L	...		0.281	37.41	...	5L	...
12 (12.000)	0.270	18.25	5L	...	12 (12.000)	0.311	41.45	...	5L	...
	0.373	18.25	5L	XS		0.360	45.58	...	5L	...
12 1/2 (12.250)	0.290	19.34	5L	...	12 1/2 (12.250)	0.311	47.77	30	5L	...
	0.393	19.34	5L	...		0.360	51.90	...	5L	...
13 (13.000)	0.310	20.43	5L	...	13 (13.000)	0.375	49.50	...	5L	STD
	0.413	20.43	5L	...		0.400	53.51	40	5L	...
13 1/2 (13.250)	0.330	21.52	5L	...	13 1/2 (13.250)	0.418	57.59	...	5L	...
	0.433	21.52	5L	XKS		0.500	65.43	60	5L	XS
14 (14.000)	0.350	22.61	5L	...	14 (14.000)	0.418	69.63	80	5L	...
	0.453	22.61	5L	...		0.500	80.11	...	5L	...
14 1/2 (14.250)	0.370	23.70	5L	...	14 1/2 (14.250)	0.513	103.53	...	5L	...
	0.473	23.70	5L	...		0.600	114.37	...	5L	...
15 (15.000)	0.390	24.79	5L	...	15 (15.000)	0.513	117.81	...	5L	...
	0.493	24.79	5L	...		0.600	128.65	...	5L	...
15 1/2 (15.250)	0.410	25.88	5L	...	15 1/2 (15.250)	0.513	132.25	...	5L	...
	0.513	25.88	5L	...		0.600	143.09	...	5L	...
16 (16.000)	0.430	26.97	5L	...	16 (16.000)	0.513	135.89	...	5L	...
	0.533	26.97	5L	...		0.600	146.74	...	5L	...
16 1/2 (16.250)	0.450	28.06	5L	...	16 1/2 (16.250)	0.513	139.53	100	5L	...
	0.553	28.06	5L	...		0.600	150.37	...	5L	STD
17 (17.000)	0.470	29.15	5L	...	17 (17.000)	0.400	58.94	...	5L	...
	0.573	29.15	5L	...		0.450	63.08	40	5L	...
17 1/2 (17.250)	0.490	30.24	5L	...	17 1/2 (17.250)	0.450	67.22	...	5L	...
	0.593	30.24	5L	...		0.500	71.36	...	5L	XS
1												

TABLE B. Properties of American National Standard Schedule 40 Welded and Seamless Wrought Steel Pipe

