

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA INDEPENDIENTE PARA UN VEHÍCULO TUBULAR TIPO "BUGGY" PARA USO EN TODO TERRENO.

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

José Rafael Valdez Gavilanes

DIRECTOR: ING. CARLOS NARANJO

CODIRECTOR: ING. ALEXIS ORTIZ

Sangolquí 2006/05/05

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

EI PROYECTO “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA INDEPENDIENTE PARA UN VEHÍCULO TUBULAR TIPO "BUGGY" PARA USO EN TODO TERRENO”, fue realizado en su totalidad por José Rafael Valdez Gavilanes como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Carlos Naranjo

Ing. Alexis Ortiz

Sangolquí 2006/05/05

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN
DELANTERA INDEPENDIENTE PARA UN VEHÍCULO TUBULAR
TIPO "BUGGY" PARA USO EN TODO TERRENO”**

ELABORADO POR:

JOSÉ RAFAEL VALDEZ GAVILANES

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

MAYO. ING. EDGAR PAZMIÑO

DECANO

Sangolquí 2006/05/05

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi padre y madre quienes fueron los que me apoyaron y dieron fuerzas para culminarlo.

José

AGRADECIMIENTOS

A mis padres y hermano que siempre me apoyaron durante mi vida universitaria y en la elaboración de este proyecto.

Al Ing. Cristóbal Arboleda que me brindo todo el apoyo posible que un estudiante podría necesitar, al permitirme usar sus instalaciones como casa propia y sin ninguna limitación.

Al señor Diego Uzcategui que deposito su confianza en mi, para la realización del proyecto.

A la FIME, a todos mis profesores y ayudantes de laboratorio que me dieron toda la ayuda que requería.

A los Ingenieros Carlos Naranjo y Alexis Ortiz quienes con paciencia y dedicación guiaron este proyecto a feliz término.

A todos ellos muchas gracias.

INDICE

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO 1

LAS SUSPENSIONES Y SUS EFECTOS

1.1	SUSPENSIÓN: PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO	1
1.1.1	MASAS SUSPENDIDAS Y NO SUSPENDIDAS	2
1.1.1.1	Masas Suspendidas.....	2
1.1.1.2	Masas No Suspendidas	3
1.1.2	ELASTICIDAD	4
1.1.2.1	Espirales.....	5
1.1.2.2	Barras de Torsión	6
1.1.2.3	Hojas de Resorte	7
1.1.2.4	Barras estabilizadoras o antirolido.....	7
1.1.2.5	Topes de suspensión o limitadores de recorrido	8
1.1.3	AMORTIGUACIÓN	8
1.1.3.1	Amortiguadores de rozamiento sólido.....	9
1.1.3.2	Amortiguadores de rozamiento fluido	9
1.1.3.2.1	Amortiguadores de paletas.....	9
1.1.3.2.2	Amortiguadores telescópicos.....	10
1.2	MANIOBRABILIDAD	15
1.2.1	CENTRO DE GRAVEDAD O BARICENTRO.....	20
1.2.2	DERIVA.....	22
1.2.2.1	Deriva en trayectoria rectilínea	23
1.2.2.2	Deriva en las curvas	26
1.2.3	ALINEACIÓN	27
1.2.4	DIRECCIÓN.....	30
1.2.4.1	Angulo de viraje máximo.....	33
1.2.4.2	Relación de desmultiplicación.....	33

1.2.5	ÁNGULOS DE LAS RUEDAS	34
1.2.5.1	Ángulo de convergencia de la rueda (en inglés: toe-in):.....	34
1.2.5.2	Ángulo de incidencia o avance del pivote (en inglés: caster angle):	35
1.2.5.3	Ángulo de inclinación o caída de la rueda (en inglés: camber angle):	38
1.2.5.4	Ángulo de inclinación o salida del pivote de mangueta (en inglés: king pin angle):	40
1.2.6	CENTRO INSTANTÁNEO DE ROTACIÓN.....	42
1.2.7	CENTROS DE ROLIDO.....	44
1.3	ANÁLISIS DE FUNCIONALIDAD DEL SISTEMA ACTUAL	46
1.3.1	CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS	47
1.3.1.1	Ángulos Característicos de las ruedas.....	49
1.3.2	REQUERIMIENTOS DEL VEHÍCULO	51

CAPITULO 2

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

2.1	TIPOS DE SUSPENSIÓN	<u>53</u>
2.1.1	LOS ESQUEMAS PRIMITIVOS.....	<u>54</u>
2.1.2	RUEDAS INDEPENDIENTES.....	<u>57</u>
2.1.2.1	De movimiento telescópico.....	<u>58</u>
2.1.2.2	De cuadrilátero deformable	<u>58</u>
2.1.2.3	De brazos longitudinales paralelos.....	<u>60</u>
2.1.2.4	De brazo longitudinal sencillo.....	<u>60</u>
2.1.2.5	De brazo transversal	<u>61</u>
2.1.2.6	De brazo compuesto y eje oblicuo de rotación.....	<u>61</u>
2.1.2.7	McPherson	<u>62</u>
2.2	SELECCIÓN DEL TIPO DE SUSPENSIÓN.....	<u>64</u>
2.3	ANÁLISIS GEOMÉTRICO DE LA SUSPENSIÓN.....	<u>67</u>
2.3.1	CÁMBER.....	<u>68</u>
2.3.2	CONVERGENCIA.....	<u>69</u>

2.3.3	INCIDENCIA O CÁSTER	69
2.3.4	INCLINACIÓN TRANSVERSAL DEL PIVOTE DE MANGUETA O KING PIN	70
2.3.5	SUSPENSIÓN DE CUADRILÁTERO DEFORMABLE	71
2.3.5.1	Brazos paralelos.....	72
2.3.5.2	Brazos convergentes.....	73
2.3.5.3	Brazos divergentes.....	74
2.3.6	ALTURA DEL CENTRO DE ROLIDO	74
2.3.6.1	Centro de rolido por encima del nivel del piso.....	75
2.3.6.2	Centro de rolido a la altura del piso	75
2.3.6.3	Centro de rolido por debajo del nivel del piso.....	75
2.3.7	ANÁLISIS DE LA SUSPENSIÓN EN VISTA LATERAL.....	76
2.4	ANÁLISIS CINEMÁTICO	78
2.4.1	SUSPENSIÓN DE CUADRILÁTERO DEFORMABLE	78
2.4.1.1	Brazos paralelos.....	78
2.4.1.2	Brazos convergentes.....	79
2.4.1.3	Brazos divergentes.....	80
2.5	SELECCIÓN DEL TIPO DE SUSPENSIÓN.....	80

CAPITULO 3

DISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE SUSPENSIÓN

3.1	ANÁLISIS DE CARGAS	83
3.1.1	DISTRIBUCIÓN ESTÁTICA DE PESOS.....	83
3.1.2	TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE CARGA.....	89
3.1.2.1	Transferencia Longitudinal de Carga en el prototipo tubular ...	91
3.1.2.2	Transferencia Longitudinal de Carga en Pendientes.....	92
3.1.2.3	Transferencia Longitudinal de Carga por frenado	92
3.1.2.4	Carga soportada por el eje delantero:	93
3.1.2.5	Carga soportada por el eje trasero:	93
3.1.3	TRANSFERENCIA LATERAL DE CARGA	93

3.1.3.1	Transferencia Lateral de Carga en el prototipo tubular	94
3.1.4	FUERZAS LATERALES EN LOS NEUMÁTICOS.....	96
3.1.4.1	Fuerzas Laterales en el prototipo tubular:	98
3.1.5	CARGA DEBIDO A GOLPES Y SALTOS	99
3.1.6	RELACIÓN DE RUEDA O WHEEL RATE	102
3.1.7	ESPIRALES Y TOPES DE SUSPENSIÓN REQUERIDOS	103
3.2	ESTUDIO DE DISPONIBILIDAD DE ELEMENTOS.....	118
3.2.1	NEUMÁTICOS	118
3.2.2	AROS.....	118
3.2.3	SISTEMA DE FRENOS	119
3.2.4	MANGUETAS	120
3.2.5	EJES	121
3.2.6	RODAMIENTOS	121
3.2.7	AMORTIGUADORES	122
3.2.8	ELEMENTOS ELÁSTICOS (espirales)	123
3.2.9	SISTEMA DE DIRECCIÓN	124
3.2.10	ARTICULACIONES DE DIRECCIÓN	124
3.2.11	ARTICULACIONES DE SUSPENSIÓN O BUJES.....	124
3.2.12	TOPES DE SUSPENSIÓN	124
3.2.13	TUBOS PARA LA CONSTRUCCIÓN, LAMINAS Y PERFILES	125
3.3	DISEÑO DE ELEMENTOS	125
3.3.1	GEOMETRÍA DEL MECANISMO	125
3.3.2	DISEÑO DE BARRAS.....	134
3.3.2.1	Carga en Condiciones estáticas.....	134
3.3.2.2	Condiciones de Carga vertical máxima. (salto de 1.00 m de altura)	139
3.3.2.3	Condiciones de cambio de dirección, con aceleración lateral de 0.8 g	144
3.3.2.4	Condiciones de Cambio de dirección, con el total del peso de las ruedas delanteras, transferido a una de las ruedas delanteras.	150

3.3.2.5	Condiciones de Cambio de dirección, con el total del peso del vehículo en una sola rueda. (Condición más crítica de viraje).....	156
3.3.2.6	Carga con las ruedas delanteras elevadas	162
3.3.2.7	Esfuerzos en las barras de suspensión.....	168
3.3.2.7.1	Barra superior	175
3.3.2.7.2	Barra inferior	196
3.3.3	DISEÑO DE ANCLAJES.....	202
3.3.3.1	Diseño del Anclaje Superior de los amortiguadores.....	202
3.3.3.1.1	Carga en Condiciones estáticas	202
3.3.3.1.2	Salto de 1.00 m de altura	206
3.3.3.1.3	Condiciones de Cambio de dirección, con el total del peso del vehículo en una sola rueda	211
3.3.3.1.4	Ruedas delanteras elevadas.....	215
3.3.3.2	Diseño de anclajes de suspensión	226
3.3.3.2.1	Anclaje superior de suspensión (articulación superior)	226
3.3.3.2.2	Anclaje inferior de suspensión (articulación inferior)	247
3.3.4	ANALISIS CHASIS	266
3.3.5	SELECCIÓN DE PERNOS	272
3.3.5.1	Perno Anclaje Superior de Suspensión.....	272
3.3.5.2	Perno Anclaje Inferior de Suspensión	275
3.3.5.3	Perno Anclaje Amortiguador.....	277
3.4	PLANOS	279
3.5	SIMULACION GRAFICA.....	281
3.5.1	EFFECTOS DE LAS DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS	282
3.5.2	VARIACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA POSICIÓN DE LAS RUEDAS	283
3.5.3	RECORRIDOS DE SUSPENSIÓN	285

CAPITULO 4

CONSTRUCCIÓN

4.1	PROCESO DE MANUFACTURA DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS	287
4.1.1	Capacidad Del Taller.....	287
4.1.2	Maquinaria y Herramientas	288
4.1.3	Mano de Obra requerida	288
4.1.4	Tolerancias y Ajustes	289
4.1.5	Planificación de la Construcción.....	289
4.1.5.1	Chasis.....	290
4.1.5.2	Mesa superior de suspensión	290
4.1.5.3	Mesa inferior de suspensión	290
4.2	MONTAJE DE LOS ELEMENTOS	292
4.3	MEDICIONES EN EL MODELO DIDACTICO EN CONDICIONES DE LABORATORIO.....	292
4.3.1	Metodología.....	293
4.3.2	Medición del ángulo de Camber.....	293
4.3.3	Medición del ángulo de caster	293
4.3.4	Reporte de los ángulos obtenidos en el modelo didáctico.....	294
4.3.5	Interpretación de Resultados.....	295

CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1	CONCLUSIONES	297
5.2	RECOMENDACIONES	298

LISTADO DE TABLAS

Tabla 2.1: Tabla de selección del tipo de suspensión

Tabla 3.1: Constantes elásticas espiral según la relación de movimiento

Tabla 3.2: Movimiento Vertical de la rueda bajo cargas determinadas

Tabla 3.3: Movimiento Vertical de la rueda bajo cargas determinadas utilizando dos espirales en serie para 150 mm y un solo espiral para 200 mm

Tabla 3.4: Constantes elásticas requeridas para espiral #1 y espiral #2 según la relación de movimiento

Tabla 3.5: Desplazamiento total de cada espiral según la relación de movimiento elegida

Tabla 3.6: Constante elástica tope de suspensión según la relación de movimiento

Tabla 3.7: Peso de las partes del conjunto masas no suspendidas

Tabla 3.8: Factores de choque

LISTADO DE FIGURAS

CAPITULO 1

Figura 1.1: Esquema Masas suspendida y no suspendida

Figura 1.2: Esquema resorte espiral helicoidal

Figura 1.3: Esquema de Barra de Torsión

Figura 1.4: Esquema de Hojas de Resorte

Figura 1.5: Partes del Amortiguador y movimiento

Figura 1.6: Esquema Amortiguador Trabajo Pesado

Figura 1.7: Esquema Amortiguador Ajustable

Figura 1.8: Esquema Amortiguador para Sobrecarga

Figura 1.9: Esquema Amortiguador de aire

Figura 1.10: Esquema Amortiguador Oleo neumático

Figura 1.11: Distribución de pesos

Figura 1.12: Determinación del Baricentro

Figura 1.13: Angulo de Deriva

Figura 1.14: Deriva en trayectoria rectilínea $\alpha > \beta$

Figura 1.15: Deriva en trayectoria rectilínea $\alpha < \beta$

Figura 1.16: Deriva en Curvas

Figura 1.17: Alineación de las Ruedas

Figura 1.18: Ángulos de dirección

Figura 1.19: Cuadrilátero de dirección

Figura 1.20: Ángulo de convergencia de las ruedas

Figura 1.21: Ángulo de avance del pivote

Figura 1.22: Centro de rotación

Figura 1.23: Avance

Figura 1.24: Ángulo de inclinación o camber

Figura 1.25: Ángulo de inclinación del pivote

Figura 1.26: Centro Instantáneo de Rotación

Figura 1.27: Centro de Rolido

Figura 1.28: Esquema del vehículo y sus dimensiones

Figura 1.29: Esquema suspensión actual

CAPITULO 2

Figura 2.1: Suspensión de Movimiento Telescópico

Figura 2.2: Suspensiones de Cuadrilátero Deformable

Figura 2.3: Suspensión de brazos longitudinales paralelos

Figura 2.4: Suspensión de Brazo Longitudinal sencillo

Figura 2.5: Suspensión de brazo compuesto y eje oblicuo de rotación

Figura 2.6: Suspensiones del tipo McPherson

Figura 2.7: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos paralelos

Figura 2.8: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos convergentes

Figura 2.9: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos divergentes

Figura 2.10: Método para hallar el porcentaje de anticabeceo

Figura 2.11: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos paralelos

Figura 2.12: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos convergentes

Figura 2.13: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos divergentes

CAPITULO 3

Figura 3.1: Peso por cada una de las ruedas del Prototipo tubular

Figura 3.2: Distribución de pesos del prototipo tubular

Figura 3.3: DCL Posición longitudinal del centro de gravedad

Figura 3.4: Distribución de pesos con el vehículo inclinado 10.0 grados

Figura 3.5: DCL Distribución de pesos con el vehículo inclinado 10.0 grados

Figura 3.6: Posición Centro de Gravedad

Figura 3.7: Distribución Pesos Ruedas Delanteras

Figura 3.8: Distribución Pesos Ruedas Delanteras con transferencia de carga

Figura 3.9: DCL Vehículo elevado

Figura 3.10: Offset y ángulo de King Pin para el nuevo diseño

Figura 3.11: CIR y CR para el nuevo diseño

Figura 3.12: Diferencia de altura entre las articulaciones y Longitudes de las barras de suspensión.

Figura 3.13: Distancia entre los apoyos de la suspensión en el chasis

Figura 3.14: Cambio del ángulo de camber en el nuevo diseño

Figura 3.15: Posición del amortiguador en el nuevo diseño

Figura 3.16: Nueva geometría parte frontal chasis

Figura 3.17: Nueva geometría parte frontal chasis

Figura 3.18: Posición del vehículo en condiciones estáticas

Figura 3.19: DCL Carga vertical aplicada a la rueda en condiciones estáticas

Figura 3.20: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en condiciones estáticas

Figura 3.21: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en condiciones estáticas.

Figura 3.22: Posición de la suspensión del vehículo para condiciones de salto de 1.00 m de altura

Figura 3.23: DCL Carga vertical de 1995 Kg. aplicada a la rueda

Figura 3.24: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en el caso de salto de 1.00 m de altura

Figura 3.25: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en el caso de salto de 1.00 m de altura

Figura 3.26: Cambio de dirección, con aceleración Lateral de 0.8 g

Figura 3.27: DCL Fuerza Lateral y vertical aplicadas a la Rueda

Figura 3.28: DCL Rueda aplicada resultantes fuerza lateral y vertical

Figura 3.29: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en el caso de viraje, aceleración lateral 0.8 g

Figura 3.30: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en el caso de viraje, aceleración lateral 0.8 g.

Figura 3.31: Cambio de dirección, con el total del peso de la parte frontal, transferido a una sola rueda

Figura 3.32: Fuerza Lateral y vertical aplicadas a la Rueda

Figura 3.33: DCL Rueda aplicada resultantes fuerza lateral y vertical

Figura 3.34: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en el caso de viraje

Figura 3.35: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en el caso de viraje

Figura 3.36: Cambio de dirección, con el total del peso del vehículo en una sola rueda

Figura 3.37: DCL Fuerza Lateral y vertical aplicadas a la Rueda

Figura 3.38: DCL Rueda aplicada resultantes fuerza lateral y vertical

Figura 3.39: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en el caso de viraje

Figura 3.40: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en el caso de viraje

Figura 3.41: Carga con las ruedas delanteras elevadas

Figura 3.42: DCL Rueda con Carga ruedas delanteras elevadas

Figura 3.43: DCL Barra inferior ruedas delanteras elevadas

Figura 3.44: DCL Barra superior ruedas delanteras elevadas

Figura 3.45: DCL Barra superior en diferentes condiciones de carga

Figura 3.46: Esquema buje roscado y tubo # 1

Figura 3.47: DCL Tubo # 1 Mesa superior

Figura 3.48: DCL Tubo # 2 Mesa superior

Figura 3.49: DCL Tubo # 2 Mesa superior

Figura 3.50: Esquema buje roscado y tubo # 3

Figura 3.51: DCL Tubo # 3 Mesa superior

Figura 3.52 Esquema mesa superior con cambio de la geometría

Figura 3.53 Esquema mesa superior y fuerzas

Figura 3.54 Esquema mesa superior y malla

Figura 3.55: Distribución de Esfuerzos mesa superior

Figura 3.56: Desplazamiento mesa superior

Figura 3.57: Distribución del factor de seguridad mesa superior

Figura 3.58: Cordón soldadura barra superior

Figura 3.59: Esquema Geometría Mesa Inferior de suspensión

Figura 3.60 Esquema mesa inferior y fuerzas aplicadas al anclaje amortiguador

Figura 3.61: Distribución de Esfuerzos mesa inferior

Figura 3.62: Desplazamiento mesa inferior

Figura 3.63: Distribución del factor de seguridad mesa inferior

Figura 3.64: Cordón soldadura barra inferior

Figura 3.65: Fuerza aplicada al anclaje amortiguador Condiciones estáticas

Figura 3.66: Fuerzas en dirección de los ejes x, y, aplicadas al anclaje amortiguador

Figura 3.67: DCL anclaje amortiguador Parte 1

Figura 3.68: DCL anclaje amortiguador Parte 2

Figura 3.69: DCL anclaje amortiguador Parte 3

Figura 3.70: Fuerza aplicada al anclaje amortiguador en el caso de salto

Figura 3.71: Fuerzas en dirección de los ejes x, y, aplicadas al anclaje amortiguador (salto)

Figura 3.72: DCL anclaje amortiguador Parte 1

Figura 3.73: DCL anclaje amortiguador Parte 2

Figura 3.74: DCL anclaje amortiguador Parte 3

Figura 3.75: Fuerza aplicada al anclaje amortiguador en el caso de salto

Figura 3.76: Fuerzas en dirección de los ejes x, y, aplicadas al anclaje amortiguador (viraje)

Figura 3.77: DCL anclaje amortiguador Parte 1

Figura 3.78: DCL anclaje amortiguador Parte 2

Figura 3.79: DCL anclaje amortiguador Parte 3

Figura 3.80: Fuerza aplicada al anclaje amortiguador rueda elevada

Figura 3.81: Fuerzas en dirección de los ejes x, y, aplicadas al anclaje amortiguador (salto)

Figura 3.82: DCL anclaje amortiguador Parte 1

Figura 3.83: DCL anclaje amortiguador Parte 2

Figura 3.84: DCL anclaje amortiguador Parte 3

Figura 3.85: Esquema anclaje superior de los amortiguadores y fuerzas

Figura 3.86: Distribución de Esfuerzos anclajes amortiguadores

Figura 3.87: Desplazamiento anclaje amortiguadores

Figura 3.88: Distribución del factor de seguridad anclaje amortiguadores

Figura 3.89: Soldadura anclaje superior amortiguador

Figura 3.90: Geometría anclajes de suspensión

Figura 3.91: Disposición soldadura anclaje de suspensión

Figura 3.92: Cordón soldadura anclaje sup. de suspensión

Figura 3.93: Cordón soldadura anclaje superior - Chasis
Figura 3.94: Condiciones de carga cordón soldadura anclaje superior - Chasis
Figura 3.95: Disposición soldadura anclaje de suspensión
Figura 3.96: Cordón soldadura anclaje inf. de suspensión
Figura 3.97: Cordón soldadura anclaje inferior - Chasis
Figura 3.98: Condiciones de carga cordón soldadura anclaje inferior - Chasis
Figura 3.99: Esquema parte frontal chasis y fuerzas
Figura 3.100: Distribución de Esfuerzos Parte Frontal Chasis
Figura 3.101: Desplazamiento Parte Frontal Chasis
Figura 3.102: Distribución del Factor de Seguridad Parte Frontal Chasis
Figura 3.103: Cordón de soldadura anclaje sup. amortiguador
Figura 3.104: DCL Perno Anclaje Superior de Suspensión
Figura 3.105: Dibujo Partes Suspensión 3D (AutoCad)
Figura 3.106: Partes Suspensión Ensambladas (Solid Works)
Figura 3.107: Sistema de Suspensión Ensamblado (Solid Works)
Figura 3.108: Variación del ángulo de camber sistema ensamblado
Figura 3.109: Recorrido del Sistema de Suspensión
Figura 3.110: Recorrido del Sistema de Suspensión y Dirección

LISTADO DE ANEXOS

ANEXO A: Diagramas de procesos

ANEXO B: Planos

ANEXO C: Construcción Mesas de Suspensión

ANEXO D: Fotos Sistema de Suspensión Construido

ANEXO E: Reporte Medición de Ángulos en el Prototipo

NOMENCLATURA

H	: Altura del Centro de Gravedad
CG	: Centro de Gravedad
CR	: Centro de Rolido
CIR	: Centro Instantáneo de Rotación
Px	: Componente Horizontal del peso del vehículo
Pdx	: Componente Horizontal del peso del vehículo
Ptx	: Componente Horizontal del peso del vehículo
Py	: Componente Vertical del peso del vehículo
Pdy	: Componente Vertical del peso del vehículo
Pty	: Componente Vertical del peso del vehículo
L	: Distancia entre ejes
Pd	: Peso ruedas delanteras
Pt	: Peso ruedas traseras
P	: Peso total de vehículo

TRANSFERENCIA DE PESOS

a	: Aceleración
al	: aceleración lateral
β	: Ángulo de inclinación de la rampa
Cv	: Carga vertical del neumático en un instante
μ	: Coeficiente de fricción del neumático
Re	: Fuerza de reacción del neumático exterior
Ri	: Fuerza de reacción del neumático interior
Rp	: Resistencia debido a rampas
TLaC	: Transferencia Lateral de Carga
TLoC	: Transferencia Longitudinal de Carga

TLoCp : Transferencia Longitudinal de Carga en Pendientes

T : Trocha del vehículo

CARGA DEBIDO A GOLPES Y SALTOS

h : Altura

K : Constante de los elementos elásticos de la suspensión

Ke : Constante del elemento elástico de la suspensión

Ktn : Constante elástica conjunto tope de suspensión-neumático

Kt : Constante elástica de tope de suspensión

Ktr : Constante elástica del tope de suspensión actuante a la rueda

Kee : Constante elástica equivalente para el espiral

Ke1 : Constante elástica espiral # 1

Ke2 : Constante elástica espiral # 2

Krr : Constante elástica requerida en la rueda

Mrueda : Desplazamiento de la rueda

Mresorte : Desplazamiento del resorte

D1 : Desplazamiento espiral # 1

D2 : Desplazamiento espiral # 2

dtn : Distancia de deformación conjunto tope de suspensión-neumático

d : Distancia de recorrido del elemento elástico de la suspensión

D1t : Distancia total de desplazamiento de espiral # 1

D2t : Distancia total de desplazamiento de espiral # 2

Epe : Energía Potencial Elástica

Epg : Energía Potencial Gravitacional

F : Fuerza aplicada a cada rueda

F1 : Fuerza aplicada a espiral # 1

F2 : Fuerza aplicada a espiral # 2

Fe : Fuerza aplicada al espiral

F_{tn} : Fuerza aplicada al tope de suspensión y al neumático
 g : Fuerza de gravedad
 F_t : Fuerza total aplicada al momento de un salto
 m : Masa
 K_s : Relación de movimiento
 W_r : Relación de rueda

ANALISIS DE CARGAS

F_x : Componente de F en el eje X
 F_y : Componente de F en el eje Y
 $F_{1x'}$: Componente de F_1 en el eje X'
 $F_{1y'}$: Componente de F_1 en el eje Y'
 $F_{2x'}$: Componente de F_2 en el eje X'
 $F_{2y'}$: Componente de F_2 en el eje Y'
 $F_{4x''}$: Componente de F_4 en el eje X''
 $F_{4y''}$: Componente de F_4 en el eje Y''
 $F_{amx'}$: Componente de F_{am} en el eje X'
 $F_{amy'}$: Componente de F_{am} en el eje Y'
 FL_x : Componente de FL en el eje X
 FL_y : Componente de FL en el eje Y
 FV_x : Componente de FV en el eje X
 FV_y : Componente de FV en el eje Y
 F_{am} : Fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador
 $F_{aix'}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje X'
 $F_{aiy'}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje Y'

- Fax'' : Fuerza de reacción en la articulación superior en dirección del eje X''
- Fay'' : Fuerza de reacción en la articulación superior en dirección del eje Y''
- F2 : Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje X
- F1 : Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje Y
- F4 : Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje X
- F3 : Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje Y
- FL : Fuerza Lateral aplicada a la rueda
- FV : Fuerza Vertical aplicada a la rueda
- F : Fuerza vertical aplicada en el punto de contacto neumático-piso
- M1 : Momento en punto 1 Anclaje superior de amortiguador
- M2 : Momento en punto 2 Anclaje superior de amortiguador
- M3 : Momento en punto 3 Anclaje superior de amortiguador
- R1x : Reacción en punto 1 Anclaje superior de amortiguador en dirección del eje x
- R1y : Reacción en punto 1 Anclaje superior de amortiguador en dirección del eje y
- R2x : Reacción en punto 2 Anclaje superior de amortiguador en dirección del eje x
- R2y : Reacción en punto 2 Anclaje superior de amortiguador en dirección del eje y
- R3x : Reacción en punto 3 Anclaje superior de amortiguador en dirección del eje x
- R3y : Reacción en punto 3 Anclaje superior de amortiguador en dirección del eje y
- FRx : Resultante de las fuerzas vertical y lateral en dirección del eje X
- FRy : Resultante de las fuerzas vertical y lateral en dirección del eje Y

DISEÑO DE ELEMENTOS

h	: Altura del cordón de soldadura
A	: Área
A_s	: Área de soldadura
K_f	: Coeficiente por concentrador de esfuerzos
K_{fs}	: Coeficiente por concentrador de esfuerzos
D_{ext}	: Diámetro exterior tubo
D_{int}	: Diámetro interior tubo
c	: Distancia desde fibras exteriores al eje neutro
τ_a	: Esfuerzo cortante alternante
σ_{eqa}	: Esfuerzo cortante equivalente medio
τ_m	: Esfuerzo cortante medio
σ_mF	: Esfuerzo flector
σ_a	: Esfuerzo normal alternante
σ_{F1}	: Esfuerzo normal debido a F1
σ_{F2}	: Esfuerzo normal debido a F2
σ_{eqm}	: Esfuerzo normal equivalente medio
σ_{max}	: Esfuerzo normal máximo
σ_m	: Esfuerzo normal medio
σ_{min}	: Esfuerzo normal mínimo
σ_tF	: Esfuerzo normal total
e	: Espesor tubo
K_c	: Factor de carga
K_{sb}	: Factor de choque para esfuerzos de flexión
K_{st}	: Factor de choque para esfuerzos de torsión
K_{conf}	: Factor de confiabilidad
FS	: Factor de Seguridad
K_a	: Factor de superficie
K_b	: Factor de tamaño

Kd : Factor de temperatura
I : Inercia
Is : Inercia Soldadura
L : Largo del tubo
Se` : Limite de resistencia a la fatiga de la muestra duraci3n infinita
Se : L3mite de resistencia a la fatiga del elemento mec3nico
M : Momento
r : Radio de filete de soldadura
Sy : Resistencia de fluencia
Sut : Resistencia ultima

RESUMEN

El presente trabajo contiene el proceso de Diseño de un Sistema de Suspensión Automotriz para un vehículo tubular tipo “Buggy”. Se ha diseñado un sistema de suspensión Independiente del tipo Cuadrilátero Deformable con capacidad de uso en todo terreno. Además contiene el proceso de manufactura y construcción del Sistema de Suspensión.

Para este fin se ha estudiado los principios de funcionamiento de los sistemas de suspensiones automotrices, se ha realizado un análisis de los esquemas de suspensiones existentes y se ha hecho un análisis comparativo de todos ellos para poder determinar cual sería el tipo de geometría mas adecuado para este tipo de vehículo.

El resultado de este proyecto es un sistema de suspensión delantera independiente con capacidad de operación en todo tipo de terreno, que tenga la capacidad de absorber grandes desniveles del terreno y que sea capaz de resistir condiciones extremas como golpes y saltos.

Se puede concluir que es posible la construcción de vehículos tubulares con buenas características de manejo y capacidades de operación en todo terreno utilizando materiales y partes disponibles en el mercado nacional.

Los costos de fabricación de este tipo de suspensión no resultan excesivos, ya que todas las partes se las encuentra en el mercado nacional, se puede hablar de 800 a 1000 USD. Por haber realizado únicamente la construcción de un prototipo los valores alcanzados en la fabricación no sobrepasan los 500 USD.

Los beneficiados serán los propietarios o futuros propietarios de vehículos todo terreno tipo buggy, construidos en el Ecuador, ya que se podría reemplazar los sistemas de suspensión delantera que actualmente equipan este tipo de vehículos, con lo que se daría un mejor desempeño y cualidades de manejo de los mismos.

INTRODUCCIÓN

Históricamente desde que el hombre comienza a transportarse, una de las principales preocupaciones para los diseñadores y constructores de los primeros vehículos, fue la comodidad y la estabilidad.

Los primeros automóviles poseían sistemas sumamente simples, con poco desarrollo tecnológico. Poseían el mismo sistema de suspensión de los carruajes propulsados mediante animales, el mismo que no era capaz de absorber las irregularidades del camino sin afectar la comodidad de los ocupantes. Además, estos vehículos tenían una velocidad de desplazamiento muy limitada, por lo que no exigía de una mayor capacidad de respuesta.

A medida que los automóviles fueron evolucionando y las velocidades que éstos alcanzaban eran superiores, se ve la necesidad de crear sistemas de suspensión, capaces de absorber desniveles, mantener el control del automóvil en altas velocidades y la parte más importante, que sean confortables y seguros. Así se crearon los primeros sistemas de suspensión. Estos se basaban en un eje rígido, sujetado a muelle de resortes. Luego se crean las suspensiones independientes, las cuales eran mucho más eficientes, ya que actuaban individualmente en cada rueda, mejorando adicionalmente la estabilidad.

Con el pasar de los años las suspensiones han sido desarrolladas hasta alcanzar límites no imaginados, con ello tenemos ya, suspensiones inteligentes, capaces de cambiar sus regulaciones automáticamente con solo sentir diferencias en el camino y en el manejo.

- **ANTECEDENTES**

Actualmente en el medio existen vehículos de chasis tubular, basados en una plataforma del Volkswagen Escarabajo, cuya utilidad es para la recreación y la

participación en pruebas automovilísticas. Estos modelos emplean la mayor cantidad de piezas y partes del modelo original, es así como mantienen el mismo tipo de suspensión.

Debido a que originalmente este tipo de suspensión fue diseñado para que el vehículo se desplace por caminos homogéneos como el asfalto, se han encontrado limitaciones en su utilización para las actividades del nuevo vehículo. Dentro de las principales restricciones tenemos, por ejemplo, el corto recorrido de la suspensión, la pobre maniobrabilidad, inestabilidad; al afrontar los obstáculos fuera de terreno. Existen varios vehículos prototipos en funcionamiento por lo que se ve la necesidad de diseñar un sistema de suspensión que solvante fácilmente los obstáculos.

Los prototipos que actualmente están en funcionamiento, constan básicamente de un chasis tubular, un motor de alrededor de 1300 a 1600 cc ubicado en la parte posterior del chasis, con su respectiva caja de cambios y transmisión; están diseñados para transportar a dos ocupantes en su interior, manteniéndolos protegidos en caso de volcamiento por una estructura tubular; el depósito de combustible está situado en la parte frontal. Gran cantidad de dispositivos como el sistema de frenos, sistemas de suspensión, dirección, etc, son adaptados de vehículos convencionales Volkswagen Escarabajo.

- JUSTIFICACIÓN

Los chasis tubulares que actualmente existen en el Ecuador son basados en prototipos desarrollados en el exterior, sin tomar en cuenta determinados parámetros de diseño para la utilidad que poseen actualmente. Debido a la falta de desarrollo tecnológico, en el Ecuador es costumbre la adaptación o la importación de piezas. Presentando problemas las dos opciones ya que en el primer caso las piezas no se comportan de manera deseada y en el segundo caso los precios a pagar son muy elevados. Se puede encontrar prototipos fabricados

en el exterior, de características similares, por alrededor de 15.000 dólares o más, en ciertos casos.

La necesidad de una suspensión que se desenvuelva en las condiciones de terreno del Ecuador amerita que se realice un diseño específico. En el país existe el conocimiento para crear dispositivos que funcionen correctamente, utilizando piezas que se pueden conseguir en el mercado a bajo costo.

En este proyecto los principales beneficiados son los propietarios actuales de los vehículos tubulares tipo “Buggy”, ya que son las personas que requieren el diseño de la suspensión delantera para sus vehículos. Además se beneficiarían al futuro, personas las cuales quieran adquirir un vehículo tubular tipo “Buggy” fabricado en el Ecuador.

Indirectamente se beneficiaría la industria automotriz ecuatoriana y el automovilismo ecuatoriano, ya que se mejoraría el nivel competitivo de estos vehículos, logrando un mejor espectáculo e incrementando el interés de los espectadores de las competencias en donde se encuentren participando los mismos.

- OBJETIVO

- Realizar un estudio del sistema actual de suspensión del vehículo.
- Determinar los requerimientos necesarios para el diseño.
- Seleccionar elementos requeridos para el funcionamiento de la suspensión.
- Diseñar el sistema de suspensión.
- Planificar los procesos de construcción de la suspensión.

- Realizar pruebas del sistema de suspensión construido y obtener las conclusiones.

