

89
2ej.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO Y FABRICACION DE UN AUTOMOVIL
TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N :
FRANCISCO EDMUNDO LOZANO CARRANZA
LUIS MIGUEL TORRES GARCIA

DIR. DE TESIS: ING. UBALDO MARQUEZ AMADOR



MEXICO, D. F.

1992

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



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.

INDICE

RESUMEN	1
INTRODUCCION	2
CAPITULO I ANTECEDENTES	
-I SUSPENSION	
-1.1 GENERALIDADES	4
-1.2 TIPOS DE SUSPENSION DELANTERA	8
-1.3 TIPOS DE SUSPENSION TRASERA	17
-II TRANSMISION	
-II.1 GENERALIDADES	21
-II.2 TIPOS DE TRANSMISION	23
-III DIRECCION	
-III.1 GENERALIDADES	32
-III.2 GEOMETRIA DEL SISTEMA DE DIRECCION	33
-III.3 MECANISMOS DE DIRECCION	42
-III.4 PRINCIPALES CUALIDADES DE UNA DIRECCION	47
-IV FRENOS	
-IV.1 GENERALIDADES	50
-IV.2 TIPOS DE FRENOS	51

CAPITULO II DISEÑO

II-I DISEÑO SUSPENSION DELANTERA

II-1.1	CRITERIOS DE DISEÑO	55
II-1.2	GENERACION DE ALTERNATIVAS	56
II-1.3	TABLA DE DECISIONES	59
II-1.4	PLANOS DE DISEÑO	63
II-1.5	CALCULO DE ESFUERZOS	66

II-II DISEÑO SUSPENSION TRASERA

II-II.1	CRITERIOS DE DISEÑO	72
II-II.2	SELECCION, CALCULO Y DETALLE	72

II-III MOVIMIENTO OSCILATORIO, RESORTES Y AMORTIGUADORES 76

II-IV DISEÑO DIRECCION

II-IV.1	CRITERIOS DE SELECCION	84
II-IV.2	PARAMETROS Y CALCULOS DE DIRECCION	85
II-IV.3	PLANOS DE DISEÑO	88

II-V ERGONOMIA

II-V.1	CRITERIOS DE DISEÑO	91
II-V.2	PLANOS DE DISEÑO	93

II-VI DISEÑO TRANSMISION

II-VI.1	CRITERIOS DE SELECCION	104
---------	------------------------	-----

II-VI.2 CALCULOS DE TRANSMISION DE POTENCIA	106
---------------------------------------------	-----

II-VII DISENO FRENOS

II-VII.1 CRITERIOS DE SELECCION	116
II-VII.2 CALCULOS DEL SISTEMA DE FRENAJE	117

II-VIII CARACTERISTICAS DE LA CABINA (ROLL CAGE)

II-VIII.1 CRITERIOS DE SELECCION	119
II-VIII.2 PRUEBA DE RESISTENCIA A LA TENSION	121

CAPITULO III FABRICACION

III-1 FABRICACION ESTRUCTURA Y SUSPENSION	123
III-II FABRICACION DIRECCION	128
III-III FABRICACION TRANSMISION Y FRENOS	131
III-IV FABRICACION DE LA CARROCERIA	136
III-V SEGURIDAD	139

CAPITULO IV PRUEBAS

IV-I	EVENTO DE INGENIERIA DE DISENO	142
IV-II	EVENTO DE SEGURIDAD	143
IV-III	EVENTO DE COSTOS	143
IV-IV	EVENTO DE ACELERACION, VELOCIDAD MAXIMA Y FRENADO	145
IV-V	EVENTO DE ASCENSION DE MONTANA	147
IV-VI	EVENTO DE MANIOBRABILIDAD	149
IV-VII	EVENTO DE JALADO DE CARGA	149
IV-VIII	EVENTO DE RESISTENCIA (ENDURANCE)	150

CAPITULO V RESULTADOS Y CONCLUSIONES

	RESULTADOS	154
	CONCLUSIONES	156
	BIBLIOGRAFIA	158

RESUMEN

EL PRESENTE ESTUDIO TIENE COMO PRINCIPAL OBJETIVO EL DISEÑAR Y CONSTRUIR UN AUTOMOVIL TUBULAR PARA TODO TIPO DE TERRENO. QUE PUEDA SER FACILMENTE FABRICADO EN EL PAIS. CON EL OBJETIVO DE UTILIZARSE EN ZONAS RURALES, DONDE ESTE IMPOSIBILITADO EL ACCESO CON VEHICULOS TRADICIONALES. LOGRANDO ESTO CON BAJO COSTO Y CALIDAD COMPETITIVA INTERNACIONAL.

PARA PODER CERTIFICAR SUS CARACTERISTICAS. SE HICIERON PRUEBAS EN UNA COMPETENCIA EN EL EXTRANJERO (SAE-MINIBAJA OHIO U.S.A.). DONDE SE VERIFICARON SUS CUALIDADES Y LIMITACIONES.

EN EL PRESENTE TRABAJO, SE DA UNA INTRODUCCION TEORICA HACIA EL DISEÑO DANDO CLASIFICACIONES, CATEGORIAS, PARAMETROS DE DISEÑO Y PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS PRINCIPALES SISTEMAS QUE FORMAN UN AUTOMOVIL. MENCIONANDO CARACTERISTICAS DE ESTOS. VENTAJAS Y DESVENTAJAS.

A CONTINUACION Y YA CONOCIENDO LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO. SE PROCEDE A LA SELECCION DE SISTEMAS, DISEÑO, CALCULO, E INGENIERIA DE DETALLE. DE CADA UNO DE ESTOS. FUNDAMENTANDO SU ELECCION EN BASE A LAS VENTAJAS QUE REPRESENTAN CON RESPECTO A LOS OTROS.

PUNTO SEGUIDO SE HACE UN ESTUDIO SOBRE LA FABRICACION, EXPLICANDO LOS PROCESOS. CALCULOS. Y MAQUINARIA UTILIZADA PARA SU FABRICACION. ASI COMO LOS DISTINTOS PROBLEMAS RESUELTOS DURANTE EL PROCESO.

FINALMENTE, SE HACE UN ANALISIS DE LAS CARACTERISTICAS DEL VEHICULO CONSTRUIDO EN BASE A LOS RESULTADOS OBTENIDOS DURANTE EL PERIODO DE PRUEBAS EN OHIO, MOSTRANDO SUS LOGROS Y HACIENDO SUGERENCIAS PARA LA MEJORA DEL VEHICULO, EL CUAL TIENE COMO META, EL MOSTRAR LA FACTIBILIDAD DE DESARROLLAR Y FABRICAR COMERCIALMENTE UN VEHICULO DE ESTE TIPO, Y A SU VEZ, COMPROBAR EL PROPOSITO CON QUE SE REALIZO EL PRESENTE ESTUDIO.

INTRODUCCION

LA SITUACION POR LA QUE ATRAVIESA MEXICO ACTUALMENTE, EXIGE QUE SE BUSQUEN SOLUCIONES ECONOMICAS E INMEDIATAS PARA LOS PROBLEMAS QUE NOS AQUEJAN. SENTIMOS LA NECESIDAD DE REALIZAR UN TRABAJO, EN EL CUAL SE AUNARA EL PLANTEAR UNA SOLUCION AL PROBLEMA DEL TRANSPORTE, CON LA APLICACION DE UNA GRAN PARTE DE LOS CONOCIMIENTOS ADQUIRIDOS A LO LARGO DE NUESTRA FORMACION PROFESIONAL. EL PRESENTE ESTUDIO, SE ENFOCA AL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN VEHICULO DE TRANSPORTE QUE NO REQUIERE DE UNA INFRAESTRUCTURA PREVIA, FUDIENDO UTILIZARSE EN DIFERENTES TIPOS DE SUPERFICIES; COMO CONSECUENCIA ES ECONOMICAMENTE ADAPTABLE A MEDIOS INHOSFITOS DE NUESTRO PAIS, EN LOS CUALES NO SE CUENTA CON ADECUADAS VIAS DE COMUNICACION.

ALGUNOS PUNTOS EN LOS QUE SE ENFOCA DETERMINANTEMENTE EL SIGUIENTE ESTUDIO SON:

-LA FACILIDAD DE ADAPTACION DEL VEHICULO, PUES EL MERCADO AL QUE ESTA DIRIGIDO, REQUIERE UN EQUIPO DE GRAN VERSATILIDAD, YA QUE LAS NECESIDADES DE CADA USUARIO SON DIFERENTES.

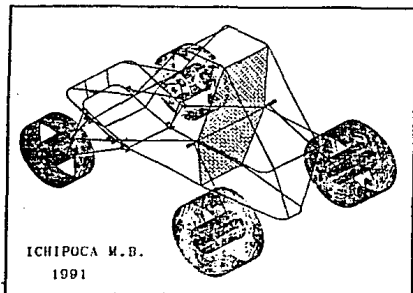
-LA FACILIDAD DE REPARACION, PUES EL LUGAR PROPIO DE TRABAJO DE ESTE TIPO DE VEHICULOS, SON LUGARES ALEJADOS DE LOS CENTROS DE POBLACION, RAZON POR LA CUAL, EL PROPIO USUARIO, DEBE TENER POSIBILIDADES DE UNA RAPIDA REPARACION EN EL CASO DE UNA DESCOMPOSTURA.

-EL COSTO, PARA LOGRAR UNA FACIL COMERCIALIZACION, HACIENDO ATRACTIVO EL PRODUCTO A NUESTRO CLIENTE.

UN ASPECTO IMPORTANTE QUE AMERITA SER MENCIONADO, ES QUE NO EXISTE EN NUESTRO PAIS, UNA INDUSTRIA QUE SE RELACIONE CON LA CONSTRUCCION DE ESTE TIPO DE VEHICULOS, POR LO QUE NUESTRO OBJETIVO ES EL SENTAR BASES Y ABRIR CAMPO A UN NUEVO MERCADO DEL PAIS.

CAPITULO I

ANTECEDENTES



I - I. SUSPENSION

I - 1.1 GENERALIDADES

EL SISTEMA DE SUSPENSION COMO TODAS LAS OTRAS PARTES DEL VEHICULO. ESTA DISENADA PARA SATISFACER REQUERIMIENTOS ESPECIFICOS. ESTOS REQUERIMIENTOS CONSIDERAN EL NUMERO DE PASAJEROS A SER TRANSPORTADOS. LA CARGA NECESARIA Y LAS CARACTERISTICAS DE MANEJO Y CONTROL REQUERIDAS.

LA PRIMERA NECESIDAD DEL DISEÑO DE SUSPENSION ES SOPORTAR EL PESO DEL VEHICULO. ESTA DEBE MANTENER LAS LLANTAS Y SUS SOPORTES EN LA POSICION APROPIADA. CON POSIBLES RESTRICCIONES DURANTE LA ACELERACION. FRENAJE, Y VIRAJE. AL MISMO TIEMPO ESTA DEBE FLEXIONARSE LO SUFICIENTE PARA ABSORBER LOS GOLPES POR OBSTACULOS Y BACHES. Y NO DEBE PROVOCAR UN INCESANTE MUELLEO. LOS AMORTIGUADORES. DEBEN RAPIDAMENTE PARAR LAS OSCILACIONES DEL VEHICULO DESPUES DEL GOLPE Y REBOTE.

CONTROLAR EL VEHICULO EN LA FORMA DESEADA. ES LLAMADO SUAVIDAD DE MANEJO (*HANDLING*). ESTE ASUME QUE LAS LLANTAS ESTAN EN CONTACTO CONSTANTE CON LA SUPERFICIE. LA SUAVIDAD DE MANEJO. LLEGA A SER MÁS CRITICA TANTO COMO EL VEHICULO INCREMENTE SU VELOCIDAD O CUANDO LOS CAMBIOS DE DIRECCION SON MAS ABRUPTOS.

LA SUAVIDAD DE MANEJO TIENE UNA GRAN IMPORTANCIA EN LA COMODIDAD DE LOS PASAJEROS. LA INTEGRIDAD DE LAS CARGAS QUE SE TRANSPORTAN, LA SEGURIDAD DE TRAFICO Y LA LONGEVIDAD DEL VEHICULO. ADEMAS, EN LOS TRACTORES. UNA DEFICIENTE SUAVIDAD DE MANEJO EJERCE UNA INFLUENCIA NEGATIVA EN LAS CUALIDADES DE TRACCION.

LA SUAVIDAD DE MANEJO DEPENDE DEL CARACTER Y EL VALOR DE LAS FUERZAS PERTURBADORAS QUE PROVOCAN SENSACIONES DESAGRADABLES, DE LA COMPOSICION GENERAL DEL VEHICULO Y DE SUS PARTICULARIDADES ESTRUCTURALES, ESPECIALMENTE DE LOS ELEMENTOS ELASTICOS DEL SISTEMA DE SUSPENSION, Y POR FIN, DE LA PERICIA DEL CONDUCTOR.

LOS MOTIVOS QUE PROVOCAN LAS FUERZAS PERTURBADORAS PUEDEN SER INTERNOS O EXTERNOS. LOS MOTIVOS INTERNOS PUEDEN SER, POR EJEMPLO, EL DESEQUILIBRIO DE LAS PIEZAS Y LA IRREGULARIDAD DE SU ROTACION. ENTRE LOS MOTIVOS EXTERNOS, EL MAS IMPORTANTE ES LA IRREGULARIDAD DEL CAMINO. A CAUSA DE LOS MOTIVOS INTERNOS, PRINCIPALMENTE SE EXCITAN OSCILACIONES DE ALTA FRECUENCIA, VIBRACIONES CUYA INFLUENCIA EN LOS PASAJEROS NO ES TAN CONSIDERABLE. POR ELLO, EN LO SUCESIVO, LA SUAVIDAD DE MANEJO SE ANALIZA DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LA ACCION EJERCIDA POR LAS IRREGULARIDADES DEL CAMINO.

LA LOCALIZACION Y DISEÑO DE LAS PARTES DE LA SUSPENSION, ARTICULACIONES, Y ES LABONES DE LA DIRECCION AFECTARAN ESTA SUAVIDAD DE MANEJO, Y SUS CARACTERISTICAS SON MODIFICADAS POR EL TIPO DE LLANTAS A SER USADAS.

LAS IRREGULARIDADES PUEDEN SER UNITARIAS Y REPETIDAS. EN LOS CAMINOS DE PAVIMENTO DURO, LAS IRREGULARIDADES GENERALMENTE SE DIVIDEN EN ONDAS Y BACHES. LAS ONDAS SON LAS ELEVACIONES Y DESCENSOS DE LA SUPERFICIE QUE SE ORIGINAN A CAUSA DE DEFECTOS DE PAVIMENTACION. LOS BACHES SON DEFECTOS DEL PAVIMENTO QUE SURGEN DURANTE EL TRABAJO ENCIMA DE EL. A MEDIDA QUE EMPEORA EL ESTADO DE LA SUPERFICIE DE LA CARRETERA, LA CANTIDAD DE BACHES AUMENTA Y LA LONGITUD DE LAS IRREGULARIDADES DISMINUYE.

EN EL CAMPO, LAS IRREGULARIDADES MAS CARACTERISTICAS SON LAS CRESTAS ABATIDAS Y SURCOS QUE QUEDAN DESPUES DEL ARADO PRINCIPAL LAS CUALES TIENEN UNA ALTURA ENTRE 75 Y 130mm Y UNA DISTANCIA ENTRE ELLAS DE 300 A 500 mm.

PARA EL ANALISIS DE LA SUAVIDAD DE MANEJO, LA MASA TOTAL DE UN AUTOMOVIL SE PUEDE DIVIDIR EN DOS GRUPOS: MASAS AMORTIGUADAS Y SIN AMORTIGUAR. LAS AMORTIGUADAS SON AQUELLAS CUYO PESO SE TRANSMITE A LOS ELEMENTOS ELASTICOS DE LA SUSPENSION. EN LOS AUTOMOVILES, LAS MASAS AMORTIGUADAS SON LA CARROCERIA Y EL BASTIDOR CON LOS MECANISMOS FIJADOS EN EL; LAS RUEDAS, JUNTO CON LOS PUENTES, SON MASAS SIN AMORTIGUAR.

LA REDUCCION DEL PESO DE LAS MASAS SIN AMORTIGUAR DISMINUYE LA FUERZA DE LOS CHOQUES QUE SE TRANSMITEN A LAS MASAS AMORTIGUADAS, MIENTRAS QUE EL AUMENTO DEL PESO DE LAS MASAS AMORTIGUADAS REDUCE SU SENSIBILIDAD A LOS CHOQUES INDICADOS. POR ELLO, EL VALOR DEL COEFICIENTE DE LAS MASAS AMORTIGUADAS TIENDE A AUMENTAR MEDIANTE LA POSIBLE DISMINUCION DEL PESO DE LAS MASAS SIN AMORTIGUAR.

LA DENOMINACION DE MASAS SIN AMORTIGUAR ES EN CIERTA MEDIDA CONVENCIONAL, YA QUE ESTAS MASAS TIENEN APOYO FLEXIBLE EN LOS NEUMATICOS, PUES ESTOS TIENEN LA CAPACIDAD DE ABSORBER DURANTE SU DEFORMACION PEQUEÑAS IRREGULARIDADES CON LAS QUE SE CHOCA.

CUANTO MENOR ES LA PRESION INTERIOR DEL NEUMATICO Y MAYORES SON SUS DIMENSIONES, TANTO MAS AUMENTA ESTA CUALIDAD. LA RIGIDEZ DE LA SUSPENSION ES VARIAS VECES MENOR QUE LA DE LOS NEUMATICOS, POR ELLO, LA INFLUENCIA DE ESTOS ULTIMOS EN LA RIGIDEZ TOTAL DEL MECANISMO DE SUSPENSION ES INSIGNIFICANTE.

EL AMORTIGUADOR TIENE COMO MISION DEVOLVER EN EL MINIMO DE TIEMPO EL RESORTE A SU POSICION DE EQUILIBRIO ABSORBIENDO DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL CONFORT LA ENERGIA CINETICA TRANSMITIDA A LA MASA SUSPENDIDA SIN PERMITIR QUE SE ACUMULEN LAS OSCILACIONES DE LAS MASAS DEL AUTOMOVIL CUANDO LA ACCION DE LAS IRREGULARIDADES DEL CAMINO ES FRECUENTE Y REDUCIENDO, DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LA ESTABILIDAD EN RUTA, EL TIEMPO DURANTE EL CUAL VARIA LA ADHERENCIA DE LOS NEUMATICOS.

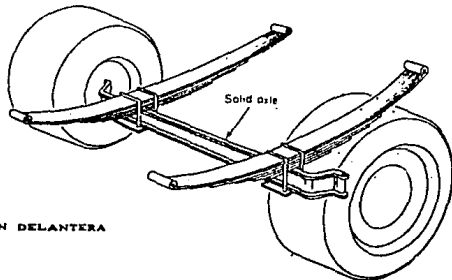
SIN EMBARGO, EL USO DE AMORTIGUADORES CADA VEZ MAS RESISTENTES TIENDE A VOLVER RIGIDA LA SUSPENSION, POR LO QUE EL AMORTIGUADOR IDEAL ES AQUEL QUE EXTINGUE MAS RAPIDO LAS OSCILACIONES, CONSERVANDO CIERTO GRADO DE SUAVIDAD DE MANEJO.

I - 12 TIPOS DE SUSPENSION DELANTERA

I - 1.2.1 SUSPENSION DEPENDIENTE, POR EJE RIGIDO

ESTE TIPO DE SUSPENSION ES USADO EN LA ACTUALIDAD EN CAMIONES DE CARGA PESADA Y MAQUINARIA AGRICOLA. ESTA SUSPENSION CONSISTE EN UN MIEMBRO SOLIDO LLAMADO VIGA EN I (*I-BEAM*) QUE CONECTA LAS ARTICULACIONES DE LAS RUEDAS DELANTERAS CON LOS MUELLES DELANTEROS. ESTE MIEMBRO TERMINA CON UNA ARTICULACION SOBRE UN EJE, LLAMADO PIVOTE DE LA DIRECCION (*KING-PIN*). LA LLANTA ESTA MONTADA EN LA PORCION EXTERIOR QUE CONECTA A ESTA ARTICULACION. LLAMADO MANGO DE LA DIRECCION (*SPINDLE*).

CUANDO LAS RUEDAS ESTAN UNIDAS MEDIANTE UN EJE RIGIDO, LOS MOVIMIENTOS DE UNA RUEDA SON TRANSMITIDOS A LA OTRA. ESTANDO EL EJE ANIMADO DE UN MOVIMIENTO OSCILATORIO TRANSVERSAL QUE MODIFICA LA INCLINACION DEL PLANO DE LAS RUEDAS CON RESPECTO AL SUELO. CONSECUENCIA DE ELLO ES LA APARICION DE UN EFECTO GIROSCOPICO QUE TIENDE A PROVOCAR UNA DESVIACION DE LAS RUEDAS DIRECTRICES. ADEMAS, EL PESO DE LA PARTE NO SUSPENDIDA ES RELATIVAMENTE IMPORTANTE.



TIPICA SUSPENSION DELANTERA
CON EJE SOLIDO.

I.2.2 SUSPENSIONES INDEPENDIENTES:

LA NECESIDAD DE DESARROLLAR UN SISTEMA DE SUSPENSION MAS EFICIENTE CRECIO DE LA DEMANDA POR MEJORAR LA CALIDAD EN EL MANEJO, Y LA MANIOBRABILIDAD A MAYORES VELOCIDADES. LA SUSPENSION FRONTAL INDEPENDIENTE FUE DESARROLLADA PARA ALCANZAR ESTOS REQUERIMIENTOS.

PARA REDUCIR LA INTERACCION DE LAS RUEDAS Y DISMINUIR EL PESO DE LA PARTE NO SUSPENDIDA, SE SUPRIME EL EJE Y SE ENLAZA CADA RUEDA SEPARADAMENTE AL CHASIS DEL VEHICULO O A LO QUE HAGA SUS VECES.

PARA QUE UNA SUSPENSION SEA PERFECTA, DEBERA PRINCIPALMENTE SATISFACER LAS SIGUIENTES CONDICIONES:

- ASEGURAR UN DESPLAZAMIENTO DE LA RUEDA PARALELAMENTE A SI MISMA CON OBJETO DE EVITAR EL EFECTO GYROSCOPICO.
- NO MODIFICAR LA VIA A FIN DE EVITAR DESGASTES EXAGERADOS DE LOS NEUMATICOS.

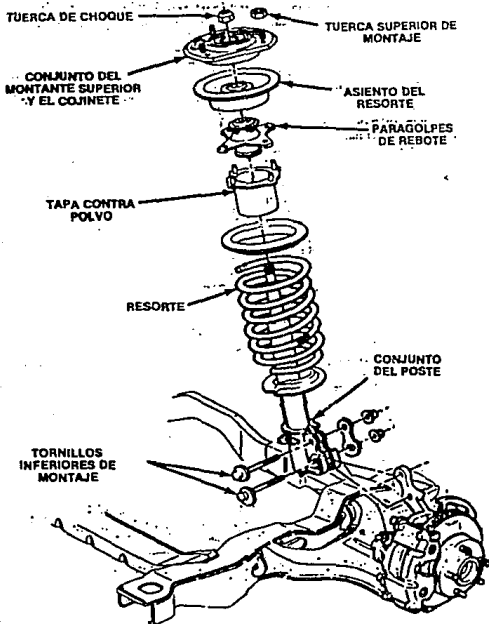
I-1 SUSPENSION TIPO MAC PHERSON

LA SUSPENSION MAC-PHERSON CONSTA DE UN SOLO BRAZO DE CONTROL Y UN POSTE MAC-PHERSON, QUE ES UNA COMBINACION DE RESORTE Y AMORTIGUADOR; EL EJE VA MONTADO SOBRE LA PARTE INFERIOR DEL POSTE, EL CUAL CUENTA CON UNA SOLA ROTULA. CON ESTE DISEÑO NO SE REQUIERE BRAZO SUPERIOR DE CONTROL.

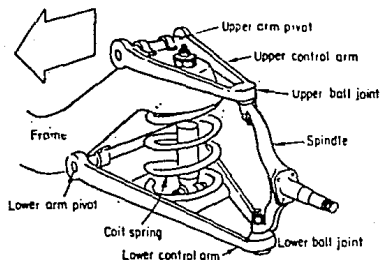
SOBRE EL POSTE MAC-PHERSON DE LA SUSPENSION DELANTERA, UN BRAZO DE CONTROL INFERIOR PROVEE SOPORTE LATERAL Y LA BARRA ESTABILIZADORA PROVEE EL SOPORTE FRONTAL. LA BARRA ESTABILIZADORA ACOSTUMBRA TRABAJAR COMO UNA VARILLA DE TENSION Y COMPRESION (STRUT BAR).

EL POSTE MAC PHERSON CONSISTE DE UN RESORTE DE ESPIRAS MONTADO SOBRE UN AMORTIGUADOR TELESCOPICO, LA PARTE SUPERIOR DEL AMORTIGUADOR ES CONECTADO AL CUERPO DEL VEHICULO.

LIGEREZA EN PESO, SENCILLEZ, Y EL USO DEL MINIMO ESPACIO SON LOS MAYORES BENEFICIOS DEL DISEÑO DE SUSPENSION MAC-PHERSON. SIENDO ESTA UNA SUSPENSION FUERTE, QUE ES COMUNMENTE USADA EN CARROS COMO EL 2807 DE NISSAN, CITATION, CELEBRITY, EXORT, FAIRMONT, COUGAR, THUNDERBIRD, CONTINENTAL, LTD/MARQUIS, MUSTANG ETC.

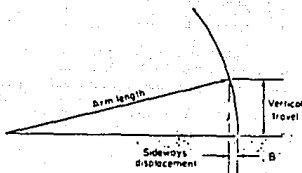
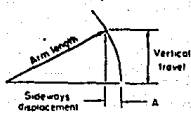


1 - 1.2.2.2 SUSPENSION TIPO DOBLE BRAZO DE CONTROL O TRAPECIO ARTICULADO
LONG SHORT ARM SUSPENSION

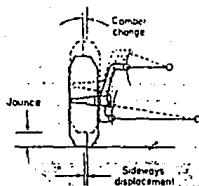
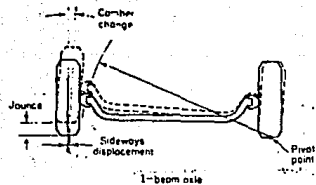


TIPICA SUSPENSION INDEPENDIENTE DELANTERA
DE TIPO BRAZO LARGO-CORTO

LA SUSPENSION INDEPENDIENTE QUE USA DOS BRAZOS DE CONTROL. O ESTRUCTURAS EN A ES LLAMADA SUSPENSION BRAZO LARGO-CORTO. ESTA ES ASI LLAMADA PORQUE EL BRAZO DE CONTROL INFERIOR ES SIEMPRE MAS GRANDE QUE EL BRAZO SUPERIOR. DEBIDO A LA MEDIDA RELATIVAMENTE CORTA DEL BRAZO INFERIOR COMPARADO CON LA SUSPENSION DE VIGA EN I. DONDE POR EL ARCO PRODUCIDO EN EL VIAJE DE LA LLANTA (ES MAYOR). EL RECORRIDO LATERAL, O ARRASTRE DE LA LLANTA ES MENOR QUE EN ESTE TIPO DE SUSPENSION. RESULTANDO ESTO EN MAYOR DESGASTE DE LA LLANTA.



CON UN MISMO RECORRIDO VERTICAL, UN BRAZO CORTO TIENE UN MAYOR DESPLAZAMIENTO HORIZONTAL (A) QUE EL PRODUCIDO POR UN BRAZO DE MAYOR LARGO (B)



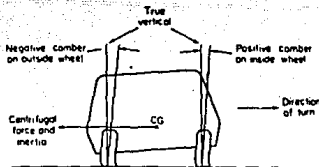
EFEECTO DE CAMBIO EN EL ANGULO DE INCLINACION LATERAL (CAMBER), DURANTE UN OBSTACULO.

PARA EVITAR ESTE DESPLAZAMIENTO, SE DISEÑAN LAS LONGITUDES DE LOS BRAZOS DE TAL MANERA QUE PARA UNA DETERMINADA LLANTA Y UN DETERMINADO SPINDLE, EL PUNTO MEDIO DE LA LLANTA SE DESPLAZA EN UNA LINEA VERTICAL DURANTE EL MUELLEO, AUNQUE NUESTRO ANGULO DE INCLINACION LATERAL (*CAMBER*) CAMBIE.

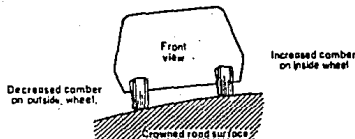
EL CAMBIO DE ANGULO EN CAMBER ES IMPORTANTE EN EL VIAJE DE LA SUSPENSION HACIA ARIERA Y HACIA ABAJO. (JOUNCE AND REBOUND). LAS CARACTERISTICAS DESEADAS DE OPERACION SON LOGRADAS A TRAVES DE UN COMPROMISO DE CAMBIO DE CAMBER (VER FIGURA SUPERIOR). EL CAMBER NEGATIVO DURANTE EL JOUNCE (POSICION DE GOLPE) Y EL CAMBER POSITIVO EN EL REBOUND (POSICION DE MUELLEO) DEBE SER LA TRAYECTORIA DISEÑADA. CUANDO UN VEHICULO ENTRA A UNA VUELTA, LA FUERZA CENTRIFUGA Y LA INERCIA FORZARAN EL CENTRO DE GRAVEDAD DEL VEHICULO HACIA LA PARTE EXTERIOR DE LA CURVA. ESTO MOVERA LA SUSPENSION EXTERIOR EN REBOUND. EL BRAZO DE CONTROL SUPERIOR TENDRA UN CAMBIO MAYOR EN ANGULO QUE EL INFERIOR. ESTA ACCION

PRODUCIRA UNA TENDENCIA DE CASTER POSITIVO SOBRE LA RUEDA EXTERIOR LA CUAL REDUCIRA EL AREA DE CONTACTO DE LA LLANTA.

SI LA SUSPENSION EXTERIOR ES DISENADA PARA PRODUCIR UN CAMBER NEGATIVO LA LLANTA MANTENDRA MAXIMO CONTACTO CON LA CARRETERA PRODUCIENDO UN BUEN MANEJO, COMO SE MUESTRA EN LA SIGUIENTE FIGURA:



LA SUSPENSION DE BRAZO LARGO-CORTO ES DISENADA PARA QUE EL CAMBIO DE CAMBER AYUDE A LAS LLANTAS A MANTENER EL MAXIMO CONTACTO CON EL CAMINO.

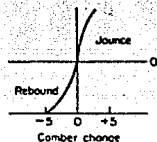
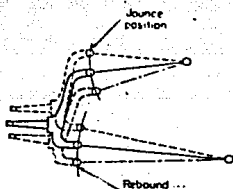


EFFECTO DEL DISENO DE LA SUSPENSION DE BRAZO LARGO-CORTO, EN UNA SUPERFICIE INCLINADA.

EL ANGULO DE INCLINACION LATERAL (CAMBER) NEGATIVO DISENADO EN LA SUSPENSION TIENDE A AUMENTAR EL SOPORTE A LA LLANTA PARA UNA CARGA INCREMENTADA CUANDO UNA SUSPENSION ESTA EN UNA POSICION DE GOLPE (JOUNCE).

EL DISENADOR DE SUSPENSIONES DEBE ELEGIR ENTRE CALIDAD DE MANEJO PARA DESARROLLAR CALIDAD DE CONDUCCION (RIDE QUALITY). ESTO ES POSIBLE PARA PRODUCIR UNA SUSPENSION QUE CUMPLA LAS DOS METAS, DISENANDO UNA SUSPENSION CON CAMBER POSITIVO EN EL JOUNCE Y CAMBER NEGATIVO EN EL REBOUND. UN VEHICULO CON ESTE DISENO, EN UN OBSTACULO SEGUIRA LA IRREGULARIDAD DE LA SUPERFICIE CON LIGERA TURBULENCIA

SENTIDA POR SUS PASAJEROS Y PEQUEÑA DEFLEXION LATERAL DE LAS LLANTAS. ESTO SE PUEDE VER EN LA SIGUIENTE FIGURA:



UNA SUSPENSION DE BRAZO LARGO-CORTO DEBE ESTAR DISEÑADA PARA PRODUCIR UN CAMBER POSITIVO EN UN OBSTACULO (JOUNCE) Y UN CAMBER NEGATIVO EN UN BACHE (REBOUND).

1 - 1.2.1.3 SUSPENSION CON BRAZOS LONGITUDINALES DE CONTROL VOLKS WAGEN

EN EL VOLKS WAGEN SE ACOPLA ESTA SUSPENSION CON BARRAS DE TORSION, Y CONSISTE EN DOS BRAZOS DE CONTROL INCLINADOS HACIA ATRAS Y HACIA ABAJO UNIDOS AL ARBOL DE LA DIRECCION (SPINDLE) POR ROTULAS O JUNTAS DE POLA.

LA VENTAJA QUE TIENE ESTE TIPO DE SUSPENSION ES QUE LA SUSPENSION ESTA PREDISPUESA A UN ANGULO DE GOLPE DIFERENTE DE 90 GRADOS. COMO SUCEDE EN LA REALIDAD, PRODUCIENDO CON ESTO EL ABSORBER UN MAYOR PORCENTAJE DEL GOLPE CON LA SUSPENSION Y NO CON LA CARROCERIA.

SIN EMBARGO UNA DE LAS DESVENTAJAS ES QUE EL ANGULO DE INCLINACION LATERAL (CAMBER) NO CAMBIA DURANTE EL RECORRIDO DE LA SUSPENSION Y COMO SE VIO EN EL FUNTO ANTERIOR AFECTA EN LA SEGURIDAD DE MANEJO.

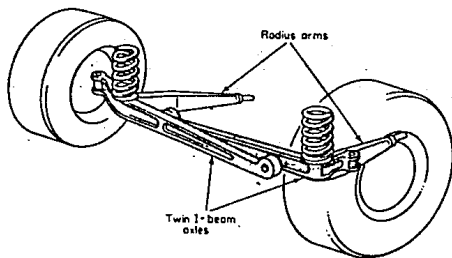
1 - 1.2.1.4 SUSPENSION DE BRAZOS GEMELOS EN I

ESTA ES UNA VARIACION DEL DISEÑO DE SUSPENSION INDEPENDIENTE TRATANDO DE COMBINAR LAS CUALIDADES DE LA SUSPENSION DE VIGA EN I Y LA SUSPENSION INDEPENDIENTE, Y ES CONOCIDA COMO SUSPENSION DE BRAZOS GEMELOS EN I.

ESTA ES ENCONTRADA EN ALGUNOS CAMIONES. ESTE DISEÑO USA DOS MIEMBROS LARGOS, LLAMADOS VIGAS EN I, CON PIVOTES DE DIRECCION (KINGPINS) EN LAS TERMINALES PARA SERVIR DE PIVOTE PARA DAR VUELTA. EXISTEN BARRAS DE COMPRESION PARA ABSORVER FUERZAS DE FRENADO Y COMUNMENTE LOS RESORTES SON USADOS PARA SOPORTAR EL PESO DEL VEHICULO.

LOS BRAZOS GEMELOS EN I SON DISEÑADOS PARA PROVEER UN COMPROMISO ENTRE LA CALIDAD DE MANEJO (RIDE QUALITY) DE LA SUSPENSION INDEPENDIENTE Y LA FORTALEZA DE UN EJE SOLIDO.

SUSPENSION FRONTAL DE
BRAZOS GEMELOS EN I

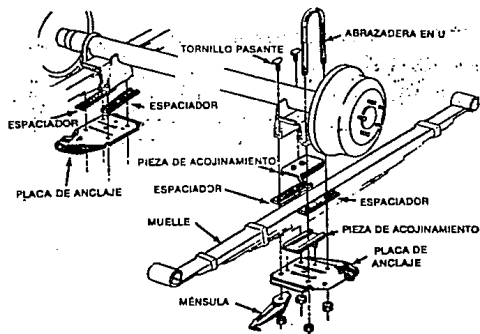


1-13 TIPOS DE SUSPENSION TRASERA

1.3.1 SUSPENSION POR MUELLES DE HOJA

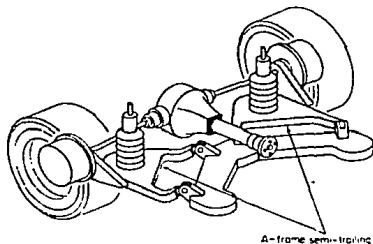
ESTA ES UNA SUSPENSION DE EJE SOLIDO, EN LA CUAL EL RESORTE SE PRODUCE POR MUELLES. LOS MOVIMIENTOS DE UNA RUEDA SON TRANSMITIDOS A LA OTRA. ESTANDO EL EJE ANIMADO DE UN MOVIMIENTO OSCILATORIO TRANSVERSAL QUE MODIFICA LA INCLINACION DEL PLANO DE LAS RUEDAS CON RESPECTO AL SUELO.

LA VENTAJA DE ESTE TIPO DE SUSPENSION ES SU FORTALEZA. RAZON POR LA CUAL ES USADA EN VEHICULOS. TALES COMO: CUTLASS, FORD MAVERICK, COMET, EL CENTURY, CAPRICE, MONTE CARLO, CHEVELLE, IMPALA, MALIBU, NOVA, CAMARO, ETC.



I.3.2 SUSPENSION DE BRAZO SEGUIDOR ANGULAR

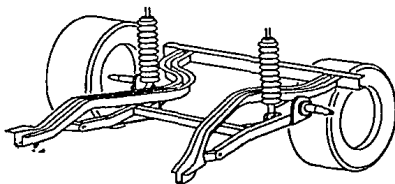
LA DISPOSICION MAS COMUN ES DE BRAZOS ANGULARES CONECTADOS A EL EJE TRASERO COMO ES MOSTRADO EN LA SIGUIENTE FIGURA:



SUSPENSION TRASERA INDEPENDIENTE USANDO BRAZOS DIAGONALES EN A PARA RETENER LAS CARGAS LATERALES Y DE TORQUE.