Diameter, Inches		Actual Outside	Wall Thickness, Inches	Cross-Sectional Area of Metal	Weight per Foot, Pounds		Capacity per Foot of Length		Length of Pipe in Feet to Contain		Properties of Sections		
Nominal	Actual Inside				Oil Pipe	Oil Water in Pipe	In Cubic Inches	In Gallons	One Cubic Foot	One Gallon	Moment of Inertia	Radius of Gyration	Section Modulus
16	0.169	0.405	0.068	0.072	0.24	0.025	0.683	153.7	118.7	0.00206	0.117	0.00315	
16	0.169	0.405	0.068	0.123	0.47	0.045	1.240	0.005	182.4	118.0	0.00211	0.163	0.00315
36	0.354	0.675	0.091	0.167	0.57	0.083	2.291	0.010	754.4	100.8	0.00219	0.209	0.01660
36	0.354	0.675	0.109	0.250	0.83	0.137	3.646	0.016	473.9	61.35	0.01709	0.261	0.01660
36	0.354	0.675	0.123	0.353	1.13	0.231	6.399	0.028	270.0	36.10	0.03204	0.334	0.02055
42	0.374	0.710	0.113	0.494	1.68	0.374	10.37	0.045	166.5	21.37	0.08234	0.441	0.1378
42	0.374	0.710	0.123	0.689	2.27	0.518	17.95	0.078	96.28	11.87	0.1947	0.539	0.2166
42	0.374	0.710	0.145	0.799	2.72	0.881	24.43	0.106	70.23	9.456	0.3059	0.623	0.3165
42	0.374	0.710	0.154	1.075	3.65	1.454	40.27	0.174	41.91	5.737	0.6658	0.787	0.5027
42	0.374	0.710	0.203	1.701	5.79	2.074	57.45	0.249	30.08	4.021	1.530	0.947	1.064
42	0.374	0.710	0.216	2.228	7.35	2.707	88.74	0.384	19.48	2.601	3.017	1.163	1.714
42	0.374	0.710	0.216	2.650	9.15	4.283	118.5	0.514	14.50	1.947	4.788	1.337	2.394
42	0.374	0.710	0.237	3.174	10.79	5.515	152.8	0.661	11.31	1.512	7.233	1.510	3.215
42	0.374	0.710	0.250	4.300	14.62	8.666	210.1	1.04	7.198	0.9523	15.10	1.828	5.431
42	0.374	0.710	0.250	5.381	18.97	12.32	276.7	1.50	4.984	0.6663	28.14	2.145	8.406
42	0.374	0.710	0.272	8.399	28.55	21.67	600.3	2.60	2.878	0.3848	72.49	2.935	16.81
10	10.010	10.750	0.365	11.91	40.48	34.16	948.3	4.10	1.826	0.2441	160.7	3.747	39.91
12	11.938	12.750	0.412	15.74	53.37	48.49	1315.	5.51	1.386	0.1720	300.2	4.364	47.09
16	15.000	16.000	0.500	24.35	81.27	76.55	2121.	9.18	0.8149	0.1080	732.0	5.484	94.10
18	16.876	18.000	0.563	30.79	104.7	96.90	2684.	11.63	0.6428	0.0961	1121.	6.168	110.2
20	18.812	20.000	0.594	36.21	123.1	120.4	3325.	14.44	0.5181	0.0693	1706.	6.864	170.6
24	22.624	24.000	0.688	50.39	171.3	174.1	4874.	20.88	0.3583	0.0479	2416.	8.216	285.5
30	30.624	32.000	0.688	67.68	230.1	219.1	6839.	28.26	0.1955	0.0261	3899.	11.07	518.7

Note: Torsional section modulus equals twice section modulus.

TABLE B. (Concluded) Properties of American National Standard Schedule 80 Welded and Seamless Wrought Steel Pipe

Diameter, Inches		Actual Outside	Wall Thickness, Inches	Cross-Sectional Area of Metal	Weight per Foot, Pounds		Capacity per Foot of Length		Length of Pipe in Feet to Contain		Properties of Sections		
Nominal	Actual Inside				Oil Pipe	Oil Water in Pipe	In Cubic Inches	In Gallons	One Cubic Foot	One Gallon	Moment of Inertia	Radius of Gyration	Section Modulus
16	0.215	0.405	0.093	0.093	0.315	0.016	0.416	0.0019	396.6	310.2	0.00113	0.115	0.00600
16	0.201	0.540	0.119	0.157	0.527	0.021	0.860	0.0027	201.0	168.7	0.00377	0.155	0.01395
36	0.423	0.675	0.120	0.217	0.729	0.061	1.656	0.0073	1075.	137.0	0.00862	0.199	0.02754
36	0.346	0.840	0.142	0.300	1.088	0.101	2.810	0.0123	615.0	82.23	0.01065	0.250	0.04780
36	0.243	0.910	0.154	0.433	1.474	0.187	5.189	0.0255	333.0	44.52	0.04429	0.331	0.08531
1	0.957	1.315	0.179	0.839	2.722	0.311	8.637	0.0374	200.2	26.26	0.1056	0.407	0.1606
1 1/2	1.278	1.660	0.191	0.881	2.997	0.256	15.39	0.0667	112.3	15.01	0.2418	0.524	0.2913
1 1/2	1.200	1.900	0.200	1.068	3.631	0.266	21.21	0.0918	81.49	10.89	0.3912	0.605	0.4118
1 1/2	1.219	2.375	0.218	1.477	5.022	1.729	35.43	0.1524	48.77	6.519	0.8680	0.766	0.7209
1 1/2	1.219	2.375	0.216	1.726	7.662	1.816	50.86	0.2703	33.98	4.544	1.924	0.974	1.339
3	2.900	3.500	0.300	3.016	10.88	2.861	79.16	0.3431	21.80	3.924	3.895	1.116	2.215
3 1/2	3.264	4.000	0.318	3.678	12.50	3.850	106.7	0.4617	16.20	2.166	6.380	1.207	3.140
4	3.816	4.500	0.327	4.427	14.98	4.980	138.0	0.5922	12.53	1.674	9.611	1.477	4.223
5	4.813	5.563	0.375	6.119	20.78	7.882	218.3	0.9421	7.915	1.028	20.67	1.839	7.472
6	5.761	6.675	0.423	8.405	28.57	11.29	324.8	1.354	5.524	0.728	40.49	2.192	12.27
8	7.618	8.625	0.500	12.75	43.39	19.78	518.0	2.277	3.153	0.473	105.7	2.828	24.59
10	9.161	10.250	0.574	18.24	64.43	31.11	861.7	3.720	2.005	0.268	215.7	3.597	45.62
12	11.374	12.750	0.588	26.07	88.63	44.02	1319.	5.278	1.417	0.189	475.7	4.272	74.61
14	13.500	14.000	0.750	31.22	106.1	53.16	1473.	6.375	1.173	0.150	652.4	4.691	95.19
16	14.312	16.000	0.844	40.19	136.6	69.69	1931.	8.357	0.895	0.120	1158.	5.166	144.7
18	16.174	18.000	0.918	50.28	170.9	88.46	2450.	10.61	0.705	0.092	1835.	6.011	203.9
20	17.938	20.000	1.021	61.44	208.9	109.5	3032.	13.13	0.570	0.076	2777.	6.816	277.1
22	19.750	22.000	1.131	73.78	250.8	132.7	3676.	15.87	0.470	0.063	4021.	7.391	366.4