- ALCANCE

El alcance del presente proyecto es, dar una alternativa de solución a las limitaciones y problemas encontrados en el sistema de suspensión delantera de los vehículos tipo Buggy fabricados en el Ecuador. Se realizará el diseño del sistema de suspensión más adecuado para los requerimientos del vehículo; se seleccionará y recomendará los elementos necesarios para el mejor funcionamiento del sistema de suspensión, tales como amortiguadores, ruedas, etc.

Se realizará una simulación gráfica en un paquete computacional, y mediante este realizar un análisis de funcionamiento del sistema de suspensión antes de su construcción.

Se construirá modelo didáctico del sistema de suspensión diseñado para el vehículo disponible, en el mismo que se llevarán a cabo mediciones de los ángulos característicos del sistema de suspensión.

CAPITULO 1

LAS SUSPENSIONES Y SUS EFECTOS

SUSPENSIÓN: PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO

Se define las suspensiones como mecanismos que unen el chasis con el conjunto de elementos rodantes, que son las llantas, los neumáticos, más todo el conjunto de las masas.

Una definición más estricta diría, que son las cadenas cinemáticas que unen las masas suspendidas con las no suspendidas con finalidades determinadas. Como definición, las masas suspendidas son todas aquellas partes del vehículo que se encuentran soportadas por los elementos elásticos y que no están en contacto con el piso, por ejemplo el motor, chasis, carrocería, más todos los elementos que esta los contiene; y las masas no suspendidas serían todos los elementos que están en contacto con el piso o que están relacionados a ellos.

La función de las suspensiones es, a través de elementos elásticos, absorber las irregularidades del piso, evitando que sean transmitidas a los ocupantes; gobernando el movimiento vertical de las ruedas, ya que a través de las mismas, determinan movimientos característicos, que deben estar de acuerdo con las deformaciones de los neumáticos.

La suspensión soporta el peso del vehículo y su carga, aislando a los pasajeros de los golpes e irregularidades del camino y mantiene las ruedas en contacto con el piso. Este trabajo es realizado principalmente por los elementos elásticos y los amortiguadores.

Un elemento elástico es un dispositivo que al comprimirse almacena energía potencial elástica y retorna a su forma original luego de ser modificada. En la suspensión de un vehículo los elementos elásticos están dispuestos entre el chasis y las ruedas. Cuando el vehículo encuentra desniveles en su trayectoria, el elemento elástico absorbe el golpe por medio de compresión y extensión.

Un resorte comprimido, cuando se libera, genera un movimiento oscilatorio, estirándose y comprimiéndose más allá de su punto de equilibrio. Si bien cada compresión y extensión es menor a la anterior, este tipo de oscilación, en el caso de los vehículos, no es conveniente y puede tener una duración suficiente como para que los pasajeros la sientan e inclusive, afectar la trayectoria del vehículo.

Existe un dispositivo encargado de contrarrestar estas oscilaciones, son los llamados amortiguadores. Aunque no son estos los que amortiguan los golpes sino, son los que están encargados en controlar el exceso de movimiento de los resortes. Están compuestos básicamente de un cilindro, parcialmente lleno de fluido hidráulico, y un pistón. El pistón se mueve a través de este fluido en respuesta al movimiento del resorte. Este posee agujeros calibrados o válvulas

para permitir que el fluido sea forzado a pasar lentamente por ellos. Como los fluidos no son compresibles, estos agujeros o válvulas determinan la relación con la cual el pistón puede moverse y con la cual el resorte puede oscilar.

MASAS SUSPENDIDAS Y NO SUSPENDIDAS

Cuando se define las masas suspendidas y no suspendidas, se define la diferencia de posición de las mismas. Si bien la masa total del auto es la suma de las dos, la diferenciación de las mismas permite realizar definiciones y cálculos que son de gran importancia.

Masas Suspendidas

Es una porción del total del peso de vehículo, la cual está soportada por los elementos elásticos de suspensión. Esta incluye todos los elementos que se encuentran suspendidos y no tienen contacto con el piso, por ejemplo, chasis, motor, combustible, caja de cambios, etc.

Masas No Suspendidas

Es una porción del total del peso de vehículo, la cual no está soportada por los resortes de suspensión.

Esta compuesta por las ruedas, neumáticos, masas, porta masas, calipers o mordazas de freno y discos de freno, más, aproximadamente el 50% del peso de los brazos de suspensión, ejes de transmisión, resortes y amortiguadores.

La masa no suspendida será la cual el amortiguador debe mantener en control y mantenerla en contacto con el suelo.

La masas no suspendidas deben ser lo más livianas posible, pues son las que se mueven hacia arriba cuando la suspensión encuentra un desnivel en el piso. Como la aceleración hacia arriba que esta sufre es muy alta, alcanza hasta los 10g en casos excepcionales, pues un desnivel violento es un cambio casi instantáneo de una posición a otra, y deben ser lo más baja posible, o lo más liviana, para entenderlo mejor, pues con tan alta aceleración que recibe la suspensión, la fuerza inercial que se genera es directamente proporcional a la aceleración que recibe, esta fuerza es tan grande que obliga a usar espirales y amortiguadores de valores mayores de los que serían necesarios.

Esta es la causa porque en los vehículos de competencia se utilizan materiales tan livianos para las suspensiones. Por ejemplo, en el caso de formula 1, el peso de las masas no suspendidas no supera el 10% del peso total del vehículo. Si conocemos que un vehículo de formula 1 actual, no supera los 650 kg de peso, las masas no suspendidas totales no superan los 60 kg. En el caso de los vehículos para todo terreno las masas no suspendidas no son tan livianas, pues deben afrontar esfuerzos mucho más elevados por los desniveles del terreno.

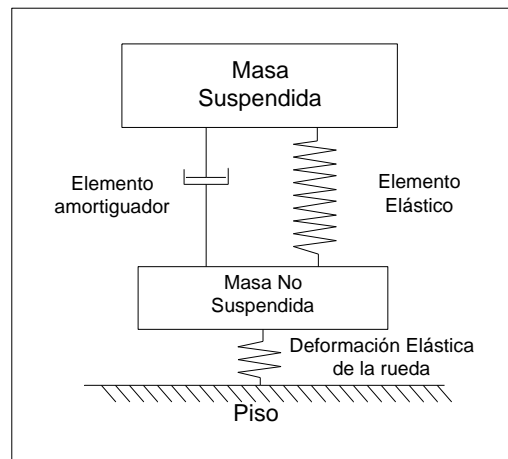


Figura 1.1: Esquema Masas suspendida y no suspendida
Fuente: Personal

ELASTICIDAD

Un elemento elástico es un cuerpo que se deforma por una fuerza exterior que le produce esta deformación y la misma que se acumula como energía de deformación en el cuerpo, para que cuando deje de actuar esta fuerza exterior, el cuerpo retorne a su forma original.

Estos elementos elásticos son los que soportan las masas suspendidas y gobiernan el movimiento vertical del chasis. Se puede decir que los elementos elásticos son los encargados de definir la constante elástica o dureza de funcionamiento del vehículo.

En el caso de las suspensiones existen varios tipos o configuraciones del elemento elástico. Se puede señalar como los más importantes a los sistemas constituidos por:

- Espirales
- Barras de torsión

- Hojas de resorte

Además existen elementos adicionales en las suspensiones definidos también como elementos elásticos, como es el caso de:

- Barras estabilizadoras o antirollido
- Topes o limitadores de recorrido

Espirales

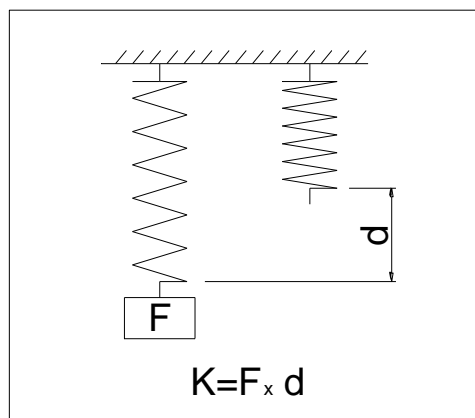
Es un elemento elástico que se caracteriza por modificar su longitud al momento en el que le aplicamos una fuerza y retorna a su longitud inicial al momento en que la fuerza deja de actuar.

Los espirales están contruidos por una espira de alambre enrollado en forma helicoidal, de forma tal que cuando se aplica una fuerza en el eje del mismo, las espiras que lo forman, se torsionan y generan una resistencia. En concreto la espira del resorte trabaja a torsión.

Los espirales teóricamente deben tener respuesta lineal. La principal función de los resortes de suspensión, es definir la frecuencia de la suspensión. La frecuencia de la suspensión es una resultante de suma de frecuencias existentes en el sistema pero el resorte, es la variable que se utiliza para modificarla. Esta frecuencia resultante de la suspensión define la adherencia del chasis.

Figura 1.2: Esquema resorte espiral helicoidal

Fuente: Personal



Barras de Torsión

La barra de torsión es un elemento elástico, generalmente tiene forma cilíndrica, en la cual uno de sus extremos se encuentra empotrado o fijo y el otro extremo esta apoyado sobre un soporte o cojinete que lleva un brazo de palanca donde se aplica la fuerza. Para el caso de las suspensiones, el un extremo estaría anclado al chasis y el otro sería el que se encuentra solidario a la rueda correspondiente. Las barras de torsión también tienen el papel de definir la constante elástica a la suspensión.

La respuesta elástica de la barra de torsión es la misma que la de un espiral, o sea es lineal y se usa normalmente para solucionar problemas de espacio. Los materiales utilizados en la construcción de las barras de torsión son los mismos que en los espirales. El más común es el acero SAE 9260 con tratamiento térmico. La dureza del tratamiento térmico de una barra de torsión debe estar entre los 40 y 42 Rc.

En la práctica se utilizan más los resortes por costo y facilidad de conseguirlos en el mercado en una mayor gama.

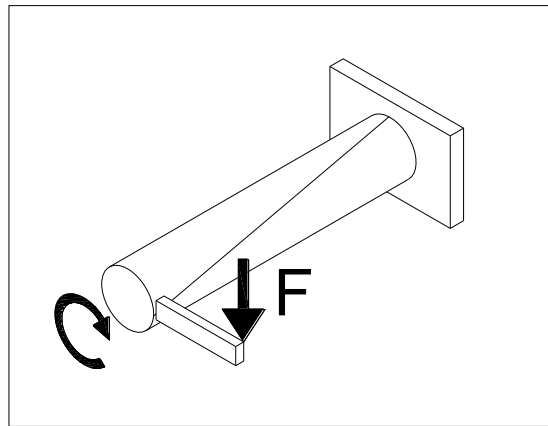


Figura 1.3: Esquema de Barra de Torsión
Fuente: Personal

Hojas de Resorte

Son elementos elásticos que están compuestos por un apilamiento de hojas solidarias entre sí, siendo el conjunto asimilable a una viga apoyada sobre sus dos extremidades (muelles enteros) o una viga empotrada (semi-muelles).

Con mucha frecuencia las hojas de resorte están dispuestas en una hoja principal y las siguientes son progresivamente más cortas. Están sujetas en el centro y es ahí donde se aplica la fuerza.

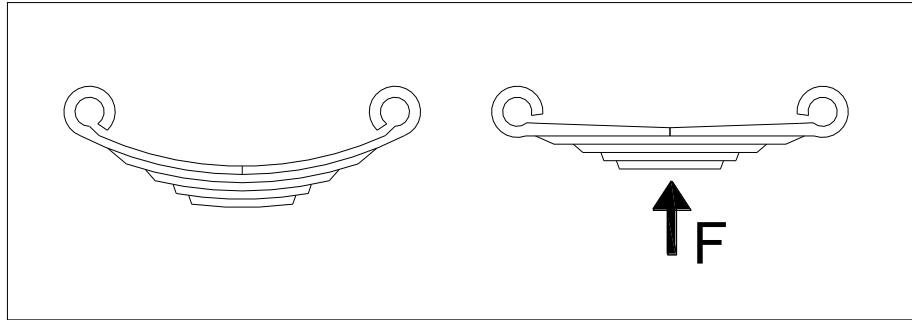


Figura 1.4: Esquema de Hojas de Resorte
Fuente: Personal

Barras estabilizadoras o antiolido

Las barras antiolido son dispositivos que, como su nombre lo indica, evitan el rolido del chasis o rotación del chasis al momento de enfrentar una curva. Esto lo logran a través de vincular ambas suspensiones de un mismo tren, por un mecanismo que hace trabajar a la barra a la torsión. Las barras antiolido solo trabajan durante el rolido del chasis, aportan rigidez y gobiernan la frecuencia de rolido del chasis, no aportan rigidez a la suspensión.

Se debe hacer una consideración a las barras antiolido, que al ser muy rígidas, limitan el recorrido de la suspensión a sus posiciones extremas, cuando las ruedas estén trabajando alternadamente.

Topes de suspensión o limitadores de recorrido

Son dispositivos que limitan el recorrido de las suspensiones, sin que estas tengan que toparse físicamente entre dos metales y llevar el valor de la suspensión instantáneamente a un valor infinito.

Están contruidos de goma sintética, generalmente de un material llamado celasto. Se los fabrica también de poliuretano. A diferencia de un resorte, donde el comportamiento es lineal, estos topes son progresivos y a medida que se comprimen van tomando cada vez un valor mayor. Para el momento de descarga tienen cierta histéresis, tal que, su recorrido de regreso a su posición de descarga total, sea diferente a su recorrido de compresión.

Los topes o limitadores únicamente trabajan en las posiciones extremas de la suspensión y debe evitarse el contacto de los mismos en el recorrido normal de las suspensiones.

AMORTIGUACIÓN

Se sabe que un resorte deformado vuelve a su posición de equilibrio después de haber efectuado una serie de oscilaciones decrecientes. Estas se transmiten parcialmente al vehículo. Si el resorte se somete a un nuevo choque antes de volver a la posición de equilibrio, las dos series de oscilaciones se superponen y las amplitudes resultantes pueden tomar valores peligrosos. Este efecto de resonancia es de temer, sobre todo, en carreteras llenas de baches e irregularidades frecuentes, aunque estas no sean tan grandes.

Los amortiguadores tienen por objeto frenar las oscilaciones de los resortes en forma progresiva, a partir del primer rebote, por la introducción de una resistencia de rozamiento.

Amortiguadores de rozamiento sólido

Comprenden dos discos oprimidos el uno contra el otro, unidos uno al chasis y el otro al eje. La fuerza de rozamiento desarrollada es constante e independiente de la velocidad de oscilación del resorte.

Se debe tener en cuenta que en los sistemas de hojas de resorte, son parcialmente auto amortiguadores por el rozamiento de las hojas entre sí.

Amortiguadores de rozamiento fluido

Estos dispositivos utilizan la resistencia de derrame de los fluidos viscosos como aceite o líquidos especiales. El frenado se obtiene:

- por el laminado del aceite entre un pistón y la pared del cilindro
- por el paso del aceite a través de orificios de pequeña sección o provisto de válvulas calibradas

Se puede variando el diámetro de los orificios o el tarado de las válvulas variar el paso del aceite para tener resistencia distinta a la compresión o al rebote. Los amortiguadores de este tipo pueden tener diferentes formas.

Amortiguadores de paletas

Constituidos por una caja cilíndrica llena de aceite en la que se puede desplazar una paleta solidaria al eje. La paleta divide la caja en dos compartimentos, y el aceite puede pasar del uno al otro a través de orificios hechos en la caja.

Amortiguadores telescópicos

Se construyen en forma de un conjunto cilindro-pistón que se puede intercalar entre el eje y el chasis, o al lado del resorte de suspensión, o en el mismo eje del de un resorte helicoidal.

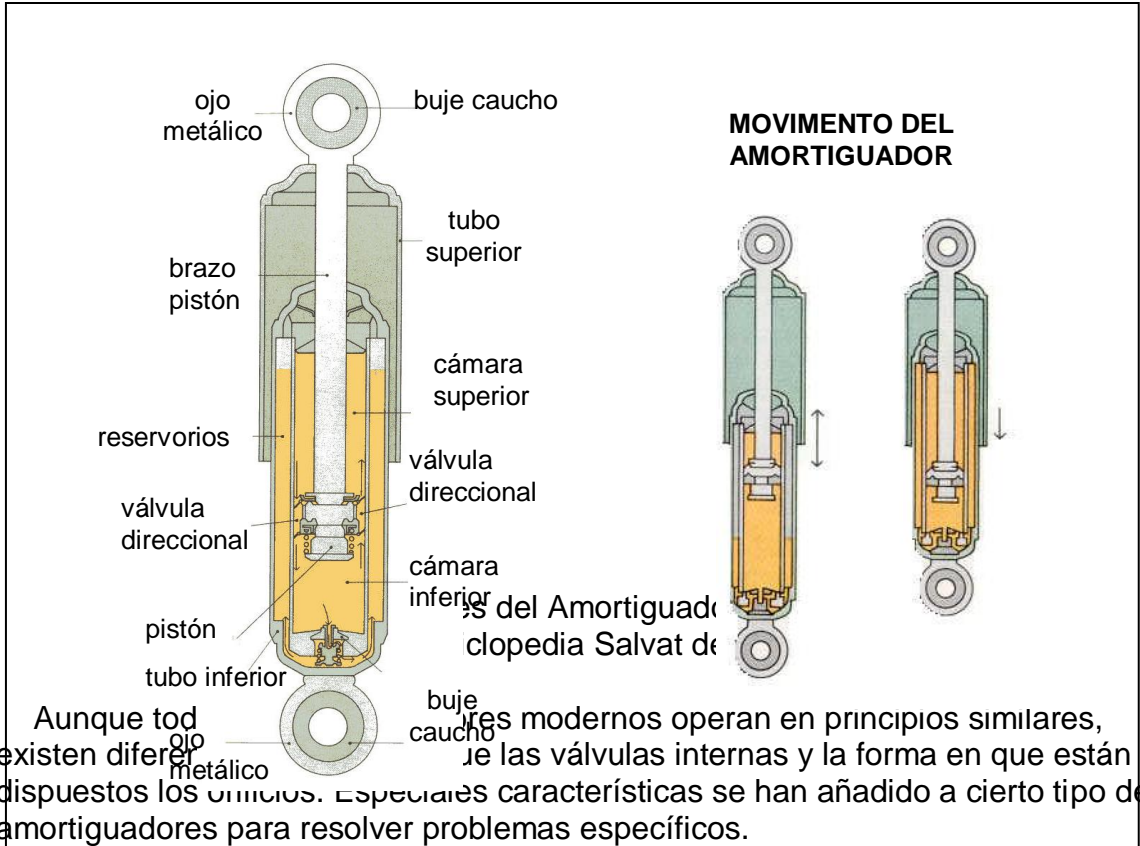
Un amortiguador telescópico consta principalmente de un cilindro donde se desplaza un pistón cuyo vástago se une al chasis por la unión superior y una cubierta tubular en forma de un depósito estanco, unido al eje por la unión inferior.

El pistón está provisto de orificios colocados en cruz y válvulas taradas que permiten dosificar el paso alternativo del aceite de una parte a otra de éste.

En la parte inferior del cilindro se encuentra una válvula tarada que deja pasar el aceite hacia el depósito tubular y una segunda válvula que permite el paso inverso del depósito hacia el cilindro.

Este cambio de fluido entre el cilindro y el depósito es necesario para evitar que el aire entre al cilindro debido a:

- La dilatación del fluido bajo la influencia del calor.
- La presencia del vástago del pistón en la capacidad superior; por ello, una parte del aceite es rechazado durante la fase de compresión, se expulsa hacia la reserva y vuelve al cilindro durante la fase de expansión.

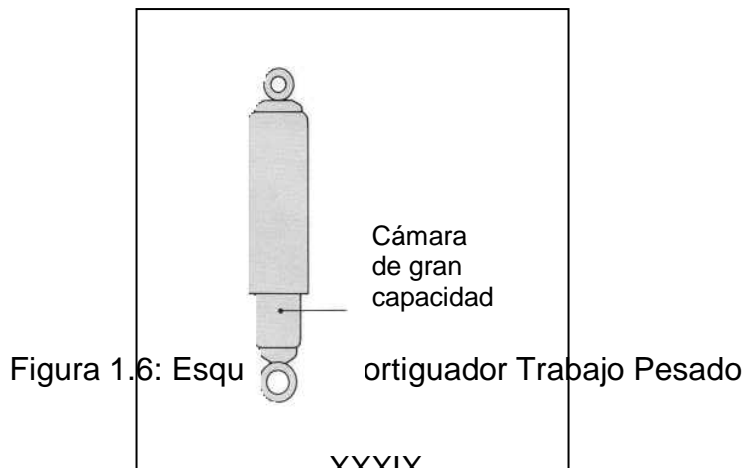


Amortiguadores Convencionales

Están calibrados para un manejo ordinario, sin sobrecargas manteniendo el confort en el vehículo en todas las condiciones y el control.

Amortiguadores de Trabajo Pesado

Tienen una mayor capacidad de fluido y válvulas más endurecidas que los amortiguadores convencionales. Tienen la capacidad de incrementar la dureza, mantener el control en altas velocidades y en superficies muy irregulares.



Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Amortiguadores Ajustables

Pueden endurecer o suavizar su marcha siguiendo las instrucciones del fabricante. La regulación cambia la calibración de los orificios por donde pasa el fluido, permitiendo que el fluido pase a través de ellos más rápido, para una marcha suave, o el flujo es restringido, para dar una marcha más dura. Algunos de ellos pueden regularse para compensar niveles de uso.

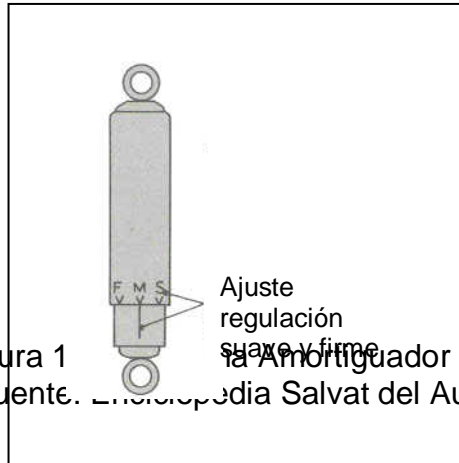


Figura 1
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Amortiguadores para Sobrecarga

Este tipo de amortiguadores tienen un resorte helicoidal dispuesto alrededor del amortiguador. Esto tiene el efecto de ayudar al resorte de suspensión al momento que el vehículo lleve un exceso de carga o este transportando un remolque.

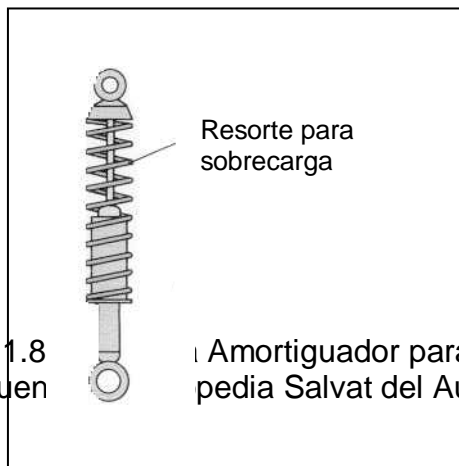


Figura 1.8
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Amortiguadores de Aire

Los amortiguadores de aire utilizan cámaras de aire para combinar las características de un resorte ajustable y un amortiguador para sobrecarga. A través de incrementar la presión de aire, las cámaras generan un efecto de resorte de soporte para poder incrementar la carga. Cuando los excesos de carga son removidos del vehículo, la presión de aire se puede disminuir. Este tipo de

amortiguadores son de gran utilidad en vehículos que están sometidos a carga muy variable o que ocasionalmente lleven un remolque.

Las cámaras de aire pueden ser llenadas o vaciadas con una válvula convencional de llantas, que generalmente es instalada en una zona fácilmente accesible dentro del vehículo. Algunos de este tipo de amortiguadores son ajustados a través de un compresor movido por el vacío del motor y controlado por un dial en el panel de instrumentos.

Algunos vehículos controlan su nivel de marcha automáticamente bombeando aire en sus amortiguadores. Este tipo de vehículos posee sensores de nivel electrónicos que operan con un compresor, manteniendo el nivel de marcha del vehículo.

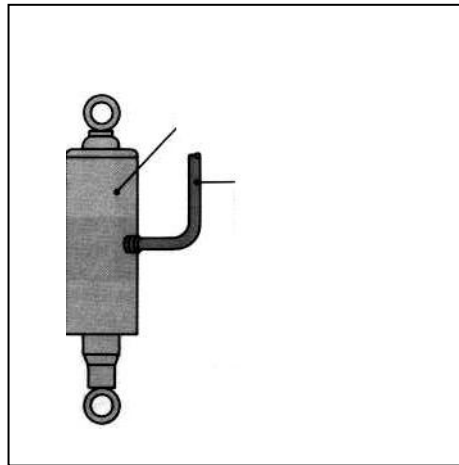


Figura 1.9: Esquema Amortiguador de aire
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Amortiguador Oleo neumático Telescópico

Estos amortiguadores, exteriormente similares a los telescópicos hidráulicos, están constituidos por un sistema cilindro-pistón y por una cámara que contiene nitrógeno comprimido. Falta el depósito de reserva porque, en este caso, las variaciones volumétricas debidas a la introducción y extracción del vástago durante el funcionamiento son compensadas por la cámara neumática. De este modo disminuyen las posibilidades de formación de vacío cuando se tienen movimientos rápidos.

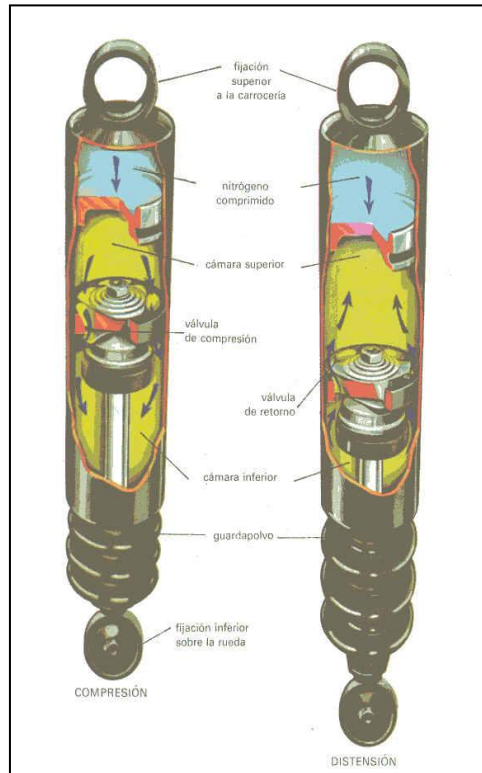


Figura 1.10: Esquema Amortiguador Oleo neumático
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

MANIOBRABILIDAD

Esta característica del comportamiento del vehículo, también denominada manejabilidad, define la sensibilidad de los mandos al piloto en todas las posibles condiciones de marcha, independientemente del agarre al piso, que se definiría como la capacidad de oponerse a las sollicitaciones exteriores o de inercia laterales.

La mejor maniobrabilidad se obtiene de la combinación de dos características que en parte se contrarrestan: un momento de inercia muy pequeño respecto al centro de gravedad o baricentro del vehículo y una batalla muy grande. En un vehículo, el momento de inercia pequeño puede obtenerse ya sea disminuyendo la magnitud de las masas, solución que implica además ventajas en las características de aceleración y de frenado, o aproximándolas al centro de gravedad (sería un vehículo más corto y con las partes más pesadas próximas al centro de gravedad). Con una distribución correcta de las masas es posible obtener un mejor balanceado del vehículo.

Otro aspecto fundamental en el comportamiento del vehículo, es las reacciones que el conductor consigue del terreno por medio de los neumáticos y de las suspensiones, así como el efecto que estas reacciones producen sobre el baricentro al enderezar o corregir un bandazo o al recorrer una curva. El momento creado por la adherencia lateral de los neumáticos es proporcional a la distancia

de las ruedas al baricentro y, por tanto, a la batalla del vehículo. También la anchura de vía es importante, puesto que en las curvas la adherencia total de los neumáticos resulta influida por este factor.

Para poder obtener un automóvil compacto sería necesario reducir también la batalla¹; mas, para conseguir un momento estabilizador lo bastante grande, es necesario que la batalla y la anchura de vía sean suficientemente grandes. La relación entre las dos exigencias se presta a una serie de soluciones relativamente amplia.

En los automóviles de fabricación en serie, la batalla y la anchura de vía están condicionadas generalmente por las dimensiones interiores y por la colocación de los órganos mecánicos; en los vehículos de competición y para el caso de los vehículos tipo Buggy, para los que no existen dichos problemas, se nota una tendencia hacia las batallas relativamente largas, con una mejor estabilidad en las rectas, aunque existen limitaciones aconsejadas por problemas puramente dimensionales (un vehículo más corto tiene mayor facilidad para recorrer una curva, ocupa menos espacio transversal en el derrape, etc.).

En la maniobrabilidad de un vehículo concurren también toda clase de reglajes que influyen directamente sobre el comportamiento en el camino; las suspensiones demasiado blandas, que permiten grandes variaciones en las oscilaciones, provocan cierto retraso entre la maniobra del piloto y la reacción del vehículo, y ocurre tanto en los frenados como en las aceleraciones y al afrontar las curvas. Para que el vehículo sea manejable es fundamental una elevada rigidez de balanceo, a fin de acortar el periodo de transición entre la marcha en línea recta y en curva o entre curvas de sentido opuesto.

La flexibilidad lateral del neumático y el aplastamiento debido al aumento de la carga, contribuyen en gran manera a la inclinación lateral en las curvas o introducen un elemento nuevo de retraso entre la maniobra y la reacción del vehículo; para solucionar dicho inconveniente pueden emplearse neumáticos más anchos, con flancos más bajos, o aumentar la presión de los mismos.

A este respecto es de importancia fundamental que la deriva del neumático sea lo más proporcional posible a la fuerza lateral; el empleo de llantas con garganta ancha y el de neumáticos mayores, si por una parte mejora la rigidez transversal, por otra puede ocasionar una pérdida de progresión en la deriva, con variaciones bruscas en la adherencia en condiciones de conducción límites (conducción rápida). Esto es lo que ocurre en los vehículos modernos de competición dotados de una gran adherencia transversal con pequeños ángulos de deriva, que, sin embargo, aumentan de improviso cuando la adherencia supera ciertos valores. En

¹ Batalla: Distancia entre el eje delantero y el eje trasero de un vehículo, también denominada paso.

este caso, la falta relativa de maniobrabilidad es compensada por las potencias elevadas disponibles y por la habilidad del conductor.

Mientras que el comportamiento sobre carretera puede variarse mediante técnicas especiales o reglajes mecánicos (elección de los neumáticos y su presión, rigidez de los muelles y amortiguadores, calibrado de las barras estabilizadoras, regulación de los resaltes aerodinámicos, etc.), la manejabilidad de un vehículo está relacionada esencialmente con la facilidad con que éste permite al conductor variar en marcha, con maniobras adecuadas, las derivas de los ejes delantero y trasero, de manera que faciliten o se opongan al comportamiento propio del vehículo. Efectivamente, el conductor puede intervenir sólo para aumentar la deriva de un eje u otro, y un vehículo es tanto más manejable cuanto más fácilmente permite conseguir un comportamiento (sobrevirador o subvirador) adecuado al tipo de recorrido.

Las maniobras que permiten al conductor obtener, en marcha, variaciones de deriva en ambos ejes, dependen exclusivamente de la posibilidad de producir un aumento de la fuerza transversal o de disminuir la adherencia transversal disponible del neumático (o del eje).

Accionando la dirección se provoca una doble acción, se aumentan la deriva y la fuerza centrípeta en el eje delantero y, al mismo tiempo, se descarga el eje trasero; en esta situación, la deriva del eje trasero aumenta en proporción a la transferencia dinámica que es posible obtener, y a las variaciones eventuales de orientación de los neumáticos.

Para disminuir la adherencia transversal disponible, es necesario aumentar el esfuerzo longitudinal a que está sometido el neumático; esto se consigue introduciendo una fuerza frenante o de tracción (si se hace que un neumático cargado lateralmente realice un esfuerzo complementario, acelerando o frenando, se aumentará su deriva). Estas operaciones están condicionadas por el tipo de propulsión del vehículo; en un coche de propulsión trasera, la deriva del eje delantero se puede modificar mediante la dirección y los frenos, y la del eje trasero, con los frenos y el motor, mientras que si es de tracción delantera, a una posibilidad de maniobra sobre las ruedas directrices (aceleración, frenado o cambio de dirección) corresponde un limitado control del eje trasero neutro, sobre el que solo es posible actuar a través de los frenos.

Esto explica las dificultades que se hallan en la conducción al límite de los vehículos de tracción delantera, en los que es necesario recurrir a técnicas y a maniobras especiales para contrarrestar la fuerte tendencia subviradora determinada por dicho esquema.

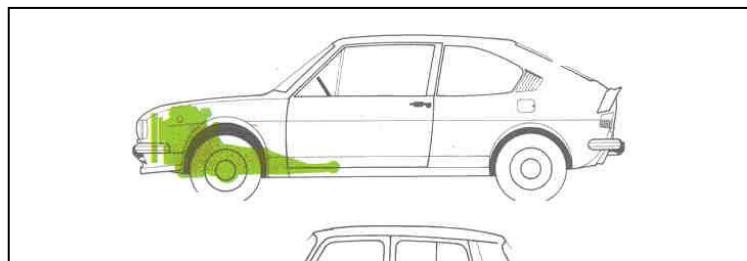


Figura 1.11: Distribución de pesos
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Para la maniobrabilidad es fundamental reducir el momento de inercia del vehículo respecto al baricentro; con este fin es necesario que los elementos que más influyen en la distribución de los pesos, es decir, el motor y el cambio, estén concentrados cerca del centro del vehículo. En las figuras se ilustran 3 ejemplos límite. De arriba abajo: todo delante, con motor en voladizo (A lfasud T1); todo atrás, con motor en voladizo (Renault R S), y motor central (Lamborghini Countach); en este último ejemplo, el cambio también está situado en el interior del perímetro de las ruedas y se adentra en el habitáculo; esta solución permite obtener un vehículo corto a pesar de la situación en sentido longitudinal del motor.

El principal objetivo técnico en la competición es conseguir, un vehículo que pueda desarrollar determinado recorrido en el menor tiempo posible, operado manualmente por un piloto, usando sus mayores aptitudes. Para lograr este objetivo debemos tratar por todos los medios que se cumplan condiciones tendientes e ideales.

Un vehículo de competición deberá sufrir, las mayores aceleraciones en cada momento en las direcciones apropiadas. Esto significa que en el momento de acelerar, deberá obtener la mayor aceleración hacia adelante, en el momento de frenar la mayor aceleración hacia atrás; al realizar un viraje, la mayor aceleración lateral y al momento de afrontar un salto o un desnivel en el piso la mayor aceleración negativa.

CENTRO DE GRAVEDAD O BARICENTRO

Es el punto de aplicación de la resultante de las fuerzas-peso. Un automóvil se compone de varias partes, cada una de las cuales posee un determinado peso; el punto de aplicación de la resultante de todas esas fuerzas-peso (igual al peso total del vehículo) define la posición del baricentro del automóvil.