INCLINANDO LOS ESLEABONES DE LA LINEA CENTRAL DEL VEHICULO LAS CARGAS LATERALES DE INERCIA Y LAS CARGAS DE PAR (MOMENTO) PRODUCIDAS POR LAS ACELERACIONES Y FRENADOS PUEDEN SER TRANSMITIDAS A LA ESTRUCTURA.

CUANDO UNA SUSPENSION TRASERA INDEPENDIENTE EMPLEA HORQUILLAS EN A COMO SE MOSTRO EN LA FIGURA, ESTAS ABSORVEN LAS CARGAS LATERALES. UNA VARIACION DE ESTE DISEÑO PUEDE SER EL USADO EN UNA SUSPENSION DEPENDIENTE COMO LA ILUSTRADA A CONTINUACION:



DONDE EL PUNTO DE GIRO DE LA ESTRUCTURA ESTA DETRAS DEL PUNTO DE GIRO FIJO.

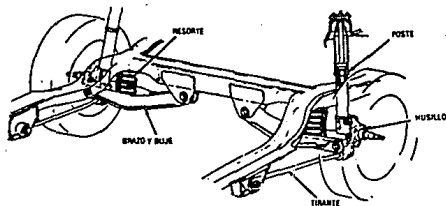
CUANDO EL PUNTO DE GIRO SIGUE EL EJE DEL PIVOTE FIJO. EL ESLABON ES LLAMADO BRAZO SEGUIDOR. EN ESTOS SISTEMAS DE SUSPENSION LAS CARGAS LATERALES SON TRANSFERIDAS A LA SUPERFICIE A TRAVES DE LOS BRAZOS. SU CAPACIDAD DE CARGA ES LIMITADA POR EL ESPACIO ENTRE LAS DOS PIERNAS DE LAS ESTRUCTURAS EN A.

MUCHOS ARREGLOS DE ANGULO Y DISEÑO EN LAS ESTRUCTURAS EN A SON USADAS. LAS CONSIDERACIONES MAS IMPORTANTES CUANDO SE DETERMINA SU ANGULO SON LA CANTIDAD DE TORQUE PRODUCIDA POR EL MOTOR Y EL PESO DEL VEHICULO.

ESTE TIPO DE SUSPENSION ES USADA EN CARROS TALES COMO: CITATION, LTD II, THUNDERBIRD, COUGAR, CENTURY, CAPRICE, IMPALA, ARIES, OMNI, ETC.

I.3.3 SUSPENSION TRASERA INDEPENDIENTE CON POSTE MC-PHERSON MODIFICADO.

CADA UNO DE LOS LADOS ESTA FORMADO POR UN POSTE DE AMORTIGUACION, UN BRAZO DE CONTROL INFERIOR, UNA VARILLA DE UNION, UN EJE FORJADO Y UN MUELLE DE RESORTE MONTADO EN EL BRAZO DE CONTROL.



Componentes de la suspensión trasera (© Ford Motor Co.)

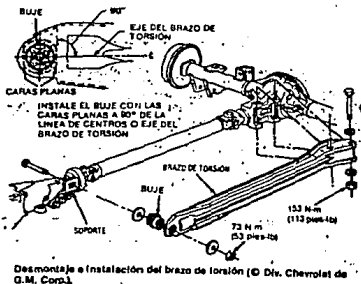
LA COLUMNA DE AMORTIGUACION ESTA FORMADA POR UN MONTAJE SUPERIOR CON AISLANTE DE GOMA, UNA PIEZA QUE CONTIENE UN AMORTIGUADOR DE CHOQUE CON PROTECTOR CONTRA EL POLVO Y UN AMORTIGUADOR INTEGRAL. EL CONJUNTO COMPLETO DEL POSTE VA UNIDO AL TABLERO LATERAL DEL CUERPO MEDIANTE UN CONJUNTO DE MONTAJE SUPERIOR CON AISLANTE DE GOMA Y UNA TUERCA.

EL EXTREMO INFERIOR DEL CONJUNTO VA ATORNILLADO AL EJE. EL BRAZO DE CONTROL INFERIOR VA UNIDO AL TRAVESANO Y AL EJE. EN EL TRAVESANO VA UBICADO UN RESORTE. LA VARILLA DE UNION VA SUJETA AL CARRIL DEL CHASIS Y AL CONJUNTO.

- I.3.4 SUSPENSION POR BRAZOS DE TORSION

LA SUSPENSION ESTA FORMADA POR LOS BRAZOS INFERIORES DE SUSPENSION Y LA BARRA GUIA PARA CONTROLAR EL MOVIMIENTO LATERAL. SE UTILIZA UN BRAZO DE TORSION PARA CONTROLAR LA SUBIDA DEL EJE TRASEÑO. LA BARRA ESTABILIZADORA ES ESTANDAR Y SE ELIMINARON LOS BRAZOS SUPERIORES DE LA SUSPENSION.

ESTA SUSPENSION ES USADA EN CARROS COMO: ASTRE. MONZA. SKYHAWK 76-80, STARFIRE, SUNBIRD, ETC.



-II. TRANSMISION

-II.1 GENERALIDADES

LA TRANSMISION, ES EL MECANISMO MEDIANTE EL CUAL SE TRANSFIERE LA POTENCIA DEL MOTOR A LOS MEDIOS DE IMPULSION. ESTA TRANSFERENCIA SE PUEDE LLEVAR A CABO CON DIFERENTES MECANISMOS, COMO POR EJEMPLO ; LOS ENGRANES, LAS CADENAS, LAS BANDAS, ETC.

UNA DE LAS CUALIDADES MAS IMPORTANTES DE LAS TRANSMISIONES ES QUE GRACIAS A ELLAS SE PUEDE OBTENER EN LOS MEDIOS DE IMPULSION LA VELOCIDAD Y TORQUE ADECUADOS PARA LA EXPLOTACION DEL VEHICULO. PARA ELLO, GENERALMENTE CUENTAN CON UNA REDUCCION DE VELOCIDAD QUE AMPLIFICA EL PAR GENERADO POR EL MOTOR EN LA MISMA PROPORCION QUE SE REDUCE LA VELOCIDAD EN LOS ORGANOS DE IMPULSION.

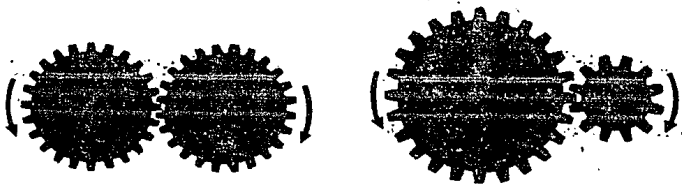
POR SU REDUCCION, LAS TRANSMISIONES SE CLASIFICAN EN TRANSMISIONES DE REDUCCION CONSTANTE Y TRANSMISIONES DE REDUCCION VARIABLE. LAS TRANSMISIONES DE REDUCCION CONSTANTE TIENEN APLICACIONES MUY ESPECIFICAS, YA QUE EL RANGO DE VARIACION DE VELOCIDAD ANGULAR, SI ES QUE EXISTE, SE LOGRA GRACIAS A LAS CARACTERISTICAS DEL MOTOR UNICAMENTE. ESTAS TRANSMISIONES SON COMUNMENTE USADAS EN LOS MOTORREDUCTORES. LAS TRANSMISIONES DE REDUCCION VARIABLE CUENTAN ADEMAS CON CAMBIOS DE VELOCIDADES QUE PUEDEN SER DE DOS TIPOS: CONTINUOS, CUANDO LA RELACION DE REDUCCION CAMBIA A CADA INSTANTE EN FUNCION A LA VELOCIDAD ANGULAR Y CARGA DEL MOTOR, Y DISCRETOS, CUANDO SE CUENTA CON UN NUMERO FINITO DE CAMBIOS DE RELACION DE REDUCCION.

LOS AUTOMOVILES NECESITAN UNA TRANSMISION VARIABLE DEEIDO A SUS CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO: REQUIEREN UN GRAN PAR PARA QUE EMPIECEN A MOVERSE; Y A ALTA VELOCIDAD EL AUTOMOVIL REQUIERE

MUY POCAS FUEZA Y ALTAS RPM. ES DECIR, EN PRIMERA VELOCIDAD EL AUTOMOVIL REQUIERE ALTO PAR Y POCAS RPM; Y EN LA ULTIMA VELOCIDAD REQUIERE ALTAS RPM Y BAJO PAR.

POR ESO, USANDO ENGRANAJES EN LA TRANSMISION SE LOGRA QUE EL MOTOR FUNCIONE A UNA VELOCIDAD SUFICIENTE Y SUMINISTRE LA FUERZA REQUERIDA PRA QUE EMPIECE A MOVERSE EL VEHICULO. DESPUES QUE EL VEHICULO ESTE MOVIENDOSE A UNA VELOCIDAD SATISFACTORIA SE USAN OTROS ENGRANAJES EN LA TRANSMISION PARA QUE EL VEHICULO SIGA MOVIENDOSE A UNA VELOCIDAD MAS ALTA PERO CON EL MOTOR A UN VELOCIDAD MAS BAJA. TODO ESTO SE LOGRA CON ENGRANAJES DE DIFERENTE TAMANO.

LA TORSION O PAR MOTOR DE LOS ENGRANAJES ES IGUALMENTE IMPORTANTE A SU VELOCIDAD. CUANDO, POR EJEMPLO, UN ENGRANAJE DE 12 DIENTES IMPULSA AL ENGRANAJE DE 24 DIENTES SE AUMENTA AL DOBLE LA TORSION O PAR MOTOR, PERO SE REDUCE A LA MITAD LA VELOCIDAD. EN FORMA SEMEJANTE SI EL ENGRANAJE MAYOR IMPULSA AL MENOR, SE REDUCE LA TORSION A LA MITAD, PERO AUMENTANDOSE AL DOBLE LA VELOCIDAD.



Dos engranajes del mismo tamaño girarán al mismo grado. Cuando un engranaje grande impulsa otro menor, éste girará a una relación mayor.

I-II2 TIPOS DE TRANSMISION

II.2.1 TRANSMISION POR ENGRANES (CAJA DE VELOCIDADES)

LA MAYOR PARTE DE LAS TRANSMISIONES DE ESTE TIPO EMPLEADAS EN LOS COCHES AMERICANOS TIENEN TRES VELOCIDADES HACIA ADELANTE, INCLUYENDO LA DIRECTA Y UNA DE REVERSA. LOS CAMBIOS SE EFECTUAN DESLIZANDO CUALQUIERA DE DOS ENGRANES A LO LARGO DE UN EJE RANURADO, HASTA QUE EL ENGRANE SE ACOPLA CON OTRO MONTADO EN UNA FLECHA INTERMEDIA QUE, A SU VEZ, ESTA MOVIDA POR UN PAR DE ENGRANES A COPLADOS PERMANENTEMENTE. PARA REDUCIR EL RUIDO SE EMPLEAN ENGRANES HELICOIDALES. UN DISPOSITIVO DE CAMBIOS SINCRONIZADO QUE ACTUA COMO UN EMBRAGUE DE FRICCION. AJUSTA A LA MISMA VELOCIDAD LOS DOS ENGRANES ANTES DE QUE SE ACOPLEN. REDUCIENDO AL MINIMO LA BRUSQUEDAD Y EL RUIDO POR EL CHOQUE ENTRE DIENTES, AUN CUANDO LOS CONDUCTORES SEAN INEXPERTOS. LOS CAMBIOS DE ENGRANES ESTAN GENERALMENTE EN RELACION GEOMETRICA. EL PROMEDIO DE LA RELACION DE TRANSMISION EN PRIMERA ES DE 2.67. EN SEGUNDA 1.93, EN TERCERA 1.45 (RELACION DIRECTA). Y EN REVERSA 3.24.

HAY SOBRE-VELOCIDADES PARA MUCHOS AUTOS EQUIPADOS CON TRANSMISIONES MANUALES. CONSISTEN EN UNIDADES COMPLEMENTARIAS DE ENGRANAJES PLANETARIOS FORMADOS POR TRES PINONES PLANETARIOS (SATELITES) QUE GIRAN ALREDEDOR DE UN ENGRANE CENTRAL FIJO (SOL). LA CORONA DE DIENTES INTERNOS QUE RODEA EL CONJUNTO, ESTA ACOFLADA AL EJE PROPULSOR QUE, EN CONSECUENCIA, GIRA CON MAS RAPIDEZ QUE EL DEL MOTOR. LA RELACION DE ENGRANAJES SE SELECCIONA PARA PERMITIR QUE EL MOTOR DISMINUYA SU VELOCIDAD HASTA ALREDEDOR DEL 70% DE LA DEL EJE PROPULSOR Y FUNCIONE CON MENOS RUIDO Y MENOS ROZAMIENTO. ESTOS MECANISMOS ENTRAN AUTOMATICAMENTE EN ACCION CUANDO EL CONDUCTOR LEVANTA MOMENTANEAMENTE EL PEDAL DEL ACELERADOR Y EL AUTOMOVIL LLEVA UNA VELOCIDAD SUPERIOR A LOS 40 O 45 KM/H. LA SOBREVOLUCIDAD DEJA DE FUNCIONAR LA TRANSMISION VUELVE A DIRECTA, CUANDO SE PRESIONA HASTA EL PISO EL PEDAL DEL ACELERADOR CON LO

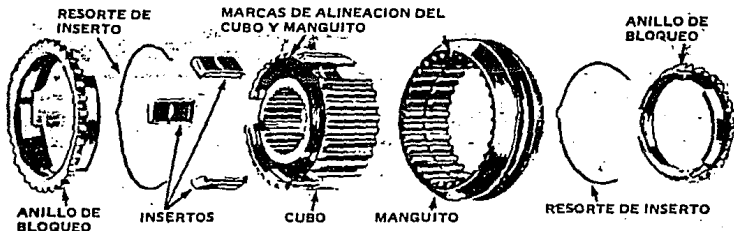
CUAL ACTUA UN SOLENOIDE.

EN LA TRANSMISION SINCRONIZADA, LOS ENGRANES ESTAN SIEMPRE ENGRANADOS Y UN TAMBOR O MANGUITO QUE PUEDE MOVERSE EN VAIVEN POR EL EJE RANURADO CONECTA EL ENGRANAJE AL EJE, COMO SE ILUSTR EN LA FIGURA.

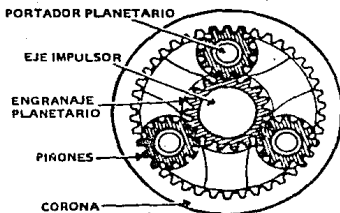
POR LO GENERAL, EL EMBRAGUE (O TAMBOR) SINCRONIZADO TIENE UN CONO DE PRONCE A CADA LADO EL CUAL ENGRANA CON UN CONO AHUSADO DE ACOPLAMIENTO EN LA SEGUNDA Y ALTA VELOCIDADES. CUANDO ESTE MANGUITO SE MUEVE POR EL EJE PRINCIPAL, LOS CONOS ACTUAN COMO EMBRAGUE. AL TOCAR EL ENGRANAJE QUE DEBEN ENGRANAR SE AUMENTA O DISMINUYE LA VELOCIDAD DEL EJE PRINCIPAL SEGUN SE NECESITE HASTA QUE QUEDEN SINCRONIZADAS LAS VELOCIDADES DEL EJE PRINCIPAL Y EL ENGRANAJE.

ESTA ES LA ACCION INICIAL. LA TERMINACION DEL MOVIMIENTO DE LA PALANCA DE CAMBIO PRODUCE UN DESLIZAMIENTO QUE UNE EL MANGUITO Y EL ENGRANAJE PARA TERMINAR EL ENGRANE. HAY QUE RECORDAR QUE EL CUBO DEL MANGUITO SE DESLIZA POR LAS ASTRIAS DEL EJE PRINCIPAL PARA ENGRANAR LOS CONOS DEL CUBO CON EL ENGRANAJE.

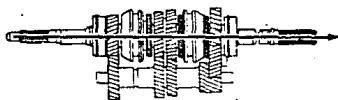
EN LA FIGURA SE ILUSTR EL TRAYECTO DE LA FUERZA EN CASO DE UNA TRANSMISION SINCRONIZADA. SE NOTARA QUE LOS ENGRANAJES ESTAN SIEMPRE ACOPLADOS Y QUE SOLAMENTE SE MUEVE EN VAIVEN POR EL EJE ASTRIADO.



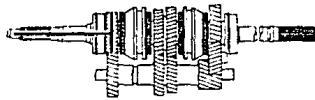
Detalles de una unidad sincronizada típica.



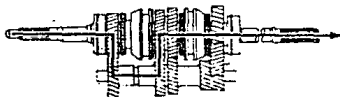
Dibujo esquemático de un eje planetario de tres pñones.



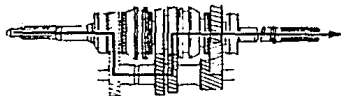
TERCERA VELOCIDAD



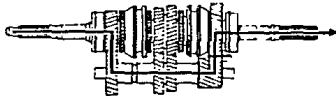
NEUTRAL



SEGUNDA VELOCIDAD



PRIMERA VELOCIDAD



MARCHA ATRAS

Ilustración del trayecto de fuerza en una transmisión sincronizada. Note que los engranajes están engranados siempre.

I - II.1.2 TRANSMISIONES AUTOMATICAS

LOS PRIMEROS TIPOS DE TRANSMISIONES UTILIZABAN UN ACOPLAMIENTO FLUIDO CON UNO O MAS TRENES DE ENGRANAJES PLANETARIOS Y LAS VALVULAS DE CONTROL NECESARIAS PARA DIRIGIR EL FLUJO DEL FLUIDO DE LA TRANSMISION AUTOMATICA.

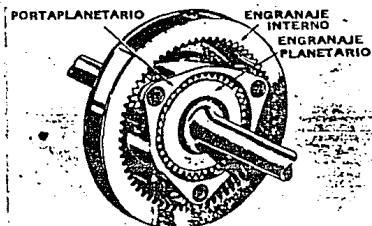
EL ACOPLAMIENTO FLUIDO, SERVIA DE EMBRAGUE HIDRAULICO PARA TRANSMITIR Y ACOJINAR EL FLUJO DE FUERZA DEL MOTOR A LOS ENGRANAJES PLANETARIOS, ESTOS ENGRANAJES PROVEIAN CONVENIENTES RELACIONES DE ENGRANAJES PARA CONDICIONES VARIABLES DE CONDUCCION POR MEDIO DE PIRONES GIRANDO SOBRE SU EJE MIENTRAS GIRABAN ALREDEDOR DE UN ENGRANAJE PLANETARIO Y DENTRO DE UN ENGRANAJE QUE TENIA DIENTES INTERNOS.

SIN EMBARGO, EL ACOPLAMIENTO FLUIDO NO ERA EFICIENTE. POR LO QUE SE PERFECCIONO EL CONVERTIDOR DE TORSION. EL ACOPLAMIENTO FLUIDO MERAMENTE TRANSMITIA FUERZA DEL MOTOR, EN CAMBIO EL CONVERTIDOR DE TORSION MULTIPLICA LA TORSION.

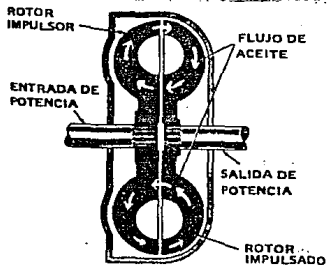
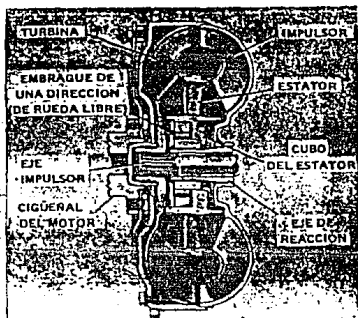
LOS CONVERTIDORES DE TORSION MODERNOS UTILIZAN TRES ELEMENTOS ROTATORIOS PARA MULTIPLICAR LA TORSION:

- 1.-UNA BOMBA IMPULSADA POR MOTOR O IMPULSOR.
- 2.-UNA TURBINA IMPULSADA POR FLUIDO.
- 3.-UN ESTATOR

ESTOS PRINCIPIOS BASICOS SON CARACTERISTICOS DE TODOS LOS CONVERTIDORES HIDRAULICOS.



En la mayoría de las transmisiones automáticas se usan trenes de engranajes planetarios.



Detalles de un acoplamiento fluido. En funcionamiento, el rotor de mando del acoplamiento fluido hace que el fluido se mueva radialmente hacia afuera contra las paletas del miembro impulsado haciéndolo girar.

EL MOTOR IMPULSA EL IMPULSOR DEL CONVERTIDOR DE TORSION QUE FUERZA EL FLUIDO CONTRA LAS PAREDES DE LA TURBINA. LA CUAL ESTA CONECTADA POR LOS ENGRANAJES DE TRANSMISION A LAS RUEDAS TRASERAS DEL VEHICULO.

EL ESTATOR ES EL ELEMENTO DE ENMEDIO DEL CONVERTIDOR DE TORSION Y DIRIGE DE NUEVO EL FLUJO DE ACEITE DE LA TURBINA PARA REFORZAR LA ACCION DEL IMPULSOR Y CON ELLO MULTIPLICA LA TORSION DEL MOTOR.

EL CONVERTIDOR DE TORSION PROVEE LA MULTIPLICACION CONVENIENTE DE LA TORSION A BAJA VELOCIDAD DEL MOTOR Y ACTUA COMO UN ACOPLAMIENTO FLUIDO A ALTA VELOCIDAD.

CUANDO EL MOTOR ESTA FUNCIONANDO EL FLUIDO EN EL CONVERTIDOR DE TORSION SE BOMBEA DE LAS PALETAS DEL IMPULSOR A LAS PALETAS DE LA TURBINA RETORNANDO DESPUES AL IMPULSOR POR MEDIO DEL ESTATOR.

I - II.1.3 TRANSMISIONES DE RELACION VARIABLE

LOS INGENIEROS AUTOMOTRICES PIENSAN QUE LA TRANSMISION IDEAL DE UN VEHICULO DEBERIA SER AQUELLA EN LA QUE LA RELACION PUDIERA SER AJUSTADA A CUALQUIER VALOR SIN UN RANGO REQUERIDO. MUCHOS MECANISMOS DIFERENTES HAN TRATADO DE RESOLVERLO. SIN EMBARGO, SOLO RECIENTEMENTE HAN SIDO ESTOS DISEÑOS POSIBLES HAN MOSTRADO CAPACIDADES DE COMPETIR CON LAS TRANSMISIONES COMUNES, EN PESO, TAMAÑO, COSTO Y EFICIENCIA. SI BIEN LAS CAJAS DE ENGRANES MECANICAS HAN SIDO LA TRANSMISION TIPICA DE LOS VEHICULOS POR UN LARGO TIEMPO, LA BUSQUEDA POR UNA TRANSMISION DE RELACION VARIABLE LLEGA A SER MAS URGENTE. LAS CAJAS DE VELOCIDADES MECANICAS SON CADA VEZ MAS COMPLICADAS POR LA NECESIDAD DE INCLUIR MAS RELACIONES DE ENGRANES, O DE CONSEGUIR POR CONSTANTE Y CAMBIO DE VELOCIDADES AUTOMATICO. MUCHOS TIPOS DE VEHICULOS MUESTRAN UNA NECESIDAD POR UNA TRANSMISION DE RELACION VARIABLE Y USUALMENTE DEBIDO A REQUERIMIENTOS DE FUNCIONALIDAD (*ROAD PERFORMANCE*).

ALGUNAS APLICACIONES SON MOSTRADAS ABAJO CON ALGUNAS RAZONES DEL PORQUE UNA TRANSMISION DE RELACION VARIABLE ES DESEABLE:

-CARROS DE PASAJEROS. DESEABLE POR MANEJO MAS COMODO

(PRINCIPALMENTE POR SUS CONTROLES DE TRANSMISION), SIN PERDER POTENCIA, FUNCIONALIDAD O ECONOMIA.

-VEHICULOS DE SERVICIO PARA PASAJEROS. CAMBIOS DE RELACION MAS SUAVES, POCO MANTENIMIENTO, MANEJO MAS FACIL, ECONOMIA EN TRAFICO DENSO.

-VEHICULOS COMERCIALES. NECESITAN QUE LA POTENCIA TOTAL DEL MOTOR FLUCTUE SOBRE RANGOS MAS ANCHOS DE COMBINACIONES CARGA/VELOCIDAD SIN ESPACIOS MUERTOS ENTRE VELOCIDADES. Y PAR MANTENIDO DURANTE CAMBIOS DE VELOCIDAD.

-TRACTORES Y VEHICULOS PESADOS. SE TIENE UN PAR MANTENIDO DURANTE CAMBIO DE VELOCIDADES. VARIACION RAPIDA Y AUTOMATICA PARA CAMBIOS DE CAPA. TERRENO, ETC.

-CARROS DE COMPETENCIA. SE DA LA POTENCIA TOTAL REQUERIDA SOBRE RANGOS INCREMENTALES DE VELOCIDAD CON UN DECREMENTO DE VELOCIDADES DE MOTOR.

-DEBIDO A LA GRAN VARIEDAD DE TRANSMISIONES DE PAR VARIABLES MOSTRAREMOS SOLO MENCIONANDO LOS DISEÑOS MAS IMPORTANTES:

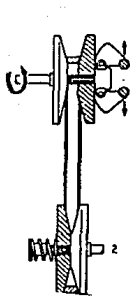
- 1.-TRANSMISION POR FRICCION
- 2.-TRANSMISION DE FLUIDO HIDROKINETICO
- 3.-TRANSMISION DE FLUIDO HIDROSTATICO
- 4.-TRANSMISION HIDROMECHANICA VARIABLE

EN NUESTRO CASO EXPLICAREMOS LA TRANSMISION POR FRICCION (DAF), DEBIDO A QUE ES LA COMERCIALMENTE MAS USADA:

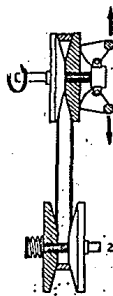
LA TRANSMISION POR FRICCION USUALMENTE TIENE UNA POLEA DE TIPO VARIABLE EN LA CUAL LOS LADOS DE LA POLEA ESTAN EN **V**, ES DECIR, PUEDEN SER MOVIDOS PARA AJUSTAR EL ANCHO, Y ENTONCES EL DIAMETRO EFECTIVO DE LA POLEA TRANSMISORA VARIA PARA AJUSTAR LA RELACION DE VELOCIDAD CON LA POLEA CONDUcida.

COMO SE VE EN LA FIGURA. LA TRANSMISION DAF, LA CUAL ES PARTE DE UN CARRO CON ESTE NOMBRE, OPERA SOBRE EL BIEN CONOCIDO SISTEMA DE POLEAS VARIABLES. EL ANCHO DE DOS POLEAS PUEDE SER AJUSTADO, TAL QUE LA BANDA EN V OPERA A DIFERENTES DIAMETROS EFECTIVOS. LA POLEA CONDUCTORA (ARRIBA) ES AJUSTADA POR CONTRAPESOS CENTRIFUGOS LOS CUALES TIENDEN A MOVERSE HACIA AFUERA E INCREMENTAR EL RADIO EFECTIVO DE LA POLEA CONDUCTORA CUNDO LA VELOCIDAD SE INCREMENTA. LA POLEA CONDUCCIDA TIENE UN RESORTE PARA OFERAR AL DIAMETRO MAXIMO. EL DIAMETRO DE OPERACION DE LA POLEA CONDUCCIDA ES ENTONCES DETERMINADO PRINCIPALMENTE POR LA POSICION DE LA POLEA CONDUCTORA Y EL RESORTE ASEGURA QUE EXISTE LA SUFICIENTE TENSION EN LA BANDA Y RESISTE EL MOVIMIENTO HACIA AFUERA DE LOS CONTRAPESOS.

LA PRESION DE VACIO MULTIPLE ES TAMBIEN EMPLEADA PRA OPONERSE A LAS CARGAS CENTRIFUGAS TAL QUE LA VELOCIDAD DEL MOTOR ES MAS GRANDE CUANDO EL PEDAL DE ACELERADOR ES OPRIMIDO. DE ESTA MANERA, LA RELACION DE TRANSMISION ES AJUSTADA AUTOMATICAMENTE PARA OBTENER MAXIMA POTENCIA DEL MOTOR CUANDO EL PEDAL DEL ACELERADOR ES TOTALMENTE OPRIMIDO (BAJA PRESION DE VACIO). AL DESACELERAR, LA VELOCIDAD DEL MOTOR SE AJUSTA PARA PRODUCIR POTENCIA EN EL MOTOR EN RELACIONES ECONOMICAS.



BAJA VELOCIDAD
DE MOTOR



ALTA VELOCIDAD
DE MOTOR

I - III SISTEMA DE DIRECCION

I - III.1 GENERALIDADES

EL OBJETIVO PRINCIPAL DEL SISTEMA DE DIRECCION ES DE DAR AL CONDUCTOR EL CONTROL DIRECCIONAL SOBRE EL VEHICULO. LA MANERA DE HACER VARIAR LA DIRECCION DEL VEHICULO, ES CAMBIANDO LA ORIENTACION DE LAS RUEDAS QUE ESTAN MONTADAS SOBRE ALGUNO DE SUS EJES, QUE EN ESTE TIPO DE VEHICULOS ES EL DELANTERO. ESTA CONDICION DE CONTROL SOLO PUEDE OCURRIR SI LAS LLANTAS MANTIENEN CONTACTO CON EL SUELO Y LOS ESFUERZOS DE DIRECCION EN LAS LLANTAS DE CADA LADO SE COMPLEMENTAN ENTRE SI. LA DIRECCION DEL VEHICULO Y LOS ANGULOS DE ALINEACION EN LAS LLANTAS TRAHAJAN EN CONJUNTO PARA PROPORCIONAR EL MAXIMO CONTROL POSIBLE SOBRE EL VEHICULO.

EL VEHICULO ES DISENADO USUALMENTE PARA TENER UN SENTIDO NATURAL. SE DENOMINA * SENTIDO NATURAL * COMO LA TENDENCIA DEL VEHICULO DE IR EN LINEA RECTA Y LA DE REGRESAR SUS LLANTAS A ESTA POSICION DESPUES DE DAR UNA VUELTA SIN QUE INTERVENGA ALGUN ESFUERZO POR PARTE DEL CONDUCTOR.

EL SISTEMA DE DIRECCION SE DISEÑA PARA REQUERIR UN MINIMO DE ESFUERZO CORRECTIVO POR PARTE DEL CONDUCTOR Y PARA TRANSMITIR EN LA MENOR CANTIDAD POSIBLE LOS CHOQUES CAUSADOS POR EL TERRENO IRREGULAR. ES DE PRIMORDIAL IMPORTANCIA, DISEÑAR LOS COMPONENTES PARA QUE BRINDEN LA MAYOR SEGURIDAD POSIBLE.

LA DIRECCION GENERALMENTE CONSTA DE "MECANISMO REDUCTOR" Y DEL "ACCIONAMIENTO DE LA DIRECCION". EL MECANISMO REDUCTOR CONVIERTE EL MOVIMIENTO DE ROTACION DEL VOLANTE EN EL DESPLAZAMIENTO. COMO CARACTERISTICA DEBE DISMINUIR LA FUERZA REQUERIDA POR EL CONDUCTOR PARA MOVER EL VOLANTE.

EL ACCIONAMIENTO DE LA DIRECCION ESTA FORMADO POR EL SISTEMA DE TIRANTES Y PALANCAS QUE UNEN AL MECANISMO REDUCTOR CON LOS EJES DE LAS RUEDAS DIRIGIDAS, ASEGURANDO LA CORRECTA CINEMATICA DE ESTAS DURANTE EL GIRO.

I-III.2 GEOMETRIA DEL SISTEMA DE DIRECCION

LA FACULTAD DE LAS RUEDAS DIRIGIDAS DE CONSERVAR LA POSICION NEUTRAL DURANTE LA MARCHA RECTILINEA Y VOLVER POR SI SOLAS A DICHA POSICION, EN CASO DE DESVIARSE DE ELLA, SE DENOMINA CAPACIDAD DE ESTABILIZACION. TENIENDO LAS RUEDAS DIRIGIDAS UNA ESTABILIDAD ALTA, SE PUEDE CONSERVAR POR LARGO TIEMPO EL MOVIMIENTO RECTILINEO SIN INTERVENCION DEL CONDUCTOR. EN CAMBIO SI LAS RUEDAS TIENEN UNA ESTABILIDAD DEFICIENTE, CUALQUIER DESVIACION CASUAL DE LAS RUEDAS DEBE CORRIGIRSE CON EL EL VOLANTE, LO QUE HACE QUE EL MANEJO DEL VEHICULO SEA EXTREMADAMENTE FATIGOSO. POR OTRO LADO, UNA BUENA ESTABILIDAD DE LAS RUEDAS DURANTE EL VIRAJE AYUDA A QUE ESTAS RETORNEN POR SI SOLAS A LA POSICION NEUTRAL AL FINAL DEL GIRO.

LA ESTABILIZACION DE LAS RUEDAS DIRIGIDAS SE BASA EN LA UTILIZACION DE LAS DIFERENTES REACCIONES DEL SUELO QUE ACTUAN EN LAS RUEDAS PARA CREAR LOS MOMENTOS ESTABILIZADORES CORRESPONDIENTES RESPECTO A LOS EJES DE GIRO DE LOS MANGOS QUE SOPORTAN A LAS RUEDAS.

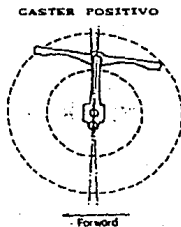
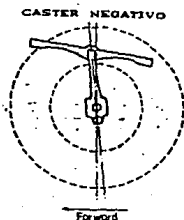
DICHOS MOMENTOS ESTABILIZADORES DEPENDEN PRINCIPALMENTE DE LOS SIGUIENTES FACTORES:

- INCLINACION LONGITUDINAL DEL EJE DE DIRECCION DE LA RUEDA (*CASTER*).
- INCLINACION LATERAL DE LA RUEDA (*CAMBER*).
- INCLINACION LATERAL DEL EJE DE LA DIRECCION (*SAI*).

- PUNTO DE INTERSECCION DEL PLANO MEDIO TRANSVERSAL DE LA RUEDA CON SU EJE DE DIRECCION. (SCRUB RADIUS)
- CONVERGENCIA FRONTAL Y DIVERGENCIA DE LAS RUEDAS DURANTE EL MOVIMIENTO DEL VEHICULO EN LAS CURVAS DE LAS CARRETERAS. (TOE)

]- III.2.1 ANGULO DE INCLINACION FRONTAL ENTRE HORQUILLAS (CASTER)

ES EL ANGULO FORMADO ENTRE UNA LINEA A TRAVES DEL EJE DE DIRECCION Y UNA LINEA VERTICAL QUE PASE POR EL EJE DE LA LLANTA. ESTO SE VE DESDE EL LADO DEL VEHICULO.



SI EL CASTER. ES EL MISMO EN CADA RUEDA DELANTERA DEL AUTO. SE CREA UNA TENDENCIA DE AMBAS RUEDAS A VIRAR (HACIA ADENTRO CON EL CASTER POSITIVO, Y HACIA AFUERA CON EL CASTER NEGATIVO) SIN EMBARGO SI LA DISTANCIA ENTRE LAS RUEDAS ES MANTENIDA RIGIDAMENTE POR LA SUSPENSION, LA TENDENCIA DE CADA RUEDA A VIRAR HACIA ADENTRO ES EQUILIBRADA POR UNA TENDENCIA IGUAL Y OPUESTA DE LA OTRA, Y EL RESULTADO GLOBAL ES QUE EL AUTO TIENDE A CAMINAR HACIA ADELANTE.

EL CASTER SE CONSIDERA POSITIVO, SI EL EJE DE LA DIRECCION ESTA INCLINADO HACIA ADELANTE EN SU EXTREMO INFERIOR, Y CAUSA QUE LA RUEDA MARCHE SIEMPRE DETRAS DE SU VAZTAGO, O EJE DE ROTACION.

EL PESO DEL VEHICULO EFECTIVAMENTE ACTUA ATRAVES DE UNA LINEA VERTICAL. LA DIRECCION Y EL MOVIMIENTO HACIA ADELANTE DEL VEHICULO ACTUA SOBRE EL EJE DE LA DIRECCION. EL EJE DE LA DIRECCION ES UNA LINEA IMAGINARIA DIBUJADA ENTRE EL CENTRO DE LAS JUNTAS DE BOLA SUPERIOR E INFERIOR, O EN EL CASO DEL POSTE MACPHERSON DEL PIVOTE SUPERIOR A LA JUNTA DE BOLA INFERIOR.

AL ESTAR UNA GRAN AREA DE CONTACTO DE LA LLANTA, POR DETRAS DEL CRUCE DEL EJE DE LA DIRECCION CON EL CAMINO, SE NECESITARA UN MAYOR ESFUERZO PARA DAR LA VUELTA SOBRE UNA LINEA RECTA QUE EL QUE SERIA REQUERIDO SI EL CASTER FUERA CERO. Y EN OPOSICION SI EL CASTER FUERA NEGATIVO, SE REQUERIRIA MENOS ESFUERZO POR EL CONDUCTOR PARA DAR UNA VUELTA, PERO TENDRIA MENOS ESTABILIDAD DIRECCIONAL.