Note: Torsional section modulus equals twice section modulus.

A P E N D I C E B

STRUCTURAL ANALYSIS PROGRAM LISTING

```

20  !*          STRUCTURAL ANALYSIS*
30  !*          (finite element-method)* !
40  !*          3-DIMENSIONAL STRUCTURES*
70  !*          Axial loading  (EKA)*
80  !*          Pending      (EKI)*
90  !*          Twisting      (GK)P)* !

110 REM
120 ** *****!
130 REM
140 REM
150 REM  1. DEFINE THE STRUCTURE
160 REM      a. Number of elements and nodes
170 REM      b. Input element data
180 REM      c. Input node data
190 REM      d. Input element data
200 REM      e. Determine and number the active degrees of freedom (1,2,...N)
210 REM      f. Dimension arrays
220 REM      g. Establish the applied force (moment) vector (F)
230          GOSUB 800
240 REM
250 REM  2. ESTABLISH THE GLOBAL STIFFNESS MATRIX (k)
260 REM      For each element,
270 REM      a. Determine element constants and store in array
280 REM      b. Establish local stiffness matrix (k1)
290 REM      c. Put appropriate terms into global matrix (k)
300 REM          GOSUB 1710
310 REM
320 REM
330 REM  3. ESTABLISH THE INITIAL FORCE VECTOR (f0)
340 REM      For each element,
350 REM      a. Calculate initial forces due to temperature or misfit
360 REM          and put into vector (f0) and final element force
370 REM          array E1
380 REM      b. Subtract initial forces from the applied forces
390 REM          (f)=(f)-(f0)
400 REM          GOSUB 2090
410 REM
420 REM
430 REM  4. SOLVE FOR DISPLACEMENTS (u) BY GAUSSIAN ELIMINATION
440 REM      (k)(u)=(f)
450 REM      a. Triagonalize stiffness matrix (k)
460 REM      b. Calculate displacements (u)
470 REM      c. Put displacements into nodal array N1
480 REM          GOSUB 2360
490 REM
500 REM
510 REM  5. DETERMINE FORCES ON EACH ELEMENT (at both nodes)
520 REM      For each element)
530 REM      a. Determine nodes N1 AND N2
540 REM      b. Establish local displacement vector (u1)
550 REM      c. Establish local stiffness matrix (k1)
560 REM      d. Calculate forces due to displacements (f1)
570 REM          (f1)=(k1)(u1)
580 REM      e. Add to initial forces in array E1
590 REM