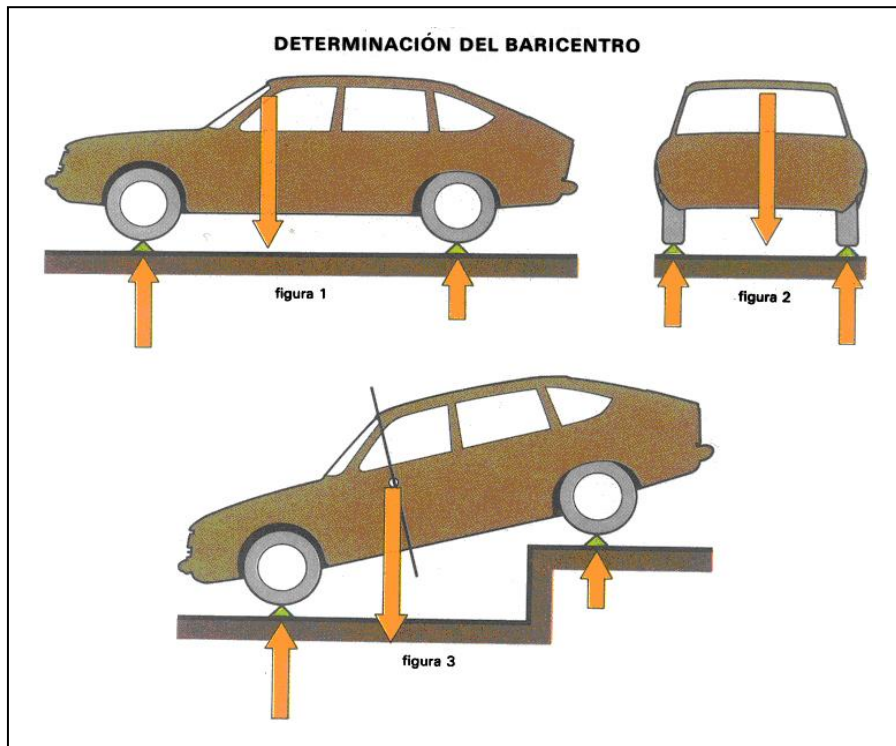


Figura 1.12: Determinación del Baricentro
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automovil

Para determinar la posición del baricentro se mide la distribución del peso sobre las cuatro ruedas (mediante básculas situadas bajo los neumáticos), con lo que se obtiene la situación de la recta de aplicación de las fuerzas-peso; repitiendo la misma operación inclinando el coche un ángulo previsto, se determina la posición del baricentro sobre la recta citada y también la altura que con respecto al suelo queda el baricentro.

La importancia de la posición del baricentro de un coche se deduce del hecho de que sobre él se aplican las fuerzas de inercia que actúan sobre el vehículo. La fuerza de inercia, proporcional tanto a la masa como a la aceleración, proviene de la resistencia que cualquier masa opone a todo lo que tienda a hacer variar su movimiento, acelerándolo o decelerándolo.

Por ejemplo, durante las fases de frenado o de aceleración, las masas del coche están sometidas a considerables variaciones de velocidad, lo que se traduce en las consecuentes aceleraciones o deceleraciones; en las curvas, aún tomadas a velocidad constante, dicha velocidad sufre variaciones de dirección con lo que las masas quedan sometidas a aceleraciones centrípetas.

Análogamente a cuanto sucede por efecto de la gravedad, las fuerzas de inercia tienen también una resultante que pasa por el baricentro. Estas fuerzas de

inercia, junto con las fuerzas aerodinámicas (la resultante de estas últimas se aplica sobre un centro de empuje muy distinto), deben estar equilibradas por la reacción de los neumáticos contra el suelo. Si el baricentro estuviera al nivel del suelo, las fuerzas de inercia podrían quedar equilibradas por las fuerzas de los neumáticos actuantes sobre el mismo plano, sin variación de las reacciones verticales. Si, por el contrario, el baricentro se hallase a una cierta altura, el par de fuerzas de inercia respecto al suelo sólo podría ser equilibrado mediante una variación de las reacciones verticales o, como suele decirse, por un desplazamiento de la carga.

Se comprende fácilmente que, en las curvas, las ruedas exteriores soporten más carga que las interiores y que, durante el frenado, las ruedas delanteras queden mucho más sobrecargadas que las traseras. Para limitar los desplazamientos de carga, se tiende a bajar todo lo posible la posición del baricentro o, mejor todavía, la relación baricentro-vía y altura del baricentro-batalla.

DERIVA

Es la variación de la trayectoria del vehículo, determinada por la deformación transversal que sufren los neumáticos cuando son expuestos a la acción de una fuerza lateral.

Se ha demostrado que un vehículo no sigue rigurosamente la dirección que corresponde a la orientación de sus ruedas directrices; la diferencia de ruta constituye la deriva, es importante en los virajes tomados a gran velocidad.

La deriva es consecuencia de las deformaciones elásticas de los neumáticos bajo el efecto de una fuerza perturbadora lateral (viento, baches, fuerza centrífuga, inclinación de la vía). Por ello, la trayectoria del neumático sobre el suelo forma un ángulo, llamado "ángulo de deriva", con el plano axial de la llanta.

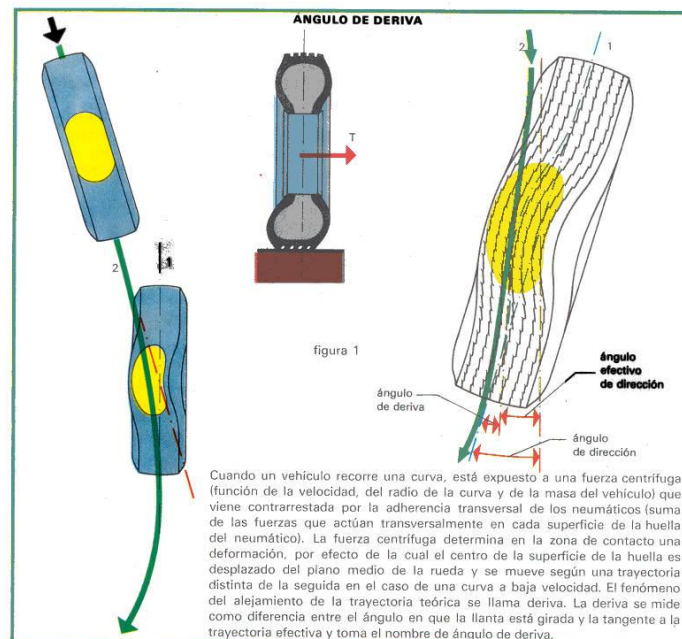


Figura 1.13: Angulo de Deriva

Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

El neumático, sometido a una carga **P**, por efecto de una fuerza axial **T**, experimenta una deformación en la parte adyacente a la superficie de la huella de la cubierta, donde actúa la adherencia necesaria para contrarrestar la fuerza **T**. Tal deformación determina un desplazamiento del centro de la rueda en el mismo sentido de **T**, y hace que durante el rodamiento la banda de rodadura se desarrolle, siguiendo la trayectoria **2** en lugar de avanzar a lo largo de la línea **1**, que seguiría si no estuviese expuesta al empuje lateral. La trayectoria **2**, si la fuerza **T** es constante, es también una recta, que forma con la **1** un cierto ángulo, llamado ángulo de deriva.

El ángulo de deriva de una rueda:

- aumenta, si la carga aumenta
- disminuye, si la presión de inflado aumenta
- disminuya, si la anchura del neumático aumenta

El efecto de deriva modifica la estabilidad del coche en línea recta, así como en los virajes.

Para demostrar de una manera evidente la influencia de la deriva sobre el comportamiento del vehículo en movimiento, se debe suponer que la acción del empuje lateral se reparte igualmente sobre los ejes delantero y trasero y que estos están cargados con el mismo peso **P**. Para una medida y tipo de neumático fijos y una anchura de llanta determinada, esto equivale a hacer depender la deriva solo de la presión de inflado. Sea α y β respectivamente, los ángulos de deriva de los neumáticos delantero y trasero se pueden presentar distintos casos.

Deriva en trayectoria rectilínea

$\alpha > \beta$

Neumáticos traseros más inflados que los delanteros a igualdad de carga.

La deriva del eje delantero es mayor que la del trasero: el vehículo tiende a girar hacia la derecha y origina una fuerza centrífuga **F** siendo contraria a la fuerza perturbadora **T**, disminuye sus efectos. El vehículo es estable: para conservar la dirección inicial, será suficiente mover ligeramente el volante para compensar el efecto de la deriva.

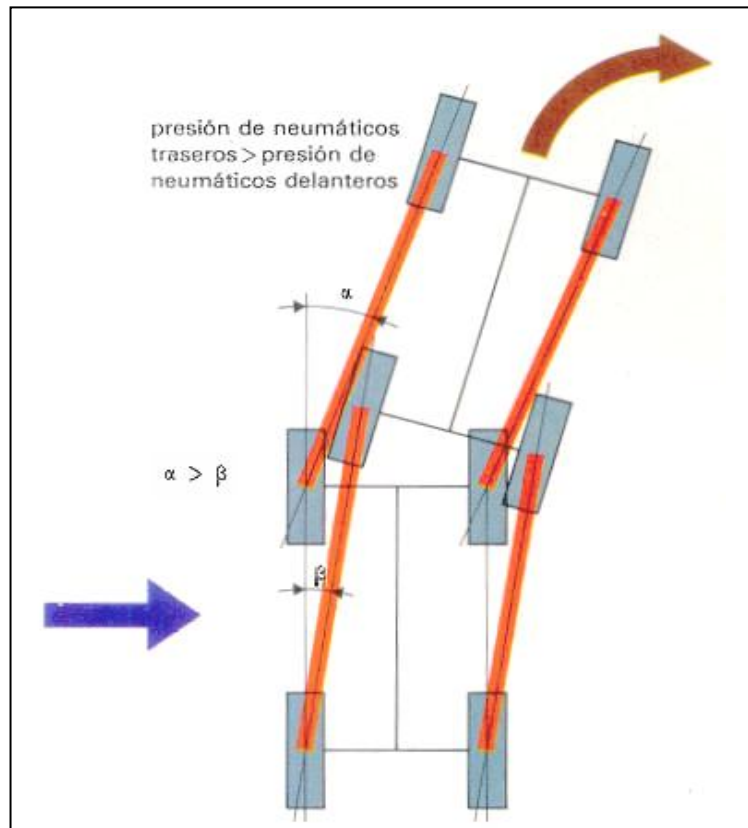


Figura 1.14:
Deriva en
trayectoria
rectilínea $\alpha > \beta$
Fuente:
Enciclopedia
Salvat del
Automóvil

$\alpha < \beta$

Neumáticos traseros menos inflados que los delanteros a igualdad de carga.

La deriva del eje trasero es superior a la del eje delantero: el vehículo tiende a girar hacia la izquierda y origina una fuerza centrífuga F que, teniendo la misma dirección que la fuerza perturbadora T , amplifica los efectos. El vehículo es inestable y tiende a colocarse a través; la corrección para conservar la trayectoria inicial exigirá un contraviraje a golpe de volante, operación más difícil que la anterior.

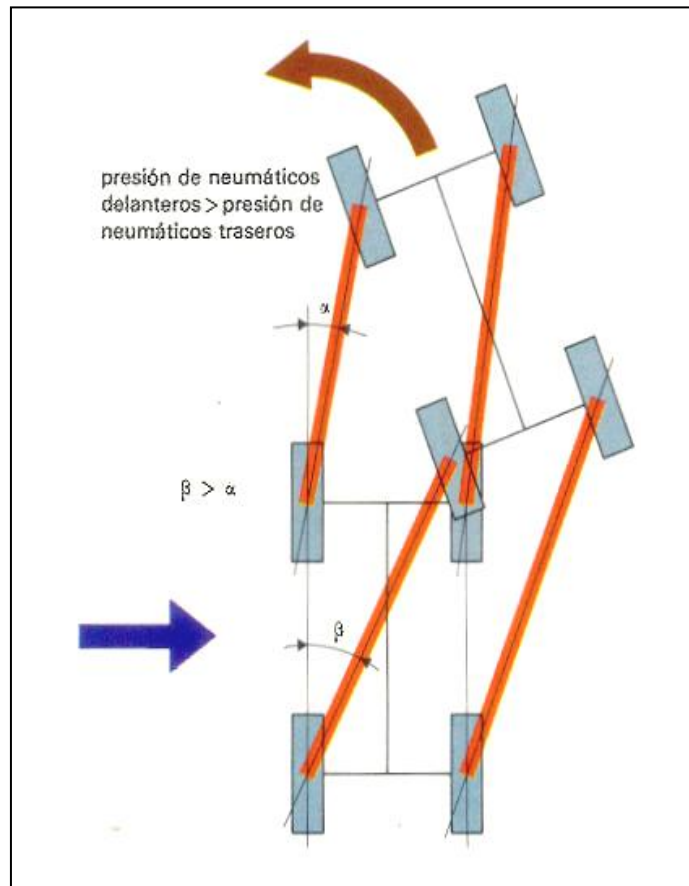


Figura 1.15:
Deriva en
trayectoria
rectilínea $\alpha < \beta$
Fuente:
Enciclopedia
Salvat del
Automóvil

$$\alpha = \beta$$

Neumáticos delanteros y traseros inflados a la misma presión y cargas iguales.

El vehículo sufre un desplazamiento perturbador en el mismo sentido que T, manteniéndose paralelo a sí mismo y siguiendo una trayectoria rectilínea inclinada un ángulo α respecto a la inicial. El conductor estará obligado a corregir continuamente la trayectoria de marcha, girando las ruedas en sentido contrario a la dirección de deriva.

Deriva en las curvas

$$\alpha > \beta$$

El vehículo recorre una trayectoria de radio más grande que el impuesto por la orientación de las ruedas delanteras. En este caso se denomina al vehículo subvirador y tiende a salirse de la curva (trayectoria 3 en la figura).

$$\alpha < \beta$$

El vehículo recorre una trayectoria de radio más pequeño que el impuesto por la orientación de las ruedas delanteras. En este caso se denomina al vehículo sobrevirador y tiende a entrar hacia el interior de la curva (trayectoria 2 en la figura).

$$\alpha = \beta$$

El vehículo es neutro, o sea que puede actuar como subvirador o sobrevirador, según sea la carga. Esta condición constituye un inconveniente para el conductor que, habituado a un cierto tipo de conducción, encuentra dificultad en cambiarla continuamente según las circunstancias.

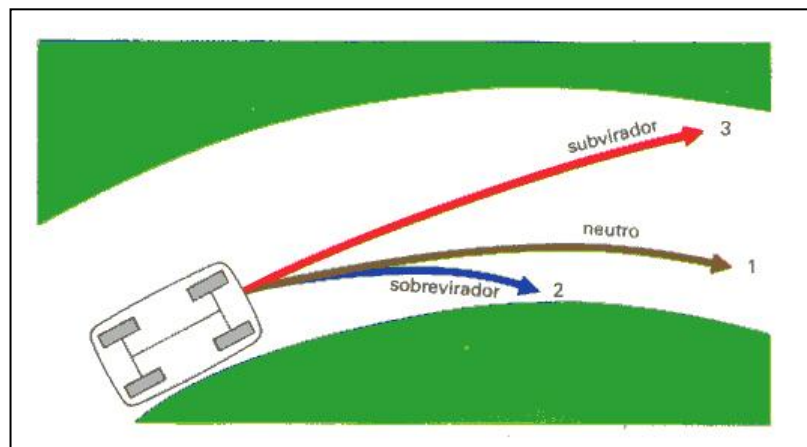


Figura 1.16:
Deriva en
Curvas
Fuente:

Enciclopedia Salvat del Automóvil

Todo esto lleva a concluir que, para que un vehículo sea estable, es preciso que la resistencia a la deriva del eje trasero sea superior a la del eje delantero, o bien en otros términos, que el ángulo de deriva de las ruedas delanteras sea superior al ángulo de deriva de las ruedas traseras.

De esta forma, para aumentar la estabilidad de un coche, se puede actuar sobre:

- La distancia del centro de gravedad al eje delantero y al eje trasero; aproximando el centro de gravedad al eje delantero, es decir cargando más la parte delantera del vehículo.
- Aumentando la rigidez de los neumáticos traseros, es decir aumentando su presión de inflado o aumentando su ancho.

Transferencia de pesos

Cuando un automóvil dobla en un viraje, peso es transferido desde las ruedas interiores a la curva, hacia las ruedas exteriores. Esta transferencia de pesos, es muy importante tomarla en cuenta, es independiente de las suspensiones o elementos elásticos y solo depende de la altura del centro de gravedad y de la trocha del vehículo.

Esta transferencia de pesos también existe del tren o eje delantero al tren trasero, al momento de aceleración; y del tren trasero al tren delantero al momento de desaceleración o frenada. Esta transferencia de pesos depende solamente de la altura del centro de gravedad y la distancia entre ejes del vehículo

ALINEACIÓN

Se dice que las cuatro ruedas de un vehículo están alineadas cuando sus cuatro cubos (o los puntos A, B, C, D de la figura 1.17) constituyen los vértices del cuadrilátero fijado previamente por el constructor y determinado por los valores del paso o batalla y de las vías.

Si ambas. vías son iguales, el cuadrilátero es un rectángulo, mientras que si son distintas es un trapecio isósceles.

No hay que confundir la alineación con la verificación de los ángulos característicos de ruedas. Mientras que la alineación establece la posición de los centros de las ruedas respecto al eje de simetría del vehículo, la caída y la convergencia establecen los ángulos de las ruedas (en los tres planos) respecto puntos A, B, C y D. Por tanto, puede darse el caso de coches con los ángulos de las ruedas correctos, pero con una alineación errónea y viceversa.

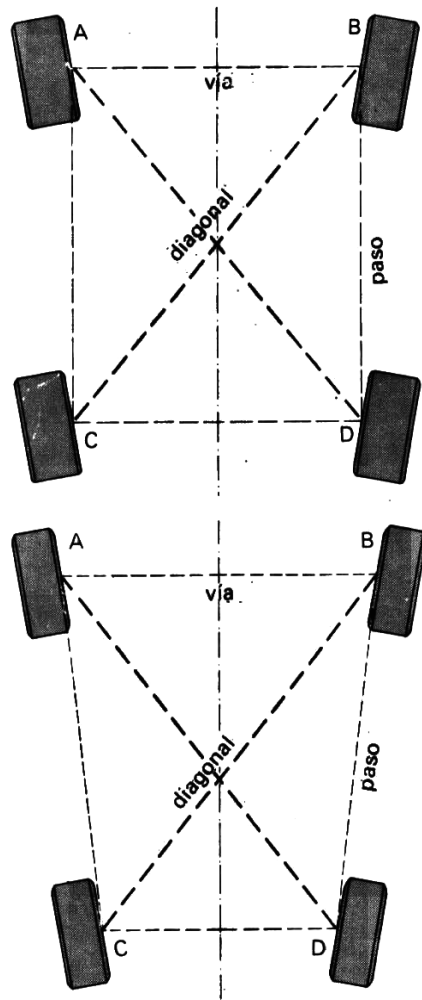


Figura 1.17: Alineación de las Ruedas
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Normalmente, cuando un coche sufre un accidente, tanto la alineación como los ángulos de las ruedas resultan alterados a causa de la deformación permanente de la llanta, el cubo, el montaje del cubo, los brazos oscilantes, el puente, la caja del puente (para ejes rígidos), las fijaciones de las suspensiones o incluso la propia carrocería. Al sustituir las piezas deformadas, tanto la alineación como los ángulos vuelven a ser los correctos. Sin embargo, a veces es imposible determinar cuales son las piezas deformadas, como ocurre en los coches nuevos debido a un montaje defectuoso de los órganos de las suspensiones o a la construcción defectuosa de una de las piezas antes mencionadas. No obstante, el desgaste irregular de los neumáticos o la tendencia de la dirección a irse hacia un lado testifican que las ruedas no se hallan en su posición correcta. En tal caso, sólo la verificación de la alineación, tras haber efectuado la revisión de los ángulos, es capaz de detectar el defecto.

Las principales consecuencias de una alineación incorrecta son:

- desgaste irregular de los neumáticos; -imprecisión de la dirección y del retorno de las ruedas;
- coche excesivamente sobrevirador o subvirador;
- inestabilidad direccional del coche;
- cargas anormales sobre los rodamientos de las ruedas y sobre las articulaciones de las suspensiones.

Para revisar la alineación de las ruedas de un coche es preciso proceder gradualmente. Ante todo conviene medir los valores de los ángulos característicos de las ruedas y, si son incorrectos, corregirlos. Luego puede procederse a la revisión de la alineación con un sistema óptico u óptico electrónico. El sistema manual de medir con un cordel el paso (de los dos lados), las vías y las diagonales es exacto desde el punto de vista teórico, pero no da seguridad debido a la dificultad de obtener con exactitud los valores de las diagonales y las vías. Sin embargo, hay que tener presente que los diferentes aparatos ópticos sólo controlan la simetría de un lado con su opuesto y no son capaces de evidenciar una deformación igual en las ruedas delanteras y en las traseras, como sucede, por ejemplo, en caso de choque frontal, en el que el paso se acorta de la misma forma en ambos lados. Por tal motivo es preciso efectuar también la medición del paso y de las vías con un cursor. Una vez determinada cuál es la suspensión defectuosa, tras haber corregido la alineación a sus valores iniciales, sustituyendo las posibles piezas deformadas o corrigiendo los tirantes y brazos extensibles, conviene proceder de nuevo a la revisión de los ángulos característicos de las ruedas, cuyo valor habrá variado con las operaciones precedentes.

En caso de deformación de la carrocería o del bastidor, la alineación se restituye revisando los puntos de anclaje de las suspensiones. Para esta operación los fabricantes suministran unos calibres o unos bastidores especiales sobre los cuales se ancla la carrocería para efectuar su revisión. A veces solo se dan algunas mediadas básicas, que permiten, precisamente, devolver las fijaciones de las suspensiones a sus posiciones originales.

DIRECCIÓN

El mecanismo de dirección que se aplica en la actualidad y universalmente en todos los vehículos está basado y sigue las disposiciones del cuadrilátero de Ackermann o Jeantaud. Este fue patentado en Londres en 1918 por Rudolf Ackermann. Es un sencillo mecanismo que realiza la unión entre los ejes de las ruedas directrices del vehículo.

Está formado por dos lados inclinados, unidos rígidamente a las ruedas, que toman el nombre de brazos de la dirección, y por un lado que los une

transversalmente, que se denomina barra de acoplamiento. Esta se une a cada uno de los brazos de la dirección con una rotula esférica que hace posibles también los desplazamientos verticales diferentes de cada rueda.

Con el cuadrilátero de dirección se consigue el viraje correcto con bastante aproximación, cuando la inclinación de los brazos es tal que sus prolongaciones se encuentran en la mitad del eje trasero. Por su precisión y sencillez de construcción, el cuadrilátero se emplea todos los vehículos de motor. Con el cuadrilátero se consigue el giro correcto para dos ángulos en cada dirección. El primer valor, común para ambos sentidos, es el que corresponde a la marcha rectilínea; el segundo suele corresponder a un valor del ángulo comprendido entre 25 y 27 grados.

El error de dirección comprendido entre 0 y 25 grados es bastante pequeño (unos 2 grados), lo cual es muy importante, puesto que se trata del campo de los ángulos normales de giro empleados durante la marcha del vehículo a velocidad elevada. Para ángulos de más de 25 o 27 grados, los errores de dirección son más importantes, pero no constituyen un problema grave, puesto que esos ángulos tan elevados se alcanzan raramente y siempre a baja velocidad.

En general, el diseño del cuadrilátero se efectúa fijando un valor del ángulo de giro α de una rueda y determinando, a través de la geometría del cuadrilátero real, el ángulo β de la otra rueda. Ésta se compara después con el ángulo β_t de la misma rueda, que se conseguiría en caso de que el viraje fuese correcto y que se determina con la fórmula 1.1. Repitiendo tal operación para varios valores de α , se obtiene un diagrama que permite conocer y reducir los errores de dirección.

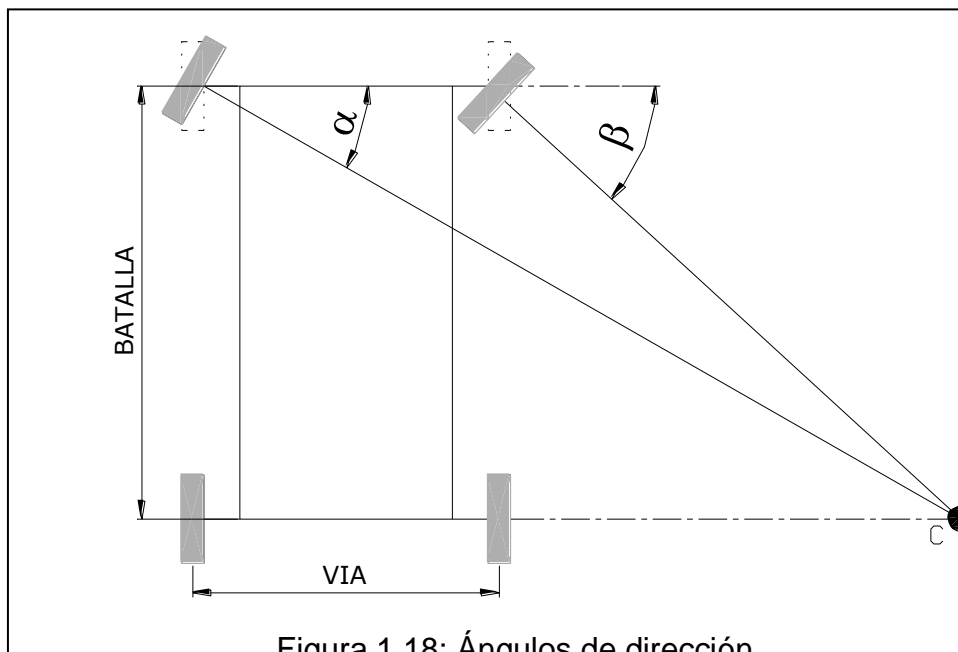


Figura 1.18: Ángulos de dirección

Fuente: Personal

Formula 1.1:

$$\cot g(\alpha) - \cot g(\beta) = \frac{Vía}{Batalla}$$

Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

El único dato del cuadrilátero que debe establecerse es el ángulo γ que forma el plano de la rueda con el brazo de dirección. En cambio, la longitud de ese brazo no tiene mucha importancia y es fijada sólo en función de las dimensiones durante el viraje. Las características del vehículo que interesan para construir un cuadrilátero son:

- la distancia (al suelo) entre los pivotes de la dirección de las dos ruedas delanteras (que coincide con la anchura de vía cuando el radio de rodadura es nulo).
- La batalla o paso, es decir, la distancia entre las ruedas delanteras y las traseras.

De la misma manera el cuadrilátero no depende de la anchura de vía trasera, sino del paso y, por tanto, se modifica cada vez que se alarga o acorta. En la práctica, para obtener un cuadrilátero con errores casi nulos para virajes de 25 grados, es necesario que las proyecciones de los brazos de dirección se encuentren delante del eje trasero (aproximadamente, a 1/10 del paso).

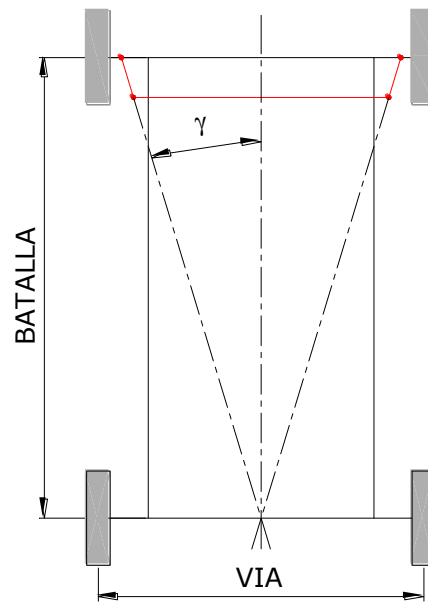


Figura 1.19: Cuadrilátero de dirección
Fuente: Personal

Angulo de viraje máximo

Es del orden de 45 grados. Para que el vehículo pueda maniobrar fácilmente, debe ser tal que las ruedas puedan girar en un círculo de diámetro igual a cuatro veces el valor de su batalla. Esta condición se comprueba sobre el trazado.

Relación de desmultiplicación

Es la relación de los ángulos descritos respectivamente por la mangueta y por el volante de dirección. Al variar según la orientación de las ruedas, esta relación debe medirse en la posición aproximada de marcha en línea recta. Su valor varía, en los vehículos de pasajeros entre 1/12 y 1/24. Para los vehículos de competencia puede tener una relación hasta de 1/10.

ÁNGULOS DE LAS RUEDAS

Las ruedas de los automóviles no están completamente verticales, ni paralelas, al eje longitudinal del vehículo. En particular las ruedas de la dirección no giran alrededor de un eje vertical, sino en torno a un eje inclinado. Los ángulos que las ruedas y los ejes de las manguetas forman con los planos horizontales y verticales sirven para obtener las mejores condiciones de conducción, es decir, para evitar

arrastres y los consiguientes desgastes de los neumáticos, para mejorar la estabilidad, para obtener un esfuerzo suave y progresivo en la dirección y para facilitar el retorno de la misma después de una curva.

Ángulo de convergencia de la rueda (en inglés: toe-in):

Angulo formado por los planos medios de las ruedas con el eje longitudinal del vehículo. Cuando los dos planos se acercan hacia la parte anterior del vehículo, existe convergencia; cuando se separan, existe divergencia. Normalmente la medida no se efectúa por medio del ángulo, sino como segmento (véase la figura).

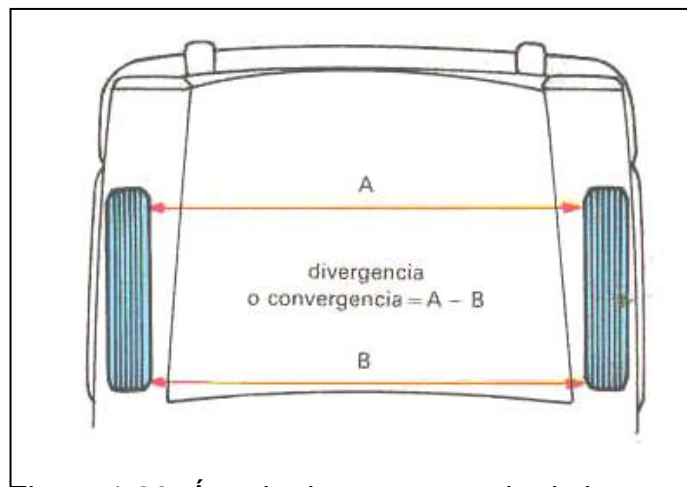


Figura 1.20: Ángulo de convergencia de las ruedas
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

La convergencia de las ruedas anteriores en los automóviles de tracción trasera sirve para compensar las cargas sobre el cuadrilátero de la dirección, debido a la inclinación de las ruedas y a las inflexiones del puente delantero sobre el plano horizontal. Las máximas convergencias se dan en los vehículos rápidos teniendo en cuenta también el valor del ángulo de inclinación de las ruedas.

En el caso de automóviles de tracción delantera, las ruedas motrices pueden presentar convergencia nula o una ligera divergencia. Esta solución se adopta porque las ruedas directrices, por efecto del par motor que se les aplica, tienden a converger. Las ruedas posteriores de los automóviles de tracción anterior son siempre convergentes, para mejorar la estabilidad del tren trasero en sentido lateral.

Ángulo de incidencia o avance del pivote (en inglés: caster angle):

Ángulo que se forma entre el pivote o eje del montante de la mangueta y la vertical de una rueda que cambia de dirección de un vehículo. Generalmente, el pivote está inclinado respecto a los 2 planos verticales que atraviesan la rueda (uno, en sentido longitudinal, y el otro, en sentido transversal). El ángulo de incidencia es el que se forma entre el pivote y el plano longitudinal; por tanto, es el que mide la inclinación hacia delante del pivote. Dicho ángulo determina que el eje sobre el que gira la rueda al cambiar la dirección encuentre el terreno en un punto diferente del centro de la superficie de la huella del neumático. La distancia, medida sobre el terreno, entre el centro de esa superficie y el punto en que se encuentran el eje de cambio de dirección y el terreno se denomina ángulo de avance, puesto que, considerando el sentido de marcha del vehículo, el punto de contacto entre el eje de cambio de dirección y el terreno se encuentra delante del centro de la superficie de la huella.

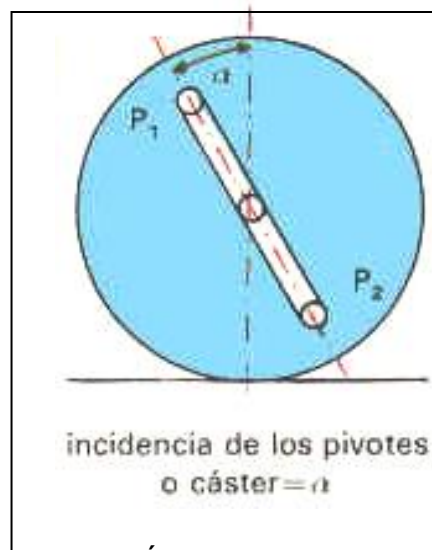


Figura 1.21: Ángulo de avance del pivote
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

El efecto del ángulo de incidencia se manifiesta de varias maneras, según que el vehículo esté parado o circule a velocidad normal. Cuando el vehículo está parado, su efecto es esencialmente negativo, pues, al girar el volante, se obliga al neumático a rozar sobre el terreno más intensamente que si el ángulo de incidencia fuese nulo. Por tanto, la dirección es más dura. Por otra parte, durante el cambio de dirección, el ángulo de incidencia provoca un rebajamiento de la altura de la parte delantera del vehículo (cuya carrocería se encuentra en la

posición más elevada cuando las ruedas están perfectamente rectas). Esto hace menos duro el cambio de dirección cuando el vehículo ha adquirido velocidad.

En cambio, durante la marcha normal el efecto del ángulo de incidencia es fundamental para volver a alinear las ruedas después de una curva o tras leves variaciones debidas a las asperezas del terreno. En realidad, la resistencia que el neumático encuentra durante su giro actúa como un par que tiende a enderezar la rueda. El valor de este par depende del rozamiento del neumático, del ángulo de viraje, de la velocidad y del ángulo de incidencia.

Para tener una idea del efecto del ángulo de incidencia basta pensar en el comportamiento de las ruedas de un carrito de camarero. Puesto que el empuje es aplicado en un punto diferente del de la resistencia, se crea un par alrededor del punto P que tiende a enderezar la rueda (figura 1.20); lo contrario ocurre en la marcha atrás; tanto es así, que la dirección tiende a determinar inicialmente la rueda.

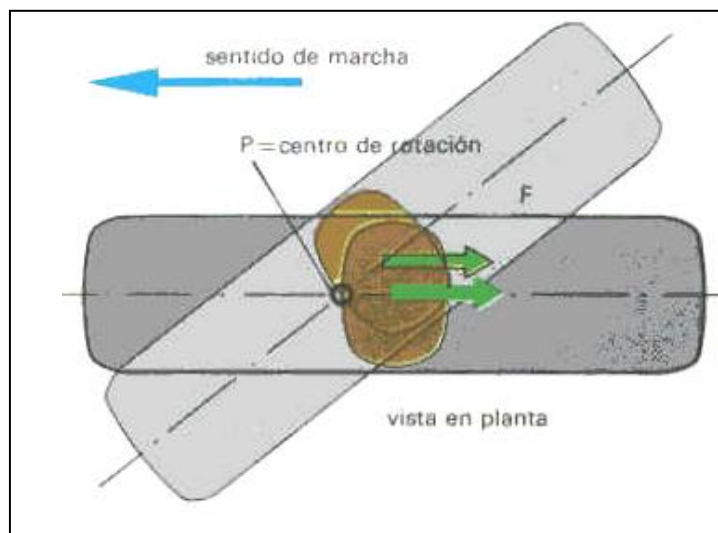


Figura 1.22: Centro de rotación
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

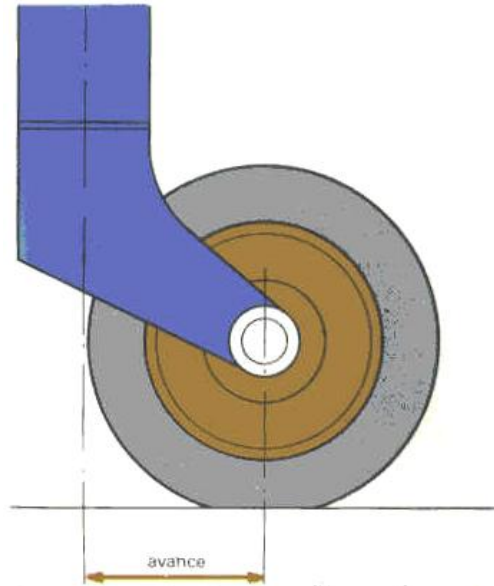


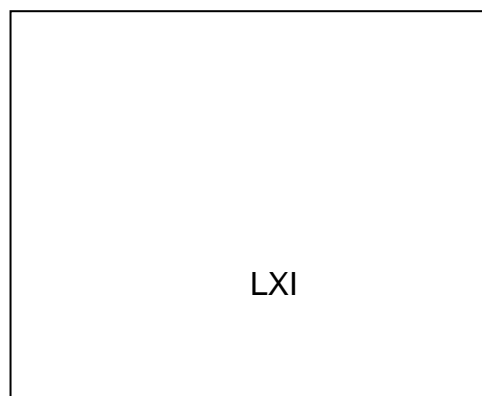
Figura 1.23: Avance

Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

En los vehículos de tracción delantera el problema es más complejo, puesto que la dirección y, sobre todo, el valor de las fuerzas que transmite el terreno al neumático, cambian en función de que el motor esté tirando o esté libre. En la situación de tiro las fuerzas aplicadas al neumático se invierten: sobre la superficie de la huella no hay resistencia (dirigida hacia atrás), sino tracción (dirigida hacia delante). Por consiguiente, queda claro que para obtener el enderezamiento de las ruedas, el punto P deberá encontrarse detrás de la superficie de la huella. En este caso, se lleva a cabo una combinación entre las diferentes exigencias, dando a la incidencia un valor muy pequeño o nulo y confiando a los demás ángulos característicos de las suspensiones y al poder autoenderezante del neumático la función de volver a poner las ruedas delanteras paralelas a la dirección de marcha.