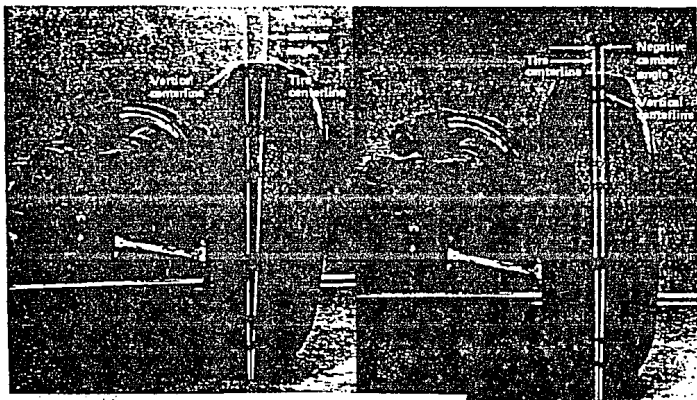
I - III.2.2 ANGULO DE INCLINACION LATERAL DE LA LLANTA (CAMBER)

ES LA INCLINACION DE LA LINEA CENTRAL DE LA LLANTA TOMADA A PARTIR DE LA VERTICAL CUANDO ESTA SE VE POR SU PARTE FRONTAL. ESTE ANGULO ES POSITIVO CUANDO LA PARTE SUPERIOR DE LA LINEA CENTRAL DE LA LLANTA ESTA HACIA AFUERA DEL VEHICULO. CUANDO LA PARTE SUPERIOR DE ESTA LINEA SE INCLINA HACIA ADENTRO DEL VEHICULO ESTE ANGULO ES NEGATIVO.

UNA LLANTA CON ESTE TIPO DE ANGULO EN ELLA DARA EL SENTIDO NATURAL DEL VEHICULO. EL VEHICULO SE IRA HACIA EL LADO EN CUAL SE ENCUENTRE LA LLANTA CON EL ANGULO CAMBER MAS POSITIVO. SI AMBAS LLANTAS TIENEN EL MISMO CAMBER, SE OBTENDRA UN EFECTO QUE NO DA AL VEHICULO UNA DIRECCION DIFERENTE A LA DE IR EN LINEA RECTA.

LA MAYORIA DE LOS VEHICULOS UTILIZAN UN CAMBER QUE VARIA DE CERO A UNA POSICION LIGERAMENTE POSITIVA, ESTA ULTIMA POSICION

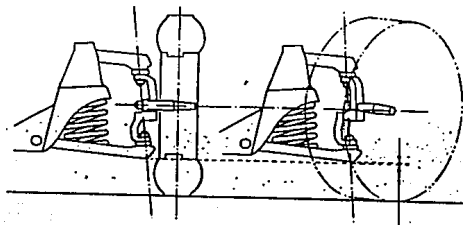
PREVENDRA QUE ESTE ANGULO SE TURNE NEGATIVO CUANDO LAS CARGAS DINAMICAS CAUSAN QUE LA SUSPENSION DEFLEXIONE, O CUANDO EL VEHICULO ESTE SOPORTANDO MAYOR PESO. AUNQUE CABE DESTACAR, SI EL CAMBER ES DIFERENTE DE CERO LAS LLANTAS SE GASTARAN MAS DE UN LADO QUE DE OTRO, Y ESTO PUEDE ACORTAR LA VIDA UTIL DE LAS MISMAS.



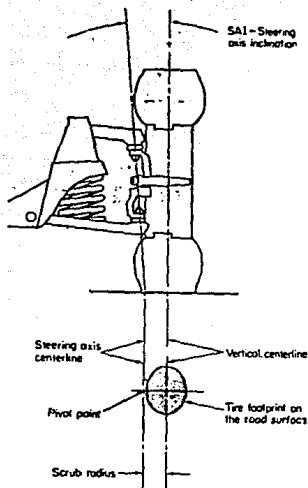
ILUSTRACION DE CAMBER: (A) POSITIVO; (B) NEGATIVO

III.2.3 INCLINACION DEL EJE DE LA DIRECCION (SAI)

LA INCLINACION DEL EJE DE LA DIRECCION (SAI) SE ILUSTR EN LA FIGURA SIGUIENTE:



SAI CAUSA QUE EL VEHICULO SE LEVANTE CUANDO LA DIRECCION OTRA.



ILUSTRACION DE LA INCLINACION DEL EJE DE LA DIRECCION (SAI)

ES LA INCLINACION HACIA ADETRON DE LA LINEA IMAGINARIA QUE VA DE LAS UNIONES DE LA BOLA INFERIOR A LA SUPERIOR, ESTA INCLINACION SE HACE NOTORIA AL COMPARARLA CON LA LINEA VERTICAL QUE PASA POR ALGUNA DE LAS UNIONES. ESTO SE VE AL ESTAR VIENDO AL VEHICULO DE FRENTE. SAI ES UN ANGULO Y POR ELLO SIEMPRE SE MIDE EN GRADOS.

SAI ES UN ANGULO DE ESTABILIDAD. EL CUERPO DEL VEHICULO ESTARA MAS CERCA DE LA SUPERFICIE DEL TERRENO CUANDO LAS LLANTAS ESTAN COLOCADAS RECTAS COMO RESULTADO DE SAI. UN MANGO DE LA LLANTA CON SAI TENDRA EL FINAL MAS HACIA AFUERA EN EL PUNTO MAS ALTO CUANDO LAS LLANTAS ESTAN COLOCADAS RECTAS. ENTONCES COMO EL PESO DEL VEHICULO EMPUJA HACIA ABAJO, EL MANGO DE LA LLANTA SIEMPRE INTENTARA MOVERSE HACIA ARRIBA PARA REGRESAR LAS LLANTAS A

LA POSICION RECTA,

DESPUES DE UNA VUELTA SAI AYUDA A ENDEREZAR LAS LLANTAS. SAI TAMBIEN AYUDA EN LA ESTABILIDAD DIRECCIONAL RESISTIENDO IRREGULARIDADES DEL CAMINO QUE TRATEN DE GIRAR LA LLANTA. SAI PRODUCE MUCHOS DE LOS MISMOS BENEFICIOS PARA DAR ESTABILIDAD DIRECCIONAL COMO LO HACE UN CASTER POSITIVO

SAI ES USADO REGULARMENTE A VEHICULOS CON CASTER POSITIVO Y DIRECCION HIDRAULICA PARA PROVEER EL REGRESO DE LAS LLANTAS NECESITADOS.

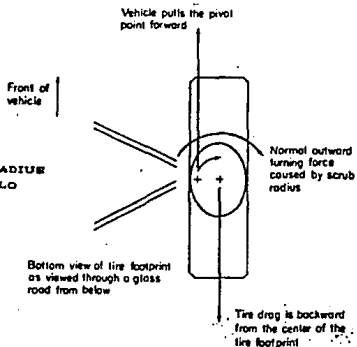
**II.2.4 DISTANCIA ENTRE CENTRO DE GIRO Y CENTRO DE LA LLANTA
(SCRUB RADIUS)**

SCRUB RADIUS ES EL TERMINO USADO PARA DESCRIBIR LA DISTANCIA ENTRE LA PROYECCION DEL EJE DE DIRECCION Y LA LINEA CENTRAL DE LA LLANTA EN CONTACTO CON EL PISO.

EL ANGULO O RADIO SCRUB RADIUS ES POSITIVO CUANDO LA LINEA CENTRAL DE LA LLANTA CAE AFUERA DE LA LINEA PROYECTADA POR EL EJE DE DIRECCION. Y ES NEGATIVA CUANDO LA LINEA CENTRAL DE LA LLANTA SE PROYECTA A DENTRO DEL EJE DE DIRECCION. EL SCRUB RADIUS ES UNA DISTANCIA POR LO TANTO SE MIDE EN MILIMETROS.

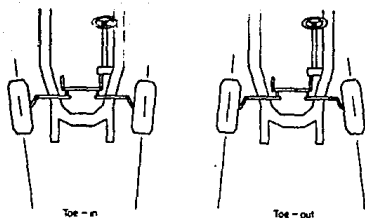
UNA PEQUENA CANTIDAD DE SCRUB RADIUS SOBRE CADA LLANTA ES NECESARIA PARA MANTENER TENSION O COMPRESION CONSTANTE SOBRE LAS CONEXIONES DE LA DIRECCION PARA MANTENERLAS FIJAS Y PREVENIR LA VIBRACION DE LA DIRECCION.

**EFEECTO DIRECCIONAL DE SCRUB RADIUS
SOBRE LA DIRECCION DEL VEHICULO**



1 - II.2.3 CONVERGENCIA O DIVERGENCIA ENTRE LLANTAS (T O E)

TOE ES LA DIFERENCIA EN DISTANCIA ENTRE LOS EXTREMOS ANTERIOR Y POSTERIOR DE LAS LLANTAS, COMO SE ILUSTRAN EN LA FIGURA SIGUIENTE:

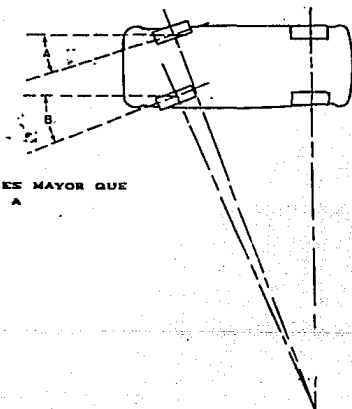


ILUSTRACION DE TOE

CONVERGENCIA INTERIOR (TOE IN) : ES LA MEDIDA EN FRACCIONES DE PULGADA O MILIMETROS DE CUANTO MAS CERCA ESTAN ENTRE SI LAS LLANTAS DE ENFRETE QUE SU PARTE POSTERIOR.

ES CONVENIENTE TENER UNA CONVERGENCIA ESTATICA TAL QUE AL ESTAR EL AUTO EN MOVIMIENTO ESTE SE APROXIME A CERO.

DIVERGENCIA (TOE OUT) EN VUELTAS: CUANDO EL VEHICULO SE ENCUENTRA EN UNA CURVA, LAS LLANTAS DE AFUERA ESTAN DANDO VUELTA EN UN RADIO DE GIRO DIFERENTE, MAS GRANDE QUE LAS LLANTAS DE ADENTRO. LA LINEA CENTRAL DE LA LLANTA ES TANGENTE AL RADIO DE GIRO. POR LO TANTO LA LLANTA EXTERIOR DELANTERA, DEBE DE DAR LA VUELTA A UN ANGULO LIBERAMENTE MENOR QUE LA LLANTA INTERIOR. ESTO SE ILUSTRAN EN LA SIGUIENTE FIGURA.



ANGULO B ES MAYOR QUE EL ANGULO A

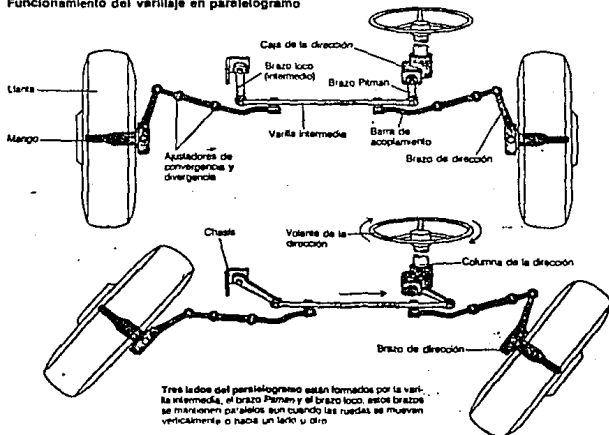
I - III.3 MECANISMOS DE DIRECCION

EL MECANISMO, DEPENDIENDO DEL DISEÑO, CONSISTIRA DE UN DETERMINADO NUMERO DE COMPONENTES. A CONTINUACION SE EXPLICAN ALGUNOS DE LOS MECANISMOS MAS AMPLIAMENTE USADOS:

I - III.3.1 MECANISMO DE DIRECCION DE PARALELOGRAMO

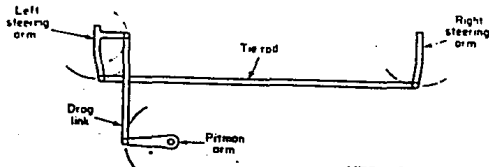
EL MECANISMO DEL PARALELOGRAMO ES EL TIPO MAS AMPLIAMENTE USADO EN LOS CARROS DOMESTICOS DE PASAJEROS HOY EN DIA. ESTE MECANISMO UTILIZA DOS TUBOS UNIDOS. UNA UNION CENTRAL O DE ARRASTRE Y UN BRAZO INTERMEDIO (IDLER ARM). EL TUBO CENTRAL ESTA CONECTADO DIRECTAMENTE A LA ESTRUCTURA Y ASI SE EVITAN MOVIMIENTOS DE ESTA. DEBIDO AL AMORTIGUAMIENTO. SU MOVIMIENTO DE LADO ESTA CONTROLADO UNICAMENTE POR LOS BRAZOS PITMAN Y EL INTERMEDIO. EL BRAZO INTERMEDIO PROVEE LA SIMETRIA NECESARIA ENTRE EL LADO IZQUIERDO Y DERECHO DEL MECANISMO DE DIRECCION.

Funcionamiento del varillaje en paralelogramo



-III.3.2 MECANISMO DE UNION DE ARRASTRE

EN LAS SUSPENSIONES FRONTALES DE EJE SOLIDO, UN SOLO TUBO CONECTA EL LADO IZQUIERDO Y DERECHO DEL MECANISMO DE DIRECCION. UNA UNION DE ARRASTRE SE USA PARA CONECTAR EL BRAZO *PITMAN* DEL ENGRANE DE DIRECCION A UNO DE LOS BRAZOS DE DIRECCION. (EN LA SIGUIENTE FIGURA SE OBSERVA ESTO). CON ESTE TIPO DE MECANISMO Y EJE, SE EVITA LOS CAMBIOS DEL ANGULO DE *TOE* DEBIDO A MOVIMIENTOS DE REBOTE EN LA SUSPENSION.

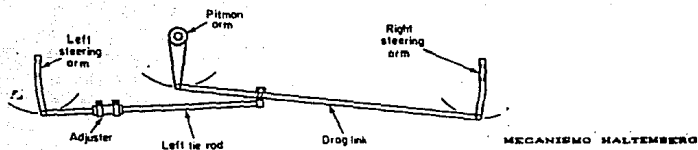


MECANISMO DE UNION DE ARRASTRE

- III.3.3 MECANISMO HALTENBERG

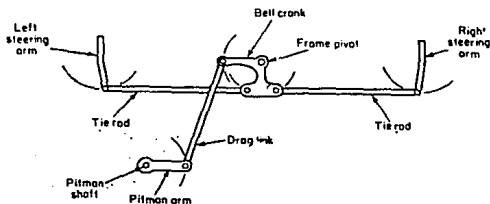
EL MECANISMO HALTENBERG ES UNO DE LOS MAS SENCILLOS. SE USA EN CONJUNCION CON LA VIGA I GEMELA, INDEPENDIEMENTE DE LA SUSPENSION. ESTE SISTEMA CONSISTE EN UN EJE Y UNA UNION DE ARRASTRE, (ESTO SE ILUSTR A EN LA SIGUIENTE FIGURA) Y ASI SE MINIMIZAN EL NUMERO DE COMPONENTES DE LA UNION. LA UNION DE ARRASTRE SE CONECTA CON EL BRAZO *PITMAN* DEL ENGRANE DE ARRASTRE O ENGRANE DE DIRECCION CON EL LADO DERECHO DEL BRAZO DE DIRECCION. EL TUBO DE UNION POSEEE UN TUBO INTERIOR Y OTRO EXTERIOR, Y ESTOS SE CONECTAN JUNTOS CON UNA MANGA DE AJUSTE.

LA UNION HALTENBERG PROPORCIONA LA LONGITUD NECESARIA PARA MINIMIZAR EL *TOE* (SUS CAMBIOS) DURANTE EL REBOTE.



- III.3.4 MECANISMO BELL CRANK

ESTE TIPO DE MECANISMO ESTA SIENDO DESPLAZADO POR OTROS. EN CARROS DE PASAJEROS Y CAMIONES DE TRABAJO LIGERO. ESTE SISTEMA EMPLEA DOS TUBOS DE UNION, UN *BELL CRANK* Y UNA UNION DE AKRASTRE (DRAG LINK), COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA

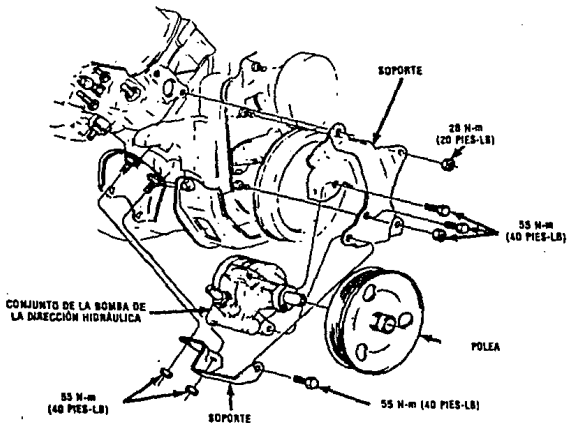


AUNQUE COMPLEJO, LA VENTAJA DE ESTE TIPO DE MECANISMO DE DIRECCION ES QUE PERMITE UNA MAYOR LIBERTAD EN LA LOCALIZACION DEL ENGRANE DE DIRECCION. EN LOS MECANISMOS HALTENBERG DEL PARALELOGRAMO, EL BRAZO PITMAN DEBE ESTAR ALINEADO CON LA UNION. EN ESTE MECANISMO, EL BELL CRANK, LA UNION DE ARRASTRE SE CONECTA AL

BRAZO PITMAN CON BELL CRANK Y ASI PROVEER ROTACION DE ESTE ULTIMO ALREDEDOR DE SU PIVOTE. CUANDO ESTA COLOCADO CORRECTAMENTE, EL BELL CRANK TRANSFORMA EL MOVIMIENTO DE LA UNION DE ARRASTRE EN UN MOVIMIENTO DE LADO A LADO, QUE ES EL ADECUADO PARA EL DIRECCIONAMIENTO DE LAS LLANTAS.

I - III.3.5 DIRECCION HIDRAULICA

EL ENGRANE DE DIRECCION DE *PODER* ES SIMILAR AL ESTANDAR PERO CUENTA CON SUPERFICIAS DE CONTROL SOBRE LAS CUALES SE APLICA UNA FUERZA POR MEDIO DE UN FLUIDO PARA AYUDAR AL CONDUCTOR EN EL CONTROL DEL VEHICULO. LA POTENCIA QUE EL FLUIDO APLICA SOBRE EL ENGRANE SE MANEJA POR MEDIO DE UNA BOMBA QUE ESTA CONECTADA AL MOTOR. LAS FUERZAS DE BOMBEO SE CONTROLAN MEDIANTE UNA VALVULA. ESTA VALVULA QUE ES SENSIBLE A LA FUERZA APLICADA POR EL CONDUCTOR SOBRE EL VOLANTE, PONE PRESION HIDRAULICA SOBRE LAS CARAS DEL ENGRANE DE DIRECCION. ESTA FUERZA HIDRAULICA AYUDA AL CONDUCTOR.



Desmontaje de la bomba de la dirección de potencia, 0-283.

III.3.5 DIRECCION DE ENGRANE CREMALLERA

CUANDO ES USADO UN SISTEMA DE ENGRANE CREMALLERA SE USA UN SISTEMA SIMILAR AL DE PARALELOGRAMO. LA CREMALLERA DE LA DIRECCION Y DOS BRAZOS UNIDOS COMPLETAN EL ENSAMBLE. LA PARTE INTERIOR DE ESTE BRAZO SE UNE DIRECTAMENTE CON EL FINAL DE LA CREMALLERA Y EL OTRO EXTREMO SE CONECTA AL BRAZO DEL MANGO DE LA DIRECCION. LA CREMALLERA DE LA DIRECCION TOMA EL LUGAR DEL BRAZO CENTRAL EN UN SISTEMA DE PARALELOGRAMO. LAS TERMINALES DE LOS BRAZOS AUXILIARES SON USUALMENTE UNA BOLA DISPUESTA DENTRO DE UNA CAVIDAD (SOCKET) SOBRE EL FINAL DE LA CREMALLERA. LA MEDIDA DE LOS BRAZOS AUXILIARES ES AJUSTABLE DEBIDO A LAS CUERDAS DE SUS EXTREMOS. UN POSICIONAMIENTO APROPIADO DE LA CREMALLERA ES DE PRIMER IMPORTANCIA CUANDO SE AJUSTA EL SISTEMA DE DIRECCION. ESTA DEBE SER SIEMPRE CENTRADA CON CADA BRAZO DE IGUAL LONGITUD.

EL CONDUCTOR CONTROLA LA DIRECCION DE LAS LLANTAS DELANTERAS DEL AUTOMOVIL, A TRAVES DEL ENGRANE DE DIRECCION. LOS ENGRANES DE DIRECCION MODERNOS ESTAN HECHOS DE DOS PARTES PRINCIPALES, UNA UNIDAD DE ENGRANE Y UNA COLUMNA DE DIRECCION. EL ENGRANE EN SI, MULTIPLICA EL ESFUERZO HECHO POR EL CONDUCTOR PARA ESTABLECER UNA FUERZA DE CONTROL ADECUADA. LA COLUMNA DE DIRECCION ES ESCENCIALMENTE UN EJE QUE CONECTA EL ENGRANE Y LA RUEDA DE DIRECCION, O VOLANTE.

SI EL VOLANTE REQUIERE CINCO VUELTAS COMPLETAS PARA DAR A LAS LLANTAS UN GIRO DE 60 GRADOS, LA RELACION DE DIRECCION ES DE 30:1. ESTO ES POR QUE CADA VUELTA COMPLETA DEL VOLANTE ES DE 360. EN CINCO VUELTAS EL VOLANTE GIRA 1800 GRADOS. ESTA VALOR DIVIDIDO ENTRE 60 GRADOS DE GIRO DE LAS LLANTAS ES EQUIVALENTE A UNA RAZON DE GIRO DE 30:1

| - III.4 PRINCIPALES CUALIDADES DE UNA DIRECCION

| - III.4.1 S E G U R I D A D :

LA SEGURIDAD DEPENDE DE LOS MATERIALES EMPLEADOS, DE LA MECANIZACION Y DE LA CONSERVACION. ACTUALMENTE LAS ROTURAS DE ORGANOS SON RARAS SIEMPRE QUE EL MANTENIMIENTO SEA EFECTUADO PERIODICAMENTE Y DE MANERA CONVENIENTE. NO OBSTANTE TODAVIA SE REGISTRAN ROTURAS DE MANGUETAS COMO CONSECUENCIA DE CRISTALIZACION DEL METAL DEBIDO A LOS CHOQUES REPETIDOS.

| - III.4.2 SUAVIDAD:

- LA SUAVIDAD ES CONSEGUIDA PRINCIPALMENTE:
- POR UNA MECANIZACION ESMERADA DE LAS PIEZAS Y ARTICULACIONES.
 - POR UN MONTAJE PRECISO DEL EJE DE GIRO.
 - POR UNA DESMULTIPLICACION IMPORTANTE.
 - POR UN ENGRASE ADECUADO DE TODAS LAS ARTICULACIONES.

LA DUREZA HACE DESAGRADABLE LA CONDUCCION, MUCHAS VECES DIFICIL Y SIEMPRE FATIGANTE, PUDIENDO ELLO OCURRIR CON TODOS LOS ANGULOS DE VIRAJE O SOLO CON LOS DE GRAN MAGNITUD. CUANDO LA DUREZA EXISTE CON TODOS LOS ANGULOS DE VIRAJE, GENERALMENTE ES DEBIDO A UNA RECUPERACION DE JUEGOS EXAGERADA, A FROTAMIENTOS IMPORTANTES, COMO RESULTADO DE UNA MALA MECANIZACION O A UN ENGRASE INSUFICIENTE.

- III.4.3. PRECISION :

PARA QUE UNA DIRECCION SEA PRECISA NO DEBE SER NI DEMASIADO DURA NI DEMASIADO SUAVE. SI LA DESMULTIPLICACION ES DEMASIADO IMPORTANTE, EL CONDUCTOR NO SIENTE LA DIRECCION. SUAVIDAD RESULTANTE DE LA DESMULTIPLICACION SON PUES INCOMPATIBLES, HACIENDOSE NECESARIO ALCANZAR UNA SOLUCION CONCILIADORA.

- III.4.4 IRREVERSIBILIDAD :

SI BIEN EL VOLANTE DEBE ACCIONAR LA ORIENTACION DE LAS RUEDAS, ES NECESARIO EN CAMBIO. QUE EN EL CASO DE UN CHOQUE SOBRE ALGUNA DE ELLAS SOLO SE PRODUZCA UNA LIGERA REACCION EN EL MISMO. LA IRREVERSIBILIDAD DEPENDE PRINCIPALMENTE DE LA INCLINACION DE LOS FILETES DEL TORNILLO SIN FIN DE LA CAJA DE DIRECCION. CUANTO MENOR SEA ESTA INCLINACION MAS IRREVERSIBLE ES LA DIRECCION.

- III.4.5 ESTABILIDAD :

LA ESTABILIDAD ES LA TENDENCIA QUE TIENEN LAS RUEDAS DIRECTRICES A RECUPERAR LA DIRECCION DE MARCHA EN LINEA RECTA.

LA ESTABILIDAD Y LA IRREVERSIBILIDAD FRENAN LA ACCION DE LA INCLINACION Y DEL AVANCE Y SON INCOMPATIBLES.

LA ESTABILIDAD DEPENDE PARTICULARMENTE DE LA EXACTITUD DE LOS ELEMENTOS Y DE LOS JUEGOS U HOLGURAS.

- III.4.6 FIJEZA O COMPATIBILIDAD DE LA DIRECCION Y DE LA SUSPENSIÓN

LA MANIOBRA DE LA DIRECCION DEBE REALIZARSE DE TAL MANERA QUE LAS OSCILACIONES DE LAS RUEDAS A SU PASO SOBRE LAS IRREGULARIDADES DEL PAVIMENTO NO ORIGINEN UN ANGULO DE VIRAJE O MODIFIQUEN EL QUE SE REALICE EN EL MISMO INSTANTE. PARA ELLO FRECUENTEMENTE SE DESCRIBE LA ARTICULACION DE LA BARRA DE DIRECCION SOBRE SU PALANCA COMO UNA CIRCUNFERENCIA CUYO CENTRO SEA EL OTRO EXTREMO DE DICHA BARRA DE DIRECCION.

I - IV FRENOS

I - IV.1 GENERALIDADES

UNA DE LAS PRINCIPALES CONDICIONES PARA QUE EL AUTOMOVIL PUEDA TRABAJAR SIN PELIGRO, TANTO EN SU MOVIMIENTO EN LA CIUDAD COMO FUERA DE ELLA, ES QUE EL MISMO ESTE EQUIPADO CON UN SISTEMA EFICIENTE DE FRENOS.

ATENDIENDO A LAS FUNCIONES QUE DEBE REALIZAR LOS DIFERENTES SISTEMAS DE FRENOS, SE PUEDE CLASIFICAR EN FRENOS PRINCIPALES, DE EMERGENCIA, Y DE ESTACIONAMIENTO. LOS FRENOS PRINCIPALES DEBEN ASEGURAR QUE EL AUTOMOVIL SE DETENGA, INDEPENDIEMENTE DE SU CARGA, VELOCIDAD, PENDIENTE DEL CAMINO Y SENTIDO DE MOVIMIENTO. LOS FRENOS DE EMERGENCIA DEBEN SER CAPACES DE DETENER EL AUTOMOVIL EN CUALQUIER INSTANTE Y A UNA DISTANCIA LOGICA DE RECORRIDO. SIN EMBARGO ESTE SISTEMA ESTA CONCEBIDO PARA TRABAJAR CUANDO HAY ROTURAS EN EL SISTEMA DE FRENOS PRINCIPAL. EL FRENO DE ESTACIONAMIENTO DEBE INMOVILIZAR EL AUTOMOVIL CUANDO ESTE SE ENCUENTRA ESTACIONADO SOBRE UNA PENDIENTE CUALQUIERA.

LOS SISTEMAS DE FRENOS DEL AUTOMOVIL, SE COMPONEN DE LOS MANDOS Y LOS FRENOS. LOS MANDOS TIENEN COMO FUNCION EL ACCIONAMIENTO DE LOS FRENOS, PARA CUALQUIER MOMENTO EN QUE SE NECESITEN. EL MANDO PUEDE SER MECANICO, HIDRAULICO, NEUMATICO, ELECTRICO Y MIXTO.

LAS PIEZAS Y SUBCONJUNTOS QUE GENERAN LAS FUERZAS QUE SE OPONEN AL MOVIMIENTO DEL AUTOMOVIL CONSTITUYEN LOS FRENOS. LOS FRENOS PUEDEN SER DE FRICCION, ELECTRICOS O HIDRAULICOS. LOS FRENOS DE FRICCION, LA FUERZA QUE SE OPONE AL MOVIMIENTO DEL AUTOMOVIL, ES GENERADA ENTRE DOS PIEZAS, LAS CUALES ESTAN EN

MOVIMIENTO RELATIVO. EN LOS FRENSOS HIDRAULICOS, LAS FUERZAS QUE SE OPONEN AL MOVIMIENTO SE GENERAN POR EL LIQUIDO QUE IMPULSA UNA DE LAS DOS PIEZAS QUE ESTAN EN MOVIMIENTO RELATIVO. EN EL CASO DE LOS FRENSOS ELECTRICOS, ESTAS FUERZAS SON GENERADAS POR CORRIENTES ELECTROMAGNETICAS.

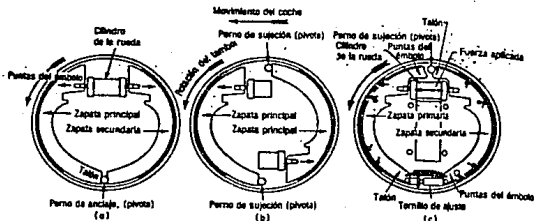
HAY MUCHOS TIPOS DE FRENSOS EN USO ACTUALMENTE, ESTOS TIPOS PUEDEN DIVIDIRSE EN DOS GRANDES CATEGORIAS:

- 1.- FRENSOS EXPANSORES DE DOS ZAPATAS INTERNAS
- 2.- FRENSOS DE DISCO.

I - IV.2 TIPOS DE FRENSOS

I - IV.2.1 FRENSOS DE TAMBOR

HAY TRES TIPOS CORRIENTES DE FRENSOS DE TAMBOR,



Tres tipos de frenos de tambor.

TODOS SON DE ACCION REFORZADA, PUESTO QUE LA ROTACION DEL TAMBOR AUMENTA LA FUERZA APLICADA POR EL CILINDRO DE FRENSOS DE LA RUEDA.

SE LLAMA ZAPATA PRINCIPAL, LA QUE ACTUA CONTRA LA ROTACION DEL TAMBOR PRODUCIENDO UN ACUNAMIENTO, Y ZAPATA SECUNDARIA EN CASO CONTRARIO. EN ESTA ULTIMA LA FRICCION ACTUA CONTRA LA FUERZA DEL CILINDRO, RESULTANDO CON ELLO UNA ACCION DEBILITADORA, POR LO QUE ESTA ZAPATA TRABAJA SOLAMENTE UNA TERCERA PARTE DE LA PRINCIPAL.

SU TENDENCIA A BLOQUEARSE O RECHINAR ES MUCHO MENOR Y LA LONGITUD Y POSICION DE LA BALATA NO ES MUY CRITICA. EL TIPO DE FRENO MOSTRADO EN LA FIG. A, CON UNA ZAPATA PRINCIPAL Y UNA SECUNDARIA ES UTILIZADO POR CHRYSLER (USA) PARA LAS RUEDAS TRASERAS. PARA EQUILIBRAR LA ACCION DE FRENADO Y EL DESGASTE DE LAS DOS ZAPATAS SE EMPLEA UN DIAMETRO MAYOR EN LA MITAD DEL CILINDRO QUE ACCIONA LA ZAPATA SECUNDARIA.

EL TIPO MOSTRADO EN LA FIG. B TIENE DOS ZAPATAS PRINCIPALES, ACTUADAS CADA UNA POR UN CILINDRO DE ACCION SIMPLE, Y POR CONSIGUIENTE AMBAS SON DE ACCION REFORZADA. EN LOS AUTOMOVILES CON EL TIPO MOSTRADO EN LA FIG. A EN LAS RUEDAS TRASERAS, SE EMPLEA EL DE LAS B. EN LAS DELANTERAS. FUERA DE ESTADOS UNIDOS SE HAN UTILIZADO UNA VARIACION DE ESTE TIPO, EN LA CUAL LAS DOS ZAPATAS SON SECUNDARIAS, LO QUE EQUIVALE A GIRAR EL TAMBOR DE LA FIG. B EN SENTIDO CONTRARIO. DE ESTA FORMA EL SISTEMA ES MENOS SENSIBLE A LOS CAMBIOS EN EL COEFICIENTE DE FRICCION, Y SE EMPLEA UNA BOMBA DE POTENCIA PARA OBTENER LA FUERZA DE FRENADO, QUE EN ESTE CASO DEBE SER MAYOR.

EN LA FIG. C SE VE EL SISTEMA DUO-SERVO DE BENDIX, UTILIZADO ACTUALMENTE EN TODOS LOS AUTOMOVILES AMERICANOS, EN LA CUAL LA ACCION REFORZADA DE LAS DOS ZAPATAS PRINCIPALES SE INCREMENTA OPERANDOLAS EN SERIE. LA FUERZA DE FRENADO GENERADA POR LA ZAPATA DELANTERA SIRVE COMO FUERZA ACTUADORA, DE LA TRASERA. AL CAMBIAR LA ROTACION, SE TIENE EL MISMO EFECTO PERO EN SENTIDO CONTRARIO. ESTE TIPO ES AUN MAS SENSIBLE A LAS VARIACIONES DEL COEFICIENTE DE FRICCION QUE EL DE LA FIG. B. LAS FRENADAS FUERTES O REPETIDAS, QUE CALIENTAN EL SISTEMA, PROVOCAN UNA DISMINUCION DEL COEFICIENTE DE FRICCION QUE DEBILITA

LOS FRENS. POR EL CONTRARIO AL AUMENTAR EL COEFICIENTE DE FRICCIÓN, COMO SUCEDER POR EJEMPLO CON LOS FRENS MOJADOS, SE NOTA UNA TENDENCIA AL AGARROTAMIENTO.

EN LA MAYORÍA DE LOS AUTOMOVILES, LAS ZAPATAS SE AJUSTAN AUTOMATICAMENTE, PARA COMPENSAR EL DESGASTE. PARA ELLO SE APLICAN LOS FRENS CUANDO EL COCHE SE ESTA MOVIENDO EN REVERSA, CON LO CUAL EL MECANISMO MUEVE LA RUEDA DE CONTROL DEL TORNILLO DE AJUSTE Y ESTO HACE QUE LA ZAPATA SE AJUSTE AL TAMBOR.

LOS TAMBORES SE PROYECTAN CON EL MAYOR TAMAÑO POSIBLE PARA LOGRAR EL MOMENTO NECESARIO CON LA MINIMA FUERZA POSIBLE Y PARA DISIPARLO LO MAS RAPIDAMENTE POSIBLE EL CALOR GENERADO CON LA FRICCIÓN, EVITANDO ASI QUE LA TEMPERATURA SE ELEVE.

LAS SUPERFICIES DE FRICCIÓN DE LOS TAMBORES SON GENERALMENTE DE HIERRO FUNDIDO O ALEACION DE HIERRO: LAS ZAPATAS SE FORRAN CON COMPUESTOS O MEZCLAS DE ASBESTO, RESINAS Y MATERIALES DE RELLENO, QUE SE CONSTRUYEN EN BLOQUES RELATIVAMENTE DUROS Y SE REMACHAN O PEGAN EN CALIENTE A LAS ZAPATAS: SUS COEFICIENTES DE FRICCIÓN VARIAN ENTRE .3 Y .4 . CUANDO SE UTILIZAN FRENS IDENTICOS EN LAS RUEDAS DELANTERAS Y TRASERAS. LOS CILINDROS DE ESTAS ULTIMAS. SON MENORES PARA QUE GENEREN EL 40 AL 45% DE LA FUERZA TOTAL DE FRENADO.

EL DIAMETRO APROXIMADO DE LOS CILINDROS MAESTROS DE 1 PULGADA Y LAS OTRAS PARTES DEL SISTEMA TIENEN DIMENSIONES PROPORCIONALES, DE TAL FORMA QUE UNA FUERZA DE 45.4 k_p (100 lb) EN EL PEDAL DEL FRENO GENERA UNA PRESION ENTRE 4.1 Y 8.3 MP_a (600 Y 1200 PSI) EN EL FLUIDO.

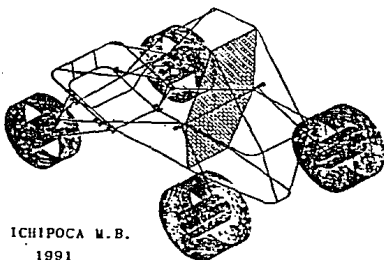
I - IV.2.2 FRENOS DE DISCO

LOS FRENOS DE DISCO SE PUEDEN UTILIZAR EN CUALQUIER TIPO DE AUTOMOVIL. TIENEN LA VENTAJA DE PODER DISIPAR MEJOR EL CALOR PUESTO QUE EL DISCO ESTA EN CONTACTO DIRECTO CON EL AIRE Y, COMO NO SON DE ACCION REFORZADA LA PERDIDA DEL COEFICIENTE DE FRICCION AL ELEVARSE LA TEMPERATURA ES MENOR QUE LOS FRENOS DE ZAPATAS.