```

```

600                                GOSUB 2740
610 REM
620 REM
630 REM      6. PRINT OUT RESULTS
640 REM      a. Modal motion
650 REM      b. Forces on each element at both ends
660                                GOSUB 3080
670 REM
680 REM
690 REM      7. FURTHER CALCULATIONS
700 REM      a. Other loadings for this structure?
710                                GOTO 3650
720 REM
730 REM
740 REM
750 REM
760 REM      1. DEFINE THE STRUCTURE
770 REM
780 REM      ### a. Number of elements and nodes ###
790 REM
800 !*                               Input data to define the problem!!!
810 INPUT*                            Number of ELEMENTS = ",J9 \REM I=ELEMENTF
820 INPUT*                            Number of NODES   = ",J9 \REM J=NODES
830 !*
840 REM      ### b. Dimension arrays ###
850 REM
860 DIM N(J9,15) \REM NODAL INPUT DATA
870 DIM N(J9,6) \REM NODAL DISPLACEMENTS FOR OUTPUT
880 DIM E(I9,7) \REM ELEMENT INPUT DATA
890 DIM E(I9,14) \REM ELEMENT FORCES FOR OUTPUT
900 DIM K(I9,9) \REM ELEMENT CONSTANTS
910 DIM N(I12) \REM GLOBAL DOF NUMBERS FOR LOCAL ELEMENT DOF
920 DIM K(I12,12) \REM LOCAL ELEMENT STIFFNESS MATRIX
930 DIM C(I,3) \REM USED TO CALCULATE K(I,12,12)
940 DIM C(I,13) \REM LOCAL ELEMENT DIRECTION COSINES
950 DIM F(I,12) \REM LOCAL FORCE VECTOR
960 DIM U(I,12) \REM LOCAL DISPLACEMENT VECTOR
970 REM
980 REM      ### c. Input nodal data ###
990 REM
1000 !* Input data for each NODE:
1010 !*      For degrees of freedom, 'active'=1; 'nonactive'=0
1020 !*      '?' at end of line means hit CR if OK, W if not' \!
1030 !*      Deg of freedom   Applied forces (fb) and moments (la-lb)   Coordinates (la) \!
1040 !*
1050 !*  0 = x y z Ax Ay Az   Fx  Fy  Fz  Mx  My  Mz   x   y   z' \!
1060 FOR J=1 TO J9
1070 J=J \ !TAB(3), \ INPUT1*",N(I,1) \ INPUT1" ",N(I,2) \ INPUT1" ",N(I,3)
1080 INPUT1" ",N(I,4) \ INPUT1" ",N(I,5) \ INPUT1" ",N(I,6)