Ángulo de inclinación o caída de la rueda (en inglés: *camber angle*):

Ángulo formado por el plano medio de la rueda con la vertical. Cuando el vehículo está en marcha rectilíneo, los planos medios de las ruedas no son paralelos entre si, sino que convergen hacia abajo o hacia arriba. El ángulo es positivo si las ruedas convergen hacia abajo, y negativo si convergen hacia arriba.



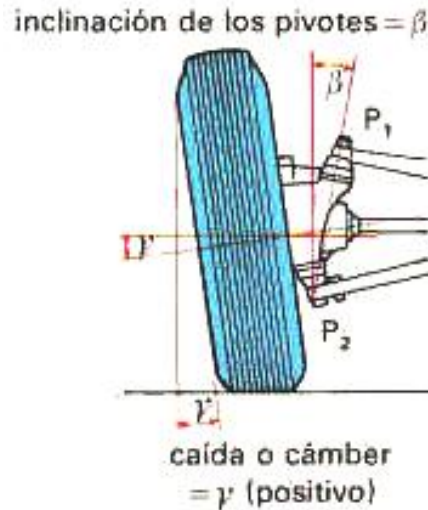


Figura 1.24: Ángulo de inclinación o camber
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

La inclinación de las ruedas (positiva) surgió para evitar que se salieran los bujes y servía para aproximar el centro de apoyo del neumático al punto de intersección del eje de la mangueta con el suelo, reduciendo así el esfuerzo de conducción: en el pasado la inclinación tuvo siempre valores positivos muy elevados. En los años sesenta se impuso la tendencia a usar inclinaciones nulas o negativas por motivos de adherencia y de desgaste del neumático.

Actualmente los valores del camber sobre las ruedas delanteras son muy bajos (de $30'$ a 2° positivos) para los vehículos de propulsión trasera, mientras que son nulos o negativos para los de tracción delantera. Sobre las ruedas traseras la tendencia más usual es la de aplicar camber negativo para mejorar la adherencia de los neumáticos. El ángulo de camber se determina según el proyecto y las experiencias realizadas para obtener un mínimo desgaste en línea recta y la máxima adherencia en las curvas (o sea la máxima superficie de contacto). El ángulo de camber varía, por lo general, cuando se modifica el ángulo de balanceo en función del tipo de suspensión adoptado.

Examinando algunos tipos de suspensión, desde el punto de vista de las variaciones de camber:

- Eje rígido y puente De Dion: el camber no varía con el ángulo de balanceo.
- Suspensión de brazos longitudinales: la rueda es obligada a permanecer paralela a la caja del vehículo; por consiguiente, la variación del camber es igual a la del ángulo de balanceo. La misma explicación es válida para suspensiones telescópicas y para las de cuadrilátero transversal, con brazos iguales paralelos.

- Suspensión de cuadrilátero transversal de lados desiguales y suspensión Mc Pherson: en general el camber varía poco con el ángulo de balanceo. Comúnmente se selecciona una disposición, o sea una combinación de longitudes y de ángulos de los brazos, para las cuales el camber permanece constante para la rueda externa (más cargada en las curvas), mientras se tolera una variación notable del camber para la rueda interna (menos cargada en las curvas).

Normalmente, el ángulo de camber se controla a través de las medidas A y B, a efectuar en un vehículo con carga estática cada 15.000 km. Según los tipos de vehículo, es posible o no un registro del ángulo de camber.

Ángulo de inclinación o salida del pivote de mangueta (en inglés: king pin angle):

Ángulo formado en el plano transversal del vehículo por el eje del pivote de mangueta (es decir, el eje alrededor del cual gira la rueda accionada por la dirección) con la vertical.

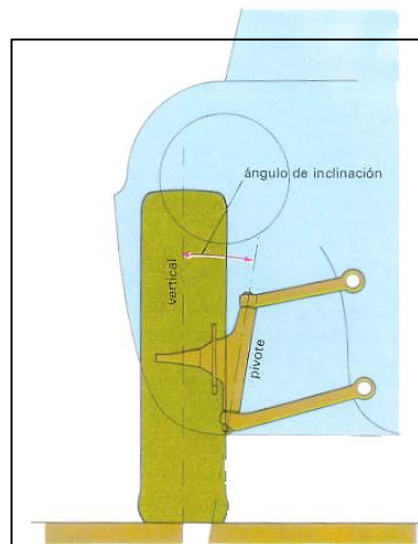


Figura 1.25: Ángulo de inclinación del pivote
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Con este ángulo se consiguen dos objetivos: al igual que el ángulo de caída, determina una aproximación del centro de apoyo del neumático a la intersección del eje del pivote con el suelo (disminuyendo el esfuerzo de conducción); además, determina la estabilidad en la trayectoria del movimiento del vehículo, en el sentido

de que por cada movimiento de la dirección se crean fuerzas estáticas que tienden a llevar el coche a la posición de marcha rectilínea.

La inclinación del pivote de mangueta es un factor fundamental respecto a la facilidad de conducción, puesto que garantiza una tendencia automática de las ruedas directrices a mantenerse rectas. Si se imagina que la superficie de contacto entre la carretera y el neumático queda reducida a un punto, la trayectoria que dicho punto recorre durante el cambio de dirección del eje de rotación es una circunferencia que, por efecto de la inclinación del eje de rotación, se apoya sobre un plano inclinado respecto a la superficie del terreno.

Por consiguiente, a la acción del cambio de dirección corresponde un levantamiento de la parte delantera del vehículo, proporcional al ángulo de cambio de dirección, que da lugar a un retornó a la posición más baja, la cual resulta ser precisamente la de las ruedas rectas.

Esta tendencia se manifiesta como una oposición al esfuerzo del cambio de dirección, pero no se advierte cuando está parado el vehículo a causa de los elevados rozamientos existentes.

Por el contrario, cuando el vehículo inicia la marcha, los rozamientos se reducen y la inclinación provoca una fuerza que se opone (proporcionalmente al ángulo de cambio de dirección) y garantiza el endurecimiento automático de las ruedas. El efecto de retorno debido a la inclinación es independiente de la velocidad del vehículo y depende únicamente del ángulo de cambio de dirección. No obstante, a alta velocidad, actúa otra fuerza de enderezamiento producida por el ángulo de incidencia o caster.

La aplicación de las llantas de chapa estampada, eliminando todos los problemas de posición de las articulaciones, ha permitido el desarrollo en las configuraciones de las suspensiones.

Es posible hacer caer la prolongación del pivote en el exterior respecto al centro de la superficie de la huella del neumático (radio de rodadura negativo). Dicha configuración conserva todos los efectos debidos al ángulo de incidencia, mientras que invierte los efectos de los pares que se crean con el en ángulo de inclinación o king pin. Esta última consecuencia es particularmente ventajosa en el caso de la tracción delantera; efectivamente, si el radio de rodadura es negativo, el par creado por la tracción tiende a abrir las ruedas y, por consiguiente, amplía el esfuerzo en el volante.

Todos estos ángulos tienen en general valores moderados, pero es suficiente que uno de ellos sea incorrecto para provocar inconvenientes en la estabilidad direccional del coche, en el frenado, en la estabilidad sobre carretera y en el desgaste de los neumáticos. Incluso es posible que se produzcan vibraciones anormales en el volante de dirección.

En el proyecto de un vehículo, estos ángulos no pueden fijarse por separado, sino que, al menos en parte, son dependientes entre sí. Para que actúen sólo cuando el vehículo está en marcha, deben calcularse en base a valores dinámicos variables según las cotas de la suspensión, la velocidad, la carga, etc. Los sistemas para su medida pueden ser mecánicos, ópticos y electrónicos.

CENTRO INSTANTÁNEO DE ROTACIÓN

Punto en torno al cual gira un cuerpo en un instante determinado. Se define como la intersección de las perpendiculares a las trayectorias que recorren los puntos del cuerpo en movimiento. Durante el movimiento rectilíneo de un cuerpo, el centro instantáneo de rotación se halla en el infinito en dirección perpendicular al movimiento.

Un cuerpo rígido unido a un sistema de referencia por medio de un eje, posee un centro instantáneo de rotación, con relación a este sistema, que coincide con dicho eje. Si está unido por medio de una varilla (por ejemplo el brazo longitudinal de una suspensión), el centro instantáneo de rotación se halla sobre la recta que pasa por la varilla. Si está unido al sistema por medio de 2 varillas (por ejemplo, las suspensiones de trapecio oscilante), su centro instantáneo de rotación deberá pertenecer a las dos rectas representadas por las varillas y por tanto, se hallará en el punto de intersección de las mismas.

Con razonamientos análogos puede hallarse el centro instantáneo de rotación de cualquier sistema articulado, por complicado que sea el mismo.

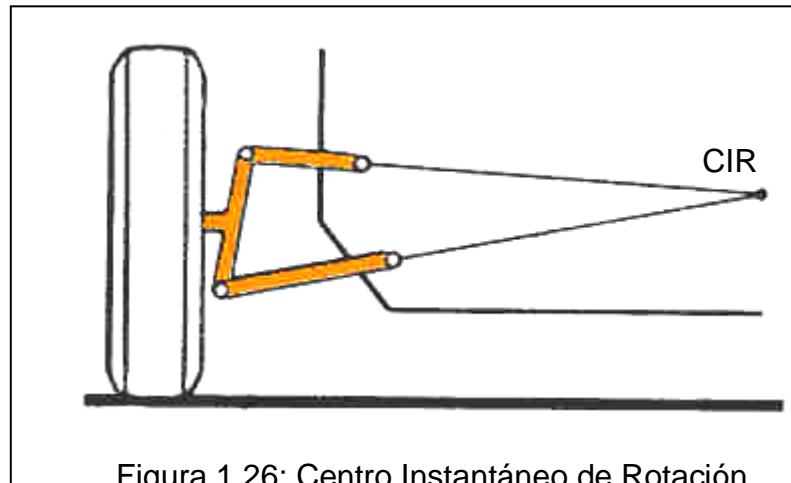


Figura 1.26: Centro Instantáneo de Rotación

Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Para el caso de las suspensiones este punto define lo que sería el centro virtual instantáneo que replazaría al conjunto de los elementos de suspensión por una barra única equivalente. Se la denomina como virtual ya que no existe e instantáneamente porque varía para cada posición de la suspensión.

A lo largo de este eje virtual, es una suspensión normal, deberá situarse entre 1.25 y 2.25 veces la trocha o ancho de vía del vehículo en ese eje.

Este es de real importancia ya que al determinar este punto, se define otro punto tan importante como es el centro de rolido.

CENTROS DE ROLIDO

Punto situado en el plano transversal de la suspensión delantera o trasera, en torno al cual gira la masa suspendida del vehículo bajo la acción de la fuerza centrífuga.

El Centro de Rolido es el lugar de giro instantáneo del chasis respecto de las ruedas (o de la masa suspendida respecto de la no suspendida).

El Centro de Rolido se obtiene, trazando primeramente el Centro Instantáneo de Rotación respecto a la carrocería, punto definido por la geometría de la suspensión; se une este punto con el centro de la huella de la rueda (punto A) y se prolonga la recta así obtenida hasta encontrar el eje de simetría del vehículo; este punto de intersección es el Centro de Rolido.

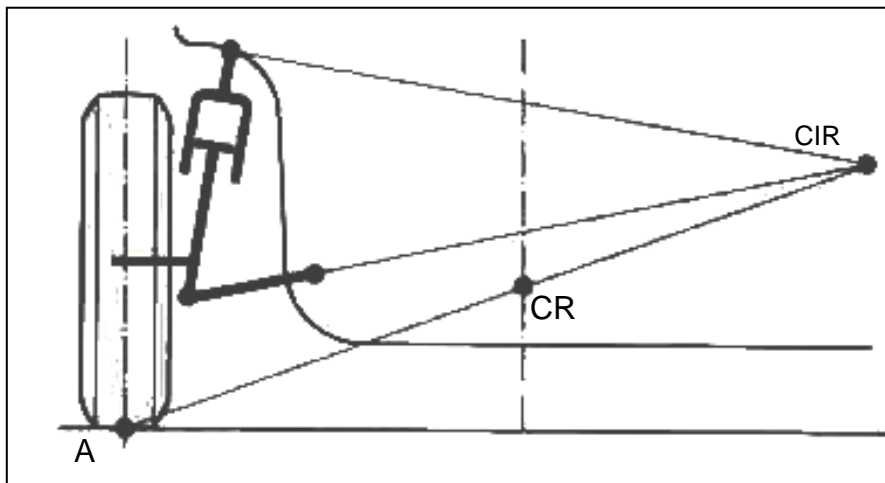


Figura 1.27: Centro de Rolido
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Cuando las suspensiones son simétricas como en la mayoría de los autos, con el cálculo de una sola suspensión, ya es suficiente pues al resolver la del otro lado coincidirá con el mismo punto.

El Centro de Rolido es un punto muy importante pues su posición, como también su movimiento, son de vital importancia. Los dos centros de rolido, delantero y trasero, definen una recta, el eje de rolido, en torno al cual gira el vehículo en sus oscilaciones laterales. Puede desplazarse lateral o verticalmente, o una combinación de ambos, durante el rolido del chasis.

Estos movimientos pueden afectar el funcionamiento del chasis por variar ángulos de alineación o distancias al centro de gravedad. La posición de este eje con respecto al centro de gravedad determina la mayor o menor tendencia del coche a balancearse y a elevarse en las curvas. El Centro de rolido puede estar situado sobre el piso, en el piso, o por debajo de este.

Tomando en cuenta la transferencia de pesos se dice que se traslada la fuerza centrífuga actuante en el Centro de Gravedad, al Centro de Rolido, y aparece un par (par de rolido) que es la responsable del rolido del chasis. La fuerza que ha sido desplazada y queda actuando sobre el Centro de Rolido, tiene una importante incidencia dependiendo de la altura del centro mismo. La reacción a esta fuerza, que pasa por el punto de contacto del neumático con el piso, se descompone en dos fuerzas: una transversal que es la resistencia del neumático y una vertical cuyo valor depende de la altura del centro de rolido.

ANÁLISIS DE FUNCIONALIDAD DEL SISTEMA ACTUAL

El vehículo prototipo tubular tipo “buggy” en el cual se realizó el análisis y en el que se va a incorporar el nuevo diseño del sistema de suspensión delantera, ha sido pensado principalmente para un funcionamiento fuera de la carretera, en condiciones extremas, donde se debe afrontar gran cantidad de desniveles y obstáculos.

La suspensión delantera con la que cuenta actualmente este prototipo es del tipo brazos longitudinales paralelos con barra de torsión. Como característica fundamental de este tipo de suspensión es que posee un recorrido muy limitado,

de 140mm, lo que en condiciones extremas de manejo, se hace poco controlable. Además con el movimiento de la misma, varía notablemente los ángulos de las ruedas, provocando variaciones de dirección del vehículo, falta de control en alta velocidad e inestabilidades.

Para este tipo de condiciones de manejo se debería tener un vehículo que sea muy confortable, liviano, estable, de gran flexibilidad y recorrido de suspensiones. Justamente es ahí donde interviene el nuevo diseño, ya que actualmente el tipo de suspensión delantera que éste posee, no satisface estos requerimientos.

FICHA TÉCNICA

Motor

Tipo: 1.6 litros, 4 cilindros opuestos, Subaru
Posición: trasera, longitudinal
Refrigeración: por liquido
Sistema eléctrico: batería 12V
Potencia máxima: 80 hp a 6500 rpm

Transmisión

Tracción: trasera
Embrague: mono disco en seco
Caja de Cambios: manual, 4 velocidades y retro

Chasis

Tubular

Suspensión

Delantera: brazos longitudinales paralelos con barra de torsión
Trasera: Braco longitudinal sencillo con barra de torsión

Frenos

Delanteros: disco
Traseros: tambor

Llantas

Delanteras: 205/75-R15
Traseras: 215/75-R14

Peso

Eje delantero: 233.5 kg
Eje trasero: 464.0 kg
Total: 697.5 kg

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

Dimensiones

Distancia entre ejes:	2380 mm
Ancho de vía (delantera):	1295 mm
Ancho de vía (trasera):	1460 mm
Altura total:	1330 mm
Altura libre del vehículo respecto al suelo:	230 mm

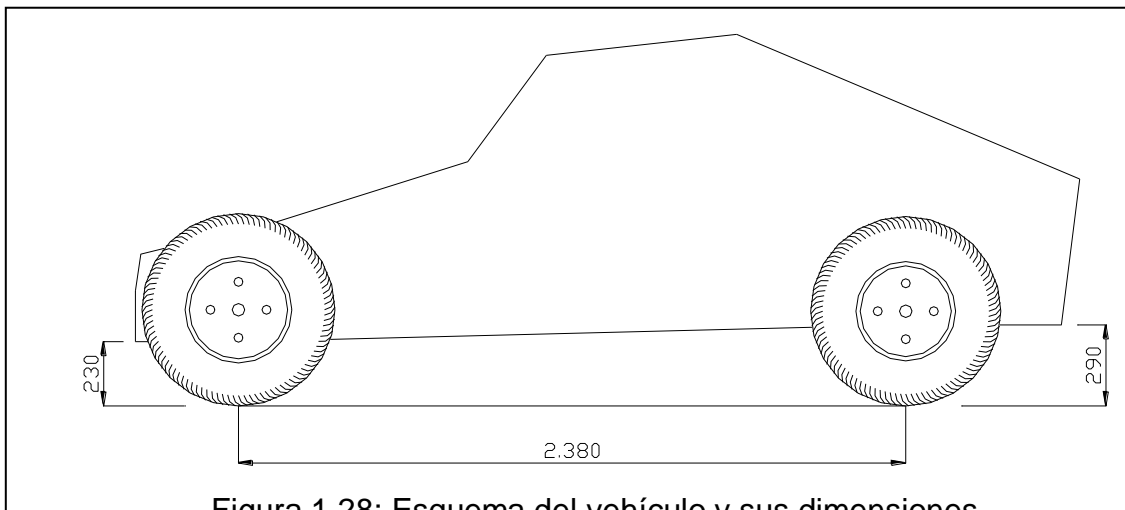
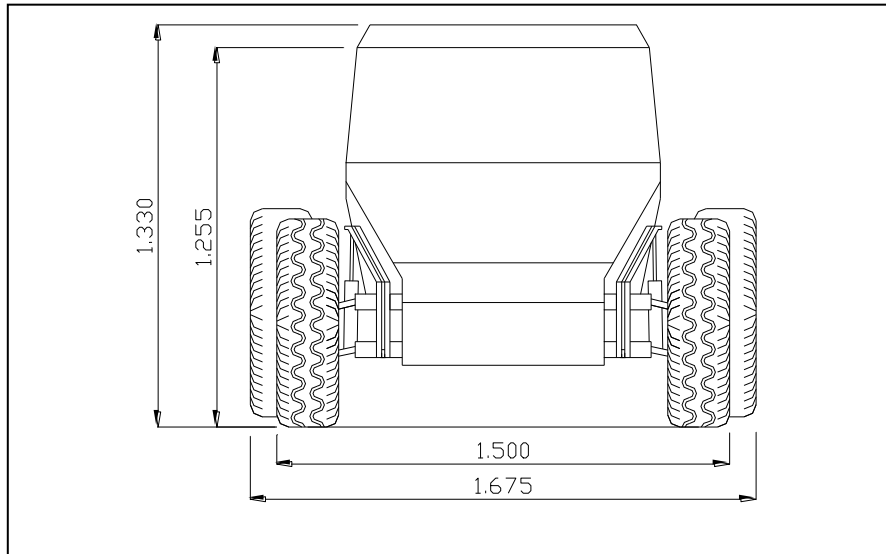


Figura 1.28: Esquema del vehículo y sus dimensiones

Fuente: Personal

Suspensión delantera

Tipo: brazos longitudinales paralelos con barra de torsión

Longitud brazos de suspensión: 200 mm

Recorrido Total: 145 mm

Amortiguador

Tipo: Doble acción de gas presurizado

Recorrido total sin amortiguador: 155 mm

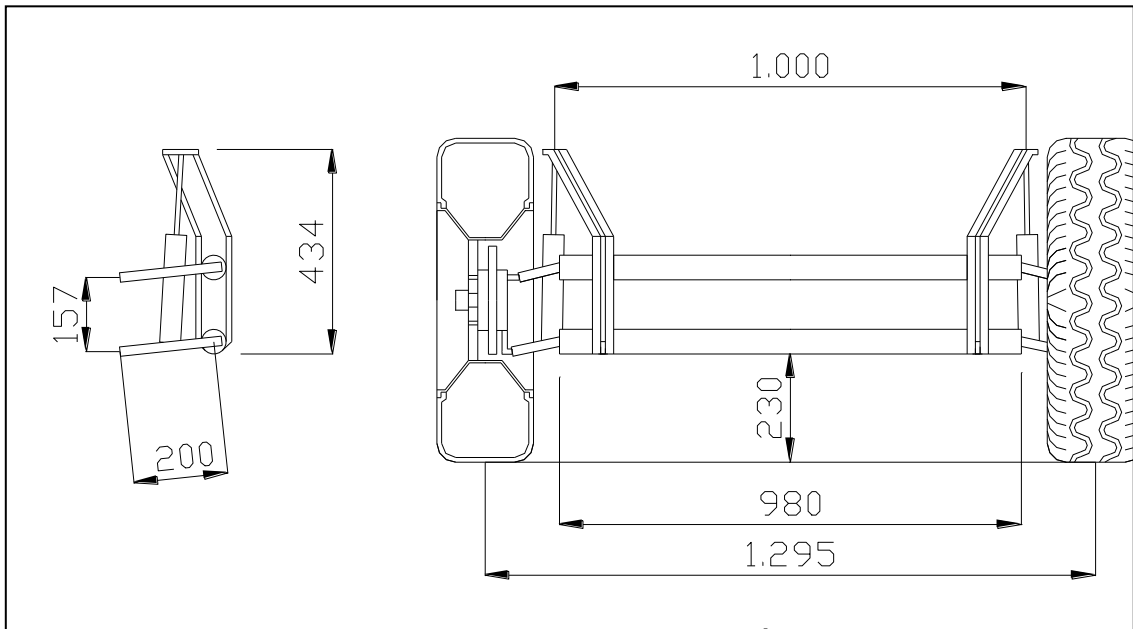


Figura 1.29: Esquema suspensión actual

Fuente: Personal

Ángulos Característicos de las ruedas

Se tomo todos los datos de alineación y ángulos característicos de las ruedas, en una maquina de alineación en dos situaciones diferentes. Se tomo los datos en reposos sin carga adicional al peso del vehículo. Para la segunda medición se añadió carga, se realizo en condiciones normales de operación, ubicando los dos ocupantes que el vehículo puede alojar.

Datos sin carga

Ruedas delanteras:

-CASTER	Izquierdo:	0.1°
	Derecho:	0.9°
-CAMBER	Izquierdo:	1.3°
	Derecho:	0.3°
-CONVERGENCIA	Izquierdo:	-3.7°
	Derecho:	-1.9°
	Total:	-5.6°

Ruedas traseras:

-CAMBER	Izquierdo:	3.7°
	Derecho:	2.3°

-CONVERGENCIA	Izquierdo:	-4.0°
	Derecho:	-1.2°
	Total:	-5.3

Datos con carga (2 personas)

Ruedas delanteras:

-CASTER	Izquierdo:	0.1°
	Derecho:	0.9°
-CAMBER	Izquierdo:	1.4°
	Derecho:	0.2°
-CONVERGENCIA	Izquierdo:	5.9°
	Derecho:	8.1°
	Total:	14.0°

Ruedas traseras:

-CAMBER	Izquierdo:	4.6°
	Derecho:	3.2°
-CONVERGENCIA	Izquierdo:	0.0°
	Derecho:	2.2°
	Total:	2.2°

De los datos obtenidos se puede notar que el sistema de suspensión actual, varía los ángulos característicos de las ruedas notablemente considerando solamente el peso de los ocupantes; al estar en movimiento la oscilación hace que su variación sea más significativa. Se nota una variación del ángulo de camber de 1° en las dos ruedas delanteras, una variación de la convergencia total de 19.6° en las ruedas delanteras, y aunque no se puede notar cambios en los ángulos de caster, al existir mayor movimiento de la suspensión va a haber un notable cambio del caster por característica propia del sistema de suspensión.

REQUERIMIENTOS DEL VEHÍCULO

El presente proyecto está orientado al nuevo sistema de suspensión delantera, por lo que al momento de definir los requerimientos del vehículo, se define principalmente, los de caminos irregulares y no superficies lisas como se construyó la suspensión original del vehículo VW Escarabajo.

Para las condiciones en las cuales se desenvuelve este vehículo, se nota que el sistema con el que cuenta actualmente, no satisface las exigencias de un vehículo todo terreno.

Para obtener un vehículo con cualidades para todo terreno, que cumpla con los objetivos y desempeño de un vehículo de este tipo, se debe seleccionar una nueva configuración. Se sabe que no existe un esquema único de suspensión, y que entre las diferentes configuraciones, no hay uno que pueda satisfacer al ciento por ciento las necesidades del proyecto, por lo que realizando una evaluación de todos ellos, se hallará la solución más adecuada del tipo de suspensión.

Como principal requerimiento y factor para la selección del tipo de suspensión, se debe definir el recorrido de suspensión. Tomando en cuenta el tipo de superficie en donde el vehículo va a circular, se ha propuesto un recorrido mucho mayor que el de la suspensión actual. El nuevo recorrido de suspensión será de 350 mm.

Otro requerimiento que se deben tomar en cuenta es la resistencia; debe ser un sistema resistente, capaz de soportar cargas elevadas, además no debe tener un peso excesivo.

Tiene que ser un sistema de suspensión que logre mantener la estabilidad de marcha del vehículo, que le de a este, maniobrabilidad y facilidad de manejo. Esto se logra cuando la configuración varía su geometría de acuerdo a las condiciones de terreno, sin que se afecte su convergencia.

CAPITULO 2

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

TIPOS DE SUSPENSIÓN

Con el término suspensiones se indica genéricamente el conjunto de órganos mecánicos que en un vehículo unen las ruedas a la estructura principal.

Si la carretera, o en cualquier caso la superficie sobre la que se mueven los vehículos, fuera perfectamente nivelada y lisa, la unión rueda-coche podría simplificarse y ser, en el límite, rígida, en el sentido de que el eje sobre el que gira la rueda podría estar fijado directamente sobre el bastidor. Esto tiene lugar en muchas máquinas de obras públicas y agrícolas, dado que la marcha sobre carretera se efectúa a velocidad muy baja y se considera suficiente confiarse a la flexibilidad de los neumáticos para no transmitir las sollicitaciones al vehículo.

Pero las carreteras nunca son perfectamente lisas y presentan una superficie irregular, con asperezas de algunos centímetros. Por tanto, los automóviles deben estar provistos de dispositivos de unión ruedas-bastidor capaces de asumir estas funciones: la elasticidad, es decir la unión elástica para absorber y transmitir suavemente las asperezas y obtener el necesario confort de marcha; el frenado de la elasticidad, desarrollado por los amortiguadores, que sirve para amortiguar las oscilaciones producidas por la elasticidad de la suspensión, y, finalmente, aquella serie de órganos que, con una particular disposición de los puntos de anclaje, permiten controlar los movimientos verticales de las ruedas para que la trayectoria de marcha se acerque lo más posible a la deseada por el conductor.

Por tales motivos, el automóvil no podría confiar estas importantes funciones exclusivamente a los neumáticos, por blandos que fuesen. De hecho, faltaría el efecto amortiguante que el caucho y el aire poseen sólo en mínima parte y que, además del confort, resulta indispensable para mantener la rueda en contacto con

el suelo. En caso extremo, el conjunto de las suspensiones podría estar inserto en la rueda según un esquema que fascinó a los teóricos de principios de siglo y que se ha traducido en los diversos ejemplos de rueda elástica en la cual el eje estaba unido a la llanta a través de ballestas dispuestas en espiral.

Si el neumático no puede asumir todas las funciones de una suspensión, cabe preguntarse cómo es que los automóviles, a diferencia de los trenes, no tienen ruedas con forros de hierro, sin caucho. La respuesta es que la función fundamental del neumático es aumentar enormemente (en todas las condiciones) la adherencia entre rueda y terreno. Secundariamente, existen las funciones de absorber las asperezas más pequeñas y conservar silenciosa la marcha del vehículo. Los trenes, en cambio, no tienen necesidad de una adherencia particular en las curvas, ya que las ruedas son guiadas por los rieles (sin embargo, para la adherencia longitudinal es necesario que las ruedas motrices están fuertemente cargadas).

LOS ESQUEMAS PRIMITIVOS

Los primeros tipos de suspensión no preveían suspender cada rueda independiente- mente de la caja del vehículo, sino de dos en dos. De hecho, como el automóvil desciende del carruaje de caballos, los primeros constructores transfirieron la técnica de la suspensión de los carruajes a los coches. Estas técnicas preveían 2 ejes rígidos unidos a la caja del vehículo mediante ballestas longitudinales o transversales. Las ruedas estaban forradas con hierro y faltaban los amortiguadores verdaderos. No obstante, el rozamiento de las hojas de la ballesta entre sí facilitaba un cierto amortiguamiento.

El estado de las carreteras, la escasa adherencia ofrecida por las ruedas y la limitada velocidad (consecuencia de los dos primeros factores más que de la potencia de los motores) no exigieron las sofisticaciones alcanzadas por otros órganos del vehículo en los primeros años del siglo. A pesar de que las primeras

suspensiones independientes aparecieron alrededor de 1903, la gran masa de los constructores se orientó hacia soluciones estándar (en general, ejes rígidos con ballestas y asentamiento con notable cámbler positivo delantero), que se mantuvieron en vigor hasta los años treinta cuando no tuvieron ya una justificación clara.

La primera gran revolución, sobre todo respecto al confort de marcha, fue el neumático que obligó a una puesta al día de las suspensiones alrededor de 1920, cuando se introdujo el tipo balón.

Los 100 años de evolución de las suspensiones del automóvil cabe dividirlos en tres fases, cada una caracterizada por una fisionomía particular.

De 1885 a 1920: El paso del diseño de los carruajes hacia técnicas más adecuadas, por principios de construcción y por prestaciones a un vehículo de motor. Los esquemas de construcción permanecieron, aunque fueron innumerables los intentos de nuevas soluciones.

De 1920 a 1955: Búsqueda de soluciones con prestaciones crecientes y una estabilidad que hacía poco se habla convertido en una fundamental exigencia. En este período fue cuando se produjo la progresiva diferenciación de los esquemas de las suspensiones en función del tipo de coche (posición del motor, tipo de propulsión, condiciones de carga, etc.). En el sector de los coches de prestigio y de competición se produjo el desarrollo de esquemas nuevos, más complejos, en búsqueda del confort y las prestaciones más sofisticadas.

Desde 1955 a los años setenta. Adopción de soluciones ya formuladas teóricamente y consideradas de nuevo con esquemas de construcción adecuados a las grandes series (menor coste, mayor fiabilidad, menor mantenimiento); con los mismos objetivos se actuó en búsqueda de soluciones nuevas. También se propusieron algunos esquemas antiguos originales, como el De Dion, el tipo Rover (anterior), las suspensiones intercomunicadas, etc. Desde el punto de vista

propagandístico, las soluciones de reclamo encuentran justificación en las tecnologías que permiten ahora una notable reducción de los costes siendo utilizadas en los coches de prestigio, o bien ante la necesidad de ofrecerlas al público, que todavía es atraído por la complejidad técnica.

Desde el punto de vista funcional, es necesario subrayar que un cierto esquema de suspensión difícilmente tiene de por sí unas dotes de estabilidad y de confort superiores a cualquier otro tipo, en el sentido de que el diseño de aplicación de cada esquema y otros numerosos factores (asentamiento, elasticidad, amortiguadores y, sobre todo, la geometría) pueden modificar completamente el comportamiento. Por ejemplo, una buena suspensión de puente rígido puede comportarse mejor, en cuanto a estabilidad, que una sofisticada pero mal realizada suspensión De Dion.

Los elementos componentes de las suspensiones se dividen, con base a las funciones, en 3 grupos: los órganos geométricos y estructurales de la unión rueda-bastidor (brazos, rótulas, pivotes, manguetas, etc.), los muelles y los amortiguadores.

Para unir las ruedas al bastidor se han estudiado numerosas soluciones, divisibles en 2 grupos: ruedas rígidas (dependientes dos a dos) y ruedas independientes (en las cuales el movimiento de una rueda no induce, al menos teóricamente, movimiento en la otra rueda del mismo eje).

Al primer grupo pertenecen los ejes rígidos transversales, tanto para ruedas no motrices, compuestas por un elemento forjado o por un tubo que une las 2 ruedas, como para ruedas motrices. Para las ruedas motrices, el sistema más difundido es el de puente rígido, que asume las funciones de unir las 2 ruedas motrices entre sí y alojar el grupo de transmisión que comprende el par cónico, el diferencial y los semiejes de las ruedas.

También la suspensión De Dion comúnmente llamada semi independiente, no es más que un eje rígido que une las 2 ruedas, pero tiene el diferencial unido directamente al bastidor de forma fija, permitiendo una reducción de las masas no suspendidas, aunque con una mayor complicación de construcción.

Todas las suspensiones de puente rígido están completadas por una conexión con el bastidor, tanto para el control de las fuerzas longitudinales (propulsión-frenado) como de las fuerzas transversales (en las curvas), que en el caso de suspensión por ballesta pueden desarrollarla las propias ballestas, o bien por bielas sencillas o dobles longitudinales y por un triángulo central o rótula sobre el puente, o incluso por una barra transversal (Panhard) y por 2 traviesas con gemelas (paralelogramo de Watt), o, finalmente, por una guía vertical acanalada o por una horquilla con perno.

RUEDAS INDEPENDIENTES

Los mayores inconvenientes, provocados en los primeros 20 años del siglo pasado en las suspensiones delanteras de eje rígido, consistían en la inestabilidad de marcha y en la dificultad de conducción por terrenos accidentados. De hecho, las irregularidades encontradas por una rueda (que entonces eran de gran diámetro y muy pesadas) repercutían en la otra, provocando una variación de cámbor y un desplazamiento lateral. Debido al movimiento giroscópico, la variación de cámbor daba lugar a imprevistos golpes de la dirección, mientras que por efecto del peso del eje, el más leve rebote se traducía en una pérdida de adherencia (sobre todo cuando las suspensiones para aumentar el confort eran muy blandas).

Esto indujo a los proyectistas, hacia los años treinta, a mantener la solución de las ruedas delanteras unidas rígidamente, dejándolas libres en sus movimientos. En la actualidad, con carreteras mejores, las ruedas de pequeño diámetro y la capacidad tecnológica para construir ejes muy ligeros (de aluminio o de acero de

estampación) y no forjados como antes, probablemente el único problema desfavorable al eje rígido anterior sería el de las solicitaciones giroscópicas. Pero la moda y las tendencias de construcción han suprimido definitivamente esta solución para los coches de turismo.