COMO DESVENTAJA, SE TIENE LA NECESIDAD DE PRESIONES MAYORES Y BOMBAS DE POTENCIA, SOBRE TODD EN COCHES PESADOS DEBIDO A LA FALTA DE ACCION REFORZADA. EL DESGASTE DE LOS COJINETES DE FRICCION GENERALMENTE ES MAYOR, POR SER MAS PEQUEÑA EL AREA DE CONTACTO Y POR ESTAR MAS EXPUESTO AL POLVO DEL CAMINO. POR ESTE MOTIVO LOS COJINETES DE LOS FRENOS DE DISCO SON MAS GRUESOS QUE LAS BALATAS DE LOS FRENOS DE TAMBOR Y LOS CILINDROS HIDRAULICOS TIENEN RETRACCION AUTOMATICA. LAS DIMENSIONES MAS FRECUENTES SON: DIAMETRO DEL DISCO 29.2 cm (11.5 in) ESPESOR DE 9.5 A 12.7mm (3/8 A 1/2 in). CILINDROS HIDRAULICOS (2 POR FRENO) 54 mm (2 1/8) DE DIAMETRO CADA UNO. COJINETES DE FRICCION (DOS POR FRENO) 25.8cm² (4 pul²) (AFROXIMADAMENTE. 6.5 cm² (1 pul²) FOR CADA 69 kg (152 lb) DE PESO DEL VEHICULO, ESPESOR UTILIZABLE 10 mm (0.40 pulg).

CAPITULO II

SELECCION Y DISENO



ICHIPOCA M.B.
1991

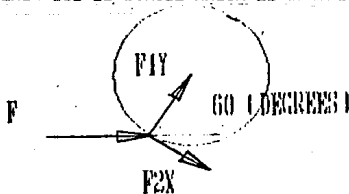
II-I. DISEÑO DE SUSPENSIÓN DELANTERA

II-1.1 CRITERIOS DE DISEÑO

EL PROPÓSITO DE LA SUSPENSIÓN ES EL DE DAR EL MAYOR AMORTIGUAMIENTO POSIBLE A LOS IMPACTOS, MANTENIENDO SIEMPRE EN CONTACTO LAS LLANTAS CON EL PISO. PENSANDO QUE TENIENDO UN MAYOR AMORTIGUAMIENTO TENDREMOS UN MAYOR CONFORT Y QUE ESTO NOS PERMITIRÁ UNA MENOR DESACELERACIÓN Y MAYOR CONFIANZA AL CONDUCTOR SOBRE LA ESTABILIDAD DEL VEHÍCULO, ENTONCES SE PODRÁ SUPONER UNA TRAVEZÍA MÁS RÁPIDA Y CÓMODA.

CON ESTA IDEA CUANDO SE ANALIZÓ LA CINEMÁTICA DE LAS LLANTAS DELANTERAS, SE PUDO PERCIBIR QUE LA MEJOR OPCIÓN ERA UNA SUSPENSIÓN DELANTERA INDEPENDIENTE QUE HICIERA MÁS FÁCIL LA TRAYECTORIA DE LOS BRAZOS A PARTIR DE UN GOLPE, EN BASE A LOS SIGUIENTES:

CUANDO LA LLANTA RECIBE UN GOLPE. (VER FIGURA) ESTE NO TIENE SOLO UNA DIRECCIÓN VERTICAL, COMO EN EL CASO DE UN BACHE, REGULARMENTE LOS GOLPES SON PRODUCIDOS POR OBSTÁCULOS DE UNA CIERTA ALTURA EN EL CAMINO, CON LOS CUALES AL CHOCAR LA LLANTA SE PRODUCE UNA FUERZA QUE SE DIRIGE HACIA EL CENTRO DE LA LLANTA.



EL ÁNGULO DE ESTE GOLPE ES DIRECTAMENTE PROPORCIONAL A LA ALTURA DEL OBSTÁCULO Y AL RÁDIO DE LA LLANTA. COMO ES LÓGICO

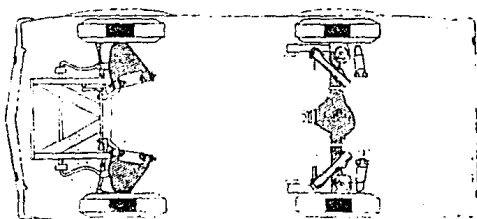
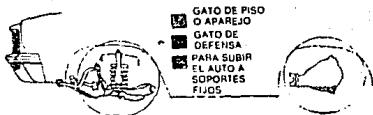
PENSAR. LA DIRECCION DE ESTE GOLPE RARAMENTE ES VERTICAL. POR EL CONTRARIO ES EN UNA DIAGONAL CON UNA COMPONENTE VERTICAL Y UNA COMPONENTE HACIA ATRAS PARALELA AL EJE DEL VEHICULO.

EN EL CASO DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSION TRADICIONALES (A EXCEPCION DEL VOLKS-WAGEN) ESTA COMPONENTE HORIZONTAL NO ES AMORTIGUADA Y ES RECIBIDA POR EL CHASIS DEBIDO A QUE ESTOS ESTAN DISEÑADOS PARA ABSORBER SOLAMENTE LA COMPONENTE VERTICAL.

II - I.2 GENERACION DE ALTERNATIVAS

EN NUESTRO CASO EN PARTICULAR. EL AUTOMOVIL ESTA DISEÑADO PARA TRANSITAR EN CUALQUIER TIPO DE TERRENO. POR LO QUE LAS ESTIMACIONES SE HACEN PARA CONDICIONES ABRUPTAS. EN ESTAS CONDICIONES. LA COMPONENTE HORIZONTAL DE LOS GOLPES TOMA UN VALOR RELEVANTE (EN CAMPO TRAVIESA 40-60%). CON BASE A ESTO. PROPUSIMOS DOS SISTEMAS DE SUSPENSION ALTERNATIVOS:

EL PRIMERO ES UNA VARIACION DEL SISTEMA DE BRAZO LARGO CORTO. CON LA DIFERENCIA DE QUE ESTOS ESTAN INCLINADOS HACIA DELANTE . ESTO CON LA INTENCION DE QUE CUANDO LA LLANTA RECIBE UN GOLPE EN CUALQUIER DIRECCION. SU TRAYECTORIA (EN DIAGONAL) TENGA UNA COMPONENTE VERTICAL. Y OTRA LONGITUDINAL PARA QUE OBLIGUE AL AMORTIGUADOR. A ABSORBER EN UN MAYOR PORCENTAJE EL GOLPE. LOGICAMENTE DISMINUYENDO EL ABSORBIDO POR EL CHASIS COMO ELEMENTO SOLIDO.



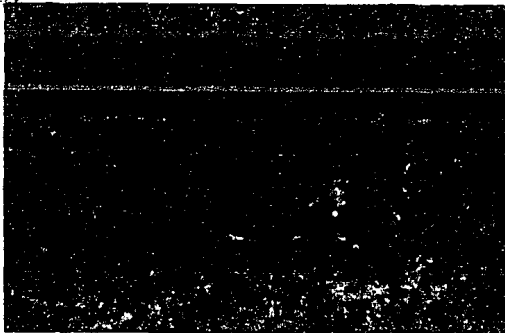
Puntos para levantar (© Div. Chevrolet de G.M. Corp.)

UNA SEGUNDA ALTERNATIVA FUE EL DE INCLINAR ESTA MISMA SUSPENSION, PERO AHORA HACIA ARRIBA, LOGRANDO CON ESTO CONSERVAR LA TRAYECTORIA DIAGONAL. QUE NOS PERMITA ABSORBER CON EL LAS DOS COMPONENTES DEL GOLPE..

ESTA ALTERNATIVA RESULTO DESPUES DE HACER UN MODELO FISICO SOBRE LA SUSPENSION ANTERIOR, YA QUE SE APRECIO QUE CUANDO SE TRATABA DE PASAR UN OBSTACULO. EN EL PRIMER MOMENTO SE PRODUCE UN CHOQUE. Y HASTA QUE LA SUSPENSION SE FLEXIONA. REALMENTE EMPIEZA A CUMPLIR SU OBJETIVO.

EN BASE A ESTO PENSAMOS QUE LOS BRAZOS DEBEN DE ESTAR PREDISPUESOS A LA TRAYECTORIA DEL GOLPE. Y UNA BUENA OPCION SERIA INCLINARLOS HACIA ARRIBA (EN FORMA PERPENDICULAR A LA DIRECCION DEL GOLPE) CON EL FIN DE QUE LA TRAYECTORIA FUERA PARALELA A LA TRAYECTORIA DE ESTE. Y SE ABSORBIERA EN SU TOTALIDAD ESTE POR EL AMORTIGUADOR (O EN UN GRAN PORCENTAJE. PUES COMO SE DIJO ANTERIORMENTE. LA DIRECCION EXACTA ES CAMBIANTE. DEPENDIENDO DE LA ALTURA DEL OBSTACULO)

CREEMOS QUE LA SUSPENSION DE BRAZO LARGO CORTO ES LA IDEAL DE COLOCAR EN ESTA FORMA (PORQUE CUALQUIERA DE LAS OTRAS SUSPENSIONES SE PUDDO HABER COLOCADO ASI). DEBIDO A QUE CON ESTA SE PUEDE CONTROLAR LOS CAMBIOS EN EL ANGULO DE INCLINACION LATERAL (CAMBER). Y ASI EL COMPORTAMIENTO Y ESTABILIDAD DEL VEHICULO (PERFORMANCE).



II - 1.3 TABLA DE DECISIONES

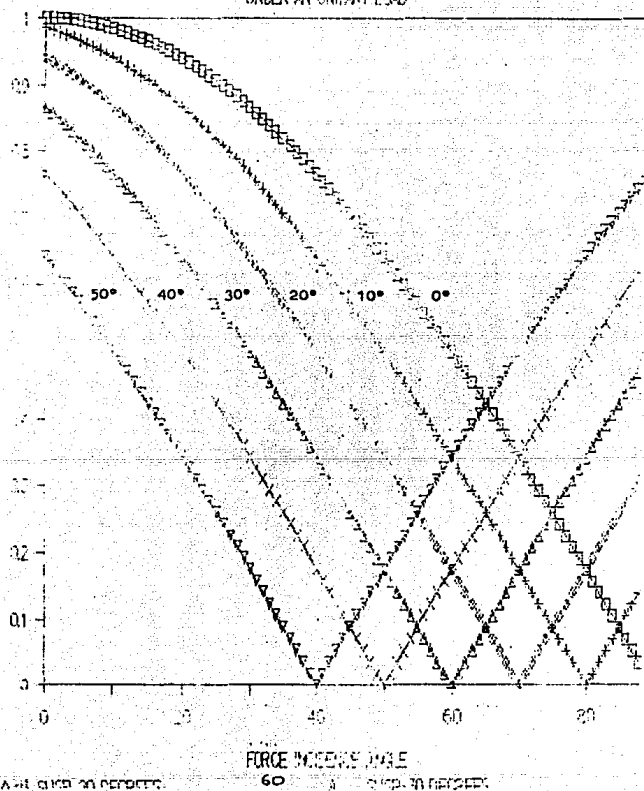
A CONTINUACION SE PRESENTA UNA TABLA DE DECISIONES. UTILIZADA PARA ESCOGER LA MEJOR OPCION EN SUSPENSION DELANTERA:

	MC PHERSON INCLINADA	VW	BRAZO LARGO-CORTO INCLINADA
COSTO (10)	8 / 80	9 / 90	9 / 90
EFICIENCIA (40)	8 / 320	9 / 360	10 / 400
VIDA UTIL (15)	10 / 150	6 / 120	6 / 120
MANTENIMIENTO (5)	9 / 45	9 / 45	9 / 45
FACILIDAD DE FABRICACION (10)	9 / 90	7 / 70	7 / 70
PARTES COMERCIALES (10)	6 / 60	9 / 90	9 / 90
ESTABILIDAD (30)	9 / 270	8 / 240	10 / 300
PESO (30)	7 / 210	9 / 270	9 / 270
TOTALES *****	1225 *****	1285 *****	1385*****

PARA DETERMINAR CUAL ES EL ANGULO IDEAL AL QUE SE DEBE INCLINAR LOS BRAZOS. SE TRAZARON LAS GRAFICAS ANEXAS. ESTAS GRAFICAS TRATAN DE EXPLICAR QUE SI SE COLOCAN LOS BRAZOS A 30 GRADOS DE LA HORIZONTAL. EL AMORTIGUADOR ABSORBERA EL 100% DEL IMPACTO CRITICO (SUPONIENDO QUE UN OBSTACULO NORMAL CRITICO TIENE UNA ALTURA APROXIMADA DE LA TERCERA PARTE DE LA LLANTA; POR LO QUE

SUSPENSION STRESS

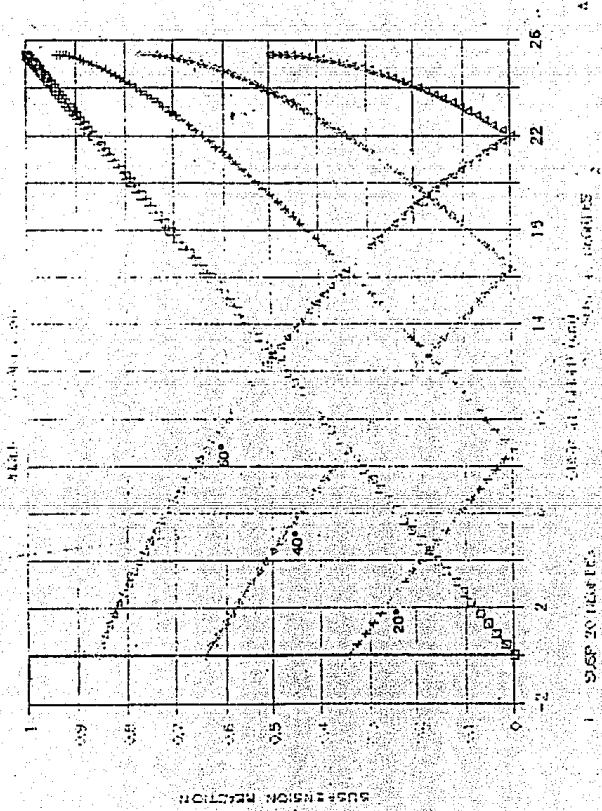
UNDER AN UNITARY LOAD



Unitary load in newtons

60

Force in newtons



SUSPENSION REACTION

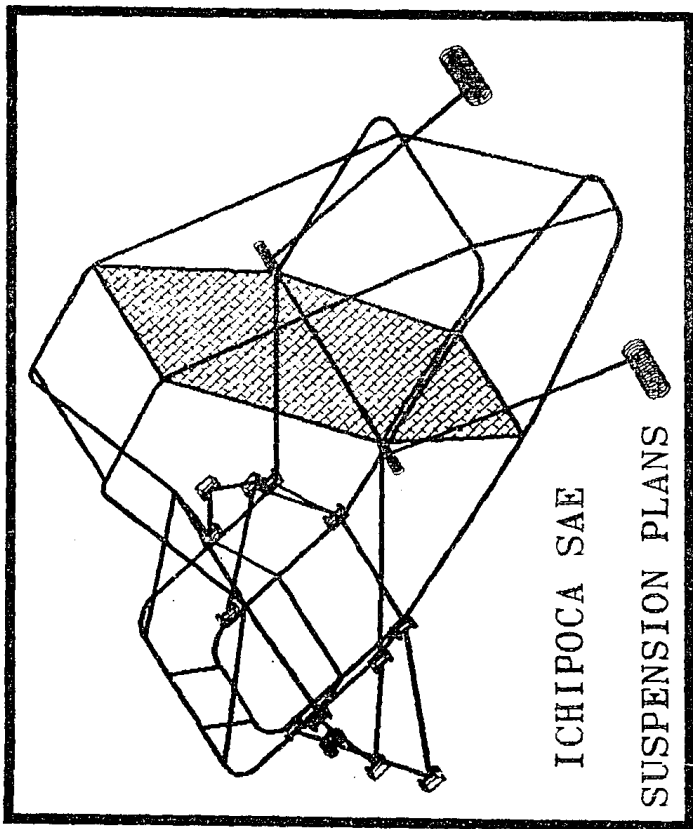
LA DIRECCION DEL GOLPE, TIENE UNA INCLINACION DE 60 GRADOS). Y SERA INEFICIENTE EN GOLFES CON DIFERENTE ANGULO (OBSTACULOS MAS PEQUENOS).

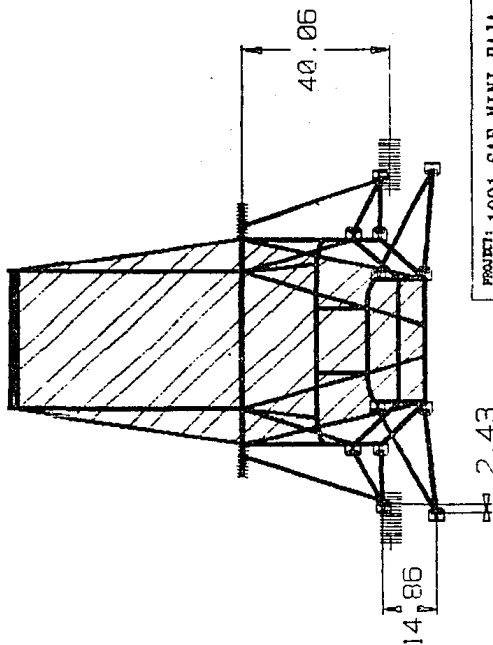
SIN EMBARGO AUNQUE A 60 GRADOS ES EL GOLPE CRITICO, ESTE NO ES EL MAS COMUN (REGULARMENTE LOS OBSTACULOS SON MAS PEQUENOS). POR LO QUE NUESTRA ELECCION DEBE SER UN ANGULO EN EL QUE ESTOS SEAN AMORTIGUADOS OPTIMAMENTE Y EN LOS GOLFES CRITICOS LOS ESFUERZOS SEAN PEQUENOS.

ES POR ESTO QUE ELEGIMOS EL ANGULO DE 20 GRADOS, QUE COMO SE OBSERVA EN LA GRAFICA ABSORBE ESTE RANGO DE UNA MANERA EFICIENTE.

PARA LLEGAR A ESTAS DIMENSIONES, SE BUSCO EN BASE A LA LLANTA Y MANGO ESCOGIDO, LA POSICION DE LOS BUJES EN LA ESTRUCTURA Y EL LARGO DE LAS HORQUILLAS, DESDE UN PLANO FRONTAL, DE TAL MANERA QUE AL FLEXIONARSE LA SUSPENSION EL PUNTO MEDIO DE LA LLANTA EN CONTACTO CON EL PISO SE DESPLAZA EN UNA LINEA VERTICAL (NO HAYA DESLIZAMIENTO LATERAL DE LA LLANTA), CON UN DESEADO CAMBIO DE CAMBER .

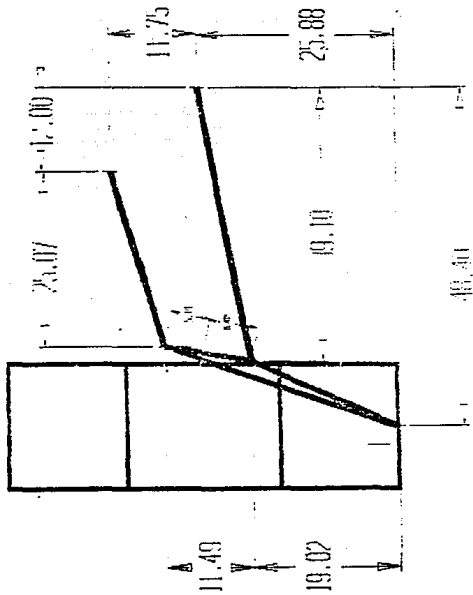
ESTE TIPO DE CALCULOS AUNQUE PUEDEN SER OBTENIDOS ANALITICAMENTE, APROVECHAMOS LA CAPACIDAD DEL PAQUETE DE DIBUJO (CAD-KEY), QUE NOS PERMITE HACER CALCULOS GRAFICOS, DESDE UN PLANO FRONTAL A 20 GRADOS DE LA HORIZONTAL (PLANO DONDE SE VE EN FORMA RECTA LA SUSPENSION), CON LO QUE LOGRAMOS OBTENERLOS DE FORMA GRAFICA.

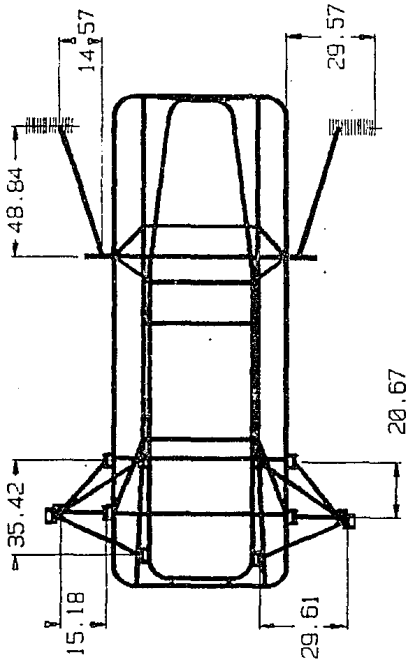




PROJECT:	1991 SAE MINI-BAJA		
TEAM:	ICHIPOCA M.B. (UNAM)		
ACOTS:	CID.	ESC:	Me.1
FINISHES:	SUSPENSION		
MATERIALS:			

UNIT SIXTYTHREE, 20 DEGREES SOUTH





PROYECTO:	1991 SAB MINI-BAJA
TITULO:	ICHIPOCA M.B. (UNAM)
ACADEMICO:	SEC: Mec. I
CICLO:	III
PROFESOR:	SUSPENSION
MATERIAL:	

II - 15 CALCULO DE ESFUERZOS EN LA SUSPENSION DELANTERA

EN ESTOS CALCULOS, SE DETERMINA LA FUERZA DEL GOLPE, ESTIMANDO QUE EL VEHICULO VIAJA A UNA VELOCIDAD DE 50 km/h, Y TIENE UNA MASA DE 240 kg. CHOCANDO EN SECO CONTRA UN OBSTACULO DE UNA ALTURA DE LA TERCERA PARTE DE LA LLANTA QUE PROVOCA UNA REACCION CON DIRECCION DE 60 GRADOS HACIA ATRAS.

SABEMOS QUE:

$$F * d = 1/2 * m * v^2$$

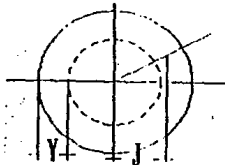
DE ESTA ECUACION OBTENEMOS:

$$F = m * v^2 / 2 * d$$

DONDE:

- m = MASA DEL COCHE CON EL CONDUCTOR = 240 kg
- v = VELOCIDAD DEL CHOQUE = 50 km / h = 13.88 m / s
- d = ANCHO DE LA LLANTA (Y) + DISTANCIA QUE RECORREN LOS BRAZOS ANTE UN GOLPE (J).

SUPONIENDO QUE LA SUSPENSION SE ELEVARA HASTA SOLO 10 cm. (CARRERA DEL AMORTIGUADOR), VERTICALMENTE.



DE LA FIGURA

$$J = 10 * \cos 60^\circ = 5 \text{ (cm)}$$

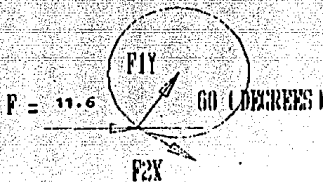
$$Y = 15.24 \text{ (cm)}$$

Y OBTENEMOS:

$$F = 240 \cdot 13.88^2 / 3 \cdot (.1524 + .05) = 114.232 \text{ (N)}$$

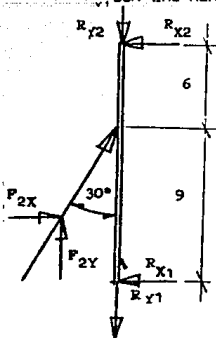
$$F = 11647.43 \text{ (kg)}$$

DESCOMPONENDO LAS REACCIONES EN LA LLANTA (VER FIG.)



$$F_{1Y} = 11.64 \text{ (ton)} \cdot \cos 60^\circ = 5.82 \text{ (ton)}$$

DESCOMPONENDO LAS REACCIONES A TRAVES DEL MANGO DE LAS LLANTAS QUE SOSTIENE LOS BRAZOS DE LA SUSPENSION, EL GOLPE TENDRIA UN ANGULO DE 30 GRADOS CON RESPECTO A ESTE (SE PUEDE SUPONER VERTICAL SI SE DESPRECIA EL CASTER) NOS QUEDARIA (VER FIG.) DONDE R_{Y2}, R_{X2} SON LAS REACCIONES EN LA HORQUILLA SUPERIOR Y R_{X1}, R_{Y1} SON LAS REACCIONES EN LA HORQUILLA INFERIOR.



$$F_{2Y} = 5.82 \cdot \cos 30^\circ = 5.041 \text{ (ton)}$$

$$F_{2X} = 5.82 \cdot \sin 30^\circ = 2.9107 \text{ (ton)}$$

ENTONCES CALCULAMOS LAS REACCIONES:

$$\Sigma F_x = R_{X1} + R_{X2} - F_{2x}$$

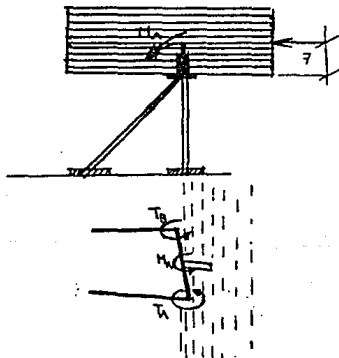
$$\Sigma M_A = 0 = (-F_{2x} * 9) + (R_{X2} * 14)$$

$$0 = (-2.9107 * 9) + (R_{X2} * 14)$$

$$R_{X2} = 1.87 \text{ (ton)}$$

$$R_{X1} = 1.039 \text{ (ton)}$$

SIN EMBARGO HAY UNA DISTANCIA DEL CENTRO DE LA LLANTA HASTA EL MANGO DE LAS LLANTAS DONDE SE SOSTIENE LA SUSPENSION, CONDICION QUE NOS PROVOCA UN PAR.



Y LA TRANSMISION DE ESTE MOMENTO EN UN ELEMENTO RIGIDO ESTA REGIDA POR LA SIGUIENTE ECUACION (LIBRO BEER AND JOHNSTON P111).

$$T_A * L_1 / J_1 * G_1 = T_B * L_2 / J_2 * G_2$$

COMO EL MODULO DE ELASTICIDAD Y LOS MOMENTOS DE INERCIA SON IGUALES OBTENEMOS:

$$T_B = (L_1 / L_2) * T_A$$

$$M_A = T_A + T_B$$

DE LA FIGURA ANTERIOR, SUSTITUYENDO VALORES:

$$M_A = 2.9107 * 7 = 20.375 \text{ (ton*cm)}$$

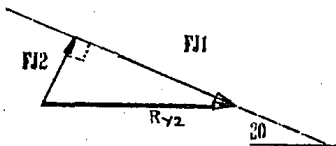
$$T_A = (5/9) * T_B = 0.555 T_B$$

$$M_A = 1.555 * T_B$$

$$T_B = 13.1029 \text{ (ton cm)}$$

$$T_A = 7.27 \text{ (ton cm)}$$

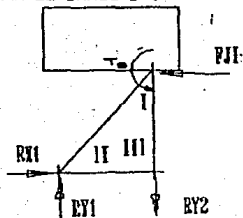
COMO SE ILUSTRO EN LAS FIGURAS ANTERIORES, EL BRAZO SUPERIOR RECIBE UNA CARGA MAYOR. POR LO QUE NOS DIRIGIREMOS A EL EN EL CALCULO. DESCOMPONIENDO LA REACCION EN SUS COMPONENTES (LA SUSPENSION ESTA A 20 GRADOS Y R_{Y2} ES HORIZONTAL (VER FIG.). (DESPRECIAMOS R_{X2} PUES SE SUPONE ABSORVIDA POR EL AMORTIGUADOR.)



$$F_{J1} = 1.874 \text{ (ton)} * \cos 20^\circ = 1.758 \text{ (ton)}$$

$$F_{J2} = 1.874 \text{ (ton)} * \sin 20^\circ = 0.3759 \text{ (ton)}$$

DE DONDE OBTENEMOS PARA EL BRAZO B :



$$\Sigma M_{II} = 13.1029 + F_{J1} * 15.18 - R_{Y2} * 20.67 = 0$$

$$R_{Y2} = 1.9249 \text{ (ton)}$$

$$\Sigma M_{III} = -R_{Y1} * 20.67 + 13.1029 + 1.758 * 15.18 = 0$$

$$R_{Y1} = 1.9249 \text{ (ton)}$$

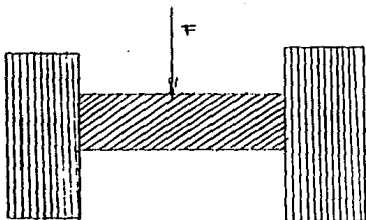
$$\Sigma M_I = 13.1029 + R_{X1} * 15.18 - R_{Y1} * 20.67 = 0$$

$$R_{X1} = 1.757 \text{ (ton)}$$

CONSIDERANDO QUE SE TIENEN DOS HORQUILLAS CON FORMA DE V EN CADA LLANTA Y QUE LAS CONDICIONES INICIALES TIENEN UN AMPLIO MARGEN DE SEGURIDAD. SE OBSERVO QUE LAS REACCIONES EN LOS BUJES DE LAS HORQUILLAS REPRESENTA TAN SOLO UNA FRACCION (10%) DEL ESFUERZO ORIGINAL. POR LO TANTO CONCLUIMOS QUE EL RIESGO DE FALLA SE ENCUENTRA EN LAS SOLDADURAS DE LOS BUJES, MAS QUE EN LA FLEXION DEL MATERIAL.

DE CUALQUIER MANERA SE RECOMIENDA USAR TUBERIA DE CEDULA QUE TIENE UNA ELEVADA RESISTENCIA A LA FLEXION PARA OBTENER UN ALTO FACTOR DE SEGURIDAD. (LA TUBERIA COMERCIAL MAS DELGADA DE CEDULA ES LA DE 1/2 PULG. DE CEDULA 40)

HACIENDO EL CALCULO PARA EL TORNILLO QUE SOPORTA EL BRAZO QUE SOSTIENE AL AMORTIGUADOR (MAXIMA CONDICION DE ESFUERZO, SI CONSIDERAMOS QUE EL RESORTE ESTA COMPRIMIDO). Y QUE ESTA A 40 GRADOS DE UN GOLPE DE 60 GRADOS CONSIDERANDO QUE EL GOLPE COMPLETO ES EN UNA SOLA LLANTA.



$$\tau = F / A$$

DONDE:

$$F = 11.64 / 2 \text{ (ton)} = 3.7403 \text{ (ton)}$$

$$\tau_{4140} = 703.26 \text{ (MPa)}$$

$$A = \pi * r^2 = \pi * .6^2 = 1.309 \text{ (cm}^2\text{)}$$

SUSTITUYENDO VALORES:

$$A = F / \tau = 3740.3 * (9.8) / 703.26 \text{ E6} = 0.51688 \text{ (cm}^2\text{)}$$

Y OBTENEMOS UN FACTOR DE SEGURIDAD DE 2.53 OCUPANDO TORNILLOS DE 1/2 (in)

II - II. DISEÑO SUSPENSION TRASERA

II - II.1 CRITERIOS DE DISEÑO

DE LA MISMA MANERA QUE LA SUSPENSION DELANTERA, LA SUSPENSION TRASERA INDEPENDIENTE PERMITE A CADA LLANTA RESPONDER INDIVIDUALMENTE A LAS IRREGULARIDADES DEL CAMINO, ES DECIR, EN UN CAMINO ASFERO LA SUSPENSION TRABAJA INDEPENDIENTEMENTE Y AYUDA A LA ESTABILIDAD DEL CARRO, ASI COMO A EL RESTO DE LOS SISTEMAS DEL AUTOMOVIL.

EL DISEÑO DE LA SUSPENSION TRASERA FUE BASADA EN IDEAS OBTENIDAS EN EXPERIENCIAS DE CARROS COMERCIALES; LA SUSPENSION CON LOS BRAZOS PARALELOS A LA TIERRA DA UN BUEN FUNCIONAMIENTO EN CAMINOS SIN OBSTACULOS, ES DECIR CUANDO NO EXISTEN GOLPES DE UNA ALTURA MAYOR A LA CUARTA PARTE DE LA LLANTA, POR LO QUE NO SE JUSTIFICA DEL TODO UNA INCLINACION DE LOS BRAZOS, PERO PARA LAS CONDICIONES ESTIMADAS EN QUE OPERARA NUESTRO VEHICULO (OBSTACULOS HASTA DE UN TERCIO DE LA ALTURA DE LA LLANTA) SE ESTIMO QUE SE DEBIAN HACER CAMBIOS EN ESTA.

AL IGUAL QUE LA SUSPENSION DELANTERA SE DETERMINO QUE LA SUSPENSION TRASERA DEBERIA DE TENER UN ANGULO CON RESPECTO A LA HORIZONTAL TAL QUE PERMITA ACTUAR A LA SUSPENSION COMO UN PENDULO, TRABAJANDO LA SUSPENSION EN DIRECCION DEL IMPACTO Y DE ESTA MANERA OBTENER UNA MAYOR ABSORCION DE ESTE, Y ESTO AYUDA A LOS ELEMENTOS QUE ACTUAN CON LA LLANTA (PRINCIPALMENTE LA FLECHA, QUE AL RECIBIR UN IMPACTO SE FORMA EN ELLA UN PAR DE TORSION QUE PUEDE SER CRITICO).

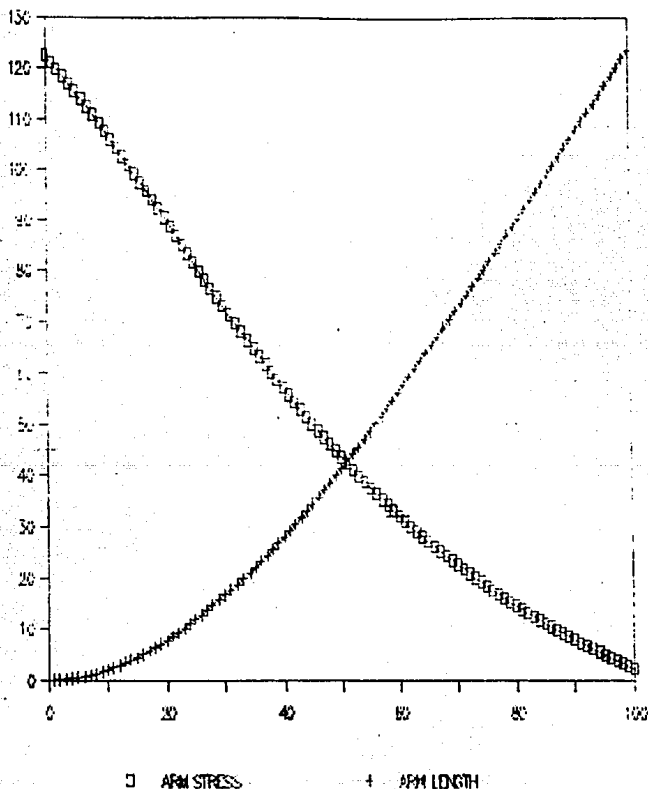
II - II.2 SELECCION Y DETALLE

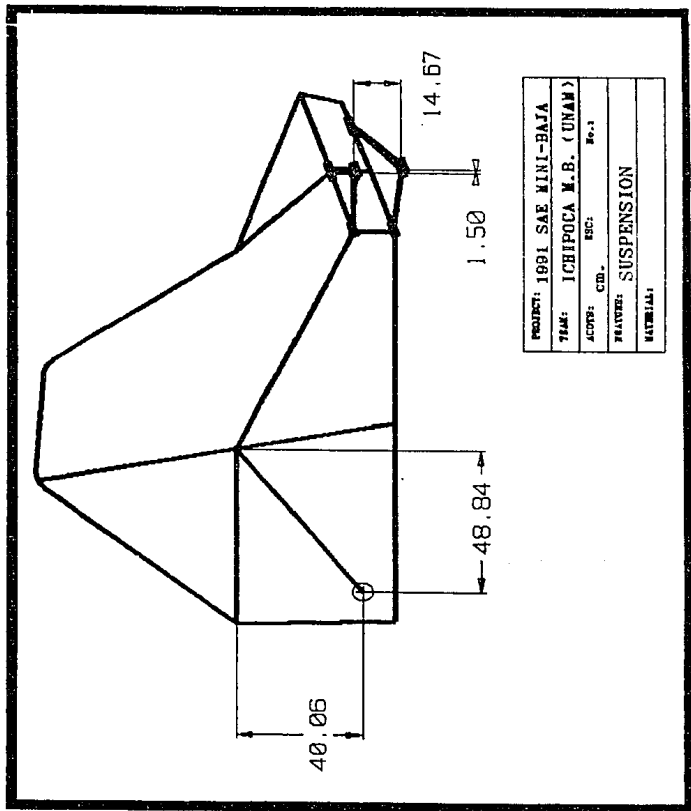
LOS CALCULOS FUERON BASADOS SUPONIENDO UNA FUERZA PROVOCADA POR EL IMPACTO A UN TERCIO DE LA ALTURA DE LA LLANTA POR LO QUE SE PROVOCARIA UN ANGULO APROXIMADO DE 60 GRADOS, ENTONCES SERIA DE

SUPONERSE QUE NUESTRO BRAZO DEBIA DE FORMAR UN ANGULO CON RESPECTO A ESTA FUERZA DE 90 GRADOS (TENER UNA INCLINACION DE 150 GRADOS CONSIDERANDO LOS MISMOS EJES), PERO ESTO PROVOCARIA QUE EL BRAZO FUERA MUY LARGO Y LO MAS CONVENIENTE ES QUE FUERA LO MAS CORTO POSIBLE PARA EVITAR QUE SE DOBLARA O SE ESFORZARA DEMASIADO.

DEBIDO A ESTO SE DEBE DE ENCONTRAR UN PUNTO DE EQUILIBRIO, DONDE SE MEDIEN ESTAS CARACTERISTICAS, POR LO QUE SE REALIZO UNA GRAFICA DE DECISION (VER GRAFICA ANEXA), DONDE SE CALCULARON LOS ESFUERZOS (REACCIONES) ASI COMO LAS LONGITUDES DE LOS BRAZOS PARA DISTINTAS ALTURAS DE SU PUNTO DE APOYO (ES PROPORCIONAL AL ANGULO DE INCLINACION, PUES LAS OTRAS MEDIDAS SON FIJAS); ASI SE DECIDIO COLOCAR EL PUNTO DE APOYO DE LOS BRAZOS A 50 cm. , QUE COMO SE VE ES EL CRUCE DE LAS DOS GRAFICAS Y POR LO TANTO EL PUNTO OPTIMO.