```

```

1090 !TAB(21), \ INPUT1" ",N(J,7) \ !TAB(28), \ INPUT1" ",N(J,8)
1100 !TAB(35), \ INPUT1" ",N(J,9) \ !TAB(42), \ INPUT1" ",N(J,10)
1110 !TAB(49), \ INPUT1" ",N(J,11) \ !TAB(56), \ INPUT1" ",N(J,12)
1120 !TAB(63), \ INPUT1" ",N(J,13) \ !TAB(69), \ INPUT1" ",N(J,14)
1130 !TAB(75), \ INPUT1" ",N(J,15)
1140 INPUT Z#
1150 IF Z#="N" THEN 1070
1160 NEXT \ \!
1170 REM
1180 REM      ##### d. Input element data
1190 REM
1200 !"Input data to define ELEMENT location, stiffness, and initial conditions"
1210 !"      Note multipliers for E#A, E#I, and Temp-Strain"
1220 \!
1230 !"Element Located      E#A      E#I      G#Ip      Delta-      Temp."
1240 !" No.      Between      #(10^-6)      #(10^-6)      #(10^-6)      Zero      Strain"
1250 !"      Nodes      (lbs.)      (lb-in^2)      (lb-in^2)      (in.)      #(10^6)"
1260 FOR I=1 TO I9
1270 !"      ",I,TAB(11),\INPUT1",E(I,1)\!TAB(14),\INPUT1",E(I,2)
1280 !TAB(20), \ INPUT1" ",E(I,3)
1290 !TAB(30), \ INPUT1" ",E(I,4)
1300 !TAB(40), \ INPUT1" ",E(I,5)
1310 !TAB(50), \ INPUT1" ",E(I,6)
1320 !TAB(60), \ INPUT1" ",E(I,7)
1330 E(I,3)=E(I,3)#10^6 \ E(I,7)=E(I,7)#10^-6 \ E(I,4)=E(I,4)#10^6 \ E(I,5)=E(I,5)#10^6
1340 !"      ", \ INPUT Z#
1350 IF Z#="N" THEN 1270
1360 NEXT \ \!
1370 REM
1380 REM      ##### e. Determine and number active degrees of freedom #####
1390 REM
1400 FOR J=1 TO J9
1410 FOR K=1 TO 6
1420 IF N(J,K)=0 THEN 1440
1430 M=M+1 \ N(J,K)=M
1440 NEXT
1450 NEXT
1460 !"      There are ",M," degrees of freedom"
1470 !"      Wait for computation" \ \!
1480 REM
1490 REM      ##### f. Dimension arrays #####
1500 REM
1510 DIM K(M,M)      \REM GLOBAL STIFFNESS MATRIX

```

```

1520 DIM F(M)      \REM APPLIED FORCE VECTOR
1530 DIM FO(M)     \REM INITIAL FORCE VECTOR
1540 DIM U(M)      \REM DISPLACEMENT VECTOR
1550 REM
1560 REM          ### g. Establish the applied force vector (f) ###
1570 REM
1580 FOR J=1 TO J9 \ FOR K=1 TO 6
1590 IF M(J,K)=0 THEN 1620
1600 M=M(J,K)
1610 F(M)=M(J,K*6)
1620 NEXT
1630 NEXT
1640 RETURN
1650 REM
1660 REM #####
1670 REM
1680 REM      2. ESTABLISH THE GLOBAL STIFFNESS MATRIX (k)
1690 REM
1700 REM          ### a. Determine and store element constants ###
1710 REM
1720 FOR U=1 TO M \ FOR V=1 TO M \ K(U,V)=0 \ NEXT \ NEXT
1730 REM
1740 FOR I=1 TO 19
1750 N1=E(I,1) \ N2=E(I,2)          \REM N1 IS NODE AT LOCAL ORIGIN
1760 REM
1770 FOR K=1 TO 6 \ M(K)=M(N1,K) \ M(K*6)=M(N2,K) \ NEXT
1780 X=M(N2,13)-M(N1,13)
1790 Y=M(N2,14)-M(N1,14)
1800 Z=M(N2,15)-M(N1,15)
1810 L=SQRT(X*X+Y*Y+Z*Z)
1820 C1=X/L
1830 C2=Y/L
1840 C3=Z/L
1850 KO(I,1)=E(I,3)/L
1860 KO(I,2)=E(I,4)*12/(L*L*L)
1870 KO(I,3)=KO(I,2)*L/2
1880 KO(I,4)=E(I,5)/L
1890 KO(I,5)=E(I,4)*4/L
1900 KO(I,6)=C1 \ KO(I,7)=C2 \ KO(I,8)=C3 \ KO(I,9)=L
1910 REM
1920 REM          ### b. Establish local stiffness matrix (k1) ###
1930 REM