Respecto a las ruedas traseras, la aplicación del puente rígido tiene defensores y detractores, tal es así que, al final de los años sesenta, en los coches de tracción delantera el eje rígido encontró una segunda juventud. En general, las ruedas independientes tienen un mayor coste industrial, por lo que, cuando no sea indispensable, es decir para la gran mayoría de los coches económicos de motor delantero y propulsión trasera, se prefiere montar un puente rígido.

En particular, las ruedas independientes se pueden dividir así:

De movimiento telescópico

Consisten en una guía cilíndrica vertical sobre la cual se mueve el pivote, permitiendo el vaivén vertical de la rueda. Con el coche en asentamiento plano, las ruedas mantienen un ángulo constante respecto al terreno, y la traza del neumático describe un segmento vertical manteniendo constante la anchura de vía.

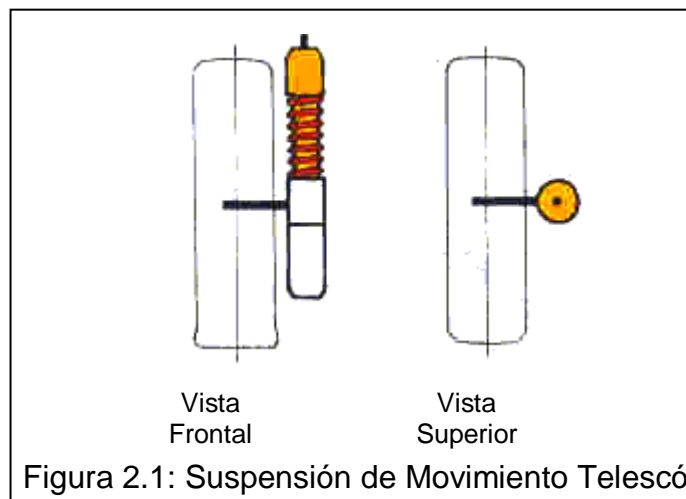


Figura 2.1: Suspensión de Movimiento Telescópico
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

De cuadrilátero deformable

Las más difundidas, comprendiendo dos brazos formados por uno o más elementos colocados sobre dos planos transversales, unidos mediante rótulas al lado del bastidor y con el montante en el lado de la rueda. Para la construcción de éstos se emplea generalmente la chapa de estampación, pero en muchos casos se hace uso de elementos de acero forjado; raramente se usan aleaciones ligeras. En función de la disposición y de los ángulos geométricos característicos de los brazos se pueden obtener sacudidas con variación controlada tanto de la huella del neumático como de los ángulos de la propia rueda respecto al terreno.

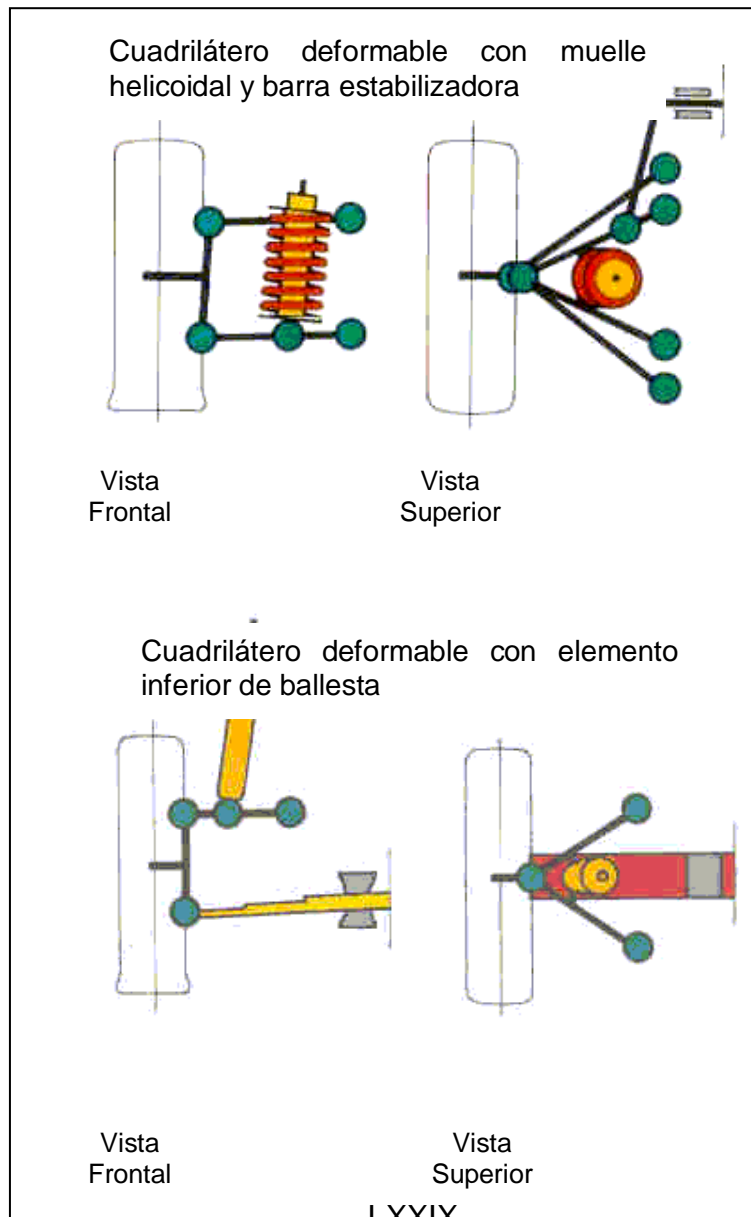
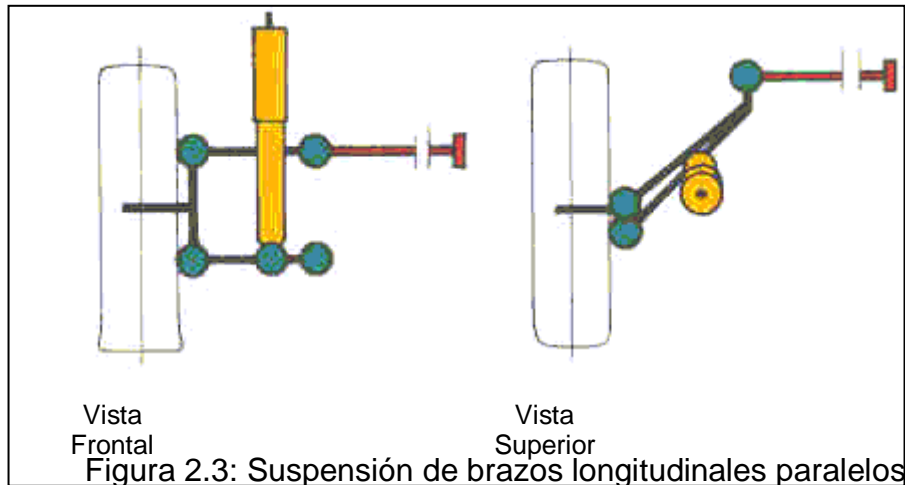


Figura 2.2: Suspensiones de Cuadrilátero Deformable
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

De brazos longitudinales paralelos

Están formados por 2 bielas con eje de rotación transversal y oscilante sobre el plano longitudinal. Los extremos de las bielas están unidos entre sí con el montante de la mangueta. Todos los elementos están construidos con acero forjado. La geometría es similar a la del tipo telescópico, salvo que existe una pequeña variación de la batalla, dado que la traza del neumático describe, sobre el plano longitudinal, un arco de circunferencia.



Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

De brazo longitudinal sencillo

Se trata de una simplificación de la suspensión de brazos paralelos y está representada por el brazo longitudinal, único, también de estampación o de fundición. Para las ruedas directrices, esta suspensión tiene la desventaja de hacer variar el cámbor durante el viraje y el cáster durante los rebotes de las ruedas. Desde el punto de vista de las prestaciones, es similar a la de brazos paralelos o bien a la telescópica.

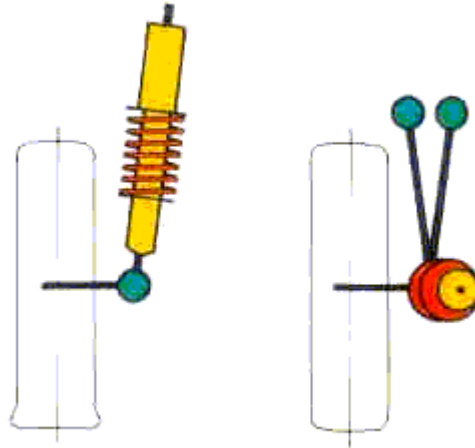


Figura 2.4: Suspensión de Brazo Longitudinal sencillo
Con muelle helicoidal y amortiguador coaxil
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

De brazo transversal

De prestaciones completamente distintas, está constituido por un brazo de un elemento, o de dos elementos con planta en V oscilante transversalmente y en cuyo extremo externo está unida rígidamente la rueda. En algunas configuraciones, la absorción de los esfuerzos longitudinales (frenado, aceleración) está confiada a una barra longitudinal. Este sistema produce una variación de cámara, con las sacudidas, más bien acentuada e inversamente proporcional a la longitud del brazo.

De brazo compuesto y eje oblicuo de rotación

Es un compromiso entre el brazo longitudinal sencillo y el brazo transversal. Formado casi siempre de una V en planta, con articulaciones cuyos ejes forman un ángulo oblicuo respecto al eje transversal del coche; permiten una recuperación del cámara, pero dan variación del cáster con las sacudidas de la rueda.

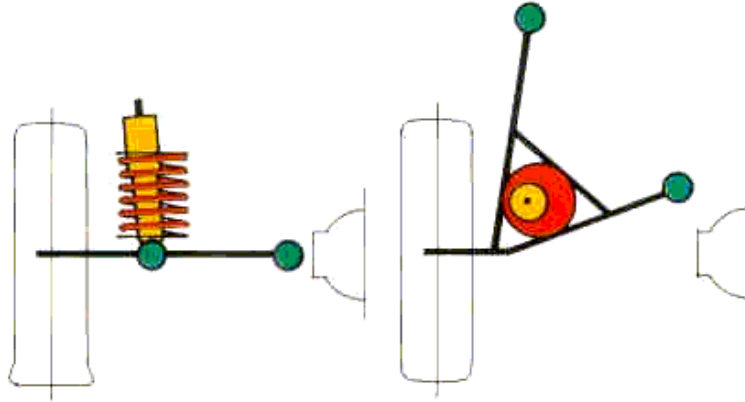
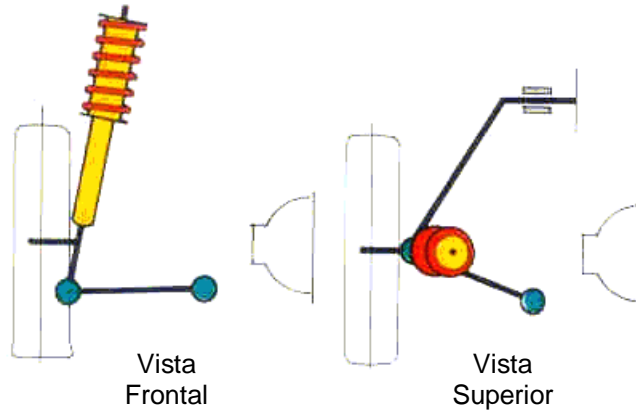


Figura 2.5: Suspensión de brazo compuesto y eje oblicuo de rotación
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

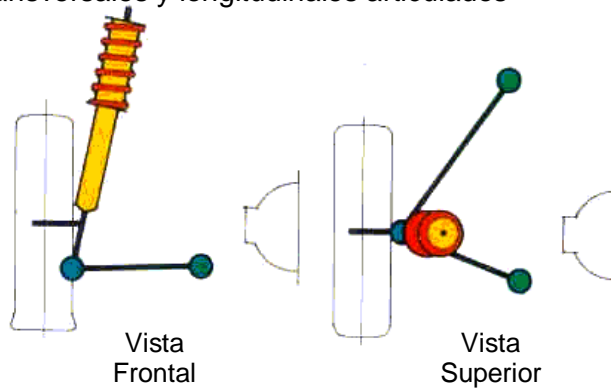
McPherson

La más reciente, representa una variante geométrica del tipo de cuadrilátero transversal, solo que el brazo superior consiste en una guía telescópica con una rotula en el extremo de la misma. Esta guía telescópica es utilizada generalmente para combinar la elasticidad y el amortiguamiento con un grupo integrado muelle-amortiguador.

McPherson con barra estabilizadora que actúa como tirante longitudinal



McPherson con tirantes inferiores transversales y longitudinales articulados



McPherson con muelle de barra de torsión y barra estabilizadora

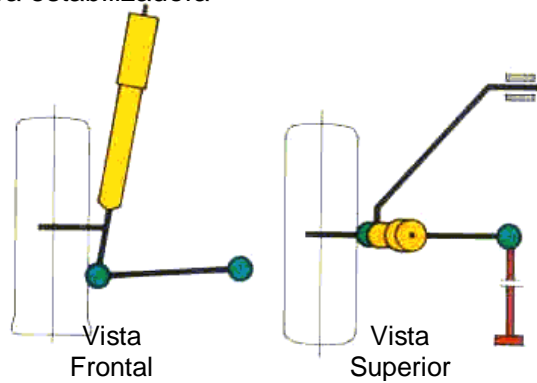


Figura 2.6: Suspensiones del tipo McPherson
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

SELECCIÓN DEL TIPO DE SUSPENSIÓN

Para poder realizar la selección más apropiada del sistema de suspensión que se va a diseñar, se tiene que evaluar las propiedades de cada tipo de

suspensión, en cuanto a su movimiento, su comportamiento, limitaciones, etc., para así poder decidir cual será el tipo de suspensión más idóneo para la aplicación. Se entiende que no existe un tipo de suspensión, el cual, reúna todas las características para un tipo específico de vehículo, por esa razón se debe evaluar los factores más importante para este caso puntual, para así definir cual será el mejor sistema.

El primer parámetro que se debe analizar es, el recorrido de suspensión. Por requerimientos del vehículo se debe tener un gran recorrido de la misma. Este será uno de los factores principales para poder hacer la selección. Como requerimiento se tiene un recorrido de 350 mm. Conseguir este recorrido demanda un sistema específico, el cual pueda moverse esta distancia sin inconvenientes, mantener el control del vehículo en todas las condiciones de terreno, además que se lo pueda conseguir sin grandes complicaciones de diseño ni de construcción. Por esta razón al evaluar el recorrido de suspensión, debe pesar en la selección el 25%.

Otro parámetro importante para la selección del tipo de suspensión es, la resistencia. Se sabe que el vehículo va a estar sometido a cargas elevadas, mas que por el peso mismo vehículo, se debe a que este estará expuesto a todo tipo de superficies, en especial, fuera de carretera, donde el enfrentarse con grandes obstáculos o golpes es común, además que estará expuesto a un manejo extremo. Para la selección será un factor importante que debe ser del 25%.

Otro problema que tiene el vehículo con el sistema de suspensión actual es la maniobrabilidad y estabilidad de marcha. Por su misma construcción, el sistema con el que cuenta actualmente el prototipo, es muy pobre en recorrido y tiene variaciones de los ángulos característicos de las ruedas conforme trabaja; por ejemplo, al estar en reposo tiene cierto ángulo de cáster y convergencia, pero a medida que se comprime o expande la suspensión, estos cambian notoriamente, por lo que el vehículo al encontrar obstáculos, se hace poco estable y difícil de

controlar. Con respecto a la compensación del ángulo de cámbel, mientras afronta un obstáculo o al momento del roldo del chasis, con el sistema actual, esta es casi nula, por lo que en situaciones de manejo extremas el vehículo no curva adecuadamente. Se debe valorar a la maniobrabilidad y estabilidad de marcha con un 30%, dividido en 10% a la variación controlada de cáster, 10% a la variación controlada de convergencia y un 10% a la compensación del ángulo de cámbel.

Se sabe que el peso en un sistema de suspensión es también importante por lo se valora este factor con el 10%.

Por motivos de puesta a punto del vehículo es necesario también hacer referencia a las regulaciones que se puede obtener con cada tipo de suspensión. La regulación de los ángulos característicos de la rueda debe ser un 5% de importancia en la selección.

Como ultimo factor se evaluará la estética del sistema de suspensión. Se podría obtener un comportamiento muy similar, si se compara varios tipos de sistemas de suspensión, pero al diseñarlos y construirlos, estarían desproporcionados en comparación al vehículo donde se los va a implementar. Para el caso especifico del vehículo tipo Buggy, en donde los sistemas de suspensión están a la vista, es importante este factor, por lo que se le da un peso del 5%.

Puntuación:

Se la realizará del número 0 al número 5, en donde 5, es el máximo de ese parámetro, y el número 0, será nulo.

TABLA 2.1: Tabla de selección del tipo de suspensión

SELECCIÓN DEL TIPO DE SUSPENSIÓN										
Puntuación: 0 al 5.										
	RECORRIDO DE SUSPENSIÓN (25%)	RESISTENCIA (25%)	MANIOBRABILIDAD Y ESTABILIDAD			PESO (10%)	REGULACIÓN ANGULOS CARACTERÍSTICOS (5%)	ESTETICA (5%)	PUNTAJE TOTAL	SELECCIÓN
			VARIACIÓN CONTROLADA DEL CASTER (10%)	VARIACIÓN CONTROLADA DE CONVERGENCIA (10%)	COMPENSACIÓN DE CAMBER (10%)					
Suspensión de Movimiento Telescópico	4	3	5	5	0	5	1	1	3.35	NO
De cuadrilátero deformable	5	5	5	4	4	3	4	4	4.5	SI
De brazos longitudinales paralelos	2	5	0	2	1	4	2	4	2.75	NO
De brazo longitudinal sencillo	2	3	0	1	1	5	1	3	2.15	NO
De brazo transversal	5	2	5	3	4	5	1	2	3.6	NO
De brazo compuesto y eje oblicuo de rotación	4	5	1	1	4	1	4	3	3.3	NO
McPherson	4	3	5	4	3	4	3	3	3.65	NO

Aunque los parámetros analizados no sean todos los que caracterizan a un tipo de suspensión, se realizó la selección tomando en cuenta los requerimientos del vehículo y sus dimensiones.

Por medio de la tabla de selección del tipo de suspensión, se ha determinado que el tipo de suspensión más apropiado para el prototipo tubular tipo Buggy corresponde a una **Suspensión de cuadrilátero deformable**.

ANÁLISIS GEOMÉTRICO DE LA SUSPENSIÓN

Por geometría del tren delantero se entiende el conjunto de las dimensiones características que definen la posición relativa entre las ruedas delanteras, terreno y carrocería del vehículo.

El tren delantero debe asegurar la posibilidad de cambio de dirección y garantizar, junto con la suspensión, la absorción de las irregularidades del camino, tanto en el agarre en carretera como para el confort de los pasajeros.

Para conseguir un desgaste regular de la banda de rodadura de las ruedas, sería necesario que los neumáticos, al efectuar estos movimientos, permaneciesen perfectamente perpendiculares al plano de la calzada y orientados según la tangente a la trayectoria. En realidad, existen numerosos factores que impiden que se cumpla rigurosamente dicha condición.

- la dirección debe estar dotada de retorno a la posición de marcha rectilínea, para que, con su endurecimiento al crecer la desviación, el conductor tenga la sensibilidad de la posición de las ruedas directrices;
- la cinemática del movimiento relativo rueda-carrocería, debida al tipo de suspensión adoptado, influye sobre la posición de la rueda respecto al terreno al variar el equilibrio del vehículo;

- la deformación de los neumáticos bajo el efecto de las fuerzas laterales y longitudinales necesita unos ángulos de corrección sobre la posición del plano ecuatorial de la rueda.

La determinación de la geometría del tren delantero es el resultado de un compromiso entre estas exigencias funcionales y la necesidad de limitar los desgastes de los neumáticos que se producen como consecuencia de las desviaciones de la posición teórica.

Los elementos que se tiene a disposición para elegir la geometría del tren delantero son: los ángulos de las ruedas (cámbor y convergencia); los ángulos de la mangueta (incidencia e inclinación), y la forma (longitud, inclinación y puntos de fijación) de los brazos de la suspensión. Seguidamente, se examina la influencia de cada elemento.

CÁMBER

Es el ángulo que el plano medio de la rueda forma con la vertical al terreno; se mide en grados y, convencionalmente es positivo, cuando los planos medios de las ruedas convergen hacia abajo, y negativo, cuando convergen hacia arriba.

En los vehículos actuales, al reducir por otra causa el radio de rodadura, se adoptan generalmente valores del ángulo de cámbor próximos a cero, para evitar desgastes asimétricos del neumático. Se adoptan valores considerables del cámbor (negativo), para mejorar la adherencia del neumático en las curvas, cuando la estructura especial de la suspensión adoptada ocasiona inclinaciones positivas durante la deriva.

En las suspensiones de cuadrilátero, dichas variaciones dependen principalmente de las relaciones entre los 2 lados del cuadrilátero y de la disposición de sus fijaciones en el chasis.

CONVERGENCIA

Es el ángulo formado por la proyección sobre el terreno del plano medio de la rueda con el eje longitudinal del vehículo; se mide en grados, o bien indicando en milímetros la diferencia entre las medidas de la anchura de vía de los bordes delantero y trasero de las llantas de las ruedas.

Convencionalmente la convergencia es positiva cuando las ruedas están cerradas hacia delante, mientras que es negativa (llamada divergencia) cuando están abiertas en el sentido de marcha.

En los coches actuales, la convergencia o divergencia, se emplea sobre todo en la parte trasera para corregir la tendencia sobreviradora o subviradora del vehículo y para dar mayor capacidad de dirección al tren trasero.

En el tren delantero sirve también para compensar las deformaciones de la superficie de la huella (deriva del neumático) y reducir el desgaste del neumático. En este sentido, se adoptan generalmente valores negativos de convergencia del tren delantero en los vehículos con tracción delantera y positiva con propulsión trasera.

El valor de la convergencia varía al modificar las condiciones de carga, puesto que se desplaza el punto de anclaje del tirante de la dirección.

INCIDENCIA O CÁSTER

Es el ángulo formado por el pivote de la mangueta con la vertical, si se mira el vehículo por la parte lateral; se mide en grados y se toma como positivo cuando la

prolongación del pivote encuentra el terreno en un punto situado delante de la huella del neumático.

Un valor positivo del ángulo de cáster hace que el eje de giro de la rueda se encuentre delante del centro de la huella, creando al moverse un par que endurezca la dirección; dicho fenómeno contribuye a mantener el vehículo en línea recta, garantizando una conducción más fácil y segura.

La condición indispensable para evitar fenómenos de deriva es que los valores de incidencia de las ruedas delanteras sean iguales; en caso contrario, el vehículo, especialmente en las aceleraciones y en los frenados, tendería a desviarse de la trayectoria rectilínea por el lado de la rueda que tiene menor incidencia.

En las curvas, por efecto del cáster positivo, la rueda exterior toma un cáster negativo (lo contrario que la rueda interior), mejorando la estabilidad del vehículo. Los valores de este ángulo son variables y dependen de factores como el peso del vehículo, el tipo de neumáticos (deriva) y si es tracción delantera o trasera. Estos valores normalmente fluctúan entre 3° y 7° , siempre positivos, o sea el punto inferior avanzado respecto del superior. Hay que tomar en cuenta que no es deseable la variación del ángulo de cáster con el rolido, pues esto generará una variación de la convergencia (bump steer) con el recorrido de las suspensiones.

INCLINACIÓN TRANSVERSAL DEL PIVOTE DE MANGUETA O KING PIN

Es el ángulo formado por el pivote con la vertical, mirando el vehículo de frente; se mide en grados y se toma como positivo cuando los 2 pivotes son convergentes hacia arriba.

Fue introducido para reducir el radio de rodadura sin recurrir al cáster; favorece el retorno de la dirección a la posición en línea recta.

Este ángulo cuando es muy alto (más de 10°) tiene un efecto indeseable, ya que hace variar la altura del chasis con el giro de la dirección y por ende genera una pérdida de cámben.

La proyección de este eje contra el piso define el llamado corrimiento (en inglés, offset), que no es más que la distancia donde este punto intercepta al piso con el centro de contrato del neumático. Una distancia lógica es de alrededor de 25 mm, pero claro esta medida va a depender del ancho y la deformación del neumático. Esta medida es importante pues es la que da la sensibilidad al piloto de lo que está sucediendo a nivel del neumático-piso.

Durante el movimiento de un vehículo se producen variaciones de la geometría del tren delantero, concretamente del cámben y del cáster. Dichas variaciones dependen del tipo de suspensión y de la longitud e inclinación de sus brazos. De hecho, la inclinación de los brazos determina la posición instantánea del centro de rotación de la suspensión y del centro de balanceo; la longitud de los brazos determina la ley de variación del centro de rotación de la suspensión (esta última varía continuamente su posición durante las sacudidas).

Convencionalmente, la geometría del tren delantero se mide haciendo referencia al equilibrio correspondiente a la posición del vehículo bajo carga estática, apoyado sobre una superficie plana, con los neumáticos a la presión prescrita por el fabricante; dada la importancia en relación con el agarre en carretera y del desgaste de los neumáticos, es buena norma, durante el empleo del vehículo, efectuar controles periódicos.

SUSPENSIÓN DE CUADRILÁTERO DEFORMABLE

Para este caso puntual donde, de la evaluación de varios sistemas de suspensión se obtuvo la suspensión de cuadrilátero deformable como mejor opción para el tipo de vehículo, se debe tratar las diferentes configuraciones de

ésta. Se encuentran tres configuraciones principalmente para este tipo de sistema de suspensión.

Brazos paralelos

Se define una suspensión de cuadrilátero deformable con brazos paralelos, a aquella suspensión que se compone de dos brazos, que cuyas prolongaciones no se intersecan en ningún punto. Estos pueden ser de igual o diferente longitud.

Ya que las prolongaciones de sus brazos no se intersecan, por lo que no es posible hallar el centro instantáneo de rotación, el centro de roldo se halla, generando una línea paralela a los brazos de la suspensión, desde el punto de contacto de la rueda con el piso, hasta la intersección con el eje del centro de gravedad.

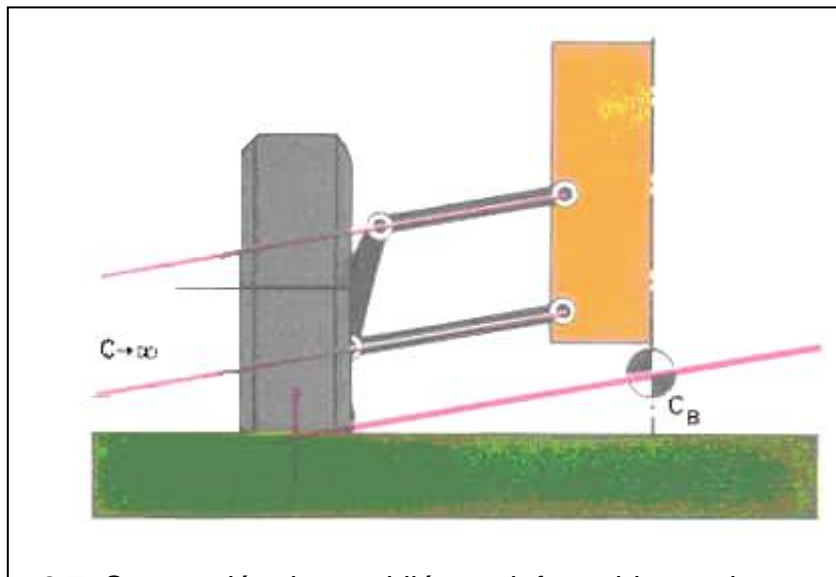


Figura 2.7: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos paralelos
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Brazos convergentes

La configuración de brazos convergentes se caracteriza por la intersección de las prolongaciones de sus brazos en un punto, el cual está situado en el lado opuesto de las barras a las cuales se las ha proyectado. El punto de intersección de estas es el centro instantáneo de rotación. El largo de este eje en una suspensión normal, deberá estar ubicado entre 1.25 y 2.25 veces la trocha del vehículo en ese tren.

Al unir el punto de contacto de la rueda con el piso y el centro instantáneo de rotación se encuentra el centro de balanceo o rolido, el cual está ubicado en la intersección de esta línea y el eje donde se encuentra el centro de gravedad del vehículo.

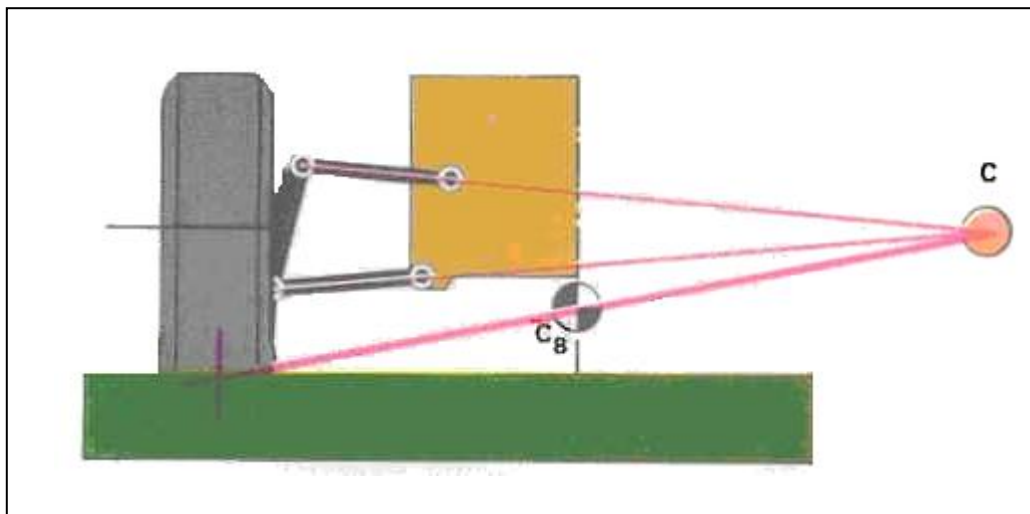


Figura 2.8: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos convergentes
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Brazos divergentes

Los brazos divergentes son aquellos, que su prolongación se interseca en el mismo lado que los brazos prolongados. Su centro de balanceo o de rolido se halla en la intersección del eje del centro de gravedad y la línea de prolongación del centro instantáneo de rotación y punto de contacto de la rueda con el piso.

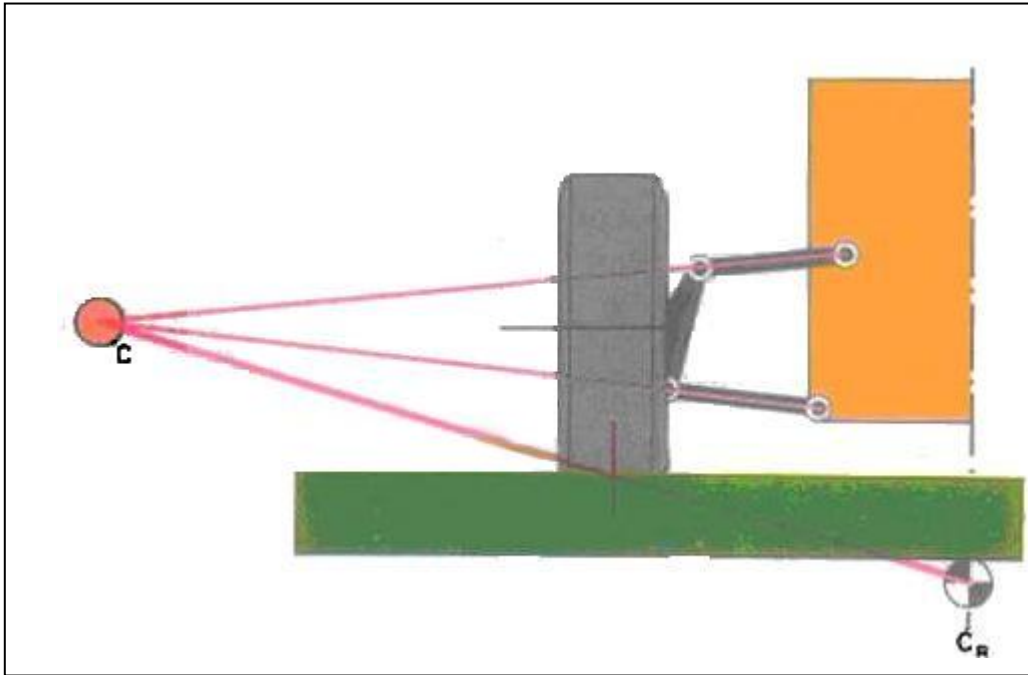


Figura 2.9: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos divergentes
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

ALTURA DEL CENTRO DE ROLIDO

Existen principalmente tres posibilidades de ubicación del centro de rolido en un vehículo. La primera posibilidad es encontrar un centro de rolido por encima del nivel del piso; la segunda, encontrarlo ubicado a la altura del piso; y la tercera posibilidad, sería encontrarlo bajo el nivel del piso.

Uno de los cambios que se suscitan con la diferente posición en altura del centro de rolido es la variación de cámbier. Todo vehículo durante la etapa de rolido genera una pérdida de cámbier en las ruedas externas al viraje. Como ejemplo, si se tiene una alineación inicial de 2 grados negativos, luego del rolido este cámbier puede pasar a ser de 1 grado negativo o aun menos. Esta

disminución puede hacer que no sea suficiente para compensar la deriva lateral del neumático y así pierda adherencia.

Centro de rolido por encima del nivel del piso

Es uno de los casos más comunes. La fuerza vertical que actúa en la descomposición de fuerzas, cuando mayor es la altura del centro de rolido, mayor componente vertical tiene, lo cual hace que el vehículo se eleve en los virajes. Este efecto se denomina efecto gato (en inglés, Jacking Effect). Esta condición es indeseable pues hace variar la altura del chasis en los virajes y por ende varios parámetros de las suspensiones.

Como regla se puede decir que a mayor altura del centro de rolido, se obtiene mejor compensación de cámbber, (la rueda exterior en un viraje pierde menos cámbber), pero mayor deformación de neumáticos y efecto de elevación del chasis.

Centro de rolido a la altura del piso

Caso también usado. Esta alternativa elimina la fuerza vertical. No existe Jacking Effect. El chasis no sube ni baja en el rolido. Sería teóricamente el punto ideal, pero no se cuenta con la compensación de cámbber necesario para contrarrestar la deformación del neumático.

Centro de rolido por debajo del nivel del piso

Es un caso muy especial. Existe Jacking Effect negativo (la fuerza vertical hace que baje el tren que estamos analizando durante el rolido). Es solo usado con este fin o en el caso de Formula 1 a causa de distribuciones de cargas aerodinámicas en un tren. Tiene como inmensa desventaja la de tener la mínima compensación de cámbber, pero es la de menos deformación lateral del neumático.

ANÁLISIS DE LA SUSPENSIÓN EN VISTA LATERAL

Si se realiza un análisis de la suspensión en vista lateral, se está realizando un análisis de la posición de los elementos en ese plano. En el caso de una suspensión de Cuadrilátero Deformable, que consta básicamente de dos brazos en forma de A, uno superior y otro inferior, serán estos los estudiados en vista lateral. Según la orientación que posean estos se puede determinar el comportamiento que va a tener la suspensión. Se determina el porcentaje de resistencia adicional que posee la suspensión por su geometría al movimiento vertical. Este porcentaje se lo denomina como porcentaje de anticabeceo (en ingles, Antidive).

Si se realiza la misma construcción geométrica que en la vista de frente para la determinación del Centro Instantáneo de Rotación, se debe trazar prolongaciones de los brazos de la suspensión para hallar el punto de intersección. Este punto hallado será el Centro Instantáneo de Rotación. Si se unen, el punto de contacto del neumático con el Centro Instantáneo de Rotación se hallará una recta, que definirá, en el punto de intersección con el eje vertical del Centro de Gravedad, una distancia, que comparada con la altura del Centro de gravedad, dará un porcentaje. Este porcentaje se denomina Antidive y es el porcentaje entre 0 y 100 de resistencia que ofrece la suspensión por su geometría al movimiento vertical del tren que se está analizando.