CALCULATES TO DETERMINE BACK ARM HEIGHT

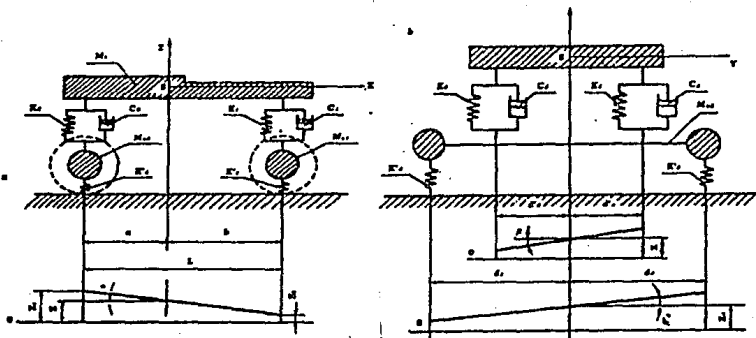




II - III MOVIMIENTO OSCILATORIO. RESORTES Y AMORTIGUADORES

DURANTE EL MOVIMIENTO DEL AUTOMOVIL, EL CHOFER Y LOS PASAJEROS RECIBEN IMPACTOS. ESTOS IMPACTOS PROVIENEN DE LA REACCION DEL CAMINO SOBRE EL TREN DE RODAJE, ASI COMO DEBIDO AL DESBALANCE DE LAS MASAS DEL MOTOR Y PIEZAS DEL SISTEMA DE TRANSMISION DEL AUTOMOVIL. ESTOS IMPACTOS PRODUCEN VIBRACIONES MECANICAS Y LAS MISMAS SON LA CAUSA PRINCIPAL DEL CANSANCIO. PARA DISMINUIR EL EFECTO DE LOS IMPACTOS SOBRE LAS PERSONAS QUE OCUPAN EL AUTOMOVIL, EN EL MISMO SE COLOLA EL LLAMADO SISTEMA DE SUSPENSION.

PARA ANALIZAR LAS VIBRACIONES LIBRES DEL AUTOMOVIL SE ACEPTA UN MODELO SIMPLIFICADO DEL MISMO, EL CUAL SE REPRESENTA A CONTINUACION, Y EL MISMO ES LA REPRESENTACION DE LAS MASAS Y ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSION, ENTENDIENDOSE POR SISTEMA DE SUSPENSION AL CONJUNTO DE ELEMENTOS QUE LIGAN MECANICAMENTE AL TREN DE RODAJE CON LA CARROCERIA.



Modelo de análisis del sistema de suspensión del automóvil.

LA PARTE "a" DE LA FIGURA MUESTRA UNA VISTA LONGITUDINAL Y LA "b" MUESTRA UNA VISTA TRANSVERSAL. EN EL CENTRO DE GRAVEDAD DE LAS MASAS SUSPENDIDAS SE HA SITUADO EL ORIGEN DE COORDENADAS RECTANGULARES XYZ. PARA SIMPLIFICAR EL ANALISIS, SE SUPONE QUE TODOS LOS ELEMENTOS ELASTICOS POSEEN SU CARACTERISTICA LINEAL, Y ADEMAS, QUE LA FUERZA ABSORBIDA POR LOS AMORTIGUADORES HIDRAULICOS ES PROPORCIONAL A LA VELOCIDAD DE TRASLACION DE LOS ELEMENTOS QUE PARTICIPAN EN LA DISIPACION DE ENERGIA. EN EL MODELO CONSIDERADO, EL ELEMENTO AMORTIGUADOR REPRESENTADO POR EL PISTON ESTA UNIDO EN FORMA RIGIDA A LA MASA SUSPENDIDA, Y EL CILINDRO ESTA UNIDO, TAMBIEN EN FORMA RIGIDA, A LA MASA NO SUSPENDIDA. POR LO TANTO, EL VALOR DE LA FUERZA AMORTIGUADORA PUEDE CONSIDERARSE PROPORCIONAL A LA VELOCIDAD RELATIVA ENTRE EL PISTON Y EL CILINDRO. LAS MASAS SUSPENDIDAS SON AQUELLAS QUE SE APOYAN SOBRE LOS ELEMENTOS ELASTICOS DEL SISTEMA DE SUSPENSION, Y LAS MASAS NO SUSPENDIDAS SON AQUELLAS QUE SE ENCUENTRAN ENTRE EL CAMINO Y EL SISTEMA DE SUSPENSION DEL AUTOMOVIL.

LAS VIBRACIONES LIBRES SIN AMORTIGUAMIENTO EN REALIDAD NO EXISTEN. DENTRO DE CADA SISTEMA VIBRANTE SURGEN SIEMPRE FUERZAS QUE AMORTIGUAN LAS VIBRACIONES. ESTAS FUERZAS SE PRODUCEN DENTRO DEL MISMO ELEMENTO ELASTICO, Y SI QUEREMOS OBTENER UNA AMORTIGUACION ESPECIAL, ES NECESARIO ADICIONAR ALGUN ELEMENTO QUE LA PRODUZCA LLAMADO AMORTIGUADOR.

EN EL SISTEMA DE SUSPENSION DEL AUTOMOVIL, LA AMORTIGUACION DE LAS VIBRACIONES SE PRODUCE ADEMAS DE EN EL AMORTIGUADOR EN LOS ELEMENTOS ELASTICOS ASI COMO EN LAS ARTICULACIONES. LA MAGNITUD DE LA AMORTIGUACION DE LAS VIBRACIONES EN EL ELEMENTO ELASTICO DEPENDE DEL TIPO DEL MISMO Y DE SU CONSTRUCCION.

EN EL ANALISIS DE LAS VIBRACIONES AMORTIGUADAS DE LAS MASAS SUSPENDIDAS DEL AUTOMOVIL, SE DEBE CONSIDERAR QUE LA AMORTIGUACION PRODUCIDA POR OTROS ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS NO SE

CONSIDERARA. ESTA SUPOSICION ES VALIDA, YA QUE LA AMORTIGUACION DE LAS VIBRACIONES A TRAVES DEL AMORTIGUADOR ES MUCHO MAYOR QUE EN OTROS PUNTO DE LA SUSPENSION.

LA DISTRIBUCION REAL DE LA MASA ES TAL QUE LA CONDICION:

$$P_Y^2 = a * b$$

SE CUMPLE CON GRAN APROXIMACION. POR ESTO, EN EL ANALISIS DE LAS VIBRACIONES LIBRES AMORTIGUADAS DE LAS MASAS SUSPENDIDAS SE CONSIDERA EL CASO EN QUE:

$$P_Y^2 = a * b$$

DONDE:

P_Y = RADIO DE INERCIA DE LAS MASAS SUSPENDIDAS CON RESPECTO A EJE Y

a = DISTANCIA DEL EJE DELANTERO AL CENTRO DE GRAVEDAD

b = DISTANCIA DEL EJE TRASERO AL CENTRO DE GRAVEDAD

ADEMAS SE OMITIRA LA EXISTENCIA, EN EL SISTEMA DE SUSPENSION DE LA MASA NO SUSPENDIDA Y POR SU PUESTO O SE TENDRA EN CUENTA EL EFECTO DE LAS VIBRACIONES DE LA MASA NO SUSPENDIDA SOBRE LAS VIBRACIONES DE LA MASA SUSPENDIDA.

CONSIDERANDO ESTAS SUPOSICIONES SE TIENE:

$$M_{S1} \frac{d^2 Z_1}{dt^2} + 2 C_d \frac{dZ_1}{dt} + 2 K_d Z_1 = 0 \dots\dots I$$

$$M_{S2} \frac{d^2 Z_2}{dt^2} + 2 C_d \frac{dZ_2}{dt} + 2 K_t Z_2 = 0 \dots\dots II$$

DONDE:

M_{S1} , M_{S2} = MASA SUSPENDIDA SOPORTADA POR EL EJE DELANTERO Y TRASERO.

Z_1 , Z_2 = DESPLAZAMIENTOS DE LA MASA SUSPENDIDA EN LOS PUNTOS SOBRE LOS EJES DELANTERO Y TRASERO.

C_d , C_t = COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO DE LAS SUSPENSIONES DELANTERA Y TRASERA.

K_d , K_t = RIGIDEZ DE LOS ELEMENTOS ELASTICOS DELANTERO Y TRASERO

SI EN EL CASO DE LAS VIBRACIONES LIBRES AMORTIGUADAS DE LA MASA SUSPENDIDA ADEMAS SE CUMPLE QUE $\rho_y^2 = a * b$, ES POSIBLE ANALIZARLAS COMO LAS VIBRACIONES INDEPENDIENTES DE MASAS DE MAGNITUD M_{S1} , M_{S2} . LA MAGNITUD DE ESTAS MASAS SE DETERMINA MEDIANTE:

$$\begin{aligned} M_{S1} &= M_S * b/L && \text{..... III} \\ M_{S2} &= M_S * a/L && \text{..... IV} \\ L &= a + b && \text{..... V} \end{aligned}$$

SIN EMBARGO DE BIDO A QUE LAS ECUACIONES III Y IV SON SIMILARES, SE PUEDEN ANALIZAR COMO UNA ECUACION GENERAL UNICA. POR LO TANTO:

$$M_S \frac{d^2 Z}{dt^2} + 2 C \frac{dZ}{dt} + 2 K Z = 0 \text{ VI}$$

DIVIDIENDO ESTA ECUACION POR M SE TIENE:

$$\frac{d^2 Z}{dt^2} + 2 h \frac{dZ}{dt} + w^2 Z = 0 \text{ VII}$$

SIENDO:

$h = C / M$ = FACTOR DE AMORTIGUACION DE LAS VIBRACIONES

$w = (2 * K / M)^{1/2}$ FRECUENCIA ANGULAR ESPECIFICA DE LAS VIBRACIONES.

LA ECUACION:

$$Z = A * e^{-ht} \text{ sen } ((w^2 - h^2)^{1/2} t + \phi) \dots \text{ VIII}$$

ES LA SOLUCION GENERAL DE LA ECUACION VII, SIENDO:

A Y ϕ - CONSTANTES NUMERICAS

COMO RESULTADO DE ESTA EXPRESION, LA FRECUENCIA ANGULAR DE LAS VIBRACIONES LIBRES AMORTIGUADAS SE DETERMINA POR LA ECUACION:

$$w_0 = (w^2 - h^2)^{1/2} \dots \text{ IX}$$

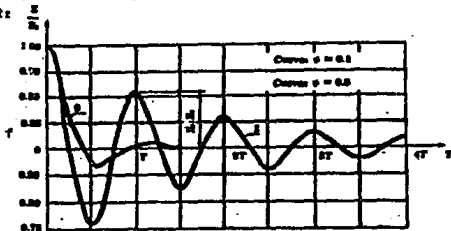
PARA FINES PRACTICOS, ES COMODO UTILIZAR EL COEFICIENTE DE APERIODICIDAD DE LAS VIBRACIONES ψ , EL CUAL SE DETERMINA POR LA RELACION.

$$\psi = h / w \dots \text{ X}$$

INTRODUCIENDO ESTE COEFICIENTE EN LA ECUACION IX. SE OBTIENE:

$$w_0 = w (1 - \psi^2)^{1/2}$$

EN LA SIGUIENTE FIGURA SE REPRESENTA LA VIBRACION LIBRE AMORTIGUADA DE UNA MASA SUSPENDIDA PARA DIFERENTES VALORES DEL COEFICIENTE DE APERIODICIDAD. EL PERIODO DE LAS VIBRACIONES SE PUEDE CALCULAR POR:



Trazos de las vibraciones libres amortiguadas

ESTA TERCERA PARTE
SALTA DE LA BIBLIOTECA

$$T = 2\pi / \omega_0$$

LA AMORTIGUACION MEDIANTE UN AMORTIGUADOR HIDRAULICO PRODUCE UNA RELACION CONSTANTE ENTRE LAS AMPLITUDES DE DOS PERIODOS SUCESIVOS DE LA VIBRACION. LA AMPLITUD DE LA PRIMERA OSCILACION SE PUEDE CALCULAR EN BASE A LA ECUACION VIII, HACIENDO $t = 0$. RESULTA ENTONCES:

$$Z_0 = A \text{ sen } \phi$$

LA AMPLITUD DE LA VIBRACION PARA LA OSCILACION DESPUES DE HABER TRANSCURRIDO UN TIEMPO $t = T$ SE DETERMINA TAMBIEN MEDIANTE LA ECUACION VIII, Y ES:

$$Z_1 = A e^{-2\pi (\psi / ((1-\psi^2)^{1/2}) \text{SEN } \phi)}$$

LA RELACION ENTRE LAS AMPLITUDES DE DOS OSCILACIONES CONSECUTIVAS ES:

$$Z_0 / Z_1 = Z_1 / Z_2 = \dots = Z_n / Z_{n+1} = e^{2\pi (\psi / ((1-\psi^2)^{1/2})}$$

COMO MEDIDA DEL EFECTO AMORTIGUADOR SE PUEDE TOMAR EL DECREMENTO LOGARITMICO DE AMORTIGUACION:

$$D_{CR} = \ln (Z_n / Z_{n+1}) = 2\pi (\psi / ((1-\psi^2)^{1/2}) \dots A$$

SI SE SELECCIONA CORRECTAMENTE EL AMORTIGUADOR A UTILIZAR. LAS VIBRACIONES DEBERAN DESAFARECER DESPUES DE TRANSCURRIDAS 3 O 4 OSCILACIONES. EN ESTE CASO EL DECREMENTO LOGARITMICO DE LA AMORTIGUACION DEBE ESTAR COMPRENDIDO EN LOS LIMITES 1.3 - 1.5.

EN BASE A ESTO AL SELECCIONAR UN DECREMENTO LOGARITMICO DE AMORTIGUACION DE 1.5, RESOLVIENDO DE LA ECUACION A :

$$\psi = .232$$

EL HOMBRE, EN LO REFERENTE A LAS VIBRACIONES, REACCIONA DE DIFERENTES FORMAS DE ACUERDO A LA POSICION EN QUE SE ENCUENTRE: PARADO, SENTADO, ACOSTADO, ETC., ASI COMO A LA POSICION DEL EJE DE VIBRACIONES: TRANSVERSAL, VERTICAL, ETC. DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LA CARACTERISTICA DE SUAVIDAD DE MARCHA DEL AUTOMOVIL, LA PERSONA SENTADA PERCIBE MAS INTENSAMENTE EL EFECTO DE LAS VIBRACIONES VERTICALES DE BAJA FRECUENCIA EN EL RANGO DE 0-100 Hz.

LAS INVESTIGACIONES REALIZADAS MEDIANTE VIBRADORES ESPECIALES Y APARATOS DE RAYOS X SOBRE PERSONAS SOMETIDAS A VIBRACIONES VERTICALES, HAN DADO POR RESULTADO, ENTRE OTROS, QUE LAS VIBRACIONES MAS PERCEPTIBLES POR EL HOMBRE SON LAS DE 5-20 Hz. CON ESTAS FRECUENCIAS ENTRAN EN RESONANCIA LA CABEZA Y LOS ORGANOS INTERIORES DEL HOMBRE. Y QUE LAS FRECUENCIAS MENOS DESAGRADABLES ESTAN EN UN RANGO DE 1 - 1.5 Hz. TOMANDO LA MAS GRANDE:

$$w_0 = 1.5 \text{ Hz} = 9.4 \text{ s}^{-1} \quad (\text{FRECUENCIA DE LAS VIBRACIONES LIBRES CON AMORTIGUAMIENTO})$$

$$w_0 = w (1 - \psi)^{1/2}$$

$$w = w_0 / (1 - \psi)^{1/2} = 9.4 / (1 - .232)$$

$$w = 12.24 \text{ s}^{-1}$$

DE LA ECUACION X

$$h = \psi w = 12.24 (.232) = 2.84$$

DE LA ECUACION QUE DETERMINA EL FACTOR DE AMORTIGUACION DE LAS VIBRACIONES:

$$C = h M$$

AHORA CALCULANDO PARA LA PARTE DELANTERA:

$$K_d = w^2 M / 2 = 12.24^2 (96) / 2$$

$$K_d = 7191.24 \text{ N/m} = 41.20 \text{ lb/in}$$

$$C_d = h M = 2.84 (96) = 272.64$$

DE IGUAL FORMA PARA LA PARTE TRASERA:

$$K_t = 12.24^2 (144) / 2$$

$$k_t = 10786.86 \text{ N/m} = 61.80 \text{ lb/in}$$

$$C_d = (2.84) 144 = 408.96$$

EL PERIODO DE LAS VIBRACIONES SE PUEDE CALCULAR POR:

$$T = 2\pi / w_0 = 2\pi / 9.4 = .517 \text{ s}$$

II - IV DISEÑO DIRECCION

II - IV.1 CRITERIO DE SELECCION

DE TODAS LAS OPCIONES QUE SE TENIAN PARA LA FABRICACION DE LA DIRECCION, SE ELIGIO EL TIPO DE PINON-CREMALLERA DEBIDO A VARIAS RAZONES COMO SON:

- EL NUMERO DE ELEMENTOS QUE FORMAN EL SISTEMA ES REDUCIDO, CON LO CUAL SE REDUCEN LOS DESAJUSTES EN TODO EL SISTEMA, LOS ERRORES DE FABRICACION, Y EL PESO DEL SISTEMA.

- TODO EL SISTEMA DE DIRECCION OCUPA POCO ESPACIO, EL CUAL ES APROVECHADO PARA LOS PIES DEL CONDUCTOR.

- SE NECESITA Poca LUBRICACION DEBIDO A QUE SOLO SE LUBRICA AL PRINCIPIO Y COMO ESTA TODO CERRADO NO LE ENTRA POLVO NI AGUA.

- TODOS LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA, SE PUEDEN FABRICAR CON RELATIVA FACILIDAD Y SE PUEDEN HACER AJUSTES MAS PRECISOS.

- SU VELOCIDAD DE REACCION ES MUY RAPIDA, Y SE PUEDEN CONTROLAR CON MAYOR FACILIDAD SUS CUALIDADES.

- EN ESTE TIPO DE SISTEMA SE TIENE LA VENTAJA QUE SE PUEDE VARIAR LA RELACION VOLANTE -GIRO DE LAS LLANTAS EN UN RANGO MAYOR COMPARADO CON LOS OTROS SISTEMAS DESCRITOS.

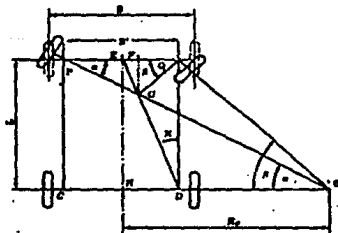
II-IV.2 PARAMETROS Y CALCULOS DE DIRECCION

LA SOLUCION IDEAL DEL MOVIMIENTO CURVILINEO DEL AUTOMOVIL ES CUANDO LAS RUEDAS RUEDAN SIN PATINAJE. ESTE CASO TIENE LUGAR CUANDO LOS EJES DE LAS RUEDAS DEL AUTOMOVIL SE INTERSECTAN EN UN SOLO PUNTO.

PARA EL AUTOMOVIL DE 4 RUEDAS EN EL QUE LAS RUEDAS DEL EJE TRASERO ESTAN MONTADAS RIGIDAMENTE EN DIRECCION TRANSVERSAL, EL PUNTO DE INTERSECCION DE LOS EJES DE TODAS LAS RUEDAS TIENE QUE ESTAR EN LA PROLONGACION DEL EJE TRASERO. ESTA CONDICION SE CUMPLE CUANDO LOS ANGULOS DE GIRO α Y β DE LAS RUEDAS DE TRACCION CUMPLEN LA SIGUIENTE ECUACION:

$$\text{COT } \alpha - \text{COT } \beta = B' / L$$

LA ECUACION SE EXPLICA EN LA FIGURA MOSTRADA, LA CUAL MUESTRA LAS DIMENSIONES PRINCIPALES DEL CHASIS DEL AUTOMOVIL DE 4 RUEDAS. EN ESTA FIGURA LOS PUNTOS P Y Q REPRESENTAN LAS PROYECCIONES SOBRE LA SUPERFICIE DEL CAMINO DE LOS PUNTOS DE INTERSECCION DEL EJE DEL PIVOTE CON EL EJE DEL MURON DE MANGUETA DE LAS RUEDAS IZQUIERDA Y DERECHA, RESPECTIVAMENTE.



Dimensiones principales del chasis del automóvil de cuatro ruedas

UN PARAMETRO CONSTRUCTIVO IMPORTANTE, EL CUAL CARACTERIZA EL CHASIS DEL AUTOMOVIL, ES EL RADIO MINIMO DE GIRO R_{MIN} . EL RADIO MINIMO DE GIRO SE PUEDE CALCULAR MEDIANTE:

$$R_{MIN} = L / \text{SEN } \alpha_{MAX} + (B' - B)/2$$

DONDE: α_{MAX} = ANGULO MAXIMO DE GIRO DE LA RUEDA EXT.

LOS ANGULOS MAXIMOS DE GIRO α_{MAX} DE LA RUEDA INTERIOR APLICABLES, NO SOBREPASAN LOS 40 GRADOS GENERALMENTE. LOS VALORES PROMEDIO DEL ANGULO α_{MAX} CORRESPONDEN A 33°- 35°.

ENTRE EL VOLANTE DE LA DIRECCION Y EL SISTEMA DE DIRECCION SE ENCUENTRA EL MECANISMO DE DIRECCION EL CUAL GENERALMENTE ASEGURA UNA RELACION DE TRANSMISION ALTA. EN LA MAYORIA DE LOS SISTEMAS DE DIRECCION, ESTA RELACION DE TRANSMISION SE PUEDE CALCULAR MEDIANTE LA RELACION ENTRE EL ANGULO DE GIRO DE LAS RUEDAS Y EL ANGULO DE GIRO DEL VOLANTE DE LA DIRECCION.

PARA DETERMINAR LA RELACION VOLANTE-GIRO DE LAS LLANTAS, SE TIPO QUE PENSAR EN DOS ASPECTOS: LA VELOCIDAD DE RESPUESTA, Y LA PRECISION DEL SISTEMA. SI LA RELACION FUERA 1:1 LA RESPUESTA SERIA MUY RAPIDA SIN EMBARGO CUALQUIER TITUBEO HARIA VARIAR CONSIDERABLEMENTE LA DIRECCION, POR LO QUE NOSOTROS ELEGIMOS QUE A UNA VUELTA Y MEDIA DEL VOLANTE, SE LLEGARA A LA POSICION EXTREMA DE VUELTA EN ESA DIRECCION.

COMO UN PUNTO DE SEGURIDAD SE COLOCARON TOPES EN LA CREMALLERA, PARA ASEGURAR LOS PUNTOS EXTREMOS DE GIRO, Y ASI EVITAR QUE LAS LLANTAS GOLPEARAN CONTRA OTROS ELEMENTOS.

EL PRIMER PASO PARA EL DISEÑO DE LA DIRECCION ES EL CALCULO DE LA LOCALIZACION DEL PIVOTE DE LA DIRECCION Y LA TERMINAL DE LA CREMALLERA DESDE UN PLANO FRONTAL. PUE ESTAS DEBEN ESTAR ACORDE CON LA SUSPENSION DE TAL MANERA, QUE DURANTE EL FLEXIONAMIENTO DE ESTA, EL SENTIDO DE LAS LLANTAS NO CAMBIE.

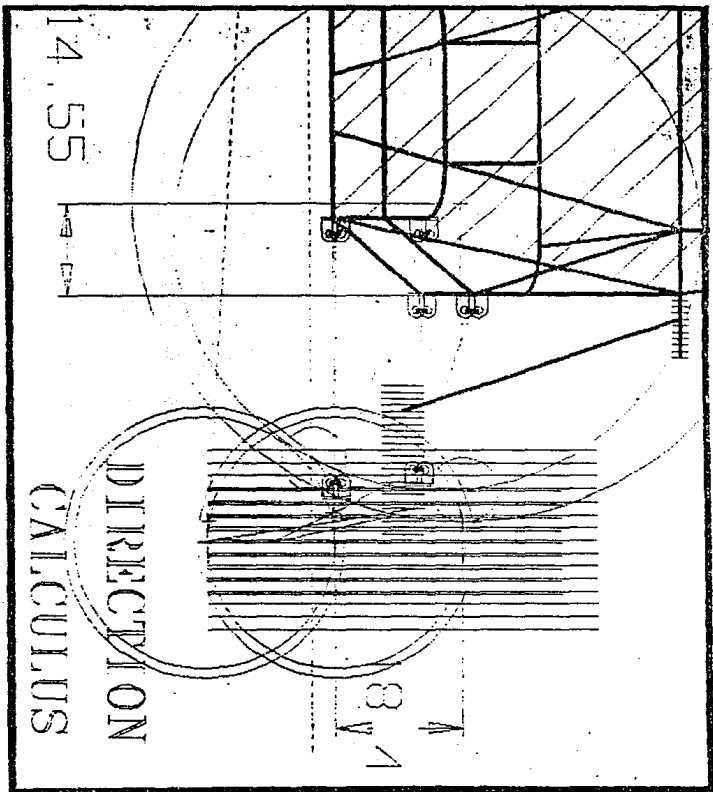
PARA DISEÑAR LA LONGITUD DE LOS ELEMENTOS, EN BASE A LOS DIBUJOS DESCRITOS PARA LA SUSPENSION, EL PUNTO DONDE SE TENIA QUE COLOCAR LA CREMALLERA, ERA UN PUNTO EN EL CUAL EL BRAZO DE ENLACE SE RECORRIERA EN UNA CURVA DURANTE EL MOVIMIENTO DE LA SUSPENSION Y CUYO CENTRO SERIA LA CREMALLERA. ESTO CON EL OBJETIVO QUE AL MOVERSE LA SUSPENSION, EL SENTIDO DE LAS LLANTAS, NO VARIE.

ACTO SEGUIDO SE CALCULA SU LOCALIZACION EN UNA VISTA DE FLANTA, PROPONIENDO UN CIERTO RADIO DE GIRO Y OBTENIENDO LOS ANGULOS DE CADA LLANTA, JUNTO CON EL DESPLAZAMIENTO DE LA CREMALLERA, PARA VER SI ES MECANICAMENTE POSIBLE. EN CASO CONTRARIO, SE VUELVEN A PROPONER DATOS ITERATIVAMENTE HASTA QUE LOS RESULTADOS SEAN LOS ESPERADOS.

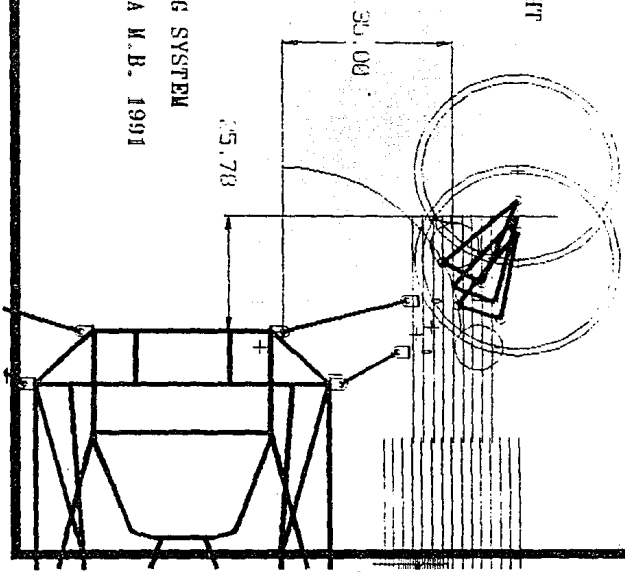
AL HACER LOS CALCULOS PARA DETERMINAR LA POSICION DE LOS ELEMENTOS DE LA SUSPENSION, SE PERCIBIO QUE PARA LOS BRAZOS CON QUE SE CONTABA SI SE POSICIONABAN HACIA EL FRENTE, LA POSICION DE LA CREMALLERA QUEDABA MUY ATRAS CON RESPECTO AL FRENTE DEL VEHICULO, ESTORBANDO EL ESPACIO DEL CONDUCTOR, CON LO CUAL PROVOCARIA QUE EL EJE DEL VOLANTE QUEDARA CASI VERTICAL (TIPO COMBI).

COLOCANDO LOS BRAZOS HACIA ATRAS, NUESTRA CREMALLERA SEGUIA QUEDANDO MUY ATRAS, POR LO QUE SE INTENTO, HACER UNA DIRECCION CRUZADA, ESTO ES, LA CREMALLERA ADELANTE Y LOS BRAZOS HACIA ATRAS. ESTO OCASIONA QUE LAS VARILLAS DE LA DIRECCION ESTEN CRUZADAS. SIN EMBARGO, AL PROPONER DIMENSIONES Y ACOFLARLAS A EL DISEÑO DE LA SUSPENSION, EL RESULTADO FUE EL DESEADO Y EL QUE MEJOR SE ACOFLA A NUESTRAS CARACTERISTICAS.

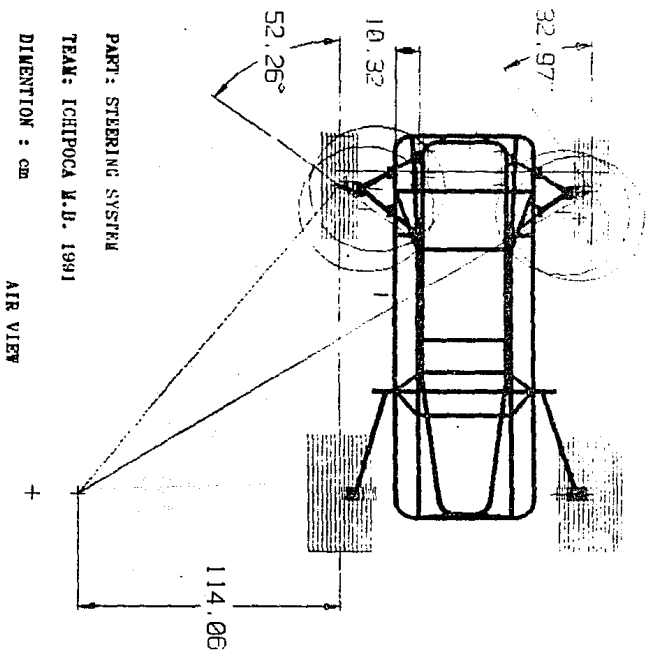
ESTA DISTRIBUCION, RESULTO INESPERADAMENTE INOVADORA PUES AL INVESTIGAR NOS DIMOS CUENTA QUE NINGUN CARRO LA TENIA, POR LO QUE NO SE TENIA LA COMPLETA SEGURIDAD DE SU BUEN FUNCIONAMIENTO, Y DE SUS TIEMPOS DE RESPUESTA. SIN EMBARGO DURANTE LAS PRUEBAS NOS DIMOS CUENTA DE SU BUEN COMPORTAMIENTO.



FRONT VIEW
20 DEGREES SIGHT



PART: STEERING SYSTEM
TEAM: ICHIPOCA M.B. 1991
DIMENSION: cm



PART : STEERING SYSTEM

TEAM : ICHIROKA M.B. 1991

DIMENTION : cm

AIR VIEW

II - V ERGONOMIA

II - V.1 CRITERIOS DE DISEÑO

LA FORMA DEL AUTOMOVIL FUE DETERMINADA PRINCIPALMENTE POR EL TIPO DE SUSPENSION ESCOGIDA, EN LA PARTE DELANTERA SE NECESITO LEVANTAR EL CHASIS UN ANGULO DE VEINTE GRADOS, POR LO CUAL EL ESPACIO DE PIES NECESARIO ERA MAYOR.

EL ANGULO DE RESPALDO DEL CONDUCTOR ES DE 10 GRADOS, PARA DAR AL CONDUCTOR MAYOR COMODIDAD.

LA PARTE TRASERA, FUE DISEÑADA DE ACUERDO A LAS DIMENSIONES DEL MOTOR Y LA CAJA DE PAR VARIABLE, DANDONOS UN RECTANGULO DE UN LARGO DE 68.5 cm. Y DE 36 cm. DE ANCHO.

PARA LA PARTE FRONTAL DEL AUTOMOVIL, SE TUVIERON DOS OPCIONES:

-COLOCAR LA TUBERIA RECTA, DEL TECHO A LA PARTE DELANTERA, CON LO CUAL OBTENIAMOS MAYOR ESPACIO EN BRAZOS Y PIES, ASI COMO MENOR CANTIDAD DE TUBERIA Y POR ENDE MENOR PESO.

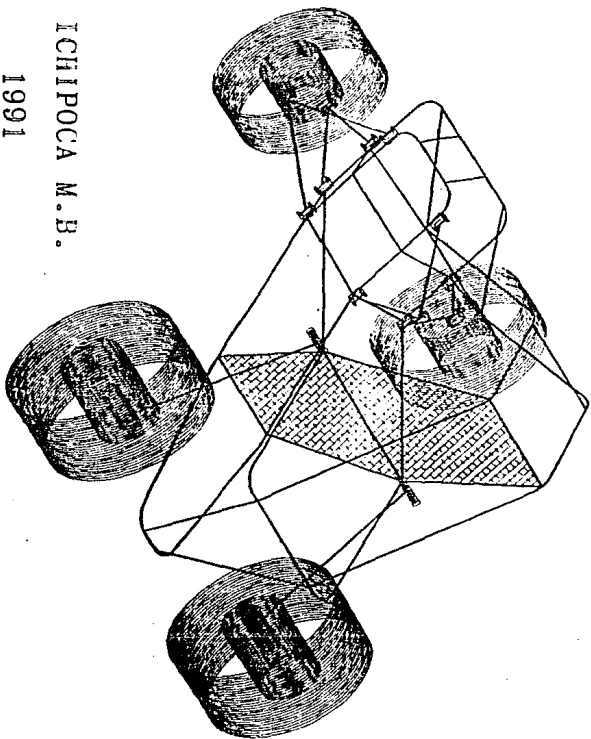
PERO SE TENIA MUCHO MENOR VISIBILIDAD AL FRENTE, YA QUE MIENTRAS MAS LEJOS ESTE LA TUBERIA DE LA CARA, SU ESPACIO DE VISION DISMINUYE, DEJANDOLO VER SOLO EL FRENTE.

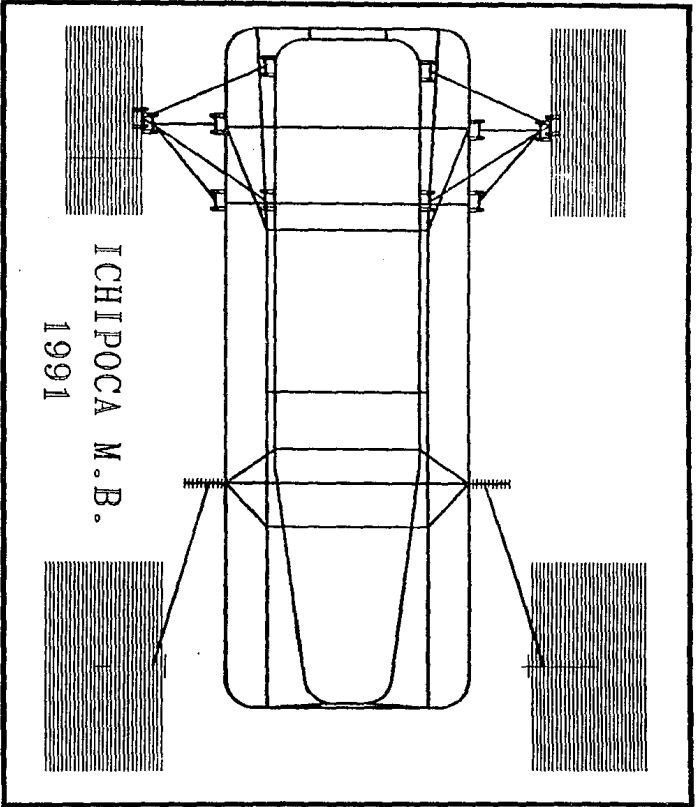
-LA SEGUNDA OPCION FUE DAR UN ANGULO A LOS TUBOS Y ASI ACERCARLOS A LA CARA DEL CONDUCTOR, Y AUNQUE SE DISMINUIA EL ESPACIO, SE AUMENTABA LA VISIBILIDAD.

DE ESTA MANERA ESCOGIMOS LA SEGUNDA OPCION PUES EL ANGULO DE DOBLEZ CORRESPONDIA EXACTAMENTE AL PUNTO DE SUJECION DE LA DIRECCION. Y SERVIA COMO PUNTO DE APOYO DEL AMORTIGUADOR. Y CON RESPECTO AL PESO, LO BALANCEAMOS COLOCANDO TUBERIA DE CALIBRE DEL ANGULO DE DOBLEZ HACIA EL FRENTE.

EL ANCHO DEL AUTOMOVIL FUE DETERMINADO POR LOS CALCULOS DE LA SUSPENSION Y DIRECCION. LAS DIMENSIONES RESTANTES, FUERON DE ACUERDO A ESPECIFICACIONES AL REGLAMENTO DE SAE MINI-BAJA DONDE SE HICIERON LAS PRUEBAS..