```

```

1940 GOSUB 3260          \REM LOCAL STIFFNESS MATRIX SUBROUTINE
1950 REM
1960 REM          ##### c. Put appropriate terms into global matrix (k) #####
1970 REP:
1980 FOR U=1 TO 12\ FOR V=1 TO 12
1990 M1=M(U) \ M2=M(V)
2000 IF M1=0 THEN 2020 \ IF M2=0 THEN 2020
2010 K(M1,M2)=K(M1,M2)+K1(U,V)
2020 NEXT \ NEXT
2030 NEXT
2040 RETURN
2050 REM
2060 REM #####
2070 REM
2080 REM 3. ESTABLISH THE INITIAL FORCE VECTOR {f0}
2090 REM
2100 REM          ##### a. Calculate initial forces, put in {f0} and E1 #####
2110 REM
2120 FOR I=1 TO 19
2130 M1=E(I,1) \ M2=E(I,2)          \REM M1 IS NODE AT LOCAL ORIGIN
2140 FOR K=1 TO 6 \ M(K)=M(M1,K) \ M(K+6)=M(M2,K) \ NEXT
2150 F=-K0(I,1)+E(I,6)+E(I,7)*K0(I,9)
2160 IF F=0 THEN 2230
2170 FOR U=1 TO 3
2180 F0(M(U))=F0(M(U))-F*K0(I,U+5) \ E1(I,U+2)=-F*K0(I,U+5)
2190 NEXT
2200 FOR U=7 TO 9
2210 F0(M(U))=F0(M(U))+F*K0(I,U-1) \ E1(I,U+2)=F*K0(I,U-1)
2220 NEXT
2230 NEXT
2240 REM
2250 REM          ##### b. Subtract initial forces (f)=(f)-(f0) #####
2260 REM
2270 FOR K=1 TO M \ F(K)=F(K)-F0(K) \ NEXT
2280 RETURN
2290 REM
2300 REM #####
2310 REM
2320 REM 4. SOLVE FOR DISPLACEMENTS (u) BY GAUSSIAN ELIMINATION
2330 REM
2340 REM          ##### a. Triangularize global matrix (k) #####
2350 REM
2360 FOR I=1 TO M

```

```

2370 FOR J=1+1 TO M
2380 I=-K(I,J,I)/K(I,I)
2390 FOR K=1 TO M
2400 K(I,J,K)=K(I,J,K)+Z*K(I,K)
2410 NEXT
2420 F(J)=F(J)+Z*F(I)
2430 NEXT
2440 NEXT
2450 REM
2460 REM          ***** b. Calculate displacement vector (u) *****
2470 REM
2480 FOR I=M TO 1 STEP-1
2490 Z=0
2500 FOR J=I+1 TO M
2510 Z=Z+U(I)*K(I,J)
2520 NEXT
2530 U(I)=(F(I)-Z)/K(I,I)
2540 NEXT
2550 REM
2560 REM          c. Put displacements in nodal array NI *****
2570 REM
2580 NI=i
2590 FOR J=1 TO J9 \ FOR K=1 TO 6
2600 IF N(J,K)<MI THEN 2630
2610 NI(J,K)=U(NI)
2620 MI=MI+1
2630 NEXT \ NEXT
2640 RETURN
2650 REM
2660 REM *****
2670 REM
2680 REM
2690 REM          5. DETERMINE FORCES ON EACH ELEMENT
2700 REM
2710 REM
2720 REM          ***** a. Determine nodes N1 and N2 *****
2730 REM
2740 FOR I=1 TO 19
2750 N1=E(I,1) \ N2=E(I,2)
2760 E1(I,1)=N1 \ E1(I,2)=N2
2770 REM
2780 REM          ***** b. Establish local displacement vector (u) *****
2790 REM