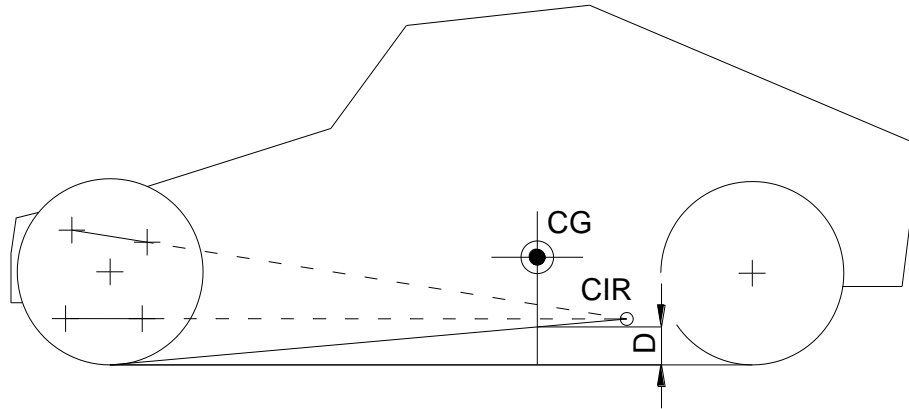


Figura 2.10: Método para hallar el porcentaje de anticabeceo
Fuente: Personal

Fórmula 2.1:

$$ANTIDIVE = \frac{D}{H} * 100$$

Fuente: Tune to Win
Autor: Carroll Smith

D: Distancia del punto de intersección de la recta trazada desde punto de contacto rueda-piso al CIR y eje vertical del centro de gravedad.

H: Altura del centro de gravedad

En otras palabras es la resistencia adicional que da la posición de los elementos de suspensión en vista lateral, que se agrega a la originada por los resorte, topes, y otros elementos elásticos.

Si se habla del 100 por ciento de Antidive, se dice que la suspensión tiene la máxima resistencia al cabeceo. Si por el contrario se habla del 0 por ciento de Antidive, se dice que la resistencia es nula. Normalmente un tren delantero tiene valores de Antidive que oscilan alrededor de un 30 por ciento.

El porcentaje de Antidive también tiene sus limitaciones. Se sabe que uno de los principales ángulos de las suspensiones también visto lateralmente es el cáster. Pues, cuando mayor es el porcentaje de Antidive, mayor es la variación del cáster con el recorrido de la suspensión. Esto trae dos inconvenientes, si el

cambio de ángulo es muy elevado, se tendrá un cambio grande del ángulo de cámbor por roldo del chasis, una diferencia de distancia entre ejes de ambos lados, más una variación de convergencia con el recorrido de la suspensión (bump steer). Por esta razón en vehículos que tienen un gran recorrido de suspensión no sería recomendable tener un alto porcentaje de Antidive, ya que los ángulos característicos de las ruedas variarían drásticamente.

ANÁLISIS CINEMÁTICO

En el análisis cinemático se tomará en cuenta todos los movimientos que tiene a cabo en una suspensión de cuadrilátero deformable ya que la que se ha elegido para el diseño.

SUSPENSIÓN DE CUADRILÁTERO DEFORMABLE

Brazos paralelos

Como característica fundamental de este tipo de configuración, con respecto a sus movimientos, se puede notar que al momento de afrontar un obstáculo la rueda que sufre el desplazamiento, se mueve de forma tal, que el ángulo de cámbor no varia.

Hay que tomar en cuenta, que al momento de enfrenar una curva, el cuerpo del vehículo sufre una inclinación, girando alrededor del centro de balance o roldo (Cb), por consiguiente, las ruedas toman el mismo ángulo que el descrito por el cuerpo del vehículo.

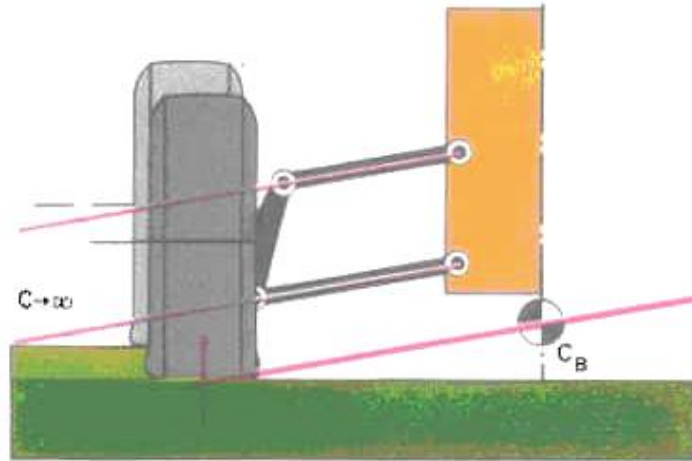


Figura 2.11: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos paralelos
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Brazos convergentes

Con este tipo de configuración se observa que al existir desplazamiento de la suspensión, existe un cambio de cámben en la rueda. Esta adopta un ángulo de cámben negativo. Este caso sería favorable al momento de enfrentar una curva, ya que compensaría la perdida de cámben ocasionada por el roldo del vehículo, así la rueda se mantendría en una posición con inclinación casi nula.

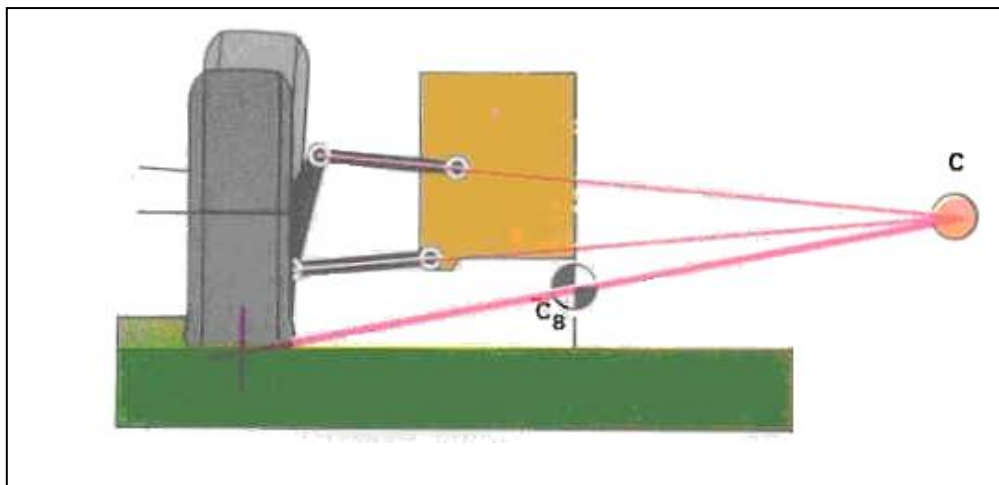


Figura 2.12: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos convergentes
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

Brazos divergentes

Su característica es que al existir movimiento de la suspensión, la rueda cambia su ángulo de cámbler, generando un movimiento positivo. Como resultado de un viraje donde el vehículo sufre una inclinación, la rueda toma el ángulo de roldo más el ángulo que cambio con el movimiento de la suspensión.

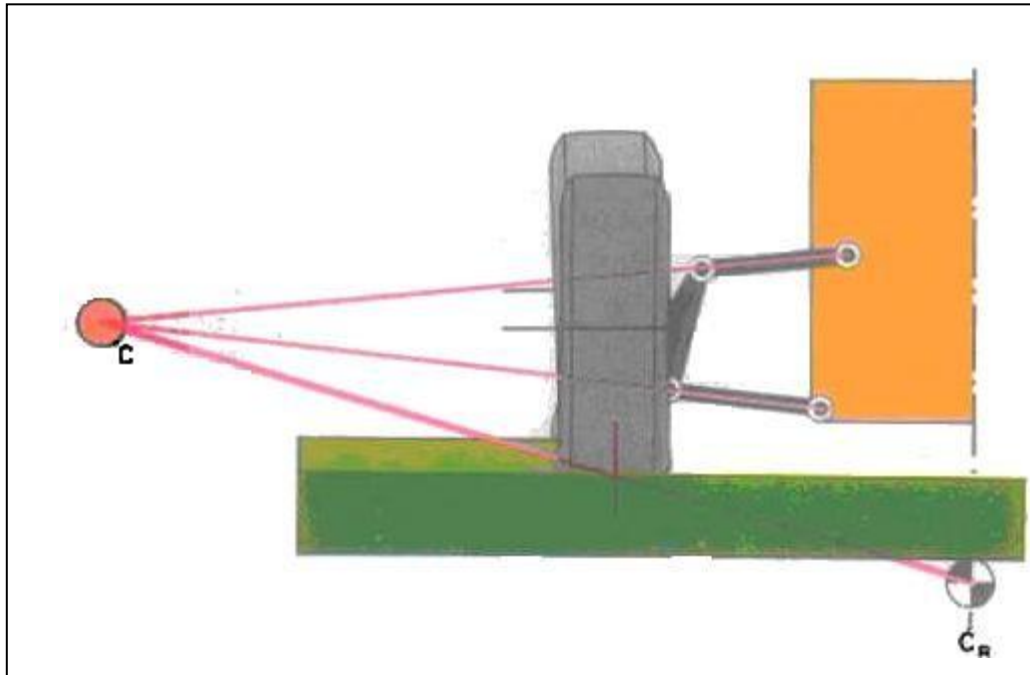


Figura 2.13: Suspensión de cuadrilátero deformable con brazos divergentes
Fuente: Enciclopedia Salvat del Automóvil

SELECCIÓN DEL TIPO DE SUSPENSIÓN

Por medio de la (Tabla 2.1) Tabla de selección del tipo de suspensión se obtuvo que la suspensión de cuadrilátero deformable es la más adecuada para este proyecto.

Se ha realizado entonces el análisis geométrico y cinemático para este tipo de suspensión con sus diferentes variantes. De estos análisis se desprende que el tipo de suspensión más adecuado para este propósito es la suspensión cuadrilátero deformable con brazos convergentes.

CAPITULO 3

DISEÑO DEL NUEVO SISTEMA DE SUSPENSIÓN

ANÁLISIS DE CARGAS

Es importante diferenciar entre momento polar de inercia y distribución estática de pesos, la cual es la cantidad del peso del vehículo soportado por las ruedas traseras comparadas con el soportado por las ruedas delanteras, mientras el vehículo se encuentra en reposo. Es posible, realizando cambios de posición de los componentes de un vehículo y cambio de sus dimensiones, variar el momento polar de inercia sin afectar la distribución estática de pesos.

Actualmente es aceptable que, en la mayoría de vehículos de tracción trasera, se desea tener una distribución de pesos del 60% al 65% en las ruedas traseras, con el objetivo de incrementar la capacidad de tracción, reducir la carga en las ruedas delanteras y reducir la cantidad de fuerza de desgaste de las ruedas delanteras en las curvas. Esta distribución resulta útil pero hay que tomar en cuenta que se debe incrementar la capacidad de frenado de las ruedas traseras.

Por otro lado, la transferencia dinámica de carga, es la carga transferida de una rueda a la otra a través de momentos actuantes sobre el centro de gravedad, cuando el vehículo es acelerado o cambia su movimiento de un sentido o en otro.

DISTRIBUCIÓN ESTÁTICA DE PESOS

Para obtener la distribución estática de pesos se ha realizado la medición de pesos del vehículo tubular tipo "Buggy", con la ayuda de una balanza especialmente diseñada. Esta consta básicamente de cuatro balanzas, una para cada rueda respectivamente, conectadas a una escala digital, la cual arroja los datos de peso por cada una de las ruedas en kilogramos y posee una precisión de 0.5 kilogramos. De este análisis se han obtenido los siguientes datos.

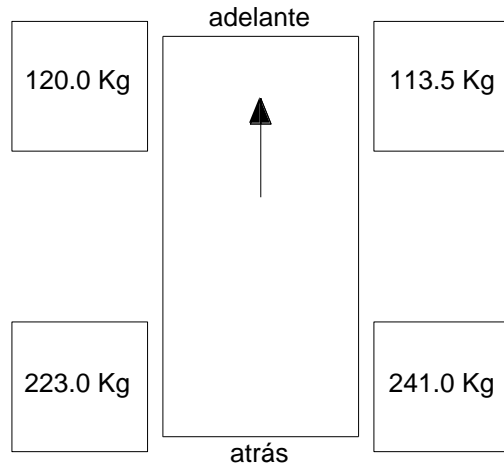


Figura 3.1: Peso por cada una de las ruedas del Prototipo tubular
Fuente: Personal

Por razones de posición y diferencia de pesos de los tantos elementos que se encuentran ubicados dentro del vehículo, se puede observar que existe diferencia de pesos entre las ruedas del lado derecho e izquierdo de cada eje, respectivamente, pero al momento de hallar el centro de gravedad, se lo puede definir en la línea media del vehículo, asumiendo que los pesos del lado derecho y del lado izquierdo son iguales.

Esta balanza digital tiene la opción de obtener los pesos parciales de cada uno de los ejes, ya sea el par de ruedas delanteras o traseras, además el peso total de vehículo.

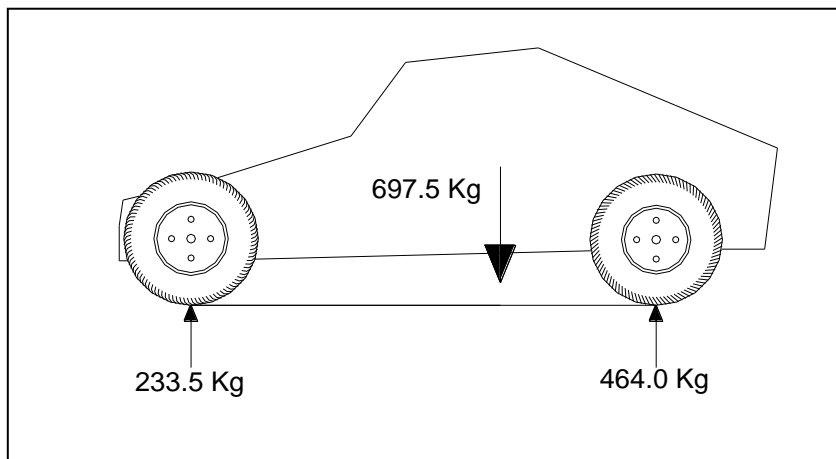


Figura 3.2: Distribución de pesos del prototipo tubular
Fuente: Personal

Con estos valores de peso para cada uno de los ejes, se obtiene la distribución estática de pesos y la posición longitudinal del eje del centro de gravedad.

Peso total de vehículo (P):	697.5 Kg
Peso ruedas delanteras (Pd):	233.5 Kg
Peso ruedas traseras (Pt):	464.0 Kg

Distribución estática de pesos:

Adelante:	33.5 %
Atrás:	66.5 %

Posición longitudinal del centro de gravedad:

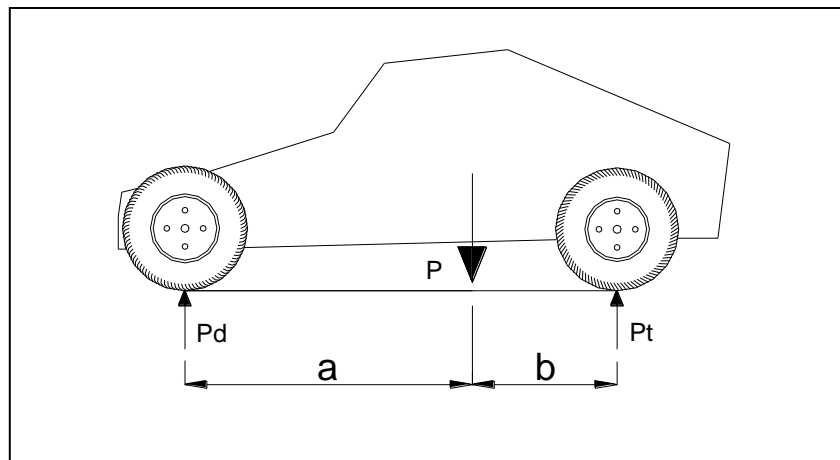


Figura 3.3: DCL Posición longitudinal del centro de gravedad
Fuente: Personal

$$L = a + b = 2380mm$$

$$Pd = P * \frac{b}{L}$$

$$Pt = P * \frac{a}{L}$$

entonces:

$$a = 1583mm$$

$$b = 797mm$$

Mediante el método para determinar el centro de gravedad de un vehículo, indicado en el capítulo 1, sección 1.2.1, se puede determinar la altura del centro de gravedad del vehículo. Inclinando el vehículo un ángulo determinado, para este caso 10 grados. Se toman los pesos de las ruedas en cada uno de los ejes, y realizando sumatoria de fuerzas y momentos se obtiene la altura del centro de gravedad.

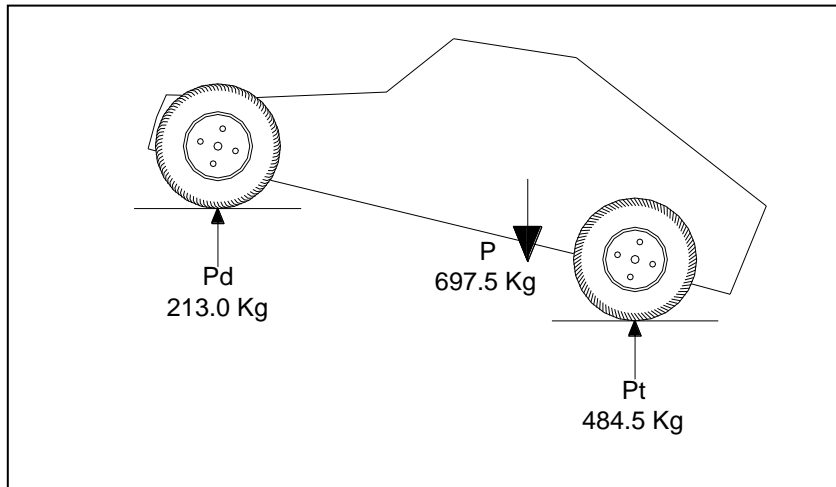


Figura 3.4: Distribución de pesos con el vehículo inclinado 10.0 grados
Fuente: Personal

Con estos valores de peso para cada uno de los ejes, se realiza la sumatoria de fuerzas y de momentos, para la determinación de la altura del centro de gravedad.

Peso total de vehículo (P):	697.5 Kg
Peso ruedas delanteras (Pd):	213.0 Kg
Peso ruedas traseras (Pt):	484.5 Kg

Altura del centro de gravedad:

Se debe descomponer las fuerzas con relación al ángulo de inclinación del vehículo, por tanto:

$$P_x = \text{seno}(10^\circ) * P = 121.12Kg$$

$$P_y = \text{cos}(10^\circ) * P = 686.90Kg$$

$$P_{dx} = 36.99Kg \qquad P_{tx} = 84.13Kg$$

$$P_{dy} = 209.76Kg \qquad P_{ty} = 477.14Kg$$

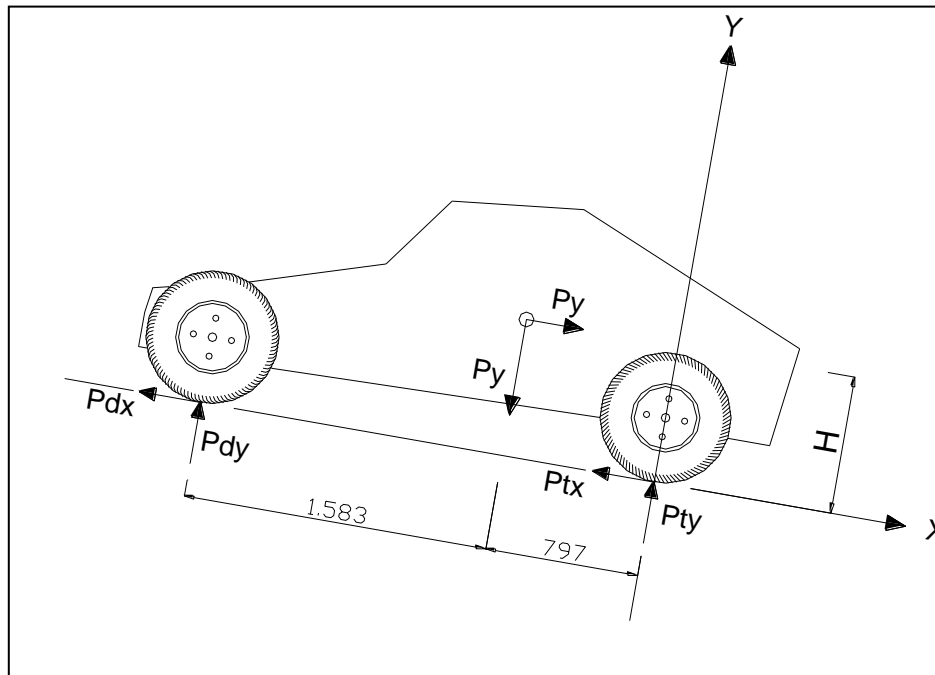


Figura 3.5: DCL Distribución de pesos con el vehículo inclinado 10.0 grados
Fuente: Personal

$$\sum F_x = 0$$

$$P_{dx} + P_{tx} - P_y = 0$$

$$36.99 + 84.13 - 121.12 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$P_{dy} + P_{ty} - P_y = 0$$

$$209.76 + 477.14 - 689.90 = 0$$

$$\sum M_o = 0$$

$$(P_y * 797) - (P_{dy} * 2380) - (P_x * H) = 0$$

$$H = \frac{(P_y * 797) - (P_{dy} * 2380)}{P_x}$$

$$H = \frac{(686.90 * 797) - (209.76 * 2380)}{121.12}$$

$$H = 398.15 \text{ mm} \cong 398 \text{ mm}$$

La altura del centro de gravedad es de 398.15 mm. Por razones de precisión al determinar la altura del centro de gravedad y dificultad para realizar medidas de centésimas de milímetro, se lo aproximará a 398 mm.

Por lo tanto el centro de gravedad o baricentro del vehículo tubular tipo Buggy, con el sistema actual de suspensión, está ubicado en la posición según la figura 3.6.

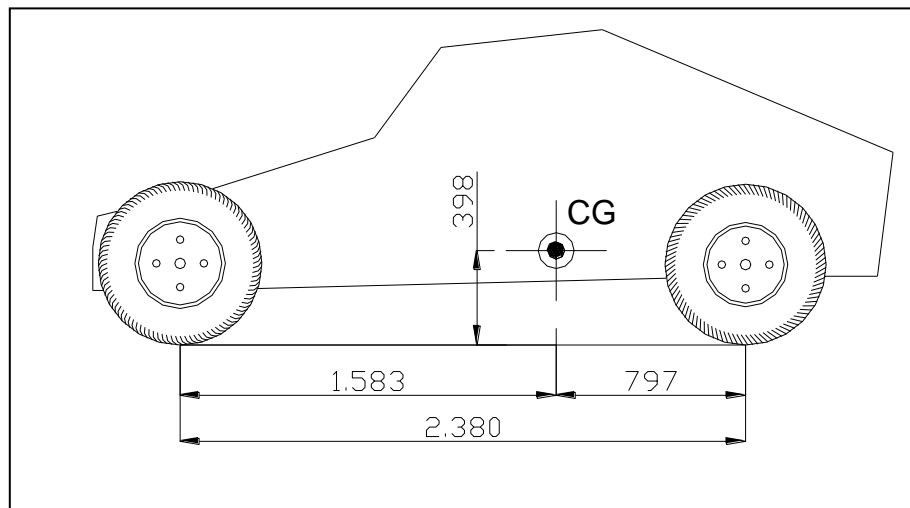


Figura 3.6: Posición Centro de Gravedad

Fuente: Personal

TRANSFERENCIA LONGITUDINAL DE CARGA

La transferencia longitudinal de carga ocurre en el plano longitudinal, bajo la acción de una fuerza lineal de aceleración o desaceleración. Toda fuerza de aceleración, por definición, actúa a través del centro de gravedad del vehículo.

El peso total del vehículo no cambia, simplemente la carga es transferida de las ruedas de un eje, a las ruedas del otro eje. La cantidad de transferencia longitudinal de carga que tiene lugar por aceleración es directamente proporcional al peso total del vehículo, la altura desde el piso al centro de gravedad y la magnitud de la aceleración; y es inversamente proporcional a la distancia entre ejes o batalla del vehículo. La Transferencia Longitudinal de Carga en (Kg) es definida por la formula 3.1:

Formula 3.1: Transferencia Long. de Carga

$$TLoC = a * P * \frac{H}{L}$$

Fuente: El Automóvil
Autor: M. Boisseaux

Donde:

a = aceleración positiva o negativa (g)

P = peso (Kg)

H = altura del centro de gravedad (m)

L = distancia entre ejes o batalla (m)

Entonces:

Al acelerar, el eje delantero se descarga y el eje trasero se sobrecarga en una cantidad igual a TLoC. De igual forma, al momento de frenar ocurre lo contrario, el eje delantero es sobrecargado y el eje trasero se descarga una cantidad TLoC.

Existe además otra componente implicada en la transferencia longitudinal de carga, al momento que el vehículo enfrenta una pendiente. La componente Rp, del peso del vehículo, paralela a la pendiente, se aplica al centro de gravedad del vehículo y da también lugar a un par que se equilibra con el suelo, por un par equivalente TLoCp*L.

Formula 3.2: Transferencia Long. de Carga en Pendientes

$$TLoCp = Rp * \frac{H}{L}$$

Fuente: El Automóvil
Autor: M. Boisseaux

Donde:

Rp = resistencia debida a rampas = P*Sen(β)
P = peso total del vehículo (Kg)
 β = ángulo de inclinación de la rampa (grados)
H = altura del centro de gravedad (m)
L = distancia entre ejes o batalla (m)

Entonces:

En las subidas, esta fuerza descarga el eje delantero y sobrecarga el eje trasero; su acción es inversa en los descensos.

Transferencia Longitudinal de Carga en el prototipo tubular

Realizando un análisis de las condiciones donde se desenvolverá el vehículo tubular tipo Buggy, se sabe que será en condiciones fuera de carretera, donde existen pendientes muy pronunciadas y además estará sometido a aceleraciones y frenadas bruscas.

La mayor cantidad de Transferencia Longitudinal de Carga hacia al eje delantero, en donde se enfoca la atención para el nuevo diseño, se la encontrará, al momento que el vehículo esté descendiendo por una pendiente y además realizando una frenada brusca, por lo tanto, se calculará la mayor cantidad de Transferencia Longitudinal de Carga en Pendientes más la Transferencia Longitudinal de Carga debida al frenado.

Para el cálculo se estima una pendiente de 40 grados y una desaceleración de 0.8 g. Con estos datos se obtiene la carga soportada por el eje delantero, (condiciones extremas de manejo).

Transferencia Longitudinal de Carga en Pendientes

$$TLoCp = Rp * \frac{H}{L}$$

Donde :

$$Rp = P * \text{seno}(\beta) = 697.5 * \text{seno}(40) = 448.34 \text{ Kg}$$

$$H = 0.398 \text{ m}$$

$$L = 2.380 \text{ m}$$

Entonces:

$$TLoCp = 448.34Kg * \frac{0.398m}{2.380m} = 74.97Kg$$

Transferencia Longitudinal de Carga por frenado

$$TLoC = a * P * \frac{H}{L}$$

Donde:

$$a = 0.8 \text{ g}$$

$$P = 697.5 \text{ Kg}$$

$$H = 0.398 \text{ m}$$

$$L = 2.380 \text{ m}$$

Entonces:

$$TLoC = 0.8g * 697.5Kg * \frac{0.380m}{2.380m} = 89.09Kg$$

Total de carga transferida

$$TLoCp + TLoC = 74.97 + 89.09 = 164.06Kg$$

Carga soportada por el eje delantero:

La carga soportada por el eje delantero es la carga en condiciones de reposo más el total de carga transferida.

$$233.5Kg + 164.06Kg = 397.56Kg$$

Carga soportada por el eje trasero:

La carga soportada por el eje trasero es la carga en condiciones de reposo menos el total de carga transferida.

$$464.0Kg - 164.06Kg = 299.94Kg$$

La suma de la carga soportada por el eje delantero y el eje trasero es el peso total del vehículo de 697.5 Kg.

TRANSFERENCIA LATERAL DE CARGA

La Transferencia Lateral de Carga es producida por fuerzas muy similares a las que causan la Transferencia Longitudinal de Carga, con la particularidad, que son perpendiculares a estas.

En cualquier situación de viraje, la fuerza que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo, es la fuerza centrífuga. Esta fuerza centrífuga tiene sus reacciones en las fuerzas laterales desarrolladas por los neumáticos. Esta fuerza y sus reacciones, generan el rolido del chasis, produciendo una transferencia de carga de las ruedas interiores a las exteriores, con respecto a la curva que estas describan.

El exceso de Transferencia Lateral de Carga es una situación no favorable, ya que generará pérdida de adherencia de las ruedas interiores y exceso de peso en las ruedas exteriores, produciendo en estas ultimas, deformaciones excesivas, por consiguiente también, pérdida de adherencia. Por esto, se trata al momento de diseñar un vehículo, en tener lo más bajo posible el centro de gravedad y la mayor trocha posible.

La Transferencia Lateral de Carga se define por la formula 3.3:

Formula 3.3: Transferencia Lateral de Carga

$$TLaC = a_l * P * \frac{H}{T}$$

Fuente: El Automóvil

Autor: M. Boisseaux

Donde:

a_l = aceleración lateral (g)

P = peso (Kg)

H = altura del centro de gravedad (m)

T = trocha (m)

Transferencia Lateral de Carga en el prototipo tubular

Al igual que en la determinación de la transferencia longitudinal de carga, se debe analizar las condiciones en donde se va a desenvolver el vehículo. Se sabe que para el caso puntual del prototipo tubular, las condiciones de manejo serán en todo tipo de caminos y se lo utilizará en ocasiones para competencias, lo que implicará, que éste será sometido a cambios de dirección a velocidades altas, por consiguiente, curvas donde la aceleración lateral es alta.

Por ello, para el análisis de transferencia lateral de carga, se tiene una aceleración lateral de 0.8 g.

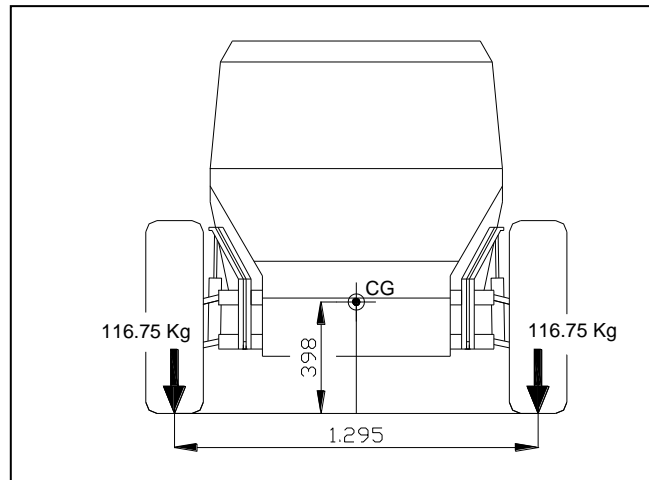


Figura 3.7: Distribución Pesos Ruedas Delanteras
Fuente: Personal

$$TLaC = a_l * P * \frac{H}{T}$$

Donde:

$a_l = 0.8 \text{ g}$
 $P = 233.5 \text{ Kg}$
 $H = 0.398 \text{ m}$
 $T = 1.295 \text{ m}$
Entonces:

$$TLaC = 0.8g * 233.5Kg * \frac{0.398m}{1.295m} = 57.41Kg$$

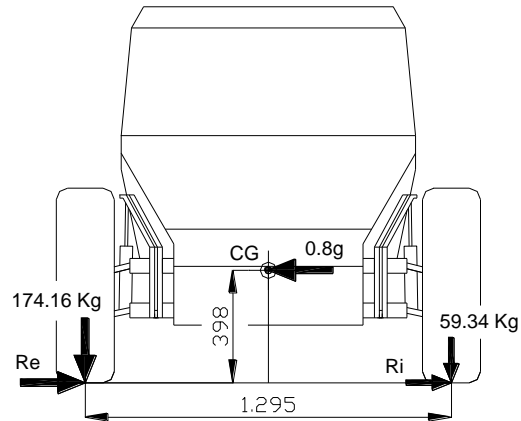


Figura 3.8: Distribución Pesos Ruedas Delanteras con transferencia de carga
Fuente: Personal

La Transferencia Lateral de Carga en las ruedas delanteras es de 57.41 Kg, por lo tanto, para la rueda exterior a la curva, se suma la Transferencia Lateral de Carga a la carga en reposo y para la rueda interior se resta; pero la suma de los pesos de las dos ruedas sigue siendo el mismo de 233.5 Kg.

FUERZAS LATERALES EN LOS NEUMÁTICOS

Como ya se ha indicado, en cualquier situación de viraje, la fuerza que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo, es la fuerza centrífuga. Esta fuerza centrífuga tiene sus reacciones en las fuerzas laterales desarrolladas por los neumáticos. (Figura 3.6)

Estas fuerzas de reacción, R_e y R_i , estarán definidas por el coeficiente de fricción del neumático con el piso y la carga vertical de cada una de las ruedas. Entonces la manera de calcularlas será:

Formula 3.4: Fuerza Lateral del Neumático

$$R(e,i) = \mu * C_v(e,i)$$

Fuente: El Automóvil
Autor: M. Boisseaux

Donde:

$R(e,i)$ = R_e o R_i , son las fuerzas de reacción del neumático exterior o interior respectivamente (Kg)

μ = coeficiente de fricción neumático – piso (adimensional) Anexo #1

$C_v(e,i)$ = Carga vertical del neumático en ese instante (Kg)

Para determinar el coeficiente de fricción del neumático y el piso nos referiremos al Anexo #1, donde se muestra la gráfica coeficiente de fricción vs.

Carga vertical del neumático (en libras.) Esta gráfica corresponde al coeficiente de fricción de un neumático especialmente diseñado para uso en superficies de asfalto seco. Se ha seleccionado esta gráfica ya que sería la condición más extrema a la que pudiera estar sometido el vehículo, al momento de generarse un cambio de su aceleración, ya sea longitudinal o lateral. Es la condición donde existiría la mayor cantidad de fuerza por el alto coeficiente de fricción de este neumático y el piso.

En la gráfica se puede observar que la relación entre coeficiente de fricción vs. Carga vertical es una curva con pendiente negativa, razón por la que, el coeficiente de fricción de un neumático decrece ligeramente a medida que su carga vertical se incrementa.

Si se realiza un análisis de dos neumáticos, uno de ellos con mayor carga vertical que el otro, se puede notar, que aquel neumático con mayor carga vertical, tendrá capacidad de generar más fuerza, a pesar de tener un coeficiente de fricción menor. Pero si se analiza un par de neumáticos de un mismo eje, se notara que al momento de existir Transferencia lateral de carga entre ellos, la suma de las dos fuerzas generadas, resultará en un decremento del total de la fuerza generada por el par de neumáticos, si tendrían la misma carga vertical.

Por tal motivo, al momento de diseñar un vehículo, se debe tratar de que exista la menor cantidad de Transferencia Lateral de Carga.

Fuerzas Laterales en el prototipo tubular:

Para realizar el cálculo de las fuerzas laterales generadas en el prototipo tubular, hay que analizar primeramente en que condiciones va a existir la mayor cantidad de fuerzas.

Luego de haber realizado el análisis de Transferencia Lateral de Carga, se calculará las fuerzas laterales generadas por los neumáticos para este caso (Figura 3.6), donde existe una aceleración lateral de 0.8 g y cargas verticales para la rueda exterior de 174.16 Kg y de 59.34 Kg para la rueda interior.

$$R(e, i) = \mu * C_v(e, i)$$

$$C_{ve} = 174.16 \text{Kg} = 383.15 \text{lb}$$

$$C_{vi} = 59.34 \text{Kg} = 130.55 \text{lb}$$

$$\mu_e = 1.41$$

$$\mu_i = 1.45$$

$$R_e = 1.41 * 174.16 = 245.56 \text{Kg}$$

$$R_i = 1.45 * 59.34 = 86.04 \text{Kg}$$

Entonces, R_e y R_i , serán las fuerzas que se han generado en los neumáticos al momento de realizar un viraje con una aceleración lateral de 0.8 g.