ИЧИПОВА М.В.
1991

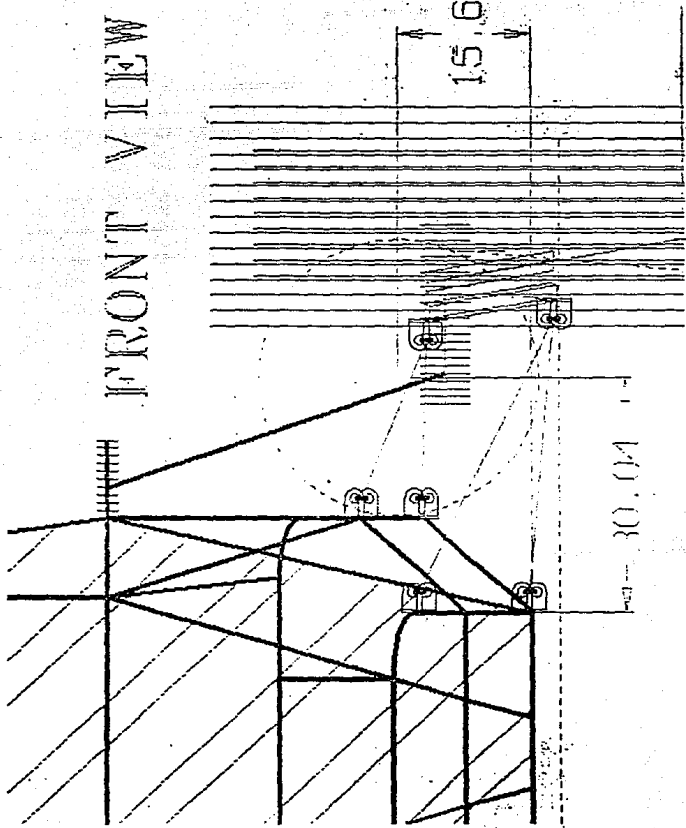


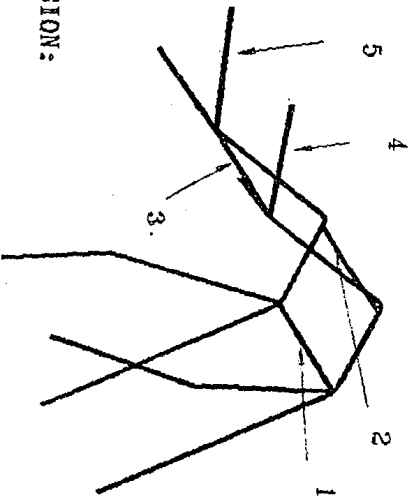


ИЧИРОСА М.В.

1991

FRONT VIEW

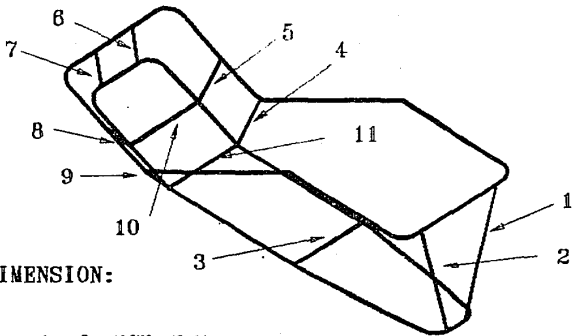




DIMENSION:

- 1 = 2 = 3 : ALONG 32.66 cm.
- 4 = 5 : ALONG 40.57 cm.

PROJECT:	1981 SAB MINI-BALJA		
TKAN:	ICHIPOCA K.B. (UNAM)		
ACEROS:	CM.	MM.	IN.
TIPO DE REINFORCEMENT PIPE:	REINFORCEMENT PIPE		
MATERIAL:	PIPE 1/2" , A1056		



DIMENSION:

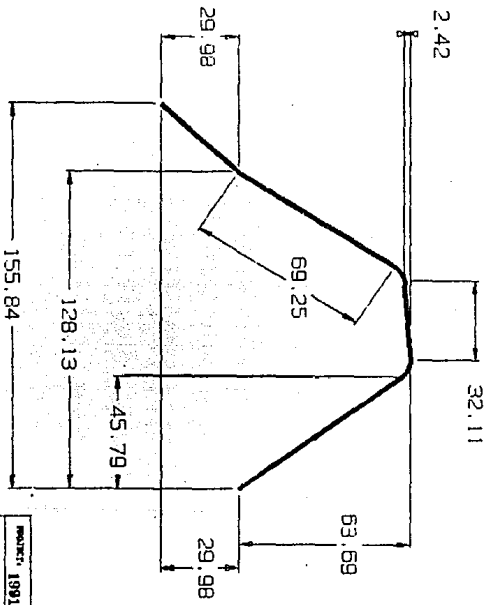
1 = 2 : ALONG 48.14 cm.

6 = 7 : ALONG 12.36 cm.

3 = 10 = 11 : ALONG 29.39 cm.

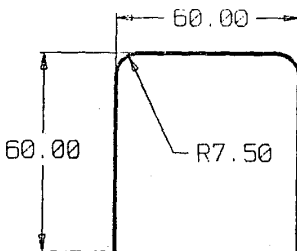
4 = 5 = 8 = 9 : ALONG 17.33 cm.

PROJECT:	1991 SAE MINI-BAJA		
TEAM:	ICHIPOCA M.B. (UNAM)		
ACOTS:	CM.	ESC:	No. 1
FEATURE:	REINFORCEMENT PIPE		
MATERIAL:	PIPE 1/2", A1056		



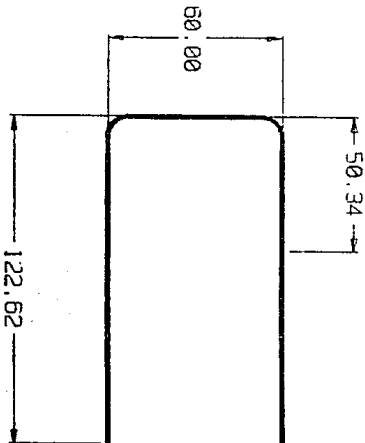
PROJECT:	1991 SAB MINI-BADA
TITLE:	ICEIDPOCA M.B. (CYLIND)
DESIGNER:	CEB. SMO
CHECKER:	SA.1
PARTIAL:	ROLL-CAGE
MATERIAL:	PIPE 3/4" . A1056

LATERAL PLANE



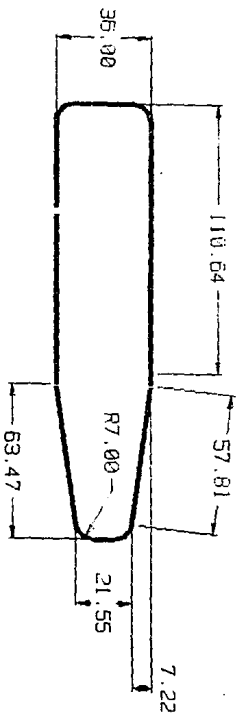
AIR PLANE

PROJECT:	1991 SAE MINI-BAJA		
TEAM:	ICHIPOCA M.B. (UNAM)		
ACOTS:	CM.	ESC:	No.:
FEATURES:	ENGINE PROTECTION		
MATERIAL:	PIPE 3/4", A1056		



AIR PLANE

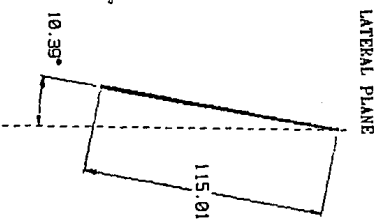
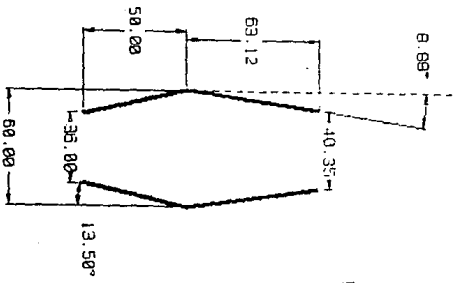
PROJECT:	1991 SAE MINI-BALL
TASK:	ICEIPOCA K.B. (DRAM)
FORM:	DRG
DATE:	86-11
DESIGNER:	INTERMEDIUM BASE
MATERIAL:	PIPE 1/2", A1056



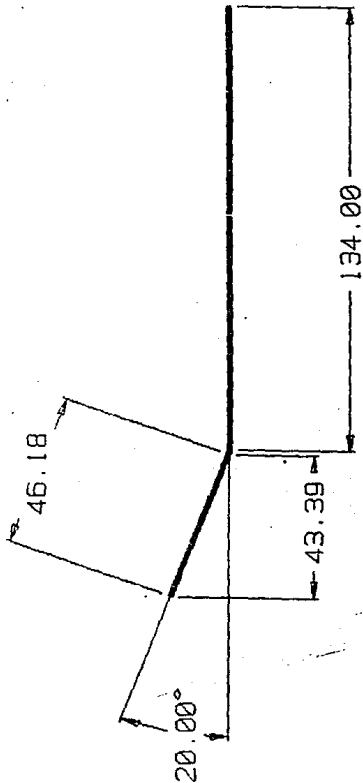
NOTE: ALL CURVATURE RADII
ARE THE SAME

AIR PLANS.

PROJECT:	1801 SAE MINI-BALL
TITLE:	ICEIPOCA K. B. (ONAM)
DATE:	NO. 11
DRAWN:	
CHECKED:	
APPROVED:	SUSPENSION BASE
MATERIAL:	PIPE 3/4" A1056

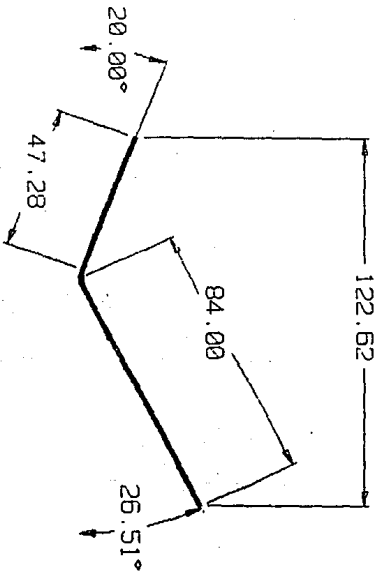


Part No.	1001 BAR NUT-BALL
Notes	1. GEOMETRICAL H.P. DRAWING
DATE	08/11/57
DESIGNER	WALL-BAR
Checkmark	PIPE 3/4" A106B



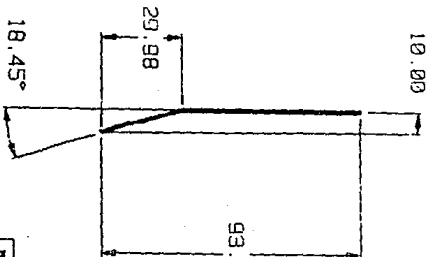
PROJECT:	1991 SAE MINI-BAJA
TEAM:	ICHIPOCA M.B. (UNAM)
ADVISOR:	CID. INC. No. 1
FEATURES:	SUSPENSION BASE
MATERIAL:	PIPE 3/4", A1056

LATERAL PLANE



PROJECT:	1991 SAE MINI-BAJA
TEAM:	ICHIPOCA K.B. (UNAM)
ACTIV:	CON. MEC. MA.1
PLATON:	INTERMEDIUM BASE
MATERIAL:	PIPE 1/2" . A1056

LATERAL PLANE



PROJECT:	1901 SAE WIRE-BALL
TEAM:	ICHIPKOVA M. B. (UMANN)
ADDR1:	SE 1
	CM
PARTNAME:	ROLL-CAGE
MATERIAL:	PIPE 3/4" .41056

FRONT PLANE-(VIEW)

II - VI DISEÑO TRANSMISIÓN

II - VI.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN

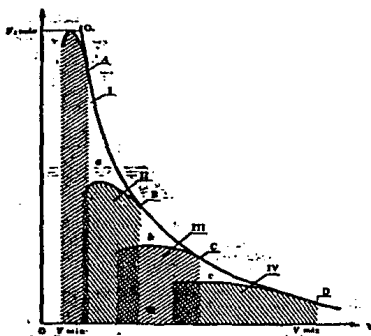
EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN ELEGIDO PARA ESTE VEHÍCULO, ES EL DE RELACION VARIABLE.

SI SE REPRESENTA EN UNA GRÁFICA LA FUERZA TRANSMITIDA A LAS LLANTAS POR EL MOTOR CONTRA LA VELOCIDAD DEL VEHÍCULO, OBTENDRIAMOS LA CURVA DE POTENCIA DEL VEHÍCULO, Y SE OBSERVARÍA QUE EN UNA TRANSMISIÓN DE RELACION VARIABLE IDEALMENTE LA POTENCIA SERÍA CONSTANTE EN TODA LA GRÁFICA. ES DECIR, A CADA VELOCIDAD CORRESPONDE UNA FUERZA RESPECTIVA QUE ES LA MÁXIMA DISPONIBLE EN DICHA VELOCIDAD.

SI SE SOBREPONE LA CURVA DE UNA CAJA DE VELOCIDADES (DE ENGRANES) EN LA MISMA GRÁFICA, SE OBSERVARÍA EN LA CURVA DE POTENCIA, QUE HAY PARTES DONDE LA POTENCIA TOTAL NO ESTA DISPONIBLE; ES DECIR, NO EN TODAS LAS VELOCIDADES CORRESPONDE SU MÁXIMA FUERZA. CUANDO UNA CAJA DE ENGRANES ES OFERADA CON LA RELACION DE MAYOR FUERZA (1ª VELOCIDAD) ESTA ALCANZA UN MOMENTO EN EL CUAL LA RELACION SE ACERCA A SU SATURACION, LA VELOCIDAD DEL VEHÍCULO ALCANZA EL MÁXIMO Y EL MOTOR NO DISPONE DE MAYORES rpm. ENTONCES AL CAMBIAR A LA SEGUNDA VELOCIDAD, LA VELOCIDAD DEL MOTOR Y DEL AUTOMÓVIL ES LIGERAMENTE REDUCIDA, ASÍ COMO LA FUERZA DEL MOTOR, HASTA QUE AL ACELERAR ALCANZA UNA NUEVA VELOCIDAD TOPE FORZANDO A UN NUEVO CAMBIO DE VELOCIDAD.

LOS PUNTOS INTERESANTES SE PRESENTAN AL CAMBIO DE VELOCIDAD, PUESTO QUE EXISTEN PARTES DE LA GRÁFICA, LAS CUALES NO SON ABARCADAS, Y POR EL CONTRARIO, HAY UN TIEMPO DE RESPUESTA EN EL CUAL EL VEHÍCULO REDUCE SUS CARACTERÍSTICAS, Y TARDA UN CIERTO TIEMPO EN ALCANZAR LAS NUEVAS, COSA QUE NO SUCEDE EN LA DE RELACION VARIABLE, PUES EL RANGO DE VELOCIDADES ES CONTINUO O SE APROXIMA A LA CONTINUIDAD.

OTRA RAZON POR LA QUE SE ELIGIO ESTE TIPO DE TRANSMISION, ES QUE EN MEXICO, LOS ENGRANES HELICOIDALES NO SON COMERCIALMENTE MANEJADOS CON RELACIONES PROPUESTAS, DE TAL MANERA QUE SI SE HUBIERA DECIDIDO USAR UNA CAJA DE ENGRANES, SE HABRIA TENIDO QUE ADAPTAR UNA EXISTENTE, Y ENTONCES NECESITADO CAMBIAR AL MENOS UNA VELOCIDAD (CONSTRUIRLA, CON SUS RESPECTIVOS DEFECTOS Y DESAJUSTES), LO CUAL NO SE JUSTIFICA.



Característica tractiva y la hipérbola de máxima potencia en un plano F-V

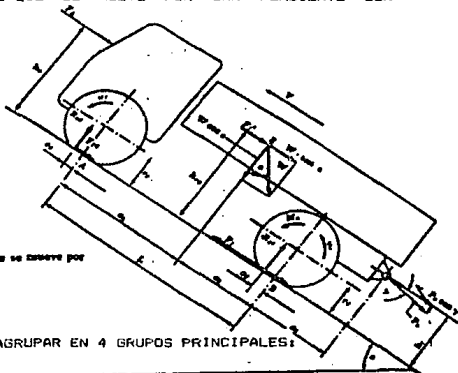
LA UNICA VENTAJA QUE SE PODRIA HABER OBTENIDO CON UNA CAJA DE ENGRANES, ES QUE LA EFICIENCIA MECANICA Y LA CONFIABILIDAD ES MAYOR, PUES EXISTIA LA DUDA DE QUE LA BANDA SE FATINARA.

UNA VENTAJA ANEXA DE LAS CAJAS DE VELOCIDAD VARIABLE, ES QUE COMERCIALMENTE EXISTEN TRANSEJES, QUE TIENEN HASTA EL DIFERENCIAL INCLUIDO Y ADEMAS PUEDEN POSEER REVERSA.

II - VI.2 CALCULOS DE TRANSMISION DE POTENCIA

CON ESTOS CALCULOS, SE BUSCA DETERMINAR LAS RELACIONES DE VELOCIDAD NECESARIAS, DEPENDIENDO DE LA POTENCIA DEL MOTOR, EL PESO DEL VEHICULO, Y LAS CONDICIONES EXTREMAS DEL CAMINO (PARA LA PRIMERA VELOCIDAD SE DISEÑA PARA SUBIR UNA PENDIENTE DE 45 GRADOS Y EN LA ULTIMA, PARA DESARROLLAR LA MAXIMA VELOCIDAD EN PLANO).

EN LA SIGUIENTE FIGURA SE MUESTRAN LAS FUERZAS Y MOMENTOS QUE ACTUAN SOBRE UN AUTOMOVIL QUE SE MUEVE POR UNA PENDIENTE CON VELOCIDAD VARIABLE v .



Fuerzas y pares que actúan sobre un automóvil que se mueve por una pendiente con velocidad variable

ESTAS LAS PODREMOS AGRUPAR EN 4 GRUPOS PRINCIPALES:

-LA FUERZA DE INERCIA COMO RESISTENCIA AL MOVIMIENTO:

LA FUERZA DE INERCIA ACTUA SOBRE EL AUTOMOVIL CUANDO EL MOVIMIENTO DEL MISMO NO ES UNIFORME, ES DECIR, CUANDO dv / dt ES DIFERENTE A CERO.

TODAS LAS MASAS DEL VEHICULO SE PUEDEN DIVIDIR EN DOS GRUPOS, ATENDIENDO AL TIPO DE MOVIMIENTO QUE ESTAS MASAS REALIZAN DURANTE EL MOVIMIENTO DEL AUTOMOVIL. EN EL PRIMER GRUPO ESTA LA MASA TOTAL DEL AUTOMOVIL, LA CUAL SE ENCUENTRA EN MOVIMIENTO DE AVANCE. LA FUERZA DE INERCIA QUE SE RELACIONA CON ESTA MASA DURANTE EL MOVIMIENTO DEL VEHICULO A UNA VELOCIDAD $v(t)$ SE REPRESENTA POR F_i Y SE DETERMINA POR:

$$F_i = (W / g) (dv / dt)$$

EL SEGUNDO GRUPO CORRESPONDE A LAS MASAS DEL AUTOMOVIL QUE ADEMÁS DE ENCONTRARSE EN MOVIMIENTO DE AVANCE REALIZAN MOVIMIENTOS GIRATORIOS CON RESPECTO A UNOS EJES. ESTAS MASAS SE ENCUENTRAN EN EL MECANISMO BIELA-MANIVELA DEL MOTOR, EN EL SISTEMA DE TRANSMISION Y EN LAS RUEDAS DEL AUTOMOVIL.

SIN EMBARGO, LA POTENCIA DEL MOTOR DEL AUTOMOVIL QUE SE PROYECTA DEBE SER SUFICIENTE PARA ASEGURAR LA MARCHA A LA VELOCIDAD MÁXIMA " v_{MAX} " PREFIJADA, CUANDO EL AUTOMOVIL UTILIZA LA CAPACIDAD NORMAL DE CARGA.

BAJO ESTAS CONDICIONES, LA POTENCIA DEL AUTOMOVIL SE ENCUENTRA EN SU VALOR MÁXIMO Y LAS RESISTENCIAS AL AVANCE SE EQUILIBRAN CON LA FUERZA DE IMPULSION, POR LO QUE LA ACELERACION EN ESTAS CIRCUNSTANCIAS ES NULA.

CALCULO DE LA FUERZA DE RESISTENCIA DEL CAMINO

LA SUMA DE LAS FUERZAS DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO Y LA DEBIDA A LA INCLINACION DEL CAMINO SE DENOMINA "RESISTENCIA DEL CAMINO".

LA FUERZA DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO, ES LA FUERZA PROVOCADA EN LA LLANTA POR EL PESO DEL VEHICULO, Y EL CONTACTO DE ESTA CON EL PISO, DE TAL MANERA QUE PARTE DE LA POTENCIA DEL MOTOR

SE OCUPA DE FORMA CONSTANTE EN VENCERLA.

EL COEFICIENTE DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO PUEDE SER DETERMINADO POR MEDIO DE LOS SIGUIENTES FACTORES:

- LA RELACION ENTRE LA DISTANCIA ENTRE EL PUNTO DE APLICACION DE LA REACCION DEL CAMINO Y EL EJE VERTICAL DE LA RUEDA, Y EL RADIO DINAMICO.

- LA RELACION ENTRE LA FUERZA DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO Y LA CARGA VERTICAL APLICADA EN EL CENTRO DE LA RUEDA.

ESTOS DOS HECHOS PERMITEN CONSIDERAR QUE:

-EL COEFICIENTE DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO DEPENDE DE LAS CONDICIONES DE TRABAJO DE LA RUEDA, DEL DISEÑO DEL NEUMATICO Y DEL TIPO DEL CAMINO. (EL DISEÑO DEL NEUMATICO DETERMINA LAS CARACTERISTICAS DE ELASTICIDAD RADIAL, TRANSVERSAL Y CIRCUNFERENCIAL DEL MISMO, ASI COMO EL DIBUJO DE LA BANDA DE RODAMIENTO).

- EL COEFICIENTE DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO PUEDE DETERMINARSE INVESTIGANDO EL VALOR DE LA FUERZA DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO CONOCIENDO LA CARGA VERTICAL APLICADA A LA RUEDA.

COMO SE VE, ES IMPOSIBLE CALCULAR EXACTAMENTE LA INFLUENCIA DE TODOS LOS PARAMETROS QUE DETERMINAN EL VALOR DE f , POR LO TANTO, HASTA EL PRESENTE SE DETERMINA ESTE COEFICIENTE MEDIANTE LA EXPERIMENTACION DE LOS AUTOMOVILES PARA DIFERENTES CONDICIONES DE CAMINO.

VALORES MEDIOS DEL COEFICIENTE DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO DEL AUTOMOVIL EN FUNCION DEL TIPO DE CAMINO Y SU ESTADO

Tipo de camino	Valores medios del coeficiente f	
	En buen estado	En mal estado
Hormigón, asfalto	0.010-0.017	-
Adequadas	0.013-0.020	0.020-0.032
Aplazadas	0.014-0.025	0.025-0.039
Adequadas con piedras naturales	0.014-0.022	0.022-0.036
Navado	0.018-0.032 duro	0.027-0.049 blando
Tierra suelta	0.023-0.030 dura	0.030-0.120 suelta
Arena	0.100-0.180 húmeda	0.150-0.300 seca

LA ECUACION FINAL EN BASE A LA CUAL SE DETERMINARA EL VALOR DEL COEFICIENTE DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO DEL AUTOMOVIL ES LA SIGUIENTE:

$$f = F_f / W$$

DONDE:
 F_f = FUERZA DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO
 W = PESO TOTAL DEL AUTOMOVIL PARA EL CUAL FUE MEDIDO F_f

EN EL CASO DEL MOVIMIENTO DEL AUTOMOVIL EN UNA PENDIENTE LA FUERZA TOTAL DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO SE DETERMINA POR LA ECUACION:

$$F_f = W * \cos \alpha * f$$

DONDE: α = ANGULO DE INCLINACION DEL CAMINO

HICIMOS PRUEBAS FISICAS PARA CONOCER EL FACTOR f , ESTAS CONSISTIERON EN COLOCAR UNA LLANTA EN EL PISO Y APLICARLE CIERTO PESO (EL DE UNA PERSONA SOBRE LA LLANTA) Y MEDIR LA FUERZA NECESARIA PARA QUE ESTA LLANTA RODARA; ESTA SE MIDIO CON UN RESORTE. MIDIENDO SU LOGITUD DE ELDONGACION.

EN BASE A ESTO Y A UNA SERIE DE PRUEBAS OBTUVIMOS QUE EL FACTOR DE RODADURA PROMEDIO EN TERRACERIA PARA NUESTRO TIPO DE LLANTAS EN ESPECIAL ES DE .092.

LA COMPONENTE DEL PESO W PARALELA AL CAMINO SE DENOMINA "FUERZA DE RESISTENCIA DEBIDA A LA INCLINACION F_{α} ". SI EL ANGULO DE INCLINACION DEL CAMINO ES α , ESTA RESISTENCIA ESTA DADA POR LA SIGUIENTE EXPRESION:

$$F_{\alpha} = W * \text{SEN } \alpha$$

DE TAL MANERA QUE LA FUERZA TOTAL DE RESISTENCIA AL CAMINO SERA:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{RESIST AL CAMINO } 45} &= W (f_r \text{COS } \alpha + \text{SEN } \alpha) \\
 &= 220 (9.8) (.092 * \text{COS } 45^\circ + \text{SEN } 45^\circ) \\
 &= 1664.77 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{\text{RESIST AL CAMINO } 0} &= 220 (9.8) (.092 * \text{COS } 0^\circ + \text{SEN } 0^\circ) \\
 &= 198.352 \text{ N}
 \end{aligned}$$

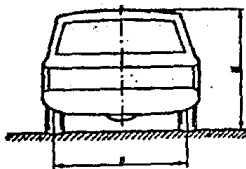
FUERZA DE RESISTENCIA AERODINAMICA

SOBRE LA SUPERFICIE EXTERIOR DEL AUTOMOVIL, EL CUAL SE MUEVE EN LA ATMOSFERA TERRESTRE, ACTUA UNA FUERZA DENOMINADA "RESISTENCIA DEL AIRE". ESTA FUERZA ES LA RESULTANTE DE LAS FUERZAS NORMALES Y TANGENCIALES UNITARIAS QUE ACTUAN SOBRE LA SUPERFICIE TOTAL DEL AUTOMOVIL. LA FUERZA DE RESISTENCIA DEL AIRE F_A SE CALCULA EN LA DIRECCION DEL MOVIMIENTO DEL AUTOMOVIL Y SU SENTIDO ES CONTRARIO AL DE LA VELOCIDAD DEL MISMO. POR LO TANTO, PARA DIFERENCIARLA DE LAS OTRAS FUERZAS QUE LA COMPONEN, SE DICE QUE LA FUERZA F_A ES LA RESISTENCIA FRONTAL DEL AIRE EXPRESANDOSE POR LA ECUACION:

$$F_{\text{RES. AER.}} = 0.5 \rho * C_d * A_f * v^2$$

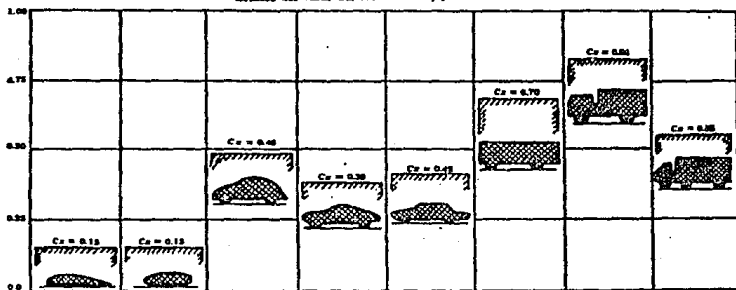
DONDE:

- ρ = DENSIDAD DEL AIRE A LA ALTURA DADA
- C_d = COEFICIENTE DE RESISTENCIA FRONTAL DEL AIRE
- A_f = AREA DE LA PROYECCION DEL VEHICULO SOBRE UN PLANO PERPENDICULAR A SU EJE LONGITUDINAL.



Esquema que muestra las dimensiones B y H para el cálculo del área frontal del vehículo

Gráfico del valor del coeficiente C, para distintos tipos de carro-



DE TAL MANERA QUE:

$$F_{\text{RES. AER.}} = 0.5 (1.1) \cdot 0.55 \cdot 0.72 \cdot v^2$$

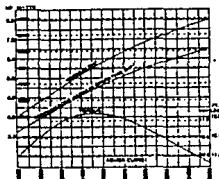
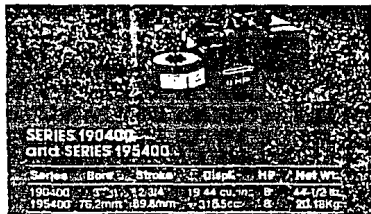
$$= 0.2178 v^2$$

POTENCIA REAL DEL MOTOR:

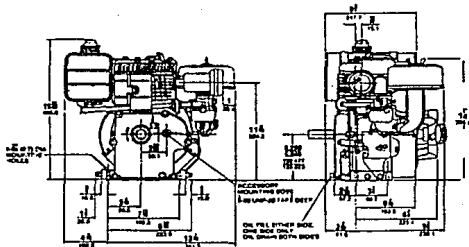
PARA CALCULAR LA FUERZA TRACTIVA DEL AUTOMOVIN, ES NECESARIO, ENTRE OTRAS COSAS, CONOCER EL VALOR DE LA EFICIENCIA EN LA TRASMISION DE LA POTENCIA DESDE EL MOTOR HASTA LAS RUEDAS.

EN EL CASO DEL MOTOR, LA MISMA FABRICA DA ESPECIFICACIONES DE EFICIENCIA PARA LA ALTURA Y LA TEMPERATURA. EN EL CASO DEL TREN MOTRIZ, SE CALCULA DETERMINANDO LA EFICIENCIA DE CADA UNA DE SUS PARTES:

MODEL SERIES	170400 19400 195400
STANDARD EQUIPMENT	
Choke	Man. Friction
Bearings—Main	2 Alum. Alloy
Breather—Vent to	Air Cleaner
Carburetor	Flo-Jet
Control	Adv.-Fixed
Crankshaft Rotation (View from PTO)	C. C. W.
Cylinder	Alum. Mod. 170400 & 190400 Cast Iron SL Mod. 195400
Fuel Tank Capacity (U.S.)	4 Qt.
Fuel Filter	Standard
Governor	Mechanical
Oil Capacity—Crankcase	2 1/4 Pt. 1.20 L.
Oil Fill	Dual
Sewing Starter Position	10 o'clock
Speed Set—No Load	3600 R.P.M.
OPTIONAL EQUIPMENT	
Aux. P.T.O. Parallel to Crankshaft 2:1 Ratio Clockwise	X
Aux. P.T.O. Right Angle to Crankshaft 8.5:1 Ratio Counter-Clockwise	N/A
Aux. P.T.O. Right Angle to Crankshaft 8.5:1 Ratio Clockwise	N/A
Bearings—Main (1) Aluminum (1) Cast	X
Bearings—Main (2) Cast	N/A
Blower Screen—Borewing	Standard
Breather—Vent to	Standard
Control Choke-A-Matic With Stop Switch	X
Manual Friction	X
Remote	X
Flange Mounting	X
Fuel Gauge	N/A
Gear Reduction (6.1 Ratio) Counter-Clockwise	X
Ignition—Ground Wire Terminal For Remote Stop	X
Oil Drain	Dual
Oil Fill	Dual
Oil Fill and Dip Stick	X
Oil Gauge (Oil Minder)	X
Starter	Standard
Speed	X
Electric 120 Volt	X
Electric 12 Volt Gear Drive	X
Electric 12 Volt, Gear Drive, with A.R.	X
Valves, Seals, Exhaust with Stainless Steel, Austenitic Steel Intake, Exhaust Valve Polaris Wheel and Engine (370/Gard)	X



C/S No. 280607 (170400)
C/S No. 281077 (190400)



$$W_m \eta_h \eta_t \eta_{tm} = W_v (f_r \cos \alpha + \text{sen} \alpha) V_v + 0.5 \rho C_d A_f V_v^3 \quad \dots (1)$$

DONDE:

$$W_m = \text{POTENCIA DEL MOTOR} = 8 \text{ (hp)} = 5.968 \text{ (KW)}$$

η_h = EFICIENCIA DEBIDA A LA ALTURA.

$$= 1 - (0.035/1000) (H_{ft}) = 96.7\%$$

η_t = EFICIENCIA DEBIDA A LA TEMPERATURA

$$= 1 - ((0.01/10) (T-60)); (T_{\text{OHIO JULIO}} = 75 \text{ F})$$

$$= 99.5\%$$

η_{TM} = EFICIENCIA DEL TREN MOTRIZ

$$= \eta_{\text{caterinas}} * \eta_{\text{bal}} * \eta_{\text{cruc}} * \eta_{\text{poleas}} * \eta_{\text{reductor}}$$

$$= 0.980 * 0.985 * 0.995^4 * 0.96 * 0.98$$

$$= 89.01 \%$$

$$\eta_{\text{TOTAL}} = 85.64 \%$$

$$W_{\text{TOTAL}} = 5.11 \text{ (KW)}$$

NOTA: LA EFICIENCIA DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS FUE OBTENIDA DE LA TABLA 6.1 DEL LIBRO FUNDAMENTOS DE DISEÑO DE AUTOMOVILES

ENTONCES OBTENEMOS DE (1), PARA LA PRIMERA VELOCIDAD:

$$5.11 \text{ KW} = 1664.77 \text{ (N)} \cdot V + .2178 V^3$$
$$V_{1a} = 3.0657 \text{ (m/s)} = 11.03 \text{ (Km/h)}$$

SI CALCULAMOS PARA UNA LLANTA DE 22 in Y UNA $\omega = 3600 \text{ rpm}$ LA RELACION DE 1a SERA:

$$\omega_{\text{SALIDA}} = V / r \text{ (DE RODADURA REAL = 10in)}$$
$$= 3.0657 \text{ (m/s)} / 0.254 \text{ (m)}$$
$$= 12.069 \text{ (rad / s)}$$
$$= 115.257 \text{ rpm}$$

CON ESTO OBTENEMOS QUE LA RELACION NECESARIA EN PRIMERA ES 31:1

DE LA MISMA MANERA PARA LA RELACION DE 4a, DE LA EC. (1)

$$V = 18.64 \text{ (m/s)} = 67.122 \text{ (Km /h)}$$
$$\omega = 78.38 \text{ rad/s} = 700.783 \text{ rpm}$$

ENTONCES OBTENEMOS QUE LA RELACION DE 4a ES 5.13:1

CALCULO DEL DIAMETRO DE LA FLECHA

DE LOS CALCULOS DE TRANSMISION, SABEMOS QUE LA POTENCIA DE NUESTRO CARRO EN OHID ES DE 5.11 KW.

$$W = T \omega$$

$$T = 5110/3600(2 \pi/60) = 13.55 \text{ Nm}$$

$$T = 420.05 \text{ Nm}$$

Y SABEMOS QUE $\tau_{4140} = 753.2 \text{ E6}$

$$\tau/F.S. = T c / J$$

$$F.S. = 2$$

DONDE:

$$J = D^4 / 32$$

OBTENEMOS:

$$\begin{aligned} D &= (32 * T / \tau * F.S.)^{0.333} \\ &= (32 * 420.05 / 3.1416(753.2 \text{ E6}) * 2)^{0.333} \\ &= 1.7842 \text{ cm} \end{aligned}$$

POR ESTO ESCOGIMOS UN DIAMETRO DE 3/4 in (1.9 cm) PARA LA FLECHA

II - VII DISEÑO DE FRENOS

II - VII.1 CRITERIOS DE SELECCION

COMO SABEMOS CUANDO FRENAMOS UN CARRO SE PRODUCE UN MOMENTO ADELANDE DE LAS LLANTAS DELANTERAS, TAL QUE SE MUEVE HACIA ADELANTE EL CENTRO DE INERCIA Y ES MENOR LA CARGA SOPORTADA POR LAS LLANTAS TRASERAS.

ES POR ESTO QUE SON MAS EFECTIVOS LOS FRENOS DELANTEROS, QUE LOS TRASEROS. SIN EMBARGO EN NUESTRO CASO ESTA CONDICION ES UNA LIMITANTE DE FABRICACION PORQUE DEBIDO AL TIPO DE RINES Y MANGOS ELEGIDOS, NO SE TIENE EL ESPACIO PARA ADAPTARLOS AL FRENTE.

PARA EL SISTEMA DE FRENOS SE ELIGIO UN PAR DE FRENOS DE DISCO CON SUS RESPECTIVAS MORDAZAS, DEBIDO A QUE SU ENSAMBLE ES MAS FACIL EN LA FORMA Y DIMENSIONES DE LOS RINES. OTRA RAZON POR LA QUE SE ELIGIERON ES POR SU ALTA EFICIENCIA CUANDO EL AMBIENTE ES HUMEDO.

ES IMPORTANTE MENCIONAR QUE EL SISTEMA DE FRENOS USADO FUE ADQUIRIDO POR UNA DONACION, Y YA SE CONTABA CON ELLOS. RAZON POR LA CUAL, LOS CALCULOS ESTAN BASADOS EN LAS ESPECIFICACIONES ESPECIALES DEL FABRICANTE A ESTOS.

II-VII.2 CALCULOS DEL SISTEMA DE FRENAJE

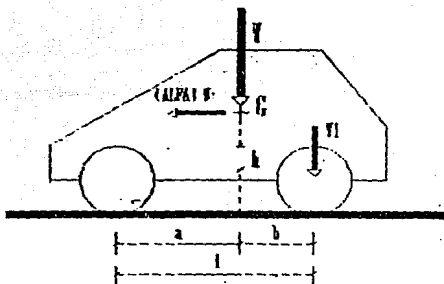
LA DISTRIBUCIÓN DE LOS FRENOS ENTRE LAS LLANTAS DELANTERAS Y TRASERAS DEBE SER UN COMPROMISO ENTRE LOS REQUERIMIENTOS DE COEFICIENTES DE FRICCIÓN Y EL CAMBIO DE LA DISTRIBUCIÓN DE PESO DEL VEHICULO (VER FIG. P11B).