```

```

2800 FOR K=1 TO 6 \ M1=N(N1,K) \ U1(K)=U(M1) \ NEXT
2810 FOR K=1 TO 6 \ M1=N(N2,K) \ U1(K+6)=U(M1) \ NEXT
2820 REM
2830 REM      **** c. Establish local stiffness matrix (k1) ****
2840 REM
2850 GOSUB 3260      \REM LOCAL STIFFNESS MATRIX SUBROUTINE
2860 REM
2870 REM      **** d. Calculate local forces (f1) due to (u1) ****
2880 REM      **** e. Add (f1) to initial forces in E1 ****
2890 REM
2900 FOR U=1 TO 12
2910 F1(U)=0
2920 FOR V=1 TO 12
2930 F1(U)=F1(U)+K1(U,V)*U1(V)
2940 NEXT
2950 E1(I,U+2)=E1(I,U+2)+F1(U)
2960 NEXT
2970 NEXT
2980 RETURN
2990 REM
3000 REM
3010 REM ****
3020 REM
3030 REM      6. PRINT OUT THE RESULTS
3040 REM
3050 REM      **** a. Modal displacements ****
3060 REM      **** b. Forces at both ends of each element ****
3070 REM
3080 !*      Nodal displacements (in)      Nodal rotations (rad)*
3090 !*Node      x      y      z      Ax      Ay      Az*!
3100 FOR J=1 TO 39
3110 !J,      " ,X10F5, M1(J,1),M1(J,2),M1(J,3),M1(J,4),M1(J,5),M1(J,6)
3120 NEXT
3130 !\!\!
3140 Z3=0
3150 !*      Nodal forces (lbs.)      Nodal moments (in-lbs)*
3160 !*El.      Node      Fx      Fy      Fz      Mx      My      Mz*
3170 !
3180 FOR I=1 TO 19
3190 :X2I,I,X10I, E1(I,1), X10F1, E1(I,3),E1(I,4),E1(I,5),E1(I,6),E1(I,7),E1(I,8)
3200 :X2I,I,X10I, E1(I,2), X10F1,E1(I,9),E1(I,10),E1(I,11),E1(I,12),E1(I,13),E1(I,14)
3210 NEXT
3220 !\!\INPUT "OK? (CR/N) ",Z4

```

```

3230 IF Z4="N" THEN 3080
3240 !!!!!RETURN
3250 REM
3260 REM *****
3270 REM
3280 REM LOCAL STIFFNESS MATRIX ROUTINE
3290 REM
3300 FOR U=1 TO 12\FOR V=1 TO 12\ K1(U,V)=0 \ NEXT\NEXT
3310 FOR K=1 TO 3 \ C1(K)=K0(I,5+K) \ NEXT
3320 U9=0 \ V9=0 \ A7=K0(I,1)-K0(I,2) \ AB=K0(I,2) \ GOSUB 3530
3330 U9=6 \ V9=6 \ GOSUB 3530
3340 U9=0 \ A7=-A7 \ AB=-AB \ GOSUB 3530
3350 U9=6 \ V9=0 \ GOSUB 3530
3360 U9=3 \ V9=3 \ A7=K0(I,4)-K0(I,5) \ AB=K0(I,5) \ GOSUB 3530
3370 U9=9 \ V9=9 \ GOSUB 3530
3380 U9=3 \ A7=-K0(I,4)-K0(I,5)/2 \ AB=K0(I,5)/2 \ GOSUB 3530
3390 U9=9 \ V9=3 \ GOSUB 3530
3400 REM *****
3410 C(1,2)=K0(I,8) \ C(1,3)=-K0(I,7) \ C(2,1)=-C(1,2) \ C(2,3)=K0(I,6)
3420 C(3,1)=-C(1,3) \ C(3,2)=-C(2,3) \ A3=K0(I,3)
3430 U9=0 \ V9=3 \ GOSUB 3580
3440 V9=9 \ GOSUB 3580
3450 U9=3 \ V9=6 \ GOSUB 3580
3460 U9=9 \ V9=6 \ GOSUB 3580
3470 U9=3 \ V9=0 \ A3=-A3 \ GOSUB 3580
3480 U9=6 \ V9=9 \ GOSUB 3580
3490 U9=9 \ V9=0 \ GOSUB 3580
3500 U9=6 \ V9=3 \ GOSUB 3580
3510 RETURN
3520 REM *****
3530 FOR U=1 TO 3 \ FOR V=1 TO 3
3540 A9=A70C1(U)0C1(V)
3550 IF U=V THEN A9=A9+AB
3560 K1(U+U9,V+V9)=A9
3570 NEXT \ NEXT \ RETURN
3580 FOR U=1 TO 3 \ FOR V=1 TO 3 \ K1(U+U9,V+V9)=A30C(U,V) \ NEXT \ NEXT
3590 RETURN
3600 REM
3610 REM *****
3620 REM
3630 REM 7. FURTHER CALCULATIONS
3640 REM
3650 REM ***** a. Other loadings for this structure? *****

```