Este no sería el caso más crítico. Una situación más crítica sería, un viraje donde toda la carga vertical de la una rueda sea transferida hacia la otra, en definitiva cuando una sola rueda delantera este cargada. En este caso se calculará la fuerza lateral de una de las ruedas con carga vertical de 233.5 Kg.

$$R_e = \mu_e * C_{ve}$$

$$C_{ve} = 233.5Kg = 513.7lb$$

$$\mu_e = 1.35$$

$$R_e = 1.34 * 233.5 = 312.89Kg$$

Sin embargo, la situación más crítica sería aquella en la cual el vehículo se encuentre realizando un viraje y en ese momento sufra un golpe en sus ruedas interiores, o que sufra un salto, esto haría que la rueda exterior del tren delantero se sobrecargue, asumiendo una carga vertical tal, como el peso total del vehículo. Por tanto esta será la condición más crítica para el diseño, ya que generará la mayor fuerza lateral posible. Entonces el calculo seria de una rueda cargada con el peso total del vehículo, 697.5 Kg.

$$R_e = \mu_e * C_{ve}$$

$$C_{ve} = 697.5Kg = 1534.5lb$$

$$\mu_e = 0.75$$

$$R_e = 0.75 * 697.5Kg = 523.125Kg$$

Aunque ésta no sea una situación común en un vehículo, se deberá tomarla en cuenta, ya que en condiciones de manejo extremo, pueden producirse tales maniobras.

CARGA DEBIDO A GOLPES Y SALTOS

Se debe realizar un estudio de las capacidades del vehículo y el uso que se lo quiere dar. Este fue diseñado para circular en todo terreno, pero principalmente fuera de carretera. En estas condiciones existe gran cantidad de obstáculos, que en ocasiones pueden causar en un vehículo, daño a sus sistemas de suspensión. Por tal motivo se debe plantear que el vehículo va a estar sometido a una cantidad considerable de golpes y en ocasiones va a experimentar saltos.

Por motivos de diseño, se debe analizar la condición más crítica que puede experimentar el vehículo, por tanto se plantea que el mayor salto que puede afrontar el vehículo será de 1.00 metros de altura, con la particularidad que al instante de la caída, sea la suspensión delantera la que soporte toda la carga. Con

esto se halla la carga que experimenta el sistema de suspensión delantera, entonces la fuerza aplicada a las dos ruedas delanteras.

Primero se debe determinar cual será la constante de los elementos elásticos actuantes en la rueda para poder determinar la fuerza que está actuando sobre la suspensión delantera.

Se analizará bajo el criterio de conservación de la energía. Se debe igualar la energía potencial gravitacional que tiene el vehículo en su altura máxima con la energía potencial elástica que generará al momento de topar el suelo.

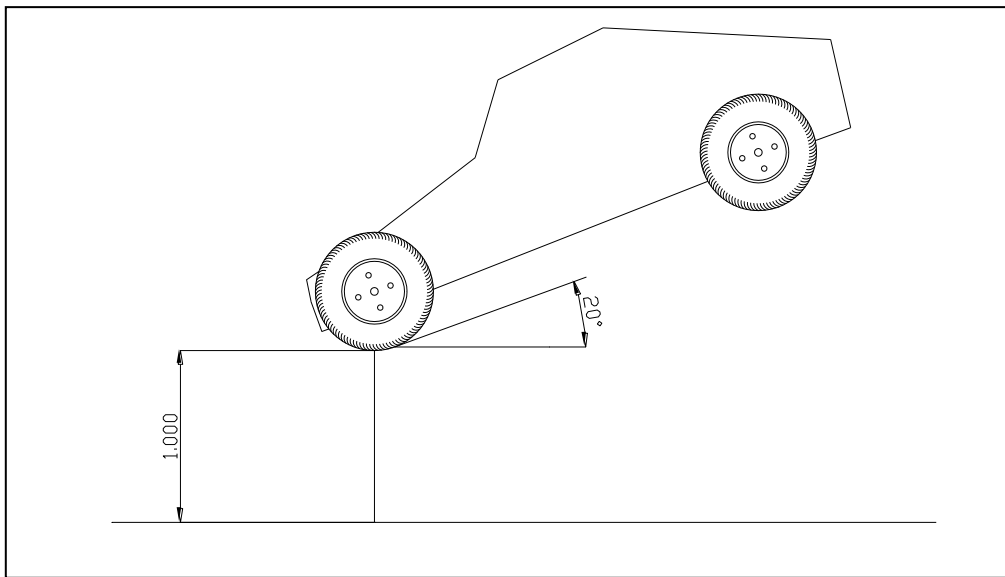


Figura 3.9: DCL Vehículo elevado
Fuente: Personal

Formula 3.5: Conservación de la energía

$$E_{pg} = E_{pe}$$

$$Epg = Epe$$

$$m * g * h = \frac{1}{2} * K * d^2$$

$$K = \frac{2 * m * g * h}{d^2}$$

$$K = \frac{2 * (697.5Kg) * (9.81 \frac{m}{s^2}) * (1.00m)}{(0.350m)^2}$$

$$K = 111713.88 \frac{N}{m}$$

$$K = 114.00 \frac{Kg}{cm}$$

Hay que tomar en cuenta que este valor de constante elástica (K), es el total de las dos constantes elásticas actuantes en las ruedas delanteras, la izquierda y derecha respectivamente. Ya que estos se encuentran en paralelo, el valor de la constante elástica para cada rueda es:

$$K = Kd + Kf$$

donde

$$Kd = Ki$$

entonces

$$Kd = Ki = \frac{K}{2} = 57.00 \frac{Kg}{cm}$$

Kd y Ki son las constantes elásticas actuantes en la rueda en el lado derecho y lado izquierdo respectivamente.

Con la constante elástica total actuante en cada rueda ya definida, se puede determinar, cual es la fuerza aplicada a cada rueda en el caso que el vehículo experimente un salto de 1.00 m de altura y tope el suelo según las condiciones antes descritas.

Formula 3.6: Fuerza aplicada a un elemento elástico

$$F = K * d$$

Donde:

F : fuerza aplicada a cada rueda

d : distancia de recorrido de la suspensión = 350 mm (35 cm)

K : constante de los elementos elásticos de cada rueda

$$F = 57.00 \frac{Kg}{cm} * 35cm = 1995Kg$$

Esta fuerza (F) obtenida a través del análisis se tomará únicamente como referencia de carga máxima en la suspensión delantera del vehículo. Será tomada en cuenta como carga de diseño.

RELACIÓN DE RUEDA O WHEEL RATE

En este punto vale la pena definir otra variable de un sistema de suspensión que es la Relación de Rueda (en inglés: Wheel Rate). Esta es la relación existente entre el valor del elemento elástico (espiral) y su valor actuante en la rueda.

Para resolverlo existe un sistema práctico de medición que si se lo realiza con precisión se lo puede considerar muy aproximado. El método consiste dejar fijo el chasis a la altura de trabajo. Luego se extrae el resorte de suspensión (para el caso de una suspensión de cuadrilátero deformable sería el espiral de suspensión). Antes de comenzar la medición es recomendable tomar la longitud exacta del amortiguador (este es solamente un valor de referencia). Luego se ira añadiendo suplementos de una cierta medida (como ejemplo 5 mm de espesor) que se los ira colocando uno a uno debajo de la rueda. Por cada suplemento que se coloque, hay que medir nuevamente la abertura del amortiguador. La relación de movimiento es la división de la distancia de movimiento de la rueda dividida por la distancia de movimiento del amortiguador. Este sistema práctico se lo aplica cuando se tiene el vehículo y sobre el cual se puede tomar las mediciones.

El cálculo teórico de la Relación de Rueda se realiza mediante la utilización de software basado en un método gráfico. Con esto se hallará la relación de movimiento de la rueda y el resorte. Este método es exacto y se realiza durante el proceso de diseño de la suspensión, cuando ésta aún no existe y se lo debe definir para el futuro cálculo de elementos elásticos. Se debe hacer una consideración de importancia y es que la relación de movimiento debe ser del menor valor posible, pues a menor valor, menor rigidez del espiral o amortiguador necesario para igual valor de Relación de Rueda, lo cual es un beneficio en peso y características del amortiguador.

El valor de Relación de Rueda esta definida por la siguiente formula:

Formula 3.7: Relación de Rueda

$$Wr = \frac{Ke}{Ks^2}$$

Fuente: Tune to Win
Autor: Carroll Smith

Donde:

Wr : Relación de rueda

Ke : Constante del elemento elástico de la suspensión

Ks : Relación de movimiento: $Ks = \frac{Mrueda}{Mresorte}$

Una vez definida lo que es la Relación de Rueda o wheel rate, se puede notar que el valor de la constante elástica hallada para las ruedas delanteras del vehículo, en caso de un salto con las condiciones descritas, representa el valor de Relación de Rueda o wheel rate.

ESPIRALES Y TOPES DE SUSPENSIÓN REQUERIDOS

Conociendo entonces el valor de wheel rate necesario para soportar un salto, con las condiciones antes descritas, y determinando la Relación de Movimiento, se puede calcular, la constante elástica del espiral de suspensión que soportará esta fuerza. Vale la pena hacer una aclaración. Si se utilizase este espiral, el vehículo sería demasiado rígido, tendría poco desplazamiento para condiciones de marcha normal y mínimo para condiciones estáticas, condición no ideal para este tipo de suspensión, por lo que, para calcular el espiral requerido se debe realizar otro análisis.

Para poder realizar el análisis del espiral requerido, se tiene que analizar según el peso del vehículo en su parte frontal, (para el caso de la suspensión delantera), y según el recorrido total que se quiere obtener en la suspensión.

A través del pesaje del vehículo, se conoce que el peso en la parte frontal, en condiciones estáticas es de 233.5 Kg., 116.75 Kg en cada rueda. Se conoce también el recorrido de suspensión que se va a obtener con el nuevo sistema de suspensión, éste será de 350 mm, compartidos para el movimiento vertical hacia abajo y hacia arriba de la rueda. Se puede definir el recorrido vertical de la rueda hacia arriba como 230 mm y 120 mm hacia abajo. Esta relación no está basada en ningún parámetro, solamente por condiciones en donde se desenvolverá el vehículo. Se determinó un mayor recorrido hacia arriba, ya que el vehículo va a estar continuamente afrontando obstáculos, los cuales harán trabajar a la suspensión en compresión más que en extensión.

Con estos datos entonces se requerirá un espiral con una constante elástica K_e , tal que, al momento de apoyar el vehículo en el suelo, la suspensión recorra una distancia, que permita, mantener la altura original del vehículo. Este dato se lo había determinado y se obtuvo como altura libre al suelo y es de 230 mm. Por tanto, cada espiral requerido deberá recorrer 120 mm para cada 116.75 Kg, que es la carga que está en cada rueda.

Mediante la formula para obtener la fuerza aplicada al resorte, conociendo su constante elástica y recorrido se obtiene.

$$F = K_{rr} * d$$

despejando

$$K_{rr} = \frac{F}{d}$$

donde :

K_{rr} : constante elástica requerida en la rueda

F : carga vertical estática en cada rueda = 116.75 Kg

d : distancia que se comprimirá el resorte = 120mm (12cm)

$$K_{rr} = \frac{116.75 \text{ Kg}}{12 \text{ cm}} = 9.73 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$$

Este valor de K_{rr} de 9.73 Kg/cm es entonces el valor de la constante elástica que deberá estar aplicada a la rueda, será en definitiva el valor de Relación de Rueda o Wheel Rate del espiral de suspensión, para que al momento de apoyar el vehículo en el suelo, la suspensión recorra 120 mm.

Ahora se calculara el valor de constante elástica del espiral requerido K_e , que dependerá de la relación de movimiento que desee el diseñador dar. Se tratará de mantener este valor lo más bajo posible, pero aquí existe una condición. Habrá que limitar este, al recorrido del amortiguador que se instalará, ya que como el espiral y el amortiguador son montados en el mismo eje, dependerá de su recorrido.

Un valor de Relación de movimiento para mantenerlo bajo se podrá situar entre 1.00 y 2.00, por lo que se puede decir, que se requerirá un amortiguador con un

recorrido mínimo de 175 mm si se elige una relación de movimiento de 2, que sería la más alta; y así seguirá aumentando los requerimientos de recorrido del amortiguador a medida que la posición de anclaje de éste, vaya acercándose a la rueda o que la relación de movimiento baje.

Se podrá entonces realizar una tabla para varias opciones de amortiguadores y constantes elásticas K_e requeridas, según la posición donde se los coloque. Se despejará este valor de la formula 3.7.

$$W_r = \frac{K_e}{K_s^2}$$

despejando

$$K_e = W_r * K_s^2$$

donde

W_r = constante elástica aplicada a la rueda

K_s = relación de movimiento

$$K_e = 9.73 * (2^2)$$

$$K_e = 38.92 \frac{Kg}{cm}$$

Tabla 3.1: Constantes elásticas espiral según la relación de movimiento

Wheel rate (constante elástica espiral aplicada a la rueda) $K = 9.73 \text{ Kg/cm}$			
Relación de Movimiento	Recorrido Total del amortiguador	Constante elástica espiral K_e	
	(mm)	(Kg/cm)	(lb/pulg)
2	175,00	38,92	217,80
1,75	200,00	29,80	166,75
1,5	233,33	21,89	122,51
1,25	280,00	15,20	85,08
1	350,00	9,73	54,45

Fuente: Personal

Con estos valores obtenidos se puede notar que la posición donde estará ubicado el amortiguador y el espiral es fundamental determinarlo, ya que nos dará la constante elástica del espiral requerido y el recorrido total del amortiguador.

Hay que tomar en cuenta entonces, la importancia de la selección del punto de apoyo amortiguador-espiral, que debe estar basada en el recorrido del amortiguador disponible en el mercado.

Con estos valores ya determinados se puede realizar una tabla para observar como funcionará el sistema de suspensión con el wheel rate del espiral elegido, de 9.73 Kg/cm.

Tabla 3.2: Movimiento Vertical de la rueda bajo cargas determinadas

MOVIMIENTO VERTICAL DE LA RUEDA BAJO CARGAS DETERMINADAS			
Wheel rate: 9.73 Kg/cm (54.45 lb/pulg)			
Condición de carga	F (kg)	desplazamiento d (cm)	Diferencia de Altura (cm)
Peso estático por rueda	116,75	12,00	0,00
Frenada 0,8 g	161,30	16,58	4,58
Curva 0,8 g rueda cargada	174,16	17,90	5,90
Frenada + pendiente 40 grados	198,78	20,43	8,43
Todo peso frontal una rueda	233,50	24,00	12,00
fuerza para completar todo el recorrido	340,55	35,00	23,00

Bajo este análisis se puede ver que el valor de wheel rate elegido, correspondiente al espiral de suspensión, es válido. El desplazamiento vertical de la rueda, correspondiente a cada una de las condiciones de carga, obtenidas del análisis de cargas del vehículo, es aceptable. Pero si se analiza la fuerza requerida para deformar completamente al elemento elástico la distancia de 350 mm, se puede notar que es un valor muy bajo, solamente 340.55 Kg, comparado con el valor de carga de 1995 Kg que debería soportar un espiral, para poder afrontar un salto de 1.00 m de altura con las condiciones anteriormente descritas.

Del análisis de cargas debido a golpes y saltos del punto 3.5.1 se obtuvo un valor de constante elástica total K_d y K_i para cada rueda, de 57.00 Kg/cm, donde vale recordar que este es el valor de constante elástica de un elemento capaz de

soportar la carga al momento de afrontar un salto, más no tener cualidades para mantener una marcha suave, de ahí la diferencia en magnitudes de constantes elásticas con los valores calculados para el espiral.

El funcionamiento del mecanismo de suspensión, espiral, neumático y tope de suspensión es tal, que el espiral de suspensión se comprime inicialmente, para luego de haber cumplido todo su recorrido, empiece a comprimirse el neumático y el tope de suspensión. Entonces, el total del recorrido del espiral de suspensión se logra con una fuerza de 340.55 Kg. La restante fuerza aplicada a la rueda al momento de un salto, será absorbido por la deformación del tope de suspensión y el neumático. Esta será de 1654.45 Kg. Un valor de fuerza demasiado alto para ser absorbido únicamente por el neumático y el tope de suspensión. Se requeriría un tope de suspensión con una constante elástica demasiado alta.

Además si de la formula 3.5 se despeja la altura, conociendo la constante elástica en wheel rate de 9.73Kg/cm, la altura del salto máximo que podría afrontar el vehículo, comprimiéndose 350 mm el espiral, sería únicamente de 171 mm.

En este punto se puede hacer una consideración. La constante en wheel rate determinada para el espiral, con un valor de 9.73 Kg/cm, se la puede utilizar como una constante equivalente de dos elementos elásticos, en este caso, dos espirales de suspensión dispuestos en serie, y que trabajen de esta manera una distancia determinada. Se conoce que la suspensión deberá comprimirse 120 mm únicamente con el peso estático del vehículo en sus ruedas delanteras, 116.75 Kg. Se conoce también que deberá mantener una marcha suave para ciertas condiciones de marcha y que deberá aumentar la rigidez del espiral al momento de afrontar un salto.

Con estas condiciones se puede definir que se requerirá mantener un valor de wheel rate de 9.73 Kg/cm, en al menos 150 mm de recorrido de suspensión. Este sería el desplazamiento límite para que los dos espirales trabajen en serie, punto en el cual, el espiral de menor constante elástica haya cumplido todo su recorrido. Luego de este punto solamente trabajará el espiral de constante elástica mayor.

Así se podrá mantener una suavidad de marcha para pequeños desniveles y diferentes estados de carga del vehículo, pero al momento de afrontar un gran desnivel o un salto, el espiral utilizado puede absorber mayor cantidad de fuerza, y no permitir que los topes de suspensión y el neumático sean los únicos en absorberla.

Entonces el análisis será el siguiente:

Kee = Constante equivalente para el espiral, en wheel rate, para un desplazamiento de hasta 150 mm = 9.73 Kg/cm

Ke1 = Constante elástica del espiral #1

Ke2 = Constante elástica del espiral #2

D1 = desplazamiento espiral #1 aplicada fuerza de 116.75 Kg

D2 = desplazamiento espiral #2 aplicada fuerza de 116.75 Kg

Condiciones:

D1 > D2, hasta los 150 mm

Ke2 > Ke1

D1 + D2 = 120 mm, aplicados 116.75 Kg de fuerza

Se define:

D1, aplicados 116.75 Kg de fuerza = 90 mm (9cm) (propuesta por el diseñador, diferente a 60 mm)

Entonces:
$$Ke1 = \frac{116.75Kg}{9cm} = 12.97 \frac{Kg}{cm}$$

D2, aplicados 116.75 Kg de fuerza

D2 = 120 – D1 = 30mm (3cm)

$$Ke2 = \frac{116.75Kg}{3cm} = 38.92 \frac{Kg}{cm}$$

Se realiza la comprobación, hallar la constante elástica equivalente, a partir de las constantes elásticas halladas para el espiral #1 y #2.

Fórmula 3.8: Cálculo elementos elásticos dispuestos en serie

$$\frac{1}{Kee} = \frac{1}{Ke1} + \frac{1}{Ke2}$$

$$\frac{1}{Kee} = \frac{1}{Ke1} + \frac{1}{Ke2}$$

despejando **Kee**

$$\frac{1}{Kee} = \frac{1}{12.97} + \frac{1}{38.92}$$

$$Kee = 9.73 \frac{Kg}{cm}$$

Sicumple

Anteriormente se propuso que el desplazamiento máximo del trabajo en serie de los espirales, con constante elástica equivalente de 9.73 Kg/cm debería ser de 150 mm (15cm).

$$F1 = Kee * d$$

$$F1 = 9.73 \frac{Kg}{cm} * 15cm$$

$$F1 = 145.95Kg$$

Esta fuerza F1 será entonces la fuerza que desplazará a los dos espirales en serie la distancia de 15 cm. Por tanto se puede definir los desplazamientos para cada uno de los espirales al ser aplicada esta fuerza.

Para que la mayor cantidad de fuerza sea absorbida por el espiral #2, se define que el desplazamiento máximo del espiral #1, este dado por la fuerza F1.

D1t: distancia total de desplazamiento de espiral #1 aplicada fuerza de 145.95 Kg

$$D1t = \frac{145.95Kg}{12.79Kg / cm} = 11.25cm$$

Entonces:

$$D2t = dt - D1t$$

$$D2t = 35 - 11.25$$

$$D2t = 23.75cm$$

Se puede determinar cual será la fuerza F2 que será absorbida por el espiral #2 de suspensión.

$$F2 = 38.92 \frac{Kg}{cm} * 23.75cm$$

$$F2 = 924.35Kg$$

Esta es la fuerza que se logra absorber con el espiral #2 y es en definitiva el total de la fuerza que podrá absorber el sistema de dos espirales.

Se puede notar que bajo ésta configuración, dos espirales en serie que trabajen una determinada distancia para que luego trabaje solamente uno, la fuerza que estos pueden absorber será mucho mayor que al tener solo un espiral, además se consigue una marcha suave para condiciones de poca carga y al momento de afrontar una salto se logra absorber mayor cantidad de fuerza.

Con estos valores ya determinados se puede realizar una tabla para observar como funcionará el sistema de suspensión con la constante equivalente del espiral en wheel rate de 9.73 Kg/cm para los primeros 15 cm de desplazamiento vertical de la rueda y de 38.92 Kg/cm para los 20 cm restantes.

Tabla 3.3: Movimiento Vertical de la rueda bajo cargas determinadas utilizando dos espirales en serie para 150 mm y un solo espiral para 200 mm

MOVIMIENTO VERTICAL DE LA RUEDA BAJO CARGAS DETERMINADAS					
Wheel Rate cada rueda Espiral #1: 12,97 Kg/cm Espiral #2: 38,92 Kg/cm Equivalente en serie: 9,73 Kg/cm					
Trabajo en serie Esp. #1 y Esp. #2					
	F kg	D1 cm	D2 cm	D1+D2 cm	Diferencia de altura cm
Peso estático por rueda	116,75	9,00	3,00	12,00	0,00
Fuerza para completar recorrido espiral #1 y distancia máx. de trabajo en serie de los dos espirales	145,95	11,25	3,75	15,00	-3,00
Trabajo solo espiral #2					
	F kg	D1 cm	D2 cm	D1+D2 cm	Diferencia de altura cm
frenada 0,8 g	161,30	11,25	4,14	15,40	-3,40
curva 0,8 g rueda cargada	174,16	11,25	4,47	15,73	-3,73
frenada + pendiente 40 grados	198,78	11,25	5,11	16,36	-4,36
Todo peso frontal una rueda	233,50	11,25	6,00	17,25	-5,25
fuerza para completar todo el recorrido si solamente estuviese dispuesto un espiral de 9.73Kg/cm	340,55	11,25	8,75	20,00	-8,00
Todo el peso del vehículo en una rueda	697,50	11,25	17,92	29,17	-17,17
Fuerza para todo el recorrido	924,35	11,25	23,75	35,00	-23,00

Fuente: Personal

Se puede concluir que esta configuración es adecuada para el nuevo sistema de suspensión, ya que los movimientos verticales de cada rueda para las cargas determinadas son aceptables.

Se realizará una tabla para hallar las constantes elásticas de los elementos elásticos requeridos según la relación de movimiento.

Tabla 3.4: Constantes elásticas requeridas para espiral #1 y espiral #2 según la relación de movimiento

Constantes elásticas requeridas para espiral #1 y espiral #2 según la relación de movimiento					
Constantes elásticas en Wheel Rate					
Espiral #1		12,97 Kg/cm			
Espiral #2		38,92 Kg/cm			
Relación de Movimiento	Recorrido Total del amortiguador mm	Const. elástica requerida espiral #1 Ke1		Const. elástica requerida espiral #2 Ke2	
		Kg/cm	Lb/pulg	Kg/cm	lb/pulg
2	175,00	51,88	290,32	155,68	871,19
1,75	200,00	39,72	222,28	119,19	667,00
1,5	233,33	29,18	163,31	87,57	490,04
1,25	280,00	20,27	113,41	60,81	340,31
1	350,00	12,97	72,58	38,92	217,80

Fuente: Personal

Por motivo de selección del espiral, se deberá determinar cual será el desplazamiento total que tendrá cada uno de estos, según la posición donde estén ubicados. Se realizará entonces una tabla para determinar cual debe ser el desplazamiento total de cada uno de los espirales según la relación de movimiento.

Tabla 3.5: Desplazamiento total de cada espiral según la relación de movimiento elegida

Desplazamiento total de cada espiral según la relación de movimiento elegida			
Relación de Movimiento	Recorrido Total del amortiguador mm	Espiral # 1 cm	Espiral # 2 cm
2	175,00	5,63	11,88

1,75	200,00	6,43	13,57
1,5	233,33	7,50	15,83
1,25	280,00	9,00	19,00
1	350,00	11,25	23,75

Fuente: Personal

Topes de Suspensión requeridos

No existe una información detallada acerca de la constante elástica y demás características de los neumáticos, ya que éstas van a cambiar notoriamente dependiendo de la presión de aire que se tenga en el mismo. Como dato aproximado de constante elástica de un neumático rin 15, de 215 mm de ancho, se tiene un valor de 350 Kg/cm. Un valor bastante alto comparado con el elemento elástico requerido, por tal razón no se lo toma en cuenta para el cálculo del espiral de suspensión.

El cálculo de la constante elástica requerida en el tope de suspensión, deberá entonces realizarse mediante el análisis de elementos elásticos dispuestos en serie, ya que estos trabajan en esta disposición con el neumático.

Se calculará primeramente el valor aplicado a la rueda para luego calcularlo con respecto a la Relación de movimiento. Se conoce que la fuerza aplicada a la rueda en el momento de un salto es de 1995 Kg, por tanto la fuerza aplicada al tope de suspensión y neumático, es la diferencia entre el total de la fuerza y la fuerza aplicada al espiral de suspensión.

Entonces

$$F_t = F_e + F_{tn}$$

donde

F_t = fuerza total al momento de un salto

F_e = fuerza aplicada al espiral

F_{tn} = fuerza aplicada al tope de suspensión y al neumático

$$F_{tn} = F_t - F_e = 1995 - 924.35$$

$$F_{tn} = 1070.65 \text{ Kg}$$

La fuerza F_{tn} , es la fuerza aplicada al tope de suspensión y al neumático, por tanto, esta fuerza generará una deformación determinada en los elementos. En este punto, para poder determinar la constante elástica del tope de suspensión habrá que definir un valor de deformación del conjunto tope de suspensión-neumático, para así poder determinar la constante elástica del conjunto. Un valor

de deformación racional en wheel rate de estos dos elementos en serie, es de 10 cm. Mediante la Fórmula 3.6 se determinará la constante elástica del conjunto.

$$F_{tn} = K_{tn} * d_{tn}$$

donde :

F_{tn} : fuerza aplicada al tope de suspensión y neumático

K_{tn} : constante elástica conjunto tope susp.- neumático

d_{tn} : distancia de deformación

$$K_{tn} = \frac{F_{tn}}{d_{tn}} = \frac{1070.65 \text{ Kg}}{10 \text{ cm}}$$

$$K_{tn} = 107.06 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$$

Entonces el cálculo de la constante elástica del tope de suspensión actuante a la rueda K_{tr} estará dado por la fórmula 3.8.

Fórmula 3.8: Cálculo elementos elásticos dispuestos en serie

$$\frac{1}{K_{tn}} = \frac{1}{K_n} + \frac{1}{K_{tr}}$$

Donde:

K_{tn} = constante elástica del conjunto tope de susp.-neumático = 107.06 Kg/cm

K_n = constante elástica del neumático = 350 Kg/cm

K_{tr} = constante elástica del tope de suspensión actuante a la rueda

$$\frac{1}{K_{tn}} = \frac{1}{K_n} + \frac{1}{K_{tr}}$$

despejando K_{tr}

$$\frac{1}{K_{tr}} = \frac{1}{K_{tn}} - \frac{1}{K_n}$$

$$K_{tr} = \frac{K_{tn} * K_n}{K_n - K_{tn}}$$

$$K_{tr} = \frac{107.06 * 350}{350 - 107.06}$$

$$K_{tr} = 154.25 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}}$$

Este valor de K_{tr} será el valor del tope de suspensión aplicado a la rueda, por lo que para su selección debe calcularse a través de la relación de movimiento que tendrá el nuevo sistema de suspensión.

Se podrá entonces realizar una tabla para varias opciones de constantes elásticas del tope de suspensión K_t requeridas, según la posición en donde se los coloque. Se despejara este valor de la formula 3.7.

Tabla 3.6: Constante elástica tope de suspensión según la relación de movimiento

Wheel rate (constante elástica tope de suspensión aplicada a la rueda) $K_{tr} = 154.25 \text{ Kg/cm}$			
Relación de Movimiento	Constante elástica tope de suspensión K_t		Deformación tope suspensión con 1070.65 Kg de fuerza aplicada a la rueda
	(Kg/cm)	(lb/pulg)	
2	617,00	3452,73	3,47
1,75	472,39	2643,50	3,97
1,5	347,06	1942,16	4,63
1,25	241,02	1348,72	5,55
1	154,25	863,18	6,94

Fuente: Personal

Este valor de K_t será el valor de la constante elástica del tope de suspensión según la relación de movimiento que se seleccione.

Con las constantes elásticas de los elementos de la suspensión ya calculados se puede notar que la carga de diseño calculada de 1995 Kg se cumple.

ESTUDIO DE DISPONIBILIDAD DE ELEMENTOS

El estudio de disponibilidad de elementos es un punto fundamental en el diseño del nuevo sistema de suspensión. Se debe tomar en cuenta todos los elementos que serán necesarios para la construcción del nuevo sistema y realizar un estudio para determinar si se los puede conseguir en el mercado nacional o si se los tiene disponibles. Se debe realizar además un estudio de costos, ya que uno de los objetivos de este proyecto es el de realizar un nuevo sistema de suspensión que, cumpliendo las características de una suspensión todo terreno, sea construida al menor costo posible.

NEUMÁTICOS

Existe en el mercado nacional una gran variedad de neumáticos con características para todo terreno. Se las puede encontrar en una variedad de marcas y precios. Para el diseño del sistema de suspensión no son un punto crítico y para este caso en donde se dispone ya, de dos neumáticos delanteros y que cumplen con los requerimientos del vehículo tubular tipo buggy, se puede utilizar los neumáticos que están actualmente en el vehículo.

Neumáticos: 205/75-R15
Fabricante: General Tire
Denominación: Graber AT

AROS

En el caso de los aros, sucede de igual manera que los neumáticos, se pueden utilizar los mismos aros que posee el sistema actual. Sus características son las de un aro convencional que equipaba los vehículos VW Escarabajo más recientes. Son de acero y cumplen los requerimientos para la utilización de un neumático con las características del que se va a utilizar.

Dimensiones:

Tamaño / rin: 15 pulg
Ancho: 139 mm

Para más información referirse al Anexo #2, donde se encuentra un plano detallado del aro, con el total de sus medidas.

SISTEMA DE FRENOS

El mercado nacional está limitado con relación a los sistemas de freno. No están a disposición sistemas de frenos con características especiales para competencia. Se ha determinado que el prototipo tubular tipo "Buggy" no tiene un problema de frenado debido al sistema de frenos, ya que este soporta de manera correcta las exigencias de manejo en todo terreno. Por tal motivo se va a utilizar el sistema de frenos convencional con el que cuenta el sistema de suspensión actual.

Este pertenece al VW Escarabajo. El sistema consta para las ruedas delanteras con 2 discos de freno macizos de 278 mm de diámetro y 7 mm de espesor, con mordazas de dos pistones. La bomba principal de freno es la original del modelo VW Escarabajo.

Características:

Fabricante: Volks Wagen

Disco de freno: macizos de 278 mm de diámetro

Espesor de los discos: 7 mm

Mordazas de freno: 2 piezas, 2 pistones de 1.75 pulg. de diámetro

Bomba de freno: original VW, 19 mm de diámetro

MANGUETAS

Con relación a las manguetas se tiene una disponibilidad limitada. La opción más adecuada sería realizar el diseño de una mangueta que cumpla con todas las características de forma, tamaño, peso, resistencia, geometría y precio, pero resulta poco confiable la fabricación directa de estas piezas, debido a que en nuestro país no se cuenta con procesos de fundición rigurosamente controlados, que garanticen las características de la pieza. Por tal motivo se tiene que realizar un estudio de varios modelos fabricados en el exterior y que se encuentran a la venta como partes o repuestos para vehículos que se están actualmente en funcionamiento en el Ecuador.

Aunque existe mucha variedad de vehículos tracción trasera en circulación en el Ecuador, no todos están equipados con manguetas que satisfagan los requerimientos para el proyecto.

Luego de haber analizado varios tipos de manguetas para diferentes marcas y modelos de vehículos, se determinó bajo los parámetros indicados en el Capítulo 2, que la opción más adecuada, debido a sus características geométricas, disponibilidad en el mercado y precio, son las manguetas delanteras del vehículo marca Chevrolet, modelo San Remo, ensamblado en el Ecuador. Las manguetas de este vehículo poseen características que satisfacen los requerimientos para el nuevo sistema de suspensión independiente.

Características:

Fabricante: General Motors
Modelo: San Remo
Angulo de King Pin: 7.8 grados
Diámetros de eje: 27.0 mm rodamiento interior
17.5 mm rodamiento exterior
Largo total eje: 110 mm

Más información sobre estas se encuentra en el Anexo #3, donde se encuentra el plano con sus medidas.

EJES

En este caso no se realizó una selección o un diseño específico, ya que las manguetas seleccionadas del vehículo Chevrolet San Remo, cuentan con su propio eje. Las dimensiones de este eje son las mismas del eje de la mangueta original VW con las que estaba equipado en sistema de suspensión original en cuanto a sus diámetros, por tal motivo el montaje de los discos de freno del sistema original VW se lo puede realizar sin ningún problema. La única diferencia entre las dos puntas de eje es el largo de la rosca del perno central, por tal motivo se debe fabricar un alza para el rodamiento exterior.

Habrá que referirse al Anexo # 4, donde se encuentra el plano del alza para el rodamiento exterior del eje.

RODAMIENTOS

Con relación a los rodamientos se puede decir que se dispone de todo tipo rodamientos en el mercado nacional. Existen representantes de las marcas más importantes de rodamientos por lo que su existencia esta garantizada. Se utilizará rodamientos específicos para el vehículo San Remo, que cumplen con las dimensiones de la punta de eje y también con las dimensiones del disco de freno original VW. Están fabricados por la casa NTN y su numeración es la siguiente:

Rodamiento interior

Marca: NTN
Tipo: Cónico
Código pista: NTN 4T-L 44610
Código rodamiento: NTN 4T-L 44649
Diámetro interior: 27.00 mm
Diámetro exterior: 50.35 mm

Rodamiento exterior

Marca: NTN
Tipo: Cónico

Código pista: NTN 4T-LM 11710
Código rodamiento: NTN 4T-LM 1749
Diámetro interior: 17.50 mm
Diámetro exterior: 40.00 mm

AMORTIGUADORES

Los amortiguadores se los puede conseguir en el mercado nacional. Este está provisto de una gran cantidad marcas en donde existen variedad de modelos y precios. Además hay que tomar en cuenta que deberá ser un amortiguador para todo terreno.

La selección del amortiguador se la realizará tomando como referencia el recorrido total de suspensión que se obtendrá con el nuevo sistema de suspensión, que será de 350 mm.

Del análisis de la Relación de Rueda o Wheel Rate, se conoce que el amortiguador, por su posición con respecto a la rueda, va a tener un recorrido menor al recorrido vertical de la rueda, 350 mm. Por esta razón si nos planteamos un valor de Relación de movimiento rueda-amortiguador máximo de 2 a 1, el amortiguador que se debería seleccionar es uno que por lo menos tenga 175 mm de recorrido. Al plantearnos menores valores de Relación de Movimiento, se requerirá un amortiguador de mayor recorrido.