DURANTE EL FRENADO, EL PESO EN LAS LLANTAS TRASERAS ES:

$$W_1 = w((a/l) - (\alpha(h/l))) \dots \dots \dots (1)$$

$$\alpha = (\mu(a/l)) / ((1-\gamma) + ((\mu h)/l)) \dots \dots \dots (2)$$

- DONDE:
- W = PESO TOTAL DEL CARRO = 528.63 (lb)
 - W_1 = PESO EN LAS LLANTAS TRASERAS (lb)
 - μ = COEFICIENTE DE FRICCIÓN = 0.65
 - γ = PROPORCIÓN DE FRENADO DELANTERO = 0%
 - α = DESACELERACION / g
 - h = ALTURA DEL CENTRO DE GRAVEDAD = 21.65 (PULG.)
 - a = DISTANCIA ENTRE LAS LLANTAS DELANTERAS Y CENTRO DE GRAVEDAD = 36.22 (PULG.)
 - b = DISTANCIA ENTRE LAS LLANTAS TRASERAS Y CENTRO DE GRAVEDAD = 21.65 (PULG.)
 - l = DISTANCIA ENTRE LAS LLANTAS DELANTERAS Y TRASERAS = 57.87 (PULG.)



DE LA ECUACION 1 Y 2: $\alpha = 0.33$ Y $W_1 = 265.59$ (lb)

PERO DIVIDIENDO ENTRE DOS PARA CONSIDERA EL PESO POR LLANTA:

$$W_w = 132.79 \text{ (lb)}$$

PARA CALCULAR LA CAPACIDAD DE FRENADO:

$$F_b = W_w * \mu = 83.32 \text{ (lb)}$$

PARA CALCULAR LA CAPACIDAD DE FRENADO TORSIONAL:

$$T_b = F_b * R \text{ (llanta trasera = 10 pulg)} = 828.2 \text{ (lb * pulg)}$$

PARA CALCULAR LA FUERZA DE FRENADO EN EL DISCO:

$$F_r = T_b / D_r$$

DONDE: D_r = DIAMETRO DEL DISCO (RANGO DE 6 A 10 PULG)

CALCULANDO PARA 6 Y 10 PULG.:

$$F_{r6} = 138.03 \text{ lb} \quad F_{r10} = 82.82 \text{ lb}$$

PERO SABEMOS QUE: $F_r = \mu_f * F_p$ (6)

$$F_p = F_p + A_c \quad \dots\dots\dots (7)$$

DONDE: μ_f = COEFICIENTE DE FRICCION = 0.35
 F_p = FUERZA DE PRESION DE FRENADO
 P_p = PRESION DE LA BOMBA (<1500 (lb/pul²)
 A_c = AREA DEL PISTON DE LA MORDAZA = 1.478 (pul²)

DE LA ECUACION 6 OBTENEMOS: $F_p = F_r / \mu_f$
 $F_{p6} = 394.37 \text{ lb.}$
 $F_{p10} = 236.62 \text{ lb}$

DE LA ECUACION 7 OBTENEMOS: $P_p = F_p / A_c$
 $P_{p6} = 266.82 \text{ lb/pul}^2$
 $P_{p10} = 160.09 \text{ lb/pul}^2$

PERO SABEMOS QUE: $F_N = P_p * A_p$ (8)

DONDE: F_N = FUERZA DE FRENADO EN EL PEDAL
 A_p = AREA DEL PISTON DEL CILINDRO (0.371 PUL²)

DE DONDE OBTENEMOS: $F_{N6} = 98.99 \text{ lb}$
 $F_{N10} = 59.39 \text{ lb}$

ESTA ES LA FUERZA NECESARIA PARA ACCIONAR LA BOMBA.

II - VIII CARACTERISTICAS DE LA CABINA (ROLL CAGE)

II - VIII.1 CRITERIOS DE SELECCION

EL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE LA CABINA ESTA BASADO SOBRE LOS SIGUIENTES TERMINOS: PROVEER LA MAXIMA SEGURIDAD AL CONDUCTOR EN CASO DE VOLTEO DURANTE EL EVENTO.

CONSIDERANDO LAS ESPECIFICACIONES SOBRE TUBERIA DADAS PARA LA COMPETENCIA ENCONTRAMOS LA SIGUIENTE:

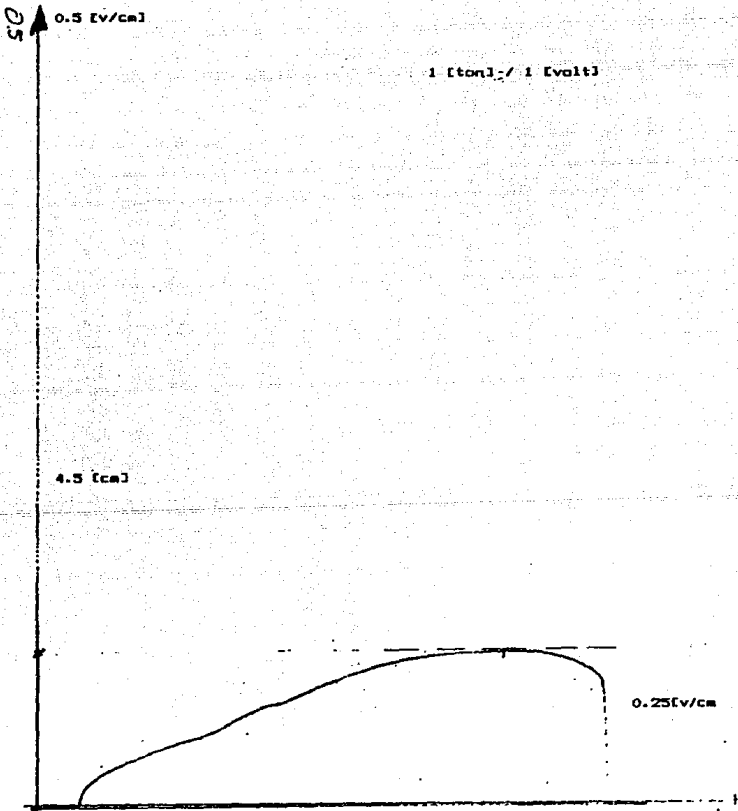
ASTM A106.

COMPOSICION:

CARBONO.....	0.25%
MANGANESO.....	0.27-0.93%
FOSFORO.....	0.048%
SILICIO.....	0.10%

EL DIAMETRO NOMINAL DE LA TUBERIA QUE USAMOS FUE DE 3/4 FULG. CON UN DIAMETRO EXTERNO DE 1 1/6 FULG. Y UN ESPESOR DE PARED DE 1/8 FULG. ESTA TUBERIA FUE USADA SOLAMENTE EN LA CABINA Y EN LAS PARTES ESTRUCTURALES DE MAYOR ESFUERZO, Y COMO TUBERIA DE APOYO USAMOS TUBERIA DE 1/2 FULG DE LA MISMA COMPOSICION..

ELEGIMOS TUBERIA CEDULA 40 PORQUE NOS DA UNA RESISTENCIA MECANICA EXCELENTE, ADEMAS DE QUE ES COMERCIALMENTE MUY BARATA Y FACIL DE CONSEGUIR, PUESTO QUE UNA TUBERIA DE CEDULA 10 AUNQUE HUBIERA RESULTADO IDEAL, SOLO SE CONSIGUE EN ACERO INOXIDABLE.



II - VIII.2 PRUEBA DE RESISTENCIA A LA TENSION

EL TUBO SE PROBO EN UNA MAQUINA INSTRON PARA PRUEBAS DE TENSION. COMO SE PUEDE VER EN LA GRAFICA ANEXA, SE OBTUVIERON DISTINTAS GRAFICAS DE LAS CUALES LA QUE SE PRESENTA ES UN PROMEDIO DE LOS RESULTADOS.

LA ORDENADA (CARGA) SE ENCUENTRA A UNA ESCALA DE 0.5 VOLTS/CM. (SABEMOS QUE 10 TON. CORRESPONDEN A 10 VOLTS), Y SE ENCONTRO UN VALOR MAXIMO DE 4.5 CM EN EL EJE ORDENADO. USANDO LAS ESCALAS SE TIENE QUE:

LA FUERZA MAXIMA DE TENSION ES 4956 LB.

NUESTRO MATERIAL EXPERIMENTADO TUVO LAS SIGUIENTES DIMENSIONES:

ANCHO = 0.4677 PULG.

LARGO = 2.96 PULG.

ESPESOR = 0.1185 PULG.

TAL QUE, EL AREA DE PRUEBA ES: 0.05542 PULG².

EL ESFUERZO DE TENSION ES:

$$\begin{aligned}\sigma &= F / A = 4956 \text{ lb.} / 0.05542 \text{ pul}^2 \\ &= 89426.19 \text{ lb/pul}^2 \\ &= 616.593 \text{ MPa}\end{aligned}$$

SAE Mini-Baja®
Roll Cage Specification Sheet

Car # 51
Entrant: ICHIPOCA M.B.

This sheet **MUST** be completed and submitted in accordance with the event rules. Failure to do so will result in a penalty.

Purpose: The purpose of this sheet is to facilitate verification of roll cage materials/construction, and to provide a means of tracking the age of older vehicles. This is being done in the interest of safety and good engineering practice.

1 Academic year cage was constructed:	91-1
2 Material (type, condition, size):	
STEEL PIPE ASTM 106, NOMINAL DIAMETER 3/4 in, OUTER DIAMETER 1.049 in, WALL THICKNESS .125 in.	
$E^*I = 1'111'089 \text{ lb in}^2$	
3 Equivalency Calculations if needed (attach):	
OUR E^*I IS EXCEEDED ($E^*I_{RULES} = 760'169 \text{ lb in}^2$)	
4 All welds and/or other attachment methods must be checked for integrity.	
Date of inspection:	5/1V/91

Note: It is extremely important that such an inspection be made, especially for older vehicles, and for those constructed of materials (i.e. aluminum) which do not exhibit an endurance limit.

We have examined the above information and to the best of our knowledge deem it to be accurate:

Team Captain

(signed) EDHUNDO LOZANO C.

5/ IV / 91

(date)

Faculty Advisor

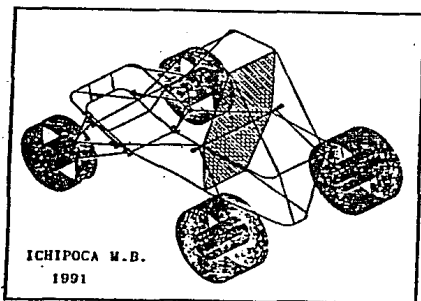
(signed) ING. UBALDO MARQUEZ

5/ IV / 91

(date)

CAPITULO III

FABRICACION



III - I FABRICACION ESTRUCTURA Y SUSPENSION

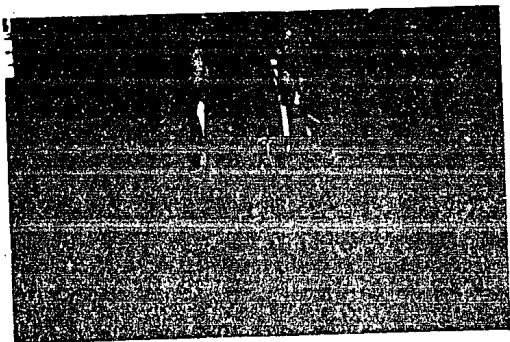
PARA LA FABRICACION DE LA ESTRUCTURA DEL VEHICULO SE USARON DIFERENTES MATERIALES, DE ACUERDO A LA FUNCION QUE DEBIA DESEMPEÑAR CADA ELEMENTO. ES DECIR, EN LA CABINA, EL PISO Y LOS POSTES DEL RESPALDO SE USO TUBERIA DE 3/4 PULG. DE DIAMETRO, CEDULA 40. EL RESTO DE LA TUBERIA QUE SE USO FUE DE 1/2 PULG. DE DIAMETRO. INCLUYENDO LAS HORQUILLAS DELANTERAS.

LA FORMA EN QUE SE UNIERON LAS HORQUILLAS DELANTERAS AL CHASIS FUE POR MEDIO DE SOPORTES HECHOS A PARTIR DE PERFIL TUBULAR RECTANGULAR (MTR) SOLDADOS AL CHASIS. EN LAS UNIONES, SE INVESTIGO QUE COMERCIALMENTE EXISTEN BUJES, QUE CONSISTEN EN DOS TUBOS CONCENTRICOS, QUE LOS SEPARA UN TUBO DE PLASTICO, CON LA FUNCION DE ABSORBER GOLPES, Y DAF UNA CIERTA ELASTICIDAD A LAS HORQUILLAS. (LOS BUJES UTILIZADOS FUERON DE LA SUSPENSION DE UN FORD FALCON). ESTOS BUJES SON SOLDADOS AL TUBULAR QUE FORMA LAS HORQUILLAS.

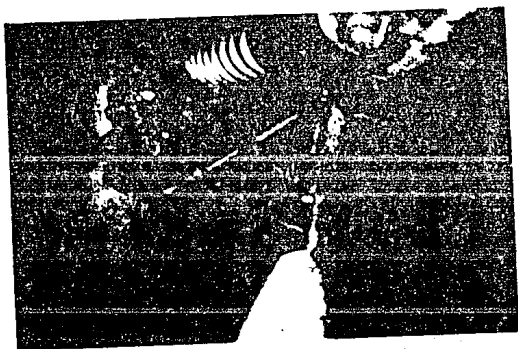
UNO DE LOS PROBLEMAS QUE SE PRESENTARON AL FABRICAR LAS HORQUILLAS, FUE CUANDO SE TRATO DE SOLDAR LOS BUJES AL TUBO YA QUE ESTOS SON DEMASIADO DELGADOS EN SU PARTE EXTERIOR, Y EL CALOR DE LA SOLDADURA LO TRASPASABA Y QUEMABA EL HULE POR ESTA RAZON SE INTENTO SOLDARLOS POR MEDIO DE PUNTOS A BAJA CORRIENTE (50 AMPERES) Y A ENFRIAMIENTO CONTINUO. CON LO CUAL SE LOGRARON EXCELENTES RESULTADOS.

EN RELACION AL TIPO DE AMORTIGUADORES Y RESORTES, AUNQUE SE HIZO EL CALCULO, SE OBSERVO DESPUES, QUE COMERCIALMENTE SE ENCUENTRAN AMORTIGUADORES CON RESORTE AJUSTABLES (PARA MOTO), QUE SE AJUSTAN EN DIMENSIONES A LAS REQUERIDAS POR EL AUTO.

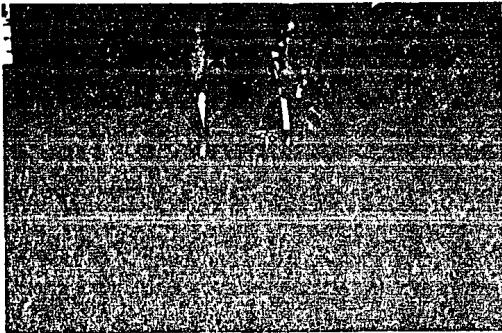
LA FORMA EN QUE SE HICIERON LOS DOBLECES EN LA TUBERIA FUE EN UNA DOBLADORA CON UNA MATRIZ DE 8.5 cm DE RADIO, LA CUAL SE ENCONTRABA EN CONDICIONES DESFAVORABLES PARA INICIAR EL TRABAJO,



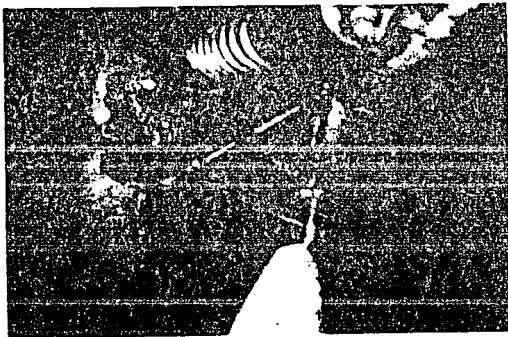
VISTA FRONTAL SUSPENSION DELANTERA



DETALLE SUSPENSION DELANTERA



VISTA FRONTAL SUSPENSION DELANTERA



DETALLE SUSPENSION DELANTERA

POR LO CUAL SE HICIERON ALGUNOS AJUSTES EN ESTA MAQUINA, COMO SOLDAR OTRO BRAZO DE FALANCA Y PONERLE UNA SERIE DE REFUERZOS. ESTA DOBLADORA SE FIJO A UNA MESA PARA DARLE MAYOR APOYO A LA HORA DE ESTAR TRABAJANDO.

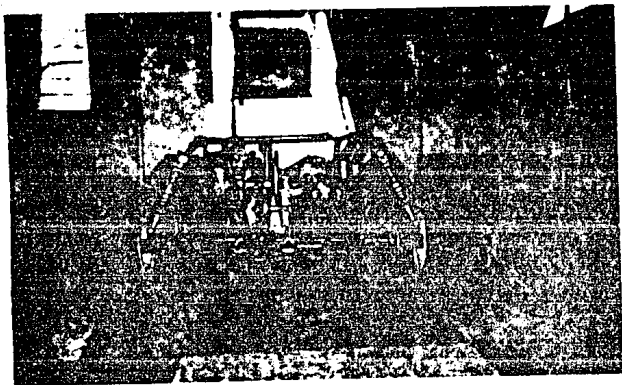
SE OBTIENE UN BUEN ACABADO EN LOS DOBLECES DEBIDO A QUE EL ESPESOR DEL TURO Y EL RADIO DE LA MATRIZ NO PERMITIAN LA FORMACION DE ESTRIAS O AFRUGAS. ES DECIR NO SE LLEGA AL RADIO CRITICO DE DOBLEZ.

OTRO PROBLEMA QUE SE PRESENTO FUE EL AJUSTE DE LOS ANGULOS Y LAS LONGITUDES A LAS CUALES SE TENIA QUE EMPEZAR EL DOBLEZ. PUES LA DOBLADORA NO CONTABA CON NINGUN TIPO DE MARCA PARA GUIAR EL DOBLEZ AL ANGULO REQUERIDO. ES POR ESTO QUE SE GUIO POR MEDIO DE UNA PLANTILLA QUE SE DIBUJABA EN EL PISO Y DE ESTE DIBUJO SE HACIA UN PATRON DE ALAMBRE CON EL CUAL SE VERIFICABA EL ANGULO MIENTRAS OTRAS PERSONAS HACIAN EL DOBLEZ.

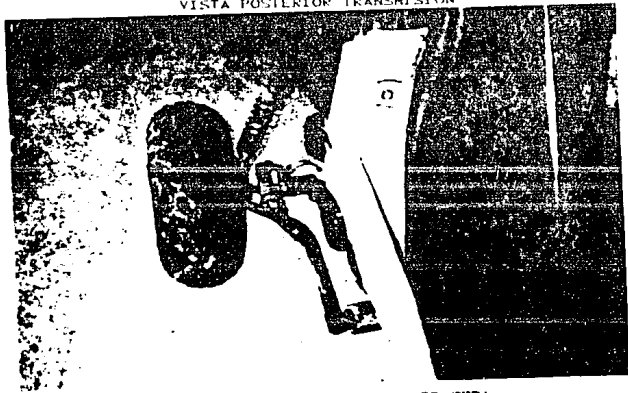
UNA VEZ HECHOS LOS DOBLECES SE HICIERON LOS BISELES A LOS ANGULOS ADECUADOS CON UN CORTADOR DE VASTAGO DE 3/4. SE ENCAMBLABA Y FUNTEABA EN LA ESTRUCTURA.

CUANDO SE ACABO LA ESTRUCTURA DE TUBERIA PRINCIPAL, POR MEDIO DE HILOS Y CUERDAS SE SOBRECOCLOCARON LAS PARTES DEL MOTOR, CAJA Y DIFERENCIAL. DONDE SE PERCATO QUE FISICAMENTE NO SE PODIA COLOCAR EL DIFERENCIAL EN EL CENTRO DEL AUTO, Y QUE EL CENTROIDE DE LA PARTE TRASERA ESTABA MOVIDO HACIA UNO DE LOS LADOS.

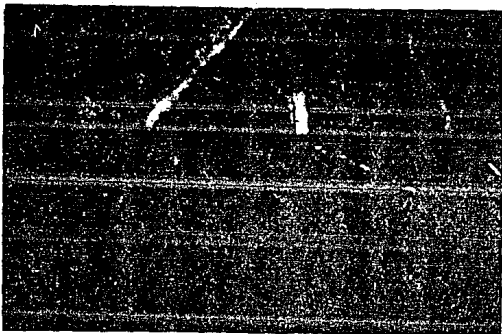
ESTO TRAJO VARIOS PROBLEMAS, AL FRENAR SABIAMOS QUE EL AUTO TENDERIA HACIA UN LADO. Y OTRO ES QUE LAS LONGITUDES DE LAS FLECHAS SERIAN DIFERENTES. Y NO TENIAMOS EL ESPACIO DE UN LADO PARA COLOCAR LAS 4 JUNTAS UNIVERSALES PREDISPUESAS.



VISTA POSTERIOR TRANSMISION



VISTA FRONTAL SUSPENSION TRASERA



VISTA LATERAL SUSPENSION

POR LO TANTO SE DECIDIO MODIFICAR EL TIPO DE SUSPENSION TRASERA CON JUNTAS DE BOLA. QUE PERMITIAN EL RECORRIDO DE LA FLECHA SIN MODIFICAR SU LONGITUD. EN ESTE CASO YA NO ERAN NECESARIAS LAS 4 JUNTAS UNIVERSALES, CON LO CUAL REDUCIAMOS EL PESO Y EL PROCESO DE FABRICACION.

ESTAS JUNTAS DE BOLA FUERON ADAPTADAS DE LAS JUNTAS DE DIRECCION DE UN AUTOMOVIL, Y FUERON SOLDADAS A LAS HORQUILLAS TRASERAS. Y PARA LOGRAR QUE ESTA JUNTA EN LA POSICION INICIAL ESTUVIERA PARALELA AL EJE LONGITUDINAL DEL AUTO, SE HIZO UN DOBLEZ EN LAS HORQUILLAS QUE EN SU POSICION EXTREMA ESTAN SOLDADAS A UN BUJE DE LA FLECHA.

III - II FABRICACION DE LA DIRECCION

PARA OBTENER LOS ANGULOS ADECUADOS EN LAS LLANTAS DELANTERAS PARA VIRAR EL AUTOMOVIL UN CIERTO RADIO DE GIRO, SEGUN LA RELACION EXPLICADA EN CAPITULOS ANTERIORES, SE CALCULO UN ENGRANE Y UNA CREMALLERA QUE NOS DIERAN LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS.

EL DESPLAZAMIENTO QUE DEBE TENER LA CREMALLERA PARA LOGRAR ESTA CONDICION ES APROX. DE 10 cm. ESTO SE LOGRA (DE ACUERDO A CALCULOS) CON UN ENGRANE DE 33 mm. DE DIAMETRO PRIMITIVO Y UN NUMERO DIENTES DE 35.

ESTE ENGRANE FUE FABRICADO EN UNA FRESADORA VERTICAL CON UN CABEZAL DIVISOR BROWN AND SHARPE DE ACUERDO A LAS SIGUIENTES ESPECIFICACIONES:

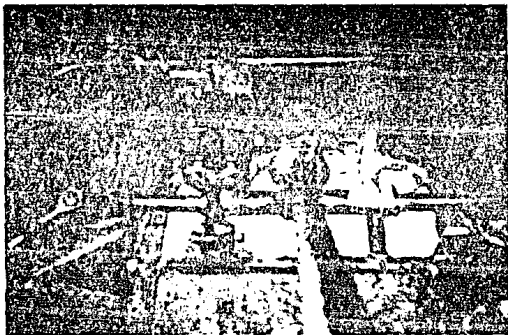
$$M = 40/N = 40/35 = 1 \frac{1}{7}$$

UNA VUELTA COMPLETA Y 1/7 DE VUELTA (TRES ESPACIOS) EN EL DISCO II, EN LA RANURA DE 21 AGUJEROS.

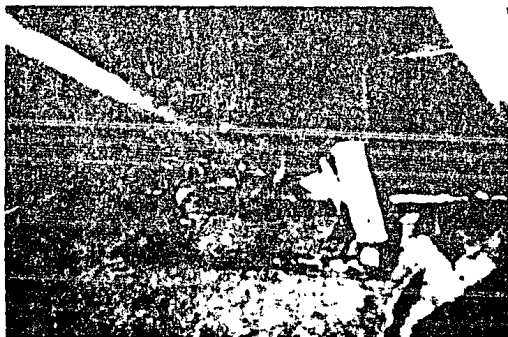
ESTE ENGRANE FUE MAQUINADO CON UN CORTADOR CIRCULAR PARA ENGRANES NUM. 14.

LA CREMALLERA FUE MAQUINADA EN LA MISMA FRESADORA, SE DESBASTO CON UNA BARRA GORTON (BURIL REDONDO) Y SE DIO EL ACABADO CON EL MISMO CORTADOR CON QUE SE HIZO EL ENGRANE. LA CREMALLERA TIENE UNA LONGITUD DE 25 cm.

EN LOS EXTREMOS DE LA CREMALLERA SE SOLDARON UNAS TERMINALES PARA JUNTA DE BOLA CON EL FIN DE UNIR LAS VARILLAS DE LA DIRECCION CON LOS BRAZOS DE LA DIRECCION.



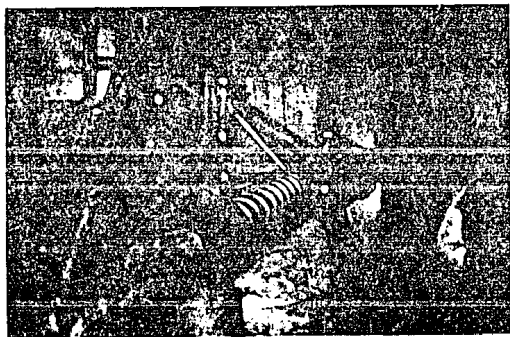
VISTA FRONTAL DIRECCION



DETALLE ENGRANE CREMALLERA



DETALLE DIRECCION CRUZADA



III - III FABRICACION TRANSMISION Y FRENOS

EN EL SISTEMA DE TRANSMISION SE FABRICARON POCOS ELEMENTOS, APROVECHANDO LO YA EXISTENTE EN EL MERCADO, SIN EMBARGO SE HICIERON DIFERENTES ADAPTACIONES DE ACUERDO A LO ESTIMADO EN EL DISEÑO Y LAS QUE A CONTINUACION SE DESCRIBEN:

PARA MODIFICAR EL RANGO DE OPERACION DE LA TRANSMISION SE CAMBIO LA BANDA POR UNA MAS ANCHA, CON EL MISMO ANGULO Y DIENTES MAS CHICOS, AUMENTANDO UN 50% EL RANGO DE OPERACION.

PARA FIJAR Y ALINEAR LA CAJA CON LA ESTRUCTURA Y EL DIFERENCIAL RESPECTIVAMENTE, SE HIZO UNA BASE CON PLACA DE ACERO Y SE SOLDÓ A LA ESTRUCTURA CON UNOS SOPORTES LATERALES EN FORMA DE * 3 *. UNA VEZ LOGRADO ESTO, SE HIZO UNA FLECHA ASTRIADA PARA TRANSMITIR LA POTENCIA DE LA CAJA AL DIFERENCIAL POR MEDIO DE UN SISTEMA DE CATARINAS Y CADENA. ESTA FLECHA CUENTA CON UN APOYO LATERAL PARA EVITAR QUE ESTA SE FLEXIONE Y DISMINUIR LOS ESFUERZOS EN EL REDUCTOR DE VELOCIDADES.

EL DIFERENCIAL ES SUJETADO POR MEDIO DE DOS CHUMACERAS FIJAS A LA ESTRUCTURA.

PARA EVITAR EL JUEGO DE LAS FLECHAS DENTRO DEL DIFERENCIAL SE COLOCÓ DE UN LADO UNA CHUMACERA DE SOPORTE Y DEL OTRO UN BUJE DE FRICCION.



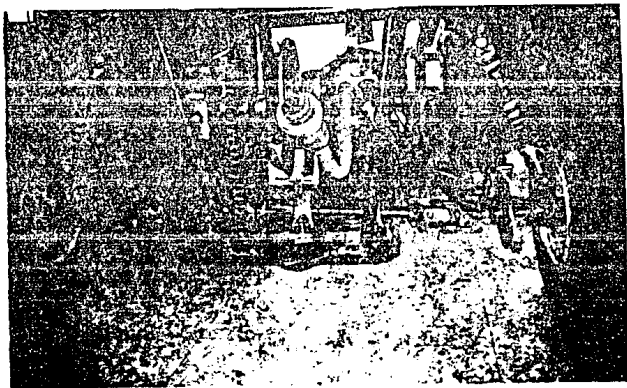
DETALLE SUJECION CAJA



DETALLE SUJECION DIFERENCIAL Y FLECHA



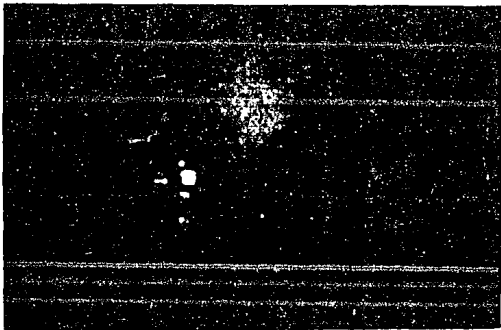
DETALLE SUJECION FLCHA



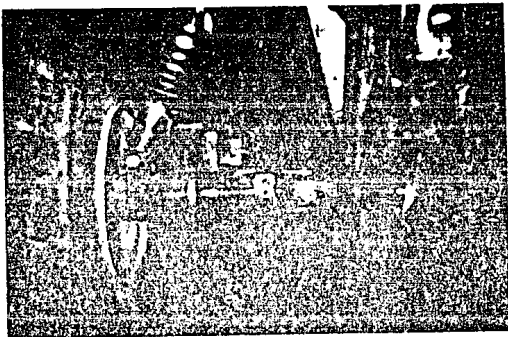
VISTA GENERAL

EN EL SISTEMA DE FRENOS SE COLOCARON DOS BOMBAS COMO LAS ESPECIFICADAS EN EL CAPITULO II.VII. CADA UNA DE ELLAS ACCIONA UNA MORDAZA INDEPENDIEMENTE.

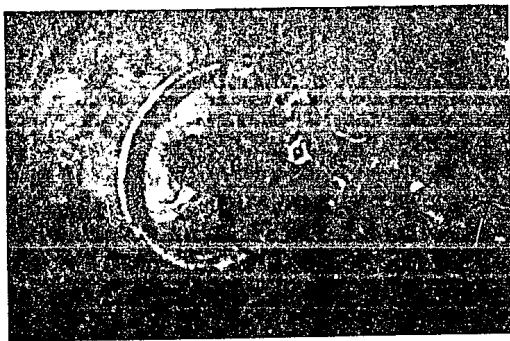
LOS DISCOS DEL SISTEMA DE FRENOS ESTAN FIJOS A LAS FLECHAS POR MEDIO DE SOLDADURA. Y LAS MORDAZAS ESTAN FIJAS A LAS HORQUILLAS POR MEDIO DE SOPORTES SOLDADOS, PARA QUE AL MOVERSE LA HORQUILLA NO VARIE LA POSICION DE LAS MORDAZAS CON RESPECTO AL DISCO.



SISTEMA DE FRENOS



VISTA POSTERIOR SISTEMA DE FRENOS



DETALLE SISTEMA DE FRENOS

III - IV FABRICACION DE LA CARROCERIA

PARA LA FABRICACION DE LA CARROCERIA SE TENIAN DOS OPCIONES, UNA ERAN PLASTICOS TERMOFORMADOS Y LA OTRA FIBRA DE VIDRIO. FINALMENTE SE ESCOGIO ESTA ULTIMA DEBIDO A LA FACILIDAD DE ADQUISICION Y DE MANEJO.

LOS PROBLEMAS PARA PRODUCIR EL MOLDE SE ENCONTRABAN EN LAS FORMAS CAPRICIOSAS DE LA CARROCERIA, POR LO CUAL SE GENERARON VARIAS ALTERNATIVAS.

LA PRIMER OPCION, FUE CUBRIRLA CON CARTONES Y ENCIMA DE ESTOS COLOCAR LA FIBRA DE VIDRIO. PERO EL RESULTADO ERAN SUPERFICIES LISAS CON MUCHAS ARISTAS.

OTRA OPCION FUE HACER EL CASCARON CON PAPEL PERIODICO Y ENGRUDO, HASTA MODELAR LA FORMA DESEADA. Y LA OPCION FINAL QUE FUE LA ESCOGIDA, POR SU FACILIDAD Y RAPIDEZ DE FABRICACION FUE EL DE CUBRIR LA CARROCERIA CON PLASTICO DE ENVOLTURA, APLICAR CALOR Y DEJAR QUE ESTE TOMARA LAS FORMAS NECESARIAS, PARA DESPUES APLICAR LA FIBRA DE VIDRIO EN HOJAS.

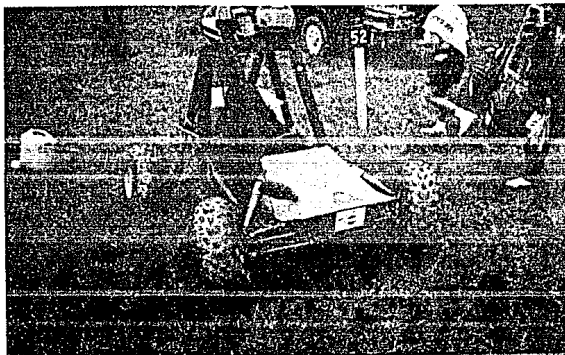
EL ALMA DEL ASIENTO SE HIZO EN BASE AL ALMA DE UN ASIENTO YA HECHO PERO ARADIENDO UNA CABECERA. Y A PARTIR DE ESTA SE FABRICO EL ALMA DESEADA PARA DESPUES LLEVARLO CON UN VESTIDOR A ACOLCHONARLA Y TAPIZARLA.

PARA SUJETAR LOS LATERALES DE FIBRA DE VIDRIO, SE LES HIZO UNA RANURA EN LA PARTE SUPERIOR EN LA CUAL PASABAN ABRAZADERAS DE PLASTICO Y SE CUBRIERON CON LOS PROTECTORES LATERALES.

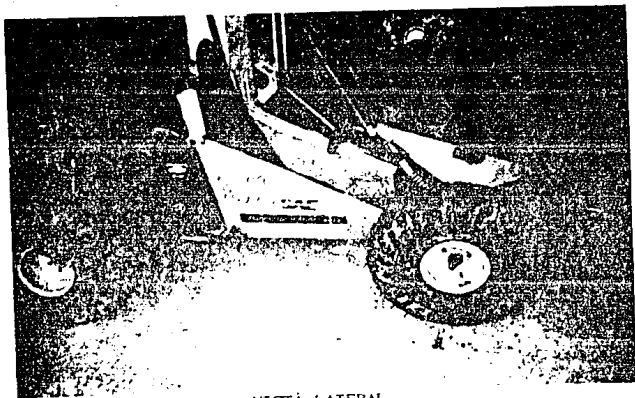
EL FRENTE DEL AUTOMOVIL, DEBIDO A LA PRECISION DE NUESTRO MOLDE, AJUSTA A PRESION CON EL VEHICULO, Y SOLAMENTE REQUIERE DOS CINTURONES EN SU PARTE INFERIOR PARA EVITAR VIBRACIONES.

ADEMAS DE QUE ESTO NOS PERMITE UN RAPIDO ACCESO DE TRABAJO A LA PARTE DELANTERA.

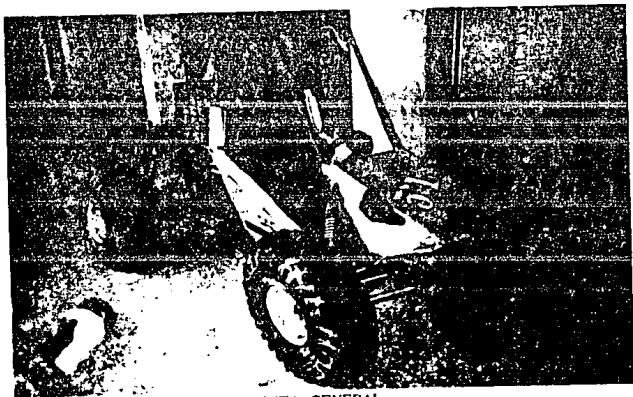
EL PISO Y LA PARED DE FUEGO (RESPALDO) SON DE LAMINA DE ALUMINIO DE 1/16 PULG. CON EXCEPCION DE LA PARTE DE LOS PIES Y LA PARTE INFERIOR DEL ASIENTO QUE SON DE LAMINA DE ACERO DE 1/16 PULG. DE ESPESOR YA QUE ESTAS ZONAS SON LAS QUE REALMENTE PROTEGEN AL CONDUCTOR.



CARROCERIA FRONTAL



VISTA LATERAL



VISTA GENERAL

III - V SEGURIDAD

UNO DE LOS PUNTOS MAS IMPORTANTES EN EL DISEÑO DE AUTOMOVILES ES LA SEGURIDAD CON LA QUE DEBE CONTAR CUALQUIER CONDUCTOR AL MANEJAR EL VEHICULO.

APARTE DE LA ESTRUCTURA DEL VEHICULO, EL AUTOMOVIL DEBE CONTAR CON DISPOSITIVOS DIVERSOS COMO: CINTURONES DE SEGURIDAD, PROTECCIONES EN EL TUBO PARA EL CONDUCTOR EN CASO DE UNA VOLCADURA, REDES LATERALES PARA EVITAR QUE LOS BRAZOS SALGAN DEL VEHICULO EN CASO DE UNA COLISION, MALLAS DE ALAMBRE PARA RESGUARDAR LAS PARTES MOVILES DEL AUTOMOVIL (CADENAS, BANDAS, CATARINAS ETC.) Y NO PROVOCAR UN ACCIDENTE EN CASO DE QUE ALGUNO DE ESTOS ELEMENTOS SE SALIERA DE SU LUGAR, TOPES DE SEGURIDAD EN LA DIRECCION; ADEMAS EL CONDUCTOR DEBE CONTAR CON EL EQUIPO NECESARIO PARA CONDUCIR EL VEHICULO, ESTO ES CASCO, GUANTES Y ZAFATOS ADECUADOS.

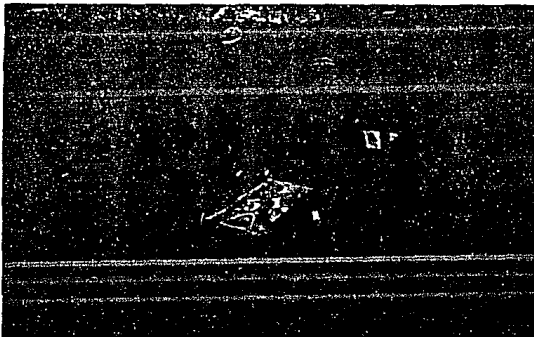
EL CINTURON DE SEGURIDAD ES DEL TIPO DE CUATRO PUNTOS (TIPO AVIACION). ES DECIR CON DOS CINTURONES EN EL PECHO Y UNO A LA LATURA DEL ABDOMEN DEL CONDUCTOR, CON UN AJUSTADOR ENTRE LOS DOS CINTURONES DEL PECHO, PARA ASEGURAR QUE EL CONDUCTOR NO SE SALGA POR EL CENTRO.

LA PROTECCIONES DE LOS TUBOS ESTA HECHA CON HULE ESPUMA ENROLLADO Y CUBIERTA CON UNA FUNDA DE NYLON. ESTAS PROTECCIONES ESTAN UNIDAS CON VELCRO. TAMBIEN TIENEN UNA TIRA DE VELCRO EN LA PARTE EXTERNA PARA FIJAR LAS MALLAS LATERALES. LAS CUALES ESTAN HECHAS DE TELA PLASTICA CALADA.

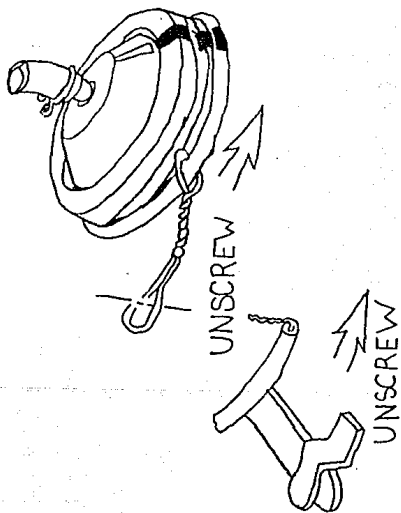
AL TAPON DE GASOLINA SE LE ADAPTO UNA VALVULA CHECK PARA EVITAR QUE LA GASOLINA PUDIERA SALIR EN CASO DE UNA VOLCADURA DEL AUTOMOVIL, ADEMAS DE QUE CUENTA CON UNA MANGUERA DE SEGURIDAD PARA PERMITIR LA SALIDA DE GASOLINA HACIA UN LUGAR FUERA DE PELIGRO, EN CASO DE QUE ESTA PASARA LA VALVULA CHECK.

EL TAPON DE GASOLINA CONTABA TAMBIEN CON UN SEGURO PARA EVITAR QUE SE DESENROSCARA.

EL AUTOMOVIL CUENTA CON UN SWITCH DE ARRANQUE (KILL SWITCH) ENFRETE DEL VOLANTE CON EL FIN DE QUE EN UNA EMERGENCIA SE PUEDA APAGAR EL MOTOR DESDE LA CABINA.



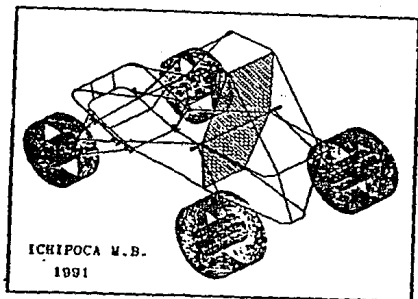
VISTA GENERAL



METODOS DE SEGURIDAD PARA EL TAPON DEL TANQUE DEL COMBUSTIBLE

CAPITULO IV

PRUEBAS



IV - PRUEBAS

LA COMPETENCIA A LA QUE FUIMOS INVITADOS PARA PROBAR LAS CUALIDADES DEL VEHICULO, CONSTABA DE DIFERENTES PRUEBAS, LAS CUALES SE DESCRIBEN A CONTINUACION:

IV - I. EVENTO DE INGENIERIA DE DISENO:

AQUI SE EVALUA LA CALIDAD DEL DISENO DEL VEHICULO TOMANDO EN CUENTA LA ESTETICA, LA ESTRUCTURA, LA FACILIDAD PARA PRODUCIR Y LAS INNOVACIONES TECNICAS.

EN ESTE EVENTO, INFLUYE NOTABLEMENTE LA CANTIDAD DE ALTERNATIVAS POR LA CUAL FUE ESCOGIDO, Y LA FUNDAMENTACION, POR CARACTERISTICAS Y CALCULOS, POR LA CUAL CADA CARACTERISTICA FUE DEBEABLE EN COMPARACION A LAS OTRAS.

EL PROBLEMA REAL, SE ENCUENTRA EN ESCOGER LAS CARACTERISTICAS REALMENTE IMPORTANTES, PARA DARLES PRIORIDAD DE DISENO SOBRE LAS SECUNDARIAS. PUES AL ESCOGER UNA DETERMINADA CAPACIDAD DE OPERACION EN UNA CARACTERISTICA, ESTA ES LIMITANTE DE DISENO EN LAS OTRAS (NO SE PUEDE LOGRAR LA CAPACIDAD MAXIMA EN TODAS LAS CARACTERISTICAS). PUES EN SI NO HAY UNA ALTERNATIVA MALA, SINO QUE SE COMPORTAN DE DIFERENTE MANERA AL ACOPLARSE A OTROS ELEMENTOS Y SE LOGRAN COMPORTAMIENTOS OPTIMOS EN DIFERENTES CARACTERISTICAS. POR LO QUE EL FIN ES ENCONTRAR LA MEJOR COMBINACION DE ELEMENTOS, PARA OBTENER EL PUNTO DE OPERACION OPTIMO DEL VEHICULO.

EN ESTE EVENTO SE OBTUVO EL OCTAVO LUGAR EN LA CLASIFICACION GENERAL. ESTE REPORTE FUE ENVIADO UNAS SEMANAS ANTES DE LA COMPETENCIA Y SU INFORMACION MAS IMPORTANTE SE MENCIONA EN EL CONTENIDO DE LA PRESENTE TESIS.

IV-II. EVENTO DE SEGURIDAD.

EN ESTE EVENTO SE INSPECCIONA EL VEHICULO PARA CONFIRMAR QUE CUMPLE LAS NORMAS MINIMAS DE SEGURIDAD. LOS VEHICULOS QUE NO CUMPLEN ESTA CONDICION SON RECHAZADOS HASTA QUE SE ARREGLEN Y PUEDAN PASAR ESTE EXÁMEN EN UN DETERMINADO LIMITE DE TIEMPO PARA PODER PARTICIPAR EN LAS PRUEBAS DINAMICAS.

COMO SE PODRA SUPONER, ESTA PRUEBA PUEDE SER SUBJETIVA, PUES ES A JUICIO DE LOS JUECES, EL QUE UN VEHICULO SEA SEGURO O NO, (AUNQUE EXISTE YA UN REGLAMENTO AL RESPECTO), PARA EVITAR ESTO SE FORMA UNA COMISION, LA CUAL EN CONJUNTO DA UNA OPINION DEL VEHICULO, DANDO LOS PUNTOS NECESARIOS DE CORRECCION EN SU CASO.

EN CUANTO AL PUNTO DE SEGURIDAD, ESTE INFLUYE SIEMPRE EN EL DISEÑO DEL VEHICULO. PUES SE DEBE TOMAR EN CUENTA LAS CARACTERISTICAS DE ESTA, EN LA SELECCION DE CADA PARTE, TOMANDOLA COMO LIMITANTE DE DISEÑO Y PROCURANDO DEJAR LAS CARACTERISTICAS DESEADAS PARA SU INSTALACION Y MEJORAS.

ES OBJETIVO DEL DISEÑADOR, HACER QUE LA SEGURIDAD SEA LA MÁXIMA, CON EL MENOR NUMERO DE ELEMENTOS POSIBLES, Y APROVECHANDO AL MAXIMO LOS ELEMENTOS DEL VEHICULO PARA BRINDAR ESTA SEGURIDAD.

IV-III. EVENTO DE COSTOS

COMO SE TRATA DE UNA COMPETENCIA INGENIERIL, UN PUNTO TAN IMPORTANTE COMO EL DISEÑO SON LOS COSTOS DE PRODUCCION, LA FACILIDAD DE COMERCIALIZACION, EL NUMERO DE PARTES COMERCIALES, LA FACILIDAD DE PRODUCCION DE LAS PARTES FABRICADAS Y EL PRECIO DE VENTA.

EN ESTE EVENTO SE HACE UN REPORTE AVALADO POR UN INGENIERO COMPETENTE, DONDE SE DAN LOS COSTOS DE PRODUCCION DE TODOS LOS

OFFICIAL COSTING SHEET

ITEM	MANUFACTURER OR DESCRIPTION	SUBASSEMBLY COSTS		FABRICATION COSTS LABOR	SUB-TOTAL	
		MATERIAL	LABOR		MATERIAL	LABOR
1. Engine	BRIGGS-STRAITON	153.28	2.66	.8	153.28	3.46
2. Transmission	COHET	216.69	6.00	2.15	216.69	8.15
3. Drive Train	SPICER-HONDA	87	4.00	2.8	87.00	4.80
4. Tires	DUNLOP	105.47	2.00		105.47	2.00
5. Rims	HONDA	40.00			40.00	
6. Steering Mechanism	RACKLE-PINION	27.14	8.00	11.37	27.14	19.37
7. Suspension	4 BARS INCLINATED	59.85	5.00	19.42	59.85	24.42
8. Frame	PIPE .5", 3/4" PROF.	118.50	25.85	5.73	118.50	31.583
9. Body	PLASTIC	42.55	2.00	13.00	42.55	15.00
10. Brakes	HAYES	62.29	2.00	5.4	69.29	7.4
11. Safety Equipment	VARIOUS	39.99	4.00		39.99	4.00
12. Electrical Equipment	DISTELLE	1.5			1.5	
13. Fasteners	CASA DEL TORNILLO	21.06			21.06	
14. Miscellaneous	VARIOUS	16.99	2.00		16.99	2.00

TOTALS 1019.31 127.84
 VEHICLE COST (H + L) 1147.15

TEAM CAPTAIN (S) EDUARDO LOZANO CARRANZA
 SCHOOL ADVISOR UBALDO MARQUEZ AHADOR
 PROFESSIONAL ENGINEER ING. JESUS MADRID ANDRADE

EN ESTE EVENTO SE HACE UN REPORTE AVALADO POR UN INGENIERO COMPETENTE, DONDE SE DAN LOS COSTOS DE PRODUCCION DE TODOS LOS COMPONENTES DEL VEHICULO, INCLUYENDO MATERIA PRIMA.

ES AQUI DONDE SE VE LA HABILIDAD DEL EQUIPO PARA PREPARAR UN REPORTE DE COSTOS INGENIERIL Y CONFIABLE DEL PROYECTO.

LA FORMA DE EVALUAR ESTE EVENTO ES DIVIDIENDO EL COSTO DEL VEHICULO DE MENOR COSTO ENTRE EL COSTO DEL NUESTRO Y MULTIPLICANDOLO POR UN FACTOR. A ESTO SE SUMA EL RESULTADO DE DIVIDIR EL PRECIO DE VENTA ESTIMADO PARA NUESTRO VEHICULO ENTRE EL PRECIO DE VENTA DEL MAS ALTO.

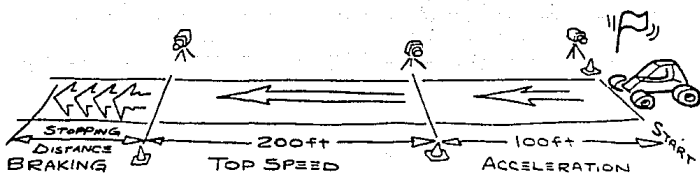
UNA REGLA NO ESCRITA, ES QUE LAS MEJORES CARACTERISTICAS SE LOGRAN CON EQUIPO DE ALTO COSTO (PUES SE REQUIERE DE UN MAYOR NUMERO DE DISPOSITIVOS, Y/O LOS PROCESOS DE FABRICACION SON MAS COMPLEJOS, Y EL MATERIAL MAS CARO). SIN EMBARGO, ES RESPONSABILIDAD DEL DISENADOR, EL SELECCIONAR HASTA CUANTO VALE LA PENA BASTAR, PARA OBTENER UNA CIERTA CARACTERISTICA.

EN BASE A ESTO, SE OBTIENEN UNA SERIE DE ALTERNATIVAS, CON EL FIN DE BUSCAR LA OPTIMA A UN PRECIO MAS BAJO.

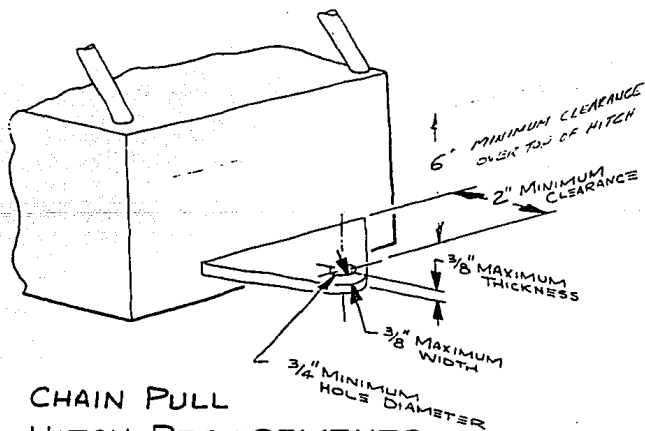
EN ESTA PRUEBA SE OBTUVO EL TERCER LUGAR DE LA CLASIFICACION GENERAL.

IV - IV. EVENTO DE ACELERACION. VELOCIDAD MAXIMA Y FRENADO

LAS TRES PRUEBAS SON EVALUADAS EN LA MISMA CARRERA. LA PISTA ES PLANA Y RECTA. EN LOS PRIMEROS CIENTO PIES SE DETERMINA LA ACELERACION MAXIMA QUE ES CAPAZ DE DESARROLLAR EL VEHICULO. A PARTIR DE ESTA MARCA HASTA LOS DOSCIENTOS PIES SE MIDE LA VELOCIDAD MAXIMA DESARROLLADA Y AQUI SE APLICAN LOS FRENOS MIDIENDO LA DISTANCIA QUE RECORRE PARA PARAR TOTALMENTE EL VEHICULO.



ACCELERATION / TOP SPEED / BRAKING



CHAIN PULL
HITCH REQUIREMENTS

EN ESTE EVENTO SE PONEN EN PRUEBA UNA GRAN CANTIDAD DE CARACTERISTICAS DEL VEHICULO, COMO SON :

EL PESO DEL VEHICULO: PUES A UN MENOR PESO LA POTENCIA DEL MOTOR SE REPARTE MAS A OBTENER UNA ACELERACION, EN VEZ DE DESPERDICIARSE ROMPIENDO LA INERCIA.

LA RELACION DE TRANSMISION: PUES TIENE QUE SER PERFECTAMENTE CALCULADA, PARA OBTENER LA MAXIMA POTENCIA DEL VEHICULO, AL ARRANQUE Y LA MAYOR RELACION POSIBLE DE VELOCIDAD DURANTE EL MOVIMIENTO, PARA ALCANZAR LA MAXIMA VELOCIDAD POSIBLE.

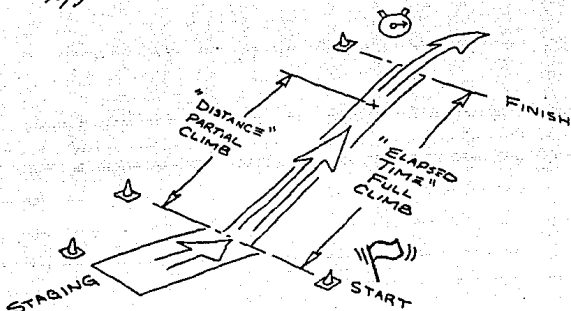
LAS LLANTAS: PARA QUE TENGAN LA SUFICIENTE ADHERENCIA DURANTE EL ARRANQUE, Y EL FRENADO; Y QUE ADEMAS NO PROVOQUEN UN ELEVADO COEFICIENTE DE RODADURA.

LA CALIDAD Y RAPIDEZ DEL FRENADO: PARA QUE TENGAN UNA RESPUESTA RAPIDA Y EFECTIVA DURANTE EL FRENADO, CON UN ESFUERZO NO MUY GRANDE DEL CONDUCTOR (LA RELACION DE TRANSMISION DEL PEDAL DEL FRENO ESTIMADA)

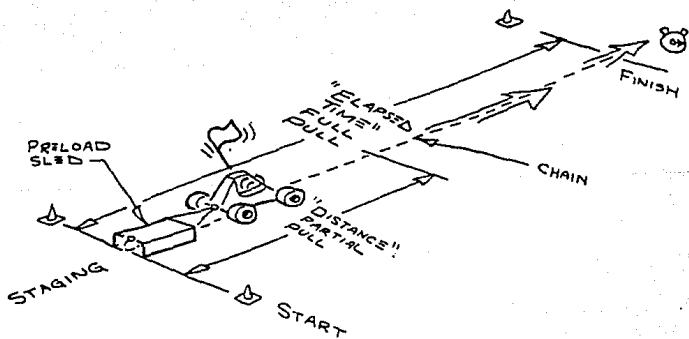
IV - V. EVENTO DE ASCENSION DE MONTANA

ESTA PRUEBA SIRVE PARA DETERMINAR EL APROVECHAMIENTO DE LA POTENCIA EN EL VEHICULO TAL QUE PUEDA SUBIR UNA MONTANA DE TIERRA DE 30 PIES DE ALTURA CON UNA INCLINACION DE 45 GRADOS EN EL MENOR TIEMPO POSIBLE.

EN ESTE EVENTO AL IGUAL QUE EL DE ACELERACION, SE PONEN EN PRUEBA LA MAYORIA DE LAS CARACTERISTICAS DEL VEHICULO, PUES SE DEBE BUSCAR UN BAJO PESO, UNA BUENA ADHERENCIA DE LLANTAS, Y QUE LA RELACION DE TRANSMISION PARA EL ARRANQUE SEA LA SUFICIENTE,



HILL CLIMB



CHAIN PULL

PARA VENCER LAS CARACTERISTICAS DE INERCIA, GRAVEDAD, RODADURA ETC. Y ESTO, OBTIENIENDO EN CONTRAPOSICION DE LAS CARACTERISTICAS DESEADAS PARA MAXIMA VELOCIDAD, POR LO QUE EL RANGO DE LA TRANSMISION DEBE SER MUY GRANDE PARA CUBRIR CON EFICIENCIA LAS DIFERENTES SITUACIONES.

IV-VI. EVENTO DE MANIOBRABILIDAD

EN ESTA PRUEBA SE DETERMINA SI EL VEHICULO ES CAPAZ DE RODAR POR UNA PISTA CON CURVAS MUY CERRADAS. ACELERAR RAPIDAMENTE Y REALIZAR FRENADOS PRECISOS Y GIROS RAPIDOS. SIENDO LA PRUEBA CONTRA RELOJ.

EL OBJETIVO DE ESTA, ES OBSERVAR LAS CARACTERISTICAS DE LA DIRECCION, SUS HUELGOS Y DESAJUSTES, EL RADIO DE GIRO DEL AUTO, SU ACOPLAMIENTO CON LA SUSPENSION, LA ESTABILIDAD DEL VEHICULO, LA RAPIDEZ DE RESPUESTA Y PRECISION DE LA DIRECCION, ETC.

EN ESTE PUNTO EL DISENADOR TIENE QUE JUGAR ENTRE RADIOS DE GIRO PEQUEÑOS, DIMENSIONES DEL VEHICULO, CARACTERISTICAS DE SUSPENSION DESEADAS, Y CARACTERISTICAS DE LLANTAS REQUERIDAS. POR LO QUE LA MEJOR COMBINACION DE ESTAS, Y SU BUEN ACOPLAMIENTO DECIDIRAN EL RESULTADO DEL EVENTO.

IV-VII. EVENTO DE JALADO DE CARGA

SIRVE PARA PROBAR LA POTENCIA EN BAJA VELOCIDAD DEL AUTOMOVIL. SE UTILIZA UN DISPOSITIVO QUE TIENE SOBRE SI UN PESO VARIABLE Y UNA CUCHILLA (A MODO DE ARADO). EL COCHE JALA EL DISPOSITIVO Y EL PESO MOVIL SE DESPLAZA SOBRE ESTE COLOCANDOSE CADA VEZ MAS SOBRE LA CUCHILLA QUE INCREMENTA LA PRESION SOBRE LA PISTA HASTA QUE VENDE LA POTENCIA DEL COCHE. LA DISTANCIA RECORRIDA MAS GRANDE DETERMINA AL AUTO GANADOR.

EN ESTE PUNTO, HAY MUCHOS FACTORES QUE DETERMINAN EL FUNCIONAMIENTO DEL AUTOMOVIL, COMO SON, EL TIPO DE LLANTAS, (PUES EN ESTE EVENTO ES TERRACERIA), LA RELACION DE TRANSMISION, LA ALTURA DE LA ARGOLLA DE JALADO, LA DISTRIBUCION DEL PESO DEL VEHICULO (SI ESTA MAL DISTRIBUIDO O LA ARGOLLA DE JALADO ESTA MUY BAJA PARA SU DISTRIBUCION DE PESO,EL AUTOMOVIL TIENDE A LEVANTARSE DE LA PARTE DE ENFRETE),ENTRE OTROS.

IV -VIII EVENTO DE RESISTENCIA (ENDURANCE)

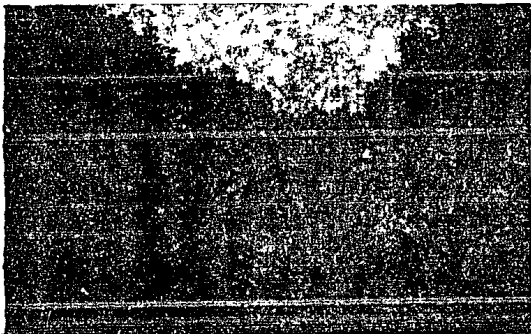
ESTE EVENTO, ES LA PRUEBA ESTRELLA DE LA COMPETENCIA EN LA QUE EL VEHICULO FUE PROBADO, Y CONSISTE EN UNA CARRERA DE DOS HORAS DE DURACION SOBRE UNA PISTA CON TODO TIPO DE OBSTACULOS COMO RAMPAS, CURVAS CERRADAS, CURVAS CON SALTO, CURVAS CON PERALTE INVERTIDO, HOVOS, BACHES, TRAMPAS DE LODO, VIBRADORES ETC.

ESTA PRUEBA ES LA PRINCIPAL DE TODA EL EVENTO YA QUE LOS CARROS SE DISEÑAN PARA SOPORTAR ESTE TIPO DE PRUEBA. Y AQUI SE VEN PRACTICAMENTE TODAS LAS CARACTERISTICAS FUNCIONALES DE ESTOS.

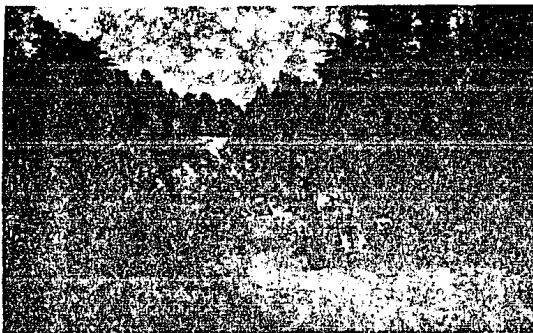
EN ESTE EVENTO, SE OBSERVAN RAPIDAMENTE TODOS LOS DEFECTOS DE FABRICACION Y DE DISEÑO. PUES EL VEHICULO ESTA EXFUERTO A SITUACIONES DE CARGA MAXIMA, GOLPES, DISTINTOS RADIOS DE GIRO, Y DE CAMINO (TERRACERIA, LODO, PASTO, ETC.) DONDE LAS LLANTAS DEBEN DE ACTUAR, ETC.

DURANTE ESTA PRUEBA, (QUE ES BASICAMENTE LA COMBINACION DE TODAS LAS ANTERIORES, Y AÑADIENDO IMPREVISTOS), RESALTA LA IMPORTANCIA, DE UNA BUENA SELECCION DE CARACTERISTICAS, PUES EL QUE RESULTA VENCEDOR EN ESTA, NORMALMENTE NO ES EL VEHICULO QUE OBTUVO LOS PRIMEROS LUGARES EN SOLO UNO DE LOS EVENTOS ANTERIORES. PUES CUANDO SE ES REALMENTE BUENO EN ALGUNA CARACTERISTICA, SE TUVO QUE SACRIFICAR OTRA. EN CAMBIO EN ESTA PRUEBA EL VENCEDOR ES EL QUE LOGRO UNA COMBINACION OPTIMA DE CARACTERISTICAS, TAL QUE EL VEHICULO TENGA UN RENDIMIENTO ADECUADO EN TODO.

EN ESTE PUNTO, PRINCIPALMENTE SE APRECIAN LOS ERRORES DE DISEÑO Y FABRICACION, PUES ESTADISTICAMENTE SOLO LA CUARTA PARTE DE LOS VEHICULOS TERMINAN LA COMPETENCIA. RAZON POR LA CUAL, EL RETO MAXIMO DE SUS DISEÑADORES Y FABRICANTES, ES EL DE PRODUCIR UN VEHICULO CAFAZ DE DEMOSTRAR SUS CARACTERISTICAS, ANTE CUALQUIER DIFICULTAD, Y EN CASO DE DESCOMPOSTURA UNA GRAN FACILIDAD DE ACCESO Y REPARACION.



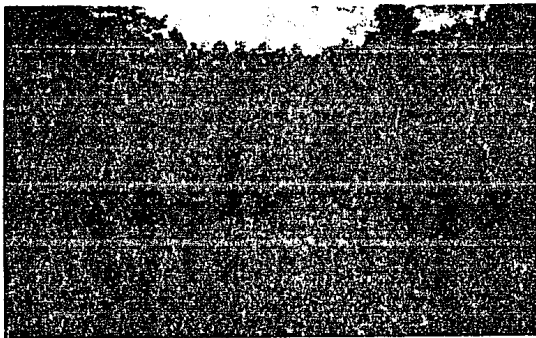
PREPARACION EN PARRILLA DE SALIDA



PARRILLA DE SALIDA GENERAL



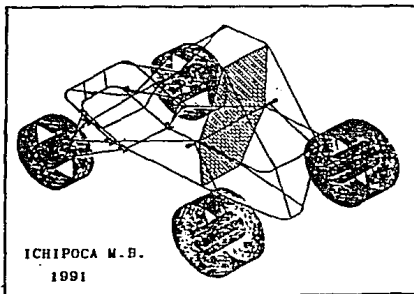
DESCENSO EN CURVA PERALTADA



TRAMPA DE FANGO

CAPITULO V

RESULTADOS Y CONCLUSIONES



RESULTADOS

DURANTE ESTA SERIE DE PRUEBAS, NOS DIMOS CUENTA QUE EL FUNCIONAMIENTO DE LA SUSPENSION DELANTERA Y SU ACOPLAMIENTO CON LA DIRECCION FUE EXCELENTE, Y RESULTO COMO SE DISEÑO YA QUE CUANDO HAY ALGUN OBSTACULO, EL CONDUCTOR SIENTE COMO LA SUSPENSION AMORTIGUA EN UNA GRAN PROPORCION EL GOLPE, ADEMAS DE QUE LA DIRECCION NO SUFRE NINGUN CAMBIO DE SENTIDO.

OTRA DE LAS VENTAJAS DE LA SUSPENSION DELANTERA, FUE QUE DURANTE LOS EVENTOS, NO SUFRIO NINGUNA AVERIA, Y SU INSTALACION ES MUY RAPIDA.

EN CUANTO A LA DIRECCION, SE OBSERVO QUE LA RELACION PROPUESTA (VOLANTE-ANGULO DE GIRO), FUNCIONO ACEPTABLEMENTE, DANDO LA PRECISION Y RAPIDEZ DE RESPUESTA REQUERIDA.

EL HECHO DE QUE LOS BRAZOS ESTEN CRUZADOS, SE COMPROBO QUE ESTO NO AFECTA DE MANERA ALGUNA EL FUNCIONAMIENTO DE LA DIRECCION (EN DADO CASO HACE QUE LA RESPUESTA NO SEA TAN RAPIDA) SIN EMBARGO, ESTA DISTRIBUCION, OBLIGA QUE LA PRECISION DE FABRICACION Y DISEÑO SEA MAS ESTRUCTIVA, PUES EXISTE UN PUNTO DE GIRO DE LA DIRECCION EN EL QUE EXISTE UN BLOQUEO (LOS BRAZOS DE LA DIRECCION LLEGAN A UN PUNTO DE GIRO EN EL QUE AL ACTUAR UNA FUERZA EXCITADORA, ESTOS PUEDEN GIRAR EN UN SENTIDO O EN OTRO PROVOCANDO UNA COLISION DE LAS LLANTAS CON LA ESTRUCTURA). RAZON POR LA CUAL EL RANGO DE OPERACION DEBE ESTAR LO MAS LEJANO POSIBLE DE ESTE PUNTO.

EN CUANTO A LA FORMA DEL VEHICULO, SE CUMPLIO CON LOS REQUISITOS DE VISIBILIDAD Y ESTETICA. ADEMAS DE QUE, LA FORMA TOMADA FACILITABA DE ELEMENTOS PARA LA SUJECION DE DISTINTAS PARTES, SIN NECESIDAD DE AGREGAR PARTES AUXILIARES. POR EJEMPLO,

EN LA PARTE DEL FRENTE, EL DOBLEZ DE LA CABINA PERMITIA DAR SOPORTE A LA SUSPENSION, Y LA TUBERIA QUE PASA POR LOS DOBLECES ESTA A LA ALTURA ADECUADA PARA SUJETAR EL EJE DEL VOLANTE.

EN LA PARTE DE TRANSMISION, SE LOGRARON NOTABLES MEJORIAS AL CAMBIAR LA BANDA, PARA LA CUAL ESTABA DISENADO EL TRANSEJE USADO. OBTENIENDO DE ESTA MANERA AMPLIAR EL RANGO DE TRANSMISION, POR LO CUAL EL AUTO FUNCIONO DE FORMA MUY EFICIENTE EN LOS EVENTOS DE POTENCIA Y ADEMAS LOGRABA BUENAS VELOCIDADES.

LAS LLANTAS ESCOCIDAS, FUNCIONARON ACEPTABLEMENTE, PUES EL AUTO NO TUVO PATINAJE, Y EL ANCHO DE LAS LLANTAS PERMITIA UNA GRAN ESTABILIDAD.

EN LA PARTE DE TUBERIA, NOS DAMOS CUENTA QUE LA SEGURIDAD ERA EXCEDIDA, PUES AL HABER CIERTAS COLISIONES. (SE LLEGO HASTA CHOCAR CONTRA UN PEROL), EL AUTO NO SUFRIO NINGUNA DEFORMACION Y SE OBSERVO QUE EL IMPACTO ESTIMADO EN DISENO PERMITIA UN ALTO FACTOR DE SEGURIDAD.

CONCLUSIONES

DE ACUERDO A LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL DISEÑO Y FABRICACION DEL VEHICULO ICHIPOCA SAE-MINIBAJA UNAM, SE OBSERVA QUE DEFINITIVAMENTE ES UN VEHICULO FACTIBLE DE SER CONSTRUIDO EN MEXICO, CON FLENA SEGURIDAD DE QUE FUNCIONARA EN FORMA ADECUADA, YA QUE EL MODELO EXPERIMENTAL CONSTRUIDO, TRABAJA EN FORMA SATISFATORIA PARA COMPROBAR LOS PRINCIPIOS Y CUALIDADES PARA EL QUE FUE DISENADO, AUN CUANDO SE EMPLEO SOLAMENTE UN PEQUEÑO MOTOR DE 6 H.P.

CONSIDERAMOS QUE COMO TODO DISEÑO, ES SUSCEPTIBLE DE MEJORAS SIN EMBARGO, CON EL PRESENTE VEHICULO HEMOS ALCANZADO LA FINALIDAD QUE PERSEGUIE ESTE ESTUDIO Y ASIMISMO, HEMOS COMPROBADO Y ESTAMOS SEGUROS DE PODER CONSTRUIR UN VEHICULO DE TIPO COMERCIAL TOTALMENTE MEXICANO, QUE CUENTE CON TODAS LAS VENTAJAS Y COMODIDADES QUE OFRECE CUALQUIER VEHICULO AUTOMOTOR EXISTENTE EN EL MERCADO.

ALGUNAS DE LAS APLICACIONES Y VENTAJAS DE ESTE VEHICULO, SON LAS SIGUIENTES:

- VEHICULOS CON FACILIDAD DE CIRCULACION EN BRECHAS Y VEREDAS, CON GRAN COMODIDAD.
- VEHICULOS DE MONTANA, GRACIAS A LA DISTRIBUCION DE POTENCIA.
- MOVILIZACION DE MAQUINARIA U OBJETOS PESADOS EN ESPACIO REDUCIDO O TERRENO ASRUPTO, UTILIZANDO Poca POTENCIA Y ENERGIA.
- VEHICULO MONOPLAZA DE BAJO COSTO Y MANTENIMIENTO, CON GRANDES OPORTUNIDADES DE COMERCIALIZACION.
- VEHICULOS MILITARES, DE DIFICIL DETECCION, CON GRAN FACILIDAD DE REPARACION Y ADAPTACIONES.

LOS AVANCES LOGRADOS CON ESTE VEHICULO, ENTRE OTROS FUERON:

- DESARROLLAR UN SISTEMA AVANZADO DE SUSPENSION
- DESARROLLAR UNA DISTRIBUCION DIFERENTE DE DIRECCION
- LOGRAR BAJOS COSTOS DE FABRICACION
- INCORPORAR SISTEMAS DE DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA (CAD-KEY, ELEMENTO FINITO, PROGRAMAS DISEÑADOS, ETC.)
- DESARROLLAR MEJORAS A LOS TRANSEJES EXISTENTES

CABE MENCIONAR, QUE FUERA DEL MOTOR, TRANSEJE, DIFERENCIAL, LLANTAS Y RINES. TODOS LOS COMPONENTES DEL VEHICULO, FUERON MANUFACTURADOS POR NOSOTROS, LO CUAL NOS PROPORCIONA UNA ENORME SATISFACCION.

POR ULTIMO, SOLO NOS QUEDA AGRADECER A LA FACULTAD DE INGENIERIA, Y EN ESPECIAL AL DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, QUE POR CONDUCTO DEL ING. UBALDO MARQUEL AMADOR, NOS FACILITO LAS INSTALACIONES, EL APOYO TECNICO Y ECONOMICO; SIN EL CUAL HUBIERA SIDO IMPOSIBLE LA REALIZACION DE ESTE PROYECTO.

||||| GRACIAS |||||

BIBLIOGRAFIA:

- SZCZEPANIAK, Cezary
FUNDAMENTOS DE DISEÑO DE AUTOMOVILES
COMPANIA EDITORIAL CONTINENTAL, MEXICO D. F. 1982.
- D. A. CHUDAKOV.
FUNDAMENTOS DE LA TEORIA Y EL CALCULO DE TRACTORES Y AUTOMOVILES.
EDITORIAL MIR, U. R. S. S. 1977.
- ELLINGER E. HERRBERT
AUTOMOTIVE SUSPENSION, STEERING AND BRAKES
PRENTICE HALL, U. S. A. 1980.
- TOBOLDT WILLIAM K.
AUTOMOTRIX. MANUAL DE REPARACIONES AUTOMOTRICES
LINEAL/CLIFWORTH BOOKS, U. S. A. 1977.
- SAVASTA, ROBERT R.
MOTOR AUTO REPAIR 82-88
HEARST ROOKE/BUSINESS PUBLISHING GROUP, U. S. A. 1988.
- EL LIBRO DEL AUTOMOVIL
EDITORIAL READER'S DIGEST MEXICO, S. A.
MEXICO D. F. 1986.
- SERIE CHILTON-LIMUSA
MANUAL DE REPARACION DE AUTOMOVILES, 1976-1983
EDITORIAL LIMUSA, MEXICO D. F. 1986.
- CHARLATEAUX
SUSPENSION Y DIRECCION EN AUTOMOVILES
SERIE TECNICA DEL AUTOMOVIL
MARCOMBO ROIXAREU EDITORES, 1979 ESPAÑA.

- CALIFORNIA AIRCRAFT INSTITUTE
CURSO PRACTICO DE MECANICA AUTOMOTRIZ
CALIFORNIA AIRCRAFT INSTITUTE, INC. U. S. A. 1975.

- MARKS
MANUAL DEL INGENIERO MECANICO
EDITORIAL Mc. GRAV HILL, 1964.

- SHIGLEY, JOSEPH E.
DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA
MCGRAW-HILL, MEXICO D. F. 1981

- BEER, FERDINAND P.
MECANICA DE MATERIALES
MCGRAW-HILL, MEXICO D. F. 1983.

- C. ORDONEZ R. - RORIEDO.
AERODINAMICA
EDITORIAL UTFMA, MEXICO D. F. 1979.

- P. BEER-JOHNSTON
MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS
EDITORIAL Mc. GRAV HILL, MEXICO D. F. 1988.

- FERNANDEZ PINTO
DICCIONARIO ILUSTRADO DE AUTOMOVILISMO
EDITORIAL TECNICA POPULAR, BUENOS AIRES 1947.