Se tiene la disponibilidad en el mercado de un amortiguador, para servicio en todo terreno, del fabricante Monroe, de un recorrido de 200 mm. Este amortiguador sería una opción lo bastante acertada, ya que se lo ubicaría para que se obtenga una Relación de Movimiento rueda-amortiguador de 1.75. Relación aceptable para este tipo de suspensiones.

Características:

Fabricante: Monroe
Dimensiones: 590 mm totalmente extendido
390 mm totalmente comprimido
Recorrido: 200 mm
Anclajes: Buje punto superior
Buje punto inferior
Otros: Bases para montaje de espiral

ELEMENTOS ELÁSTICOS (espirales)

Se los puede conseguir en una gran variedad de formas y tamaños, al igual que diferentes constantes elásticas. En el mercado nacional existen espirales para diferentes marcas y modelos de vehículos. Dependiendo del valor de espiral que

se requiera, se puede calcular sus dimensiones y conseguirlo en el mercado nacional, o según éstas, ordenar su fabricación.

Para la selección de los espirales de suspensión habrá que basarse en los amortiguadores disponibles en el mercado. Con los amortiguadores disponibles en el mercado se puede obtener una relación de movimiento de hasta 1.75. La selección de los espirales se deberá realizar para esta relación de movimiento. Las constantes elásticas para esta relación de movimiento están dadas en la tabla 3.4 y sus recorridos máximos en la tabla 3.5.

Espirales requeridos: (relación de movimiento 1.75)

Espiral # 1

Constante elástica Ke1: 39.72 Kg/cm (222.28 lb/pulg)

Recorrido total: 6.43 cm

Espiral # 2

Constante elástica Ke2: 119.19 Kg/cm (667.00 lb/pulg)

Recorrido total: 13.57 cm

SISTEMA DE DIRECCIÓN

El sistema de dirección que será utilizado con el nuevo sistema de suspensión será el mismo con el que cuenta actualmente el vehículo. Este consta básicamente de la caja de dirección del VW Escarabajo con ciertos cambios en el largo de la columna de dirección y en las barras de dirección.

ARTICULACIONES DE DIRECCIÓN

Serán utilizadas las mismas articulaciones de dirección del VW Escarabajo ya que su costo es reducido y existe completa disponibilidad en el mercado.

ARTICULACIONES DE SUSPENSIÓN O BUJES

En el mercado nacional se puede encontrar una gran variedad de bujes importados para una marca específica de vehículo o de fabricación nacional según los requerimientos de cliente. Por esta razón existe disponibilidad de estos elementos según las dimensiones que se den al nuevo sistema de suspensión. Existen también articulaciones de tipo junta articulada o conocidos también como Uni-Ball, las cuales pueden remplazar de manera óptima a los bujes de suspensión. Estos se los puede encontrar de diferentes tamaños, capacidad de carga y con diferentes características como largo, diámetro de su perno y su agujero de sujeción.

TOPES DE SUSPENSIÓN

Los topes de suspensión no son un problema en el diseño del nuevo sistema de suspensión, ya que en el mercado nacional existe gran variedad de estos.

TUBOS PARA LA CONSTRUCCIÓN, LAMINAS Y PERFILES

En el mercado nacional existen muchas empresas encargadas de la comercialización de productos para la construcción razón por la cual su disponibilidad es garantizada.

DISEÑO DE ELEMENTOS

El diseño de elementos comprende el diseño propiamente dicho del nuevo sistema de suspensión delantera del vehículo tubular tipo "Buggy". Se debe determinar primeramente la geometría del nuevo sistema de suspensión. La suspensión elegida es la Suspensión de Cuadrilátero deformable con brazos convergentes, para luego poder realizar los cálculos de resistencia de cada elemento, como son las barras de suspensión, sus anclajes y la estructura que la soportará.

GEOMETRÍA DEL MECANISMO

La geometría del mecanismo está determinada principalmente por el tipo de suspensión seleccionado, la suspensión de Cuadrilátero deformable con brazos convergentes. La geometría del mecanismo también estará influenciada por el recorrido de suspensión y los ángulos que se quiera dar a los diferentes elementos del sistema.

Como datos principales y puntos críticos de un sistema de suspensión se deben determinar el recorrido de suspensión que se quiere obtener. Este viene dado por los requerimientos del vehículo y será para este caso de 350 mm, compartidos en 120 mm de recorrido vertical de la rueda hacia abajo y 230 mm de movimiento vertical hacia arriba. Estos parámetros se determinaron según el análisis de cargas que se realizó en el vehículo.

Se define luego los aros y neumáticos a utilizarse, esto es de real importancia ya que el desplazamiento del centro de los aros debe estar de acuerdo con las dimensiones de los frenos, por el espacio necesario y con el offset de la suspensión. Hay que tomar en cuenta que los aros que se van a utilizar son los

originales del vehículo VW Escarabajo al igual que su sistema de frenos, por lo que no existe impedimento con respecto al espacio.

Con estos parámetros ya determinados se debe fijar las trochas del vehículo. Para este proyecto se va a mantener la trocha trasera y únicamente la delantera habrá que definirla. Hay que tomar en cuenta el vehículo que se está diseñando. Para el caso de un vehículo el cual será utilizado en trazados con gran cantidad de curvas, donde la prioridad es la maniobrabilidad del mismo, la mayor trocha posible, dará la mejor maniobrabilidad. Por tal motivo se incrementará su trocha delantera hasta el valor de trocha del eje trasero que es de 1470 mm.

Definida la trocha delantera del vehículo, se procederá a ubicar las ruedas en su lugar y ubicar los diferentes elementos mecánicos dentro de estas, como las manguetas, discos de freno y mordazas de freno.

Cumplida esta etapa se debe situar el punto inferior de la mangueta. Para ello, se tratará de ubicarlo lo más bajo posible en el aro y lo más cerca al disco de freno. Con este punto definido se determina el offset de la suspensión. Para este caso habrá que regirse a la mangueta seleccionada, y ubicar el punto descrito, no hay la posibilidad de cambiarlo. Trazando una línea desde este punto en el piso hasta la posición del anclaje determinado anteriormente. Este eje va a definir el ángulo de caída o kingpin. Si este no está de acuerdo a las expectativas (no debería tener más de 8 grados) se debe plantear nuevamente el punto inferior de la mangueta o la medida de offset. Una medida aceptable de offset debe estar alrededor de 25 mm.

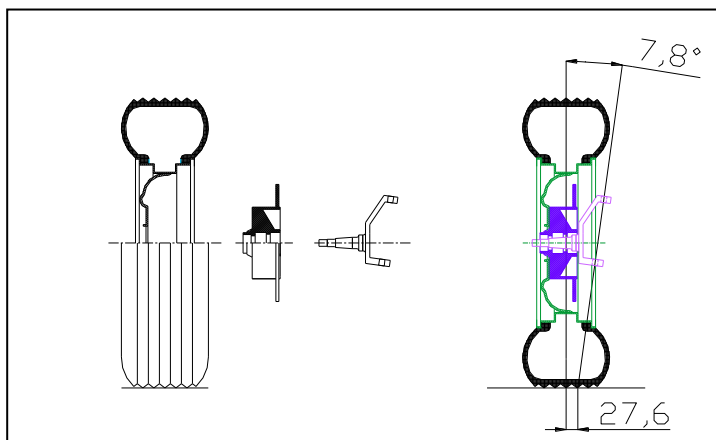


Figura 3.10: Offset y ángulo de King Pin para el nuevo diseño
Fuente: Personal

Lo siguiente es definir el punto superior de la suspensión en la mangueta. Ahora se debe elegir la altura del centro de roldo según la disposición de los brazos de suspensión. Hay que tomar en cuenta que al definir la altura del centro de roldo se debe definir también los neumáticos que se están utilizando. Si estos tienen una gran deformación lateral, se debe utilizar centros de roldo bajos, pues, ayudan a minimizar la deformación de los neumáticos, pero por otro lado crean baja compensación de cámara.

Se aceptará un valor para la altura del centro de roldo entre 100 mm y 200 mm para obtener buena compensación de cámara. Como ángulos característicos se debe definir en este punto que ángulos se desea obtener. Se sabe que el tipo de suspensión elegido es el de cuadrilátero deformable con brazos convergentes. Este tipo de suspensión posee la característica de variar el ángulo de cámara con el movimiento de la rueda. Se debería tener una compensación de cámara de por lo menos 2 grados negativos.

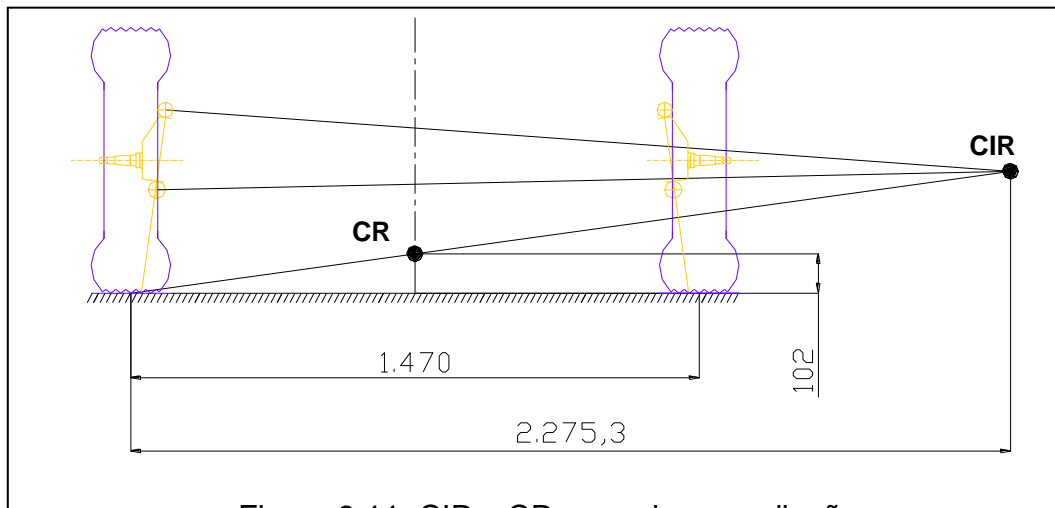


Figura 3.11: CIR y CR para el nuevo diseño
Fuente: Personal

Con estos valores de distancia del CIR y de altura del CR, se cumplen los requerimientos impuestos para el nuevo diseño.

Hay que determinar ahora las longitudes de las barras de suspensión, en base a las recomendaciones del Autor Des Hammill (en el libro How to build and modif. Sportscar and kit car), el cual dice, que la diferencia de altura entre la articulación superior de la mangueta y la articulación del apoyo superior del chasis debe ser

entre 25.5 mm y 38 mm; y para la articulación inferior de la mangueta y la articulación del apoyo inferior del chasis debe ser entre 6.3 mm y 16 mm.

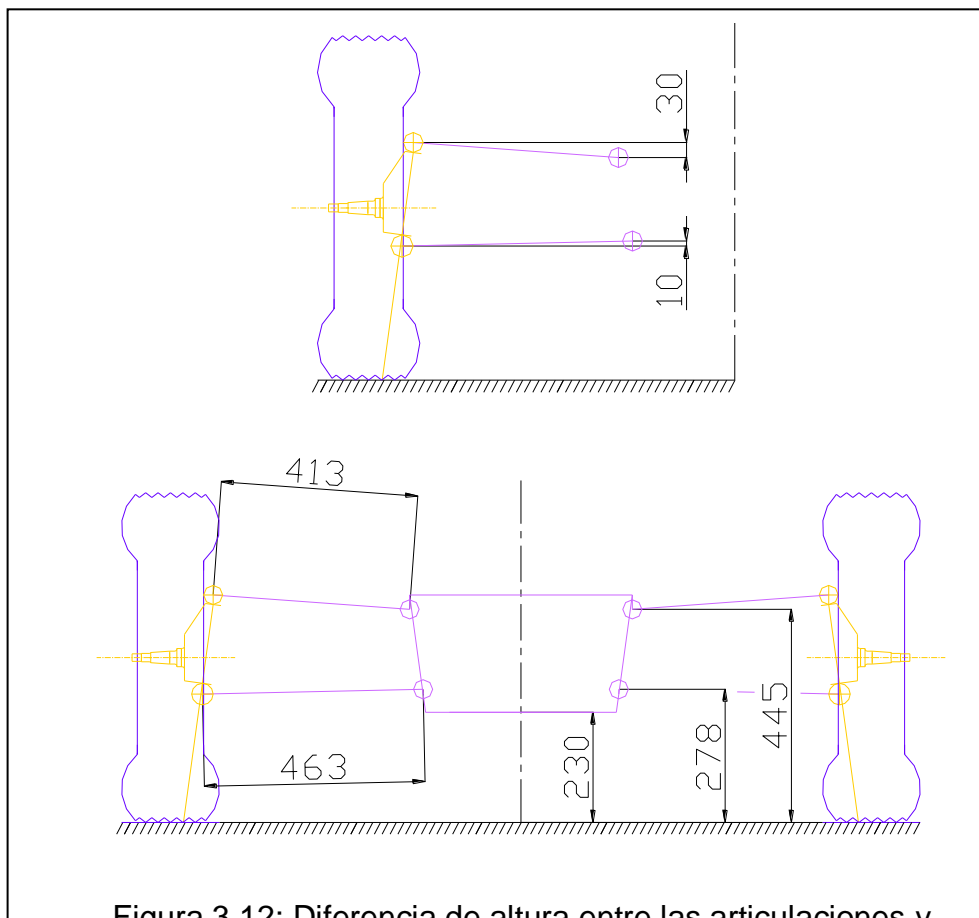


Figura 3.12: Diferencia de altura entre las articulaciones y Longitudes de las barras de suspensión.
Fuente: Personal

Determinadas las longitudes de las barras de suspensión, se puede determinar la altura con respecto al suelo de los apoyos en el chasis. Se debe tomar en cuenta la altura libre al suelo del vehículo, la cual será mantenida, que en este caso es de 230 mm, y comprobar que los apoyos en el chasis no estén fuera de

este rango. Además se determina la distancia entre los apoyos de la suspensión en el chasis, dato importante para el diseño del chasis.

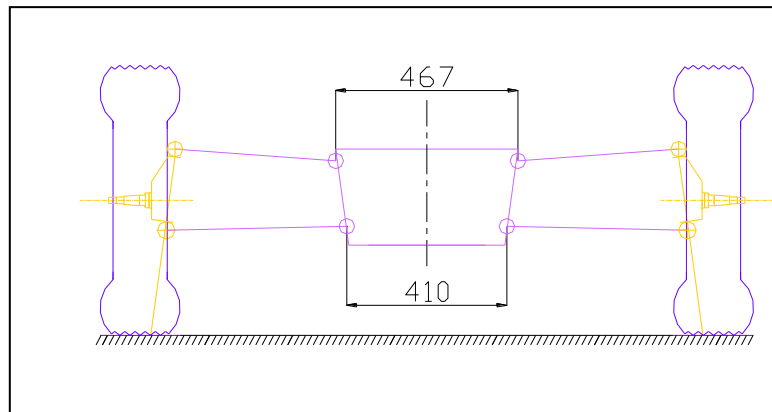
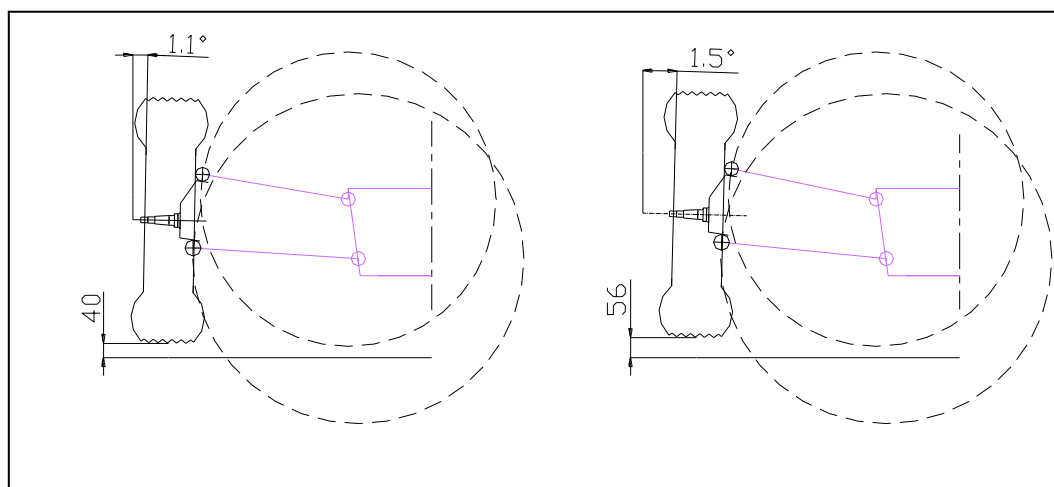


Figura 3.13: Distancia entre los apoyos de la suspensión en el chasis
Fuente: Personal

Con todas estas longitudes ya definidas se realiza una simulación del movimiento del nuevo sistema de suspensión diseñado. Se simulará el movimiento de la suspensión en varias posiciones, donde se pueda notar el cambio del ángulo de camber y determinar si las longitudes de las barras y la posición de los anclajes es el adecuado para el proyecto.



(continuación)

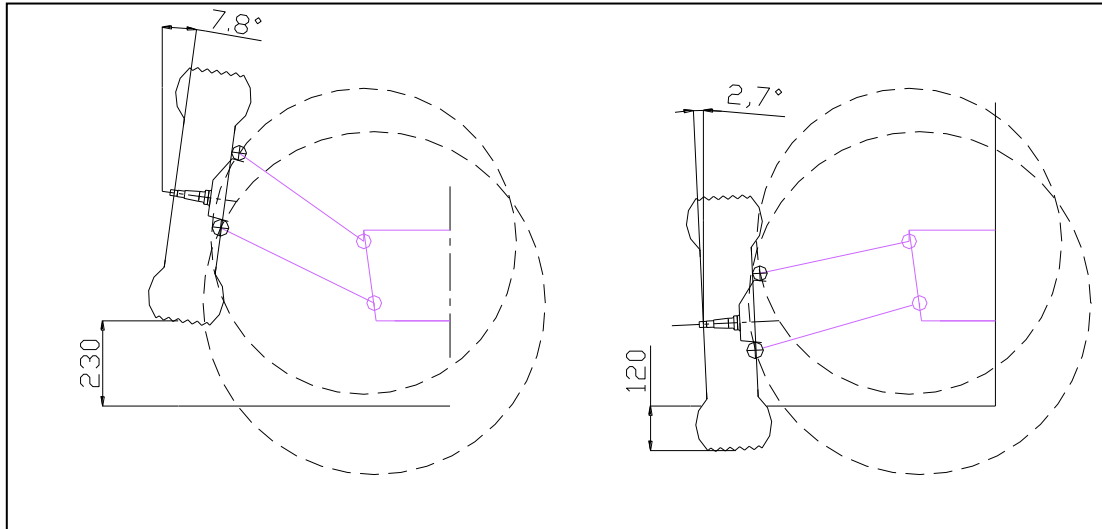


Figura 3.14: Cambio del ángulo de camber en el nuevo diseño
Fuente: Personal

En este punto se define la posición del amortiguador, tanto para su anclaje inferior, como para su anclaje superior. Se tendrá que ubicar el anclaje inferior según la relación de movimiento definida anteriormente, la cual tiene un valor de 1.75; por tanto este anclaje estará ubicado aproximadamente a:

$$463 / 1.75 = 264.5 \text{ mm} \text{ medidos desde el punto de apoyo en el chasis}$$

Para el anclaje superior del amortiguador se tomo en cuenta algunas consideraciones, por motivos de espacio y estética no se lo puede situar en cualquier posición; además se requiere que conforme se comprime el conjunto amortiguador-resorte vaya ganando dureza, por lo tanto, la consideración es que, en su posición de máximo recorrido el conjunto amortiguador-resorte este a 90 grados con respecto a la barra inferior de suspensión.

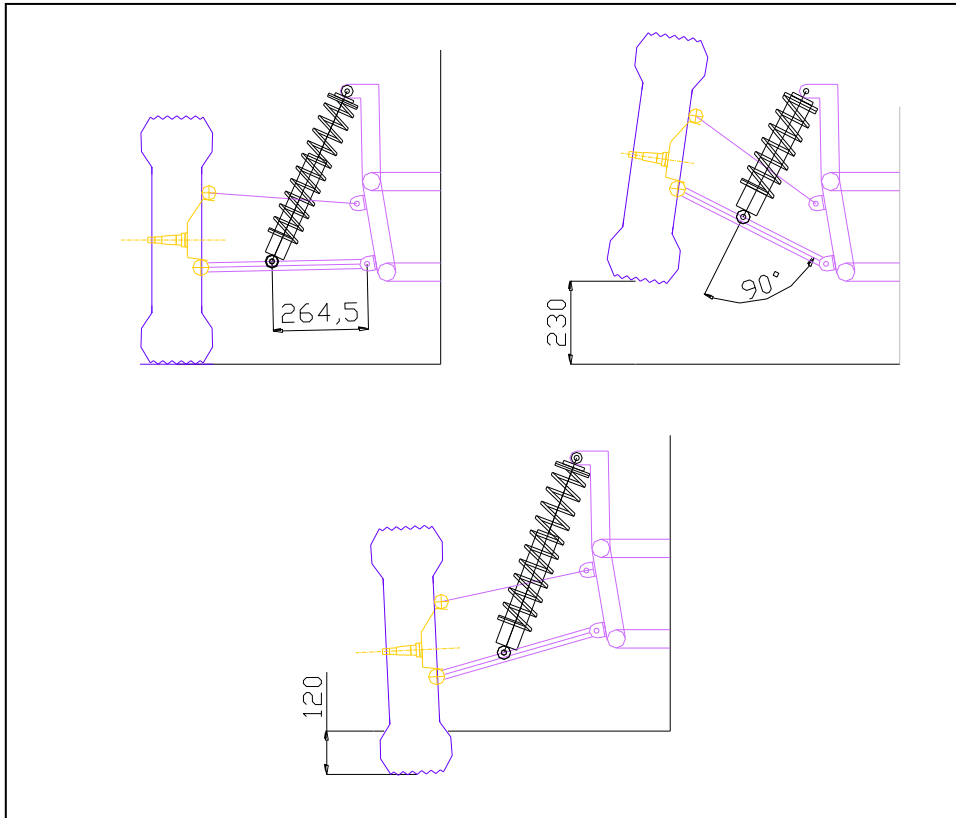


Figura 3.15: Posición del amortiguador en el nuevo diseño
Fuente: Personal

Determinada la geometría del mecanismo de suspensión, la posición de sus puntos de apoyo, las longitudes de las barras de suspensión y la posición de los puntos de apoyo del amortiguador, se debe determinar la geometría de la estructura que la soportará.

En base a las medidas tomadas del chasis actual, se determinará la geometría del nuevo diseño de la parte frontal de chasis. El chasis actual del prototipo está fabricado con tubería de acero de 2 pulgadas de diámetro, por tanto, la nueva parte frontal del chasis deberá ser de las mismas características. El chasis consta de una estructura inferior y de una estructura superior, la nueva parte frontal del chasis deberá acoplarse a ellas.

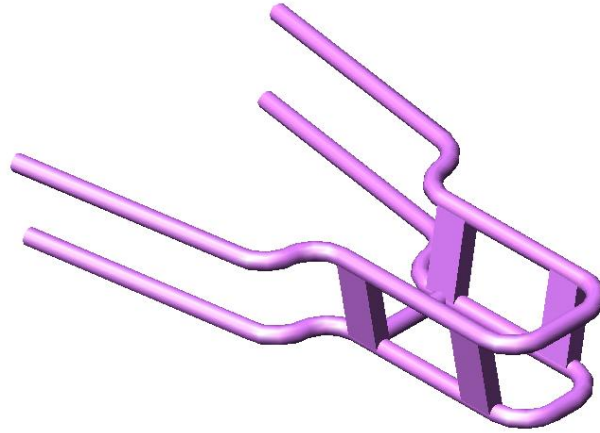


Figura 3.16: Nueva geometría parte frontal chasis
Fuente: Personal

En base a esta nueva geometría y a las medidas de los apoyos, se ira diseñando las torres para los anclajes superiores de los amortiguadores y los apoyos para las barras o mesas de suspensión en el chasis.

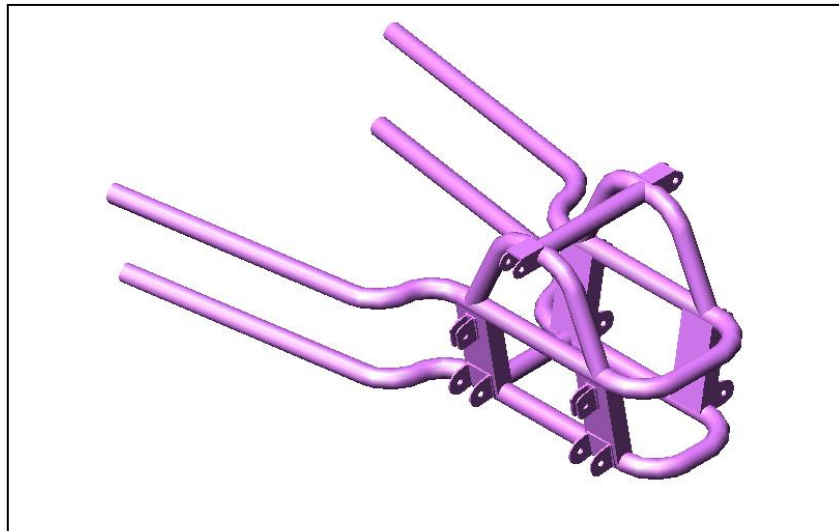


Figura 3.17: Nueva geometría parte frontal chasis
Fuente: Personal

DISEÑO DE BARRAS

Determinada la geometría del mecanismo de suspensión, la posición de sus puntos de apoyo, la posición de los puntos de apoyo del amortiguador y la geometría de estructura que la soportará, se realizará un análisis de fuerzas actuantes sobre cada elemento, basado en el análisis de cargas realizado

anteriormente en el Punto 3.1. Así se podrá determinar las dimensiones de todos los elementos de la suspensión.

Se tomarán en cuenta las condiciones de carga y la posición que tendrán las ruedas y cada elemento del sistema, en este instante.

Carga en Condiciones estáticas

Primeramente se realizará un análisis de cargas con el vehículo estático, únicamente con la fuerza ejercida por el peso del vehículo. Se lo realizará para determinar la fuerza que actúa sobre los espirales de suspensión con estas condiciones.

La carga aplicada a cada una de las ruedas en esta posición será de 116.75 Kg, se mantiene la altura libre al suelo del vehículo, y será la posición de equilibrio.

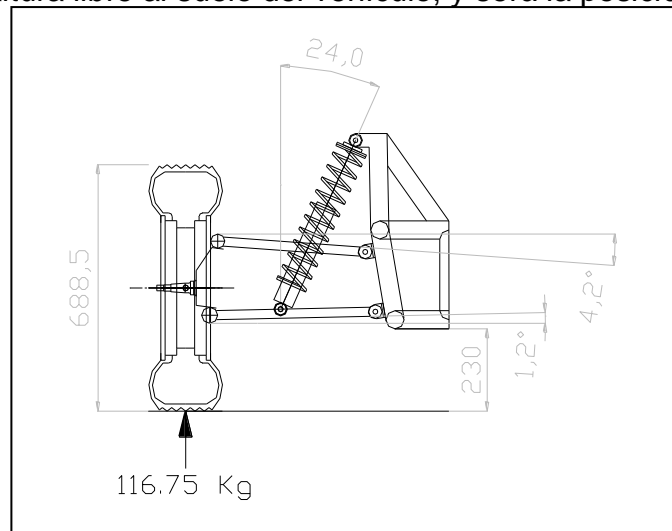


Figura 3.18: Posición del vehículo en condiciones estáticas

Fuente: Personal

DCL

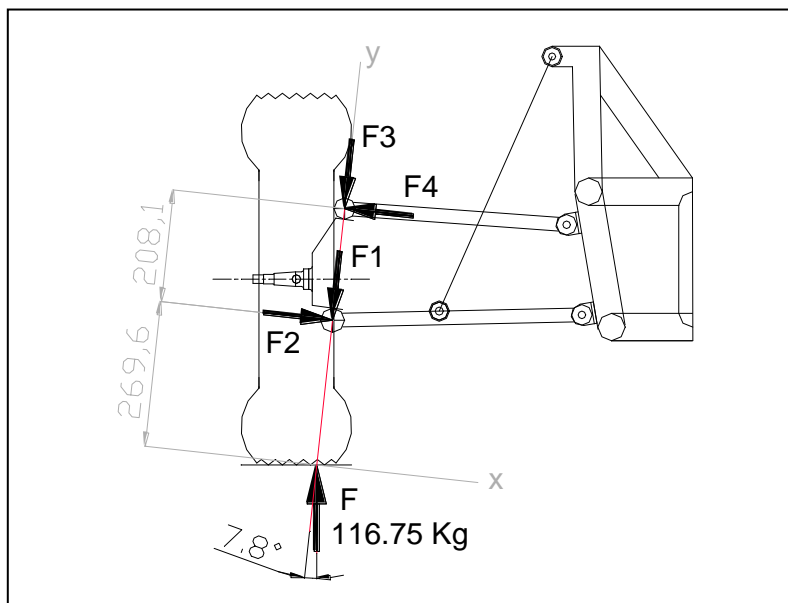


Figura 3.19: DCL Carga vertical aplicada a la rueda en condiciones estáticas
Fuente: Personal

Donde:

F1: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje y
 F2: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje x
 F3: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje y
 F4: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje x
 F: Fuerza vertical aplicada en el punto de contacto neumático-piso
 Fx, Fy: Componentes de F en los ejes x,y.

Entonces:

$$F = 116.75Kg$$

$$F_x = F * \text{sen}(7.8) = 15.84Kg$$

$$F_y = F * \text{cos}(7.8) = 115.67Kg$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_x + F_2 - F_4 = 0$$

$$F_2 = F_x + F_4$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_y - F_1 - F_3 = 0$$

$$F_3 = 0 \text{ Condición barra superior}$$

$$F_1 = F_y = 115.67Kg$$

$$\sum Mo(ri) = 0$$

$$-(F_x * 269.6) + (F_4 * 208.1) = 0$$

$$F_4 = \frac{(F_x * 269.6)}{208.1} = 20.53Kg$$

$$\therefore$$

$$F_2 = F_x + F_4 = 36.37Kg$$

Barra inferior:

DCL

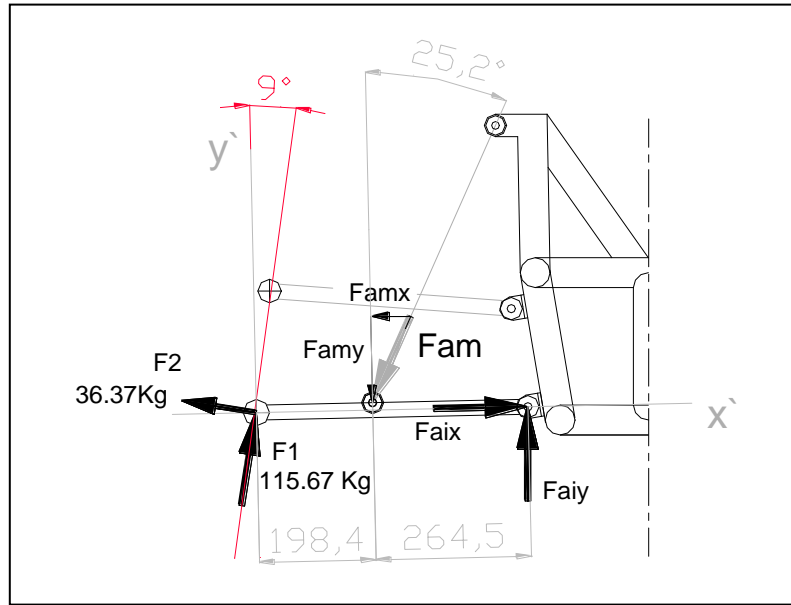


Figura 3.20: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en condiciones estáticas
Fuente: Personal

Donde:

$F1x'$, $F1y'$ Componentes de $F1$ en los ejes x' , y' .

$F2x'$, $F2y'$ Componentes de $F2$ en los ejes x' , y' .

Fam : Fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador

$Famx'$, $Famy'$: Componentes de Fam en los ejes x' , y' .

$Faix'$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x' .

$Faiy'$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y' .

Entonces:

$$F1 = 115.67 \text{ Kg}$$

$$F1x = \text{sen}(9.0) * F1 = 18.09 \text{ Kg}$$

$$F1y = \text{cos}(9.0) * F1 = 114.25 \text{ Kg}$$

$$F2 = 36.37 \text{ Kg}$$

$$F2x = \text{cos}(9.0) * F2 = 35.92 \text{ Kg}$$

$$F2y = \text{sen}(9.0) * F2 = 5.69 \text{ Kg}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$- F2x + F1x - Famx + Faix = 0$$

$$\sum Fy = 0$$

$$F1y + F2y - Famy + Faiy = 0$$

$$\sum Mo(am) = 0$$

$$- (F2y * 198.4) - (F1y * 198.4) + (Faiy * 264.5) = 0$$

$$Faiy = \frac{(F1y + F2y) * 198.4}{264.5}$$

$$Faiy = 89.97 \text{ Kg}$$

∴

$$Famy = F1y + F2y + Faiy$$

$$Famy = 209.91 \text{ Kg}$$

$$Famx = \tan(25.2) * Famy = 99.67 \text{ Kg}$$

$$Fam = 232.37 \text{ Kg}$$

$$Faix = F2x - F1x + Famx = 117.50 \text{ Kg}$$

Barra superior:

DCL

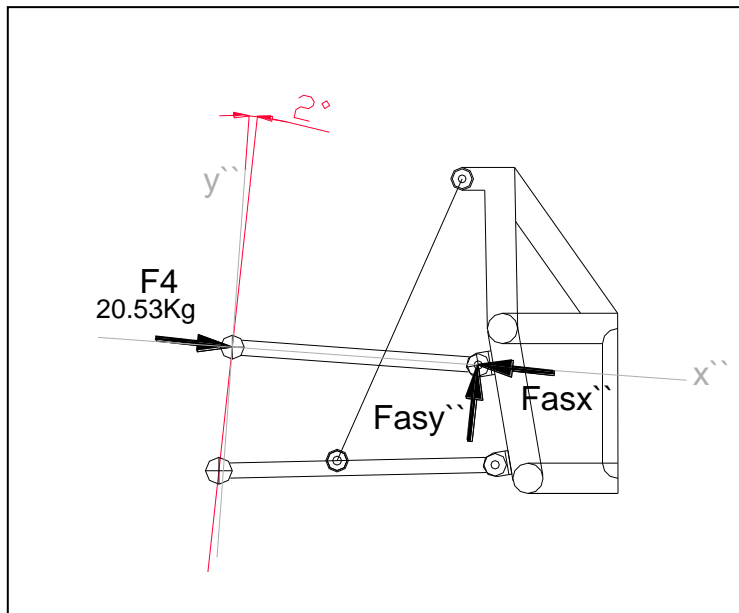


Figura 3.21: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en condiciones estáticas
Fuente: Personal

Donde:

$F_{4x''}$, $F_{4y''}$ Componentes de F_4 en los ejes x'' , y'' .

$F_{4x''}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x'' .

$F_{4y''}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y'' .

Entonces:

$$F_4 = 20.53 \text{ Kg}$$

$$F_{4x''} = \cos(2.0) * F_4 = 20.52 \text{ Kg}$$

$$F_{4y''} = \text{sen}(2.0) * F_4 = 0.72 \text{ Kg}$$

$$\sum F_{x''} = 0$$

$$F_{4x''} - F_{4x''} = 0$$

$$F_{4x''} = F_{4x''}$$

$$F_{4x''} = 20.52 \text{ Kg}$$

$$\sum Fy'' = 0$$

$$F4y'' - Fasy'' = 0$$

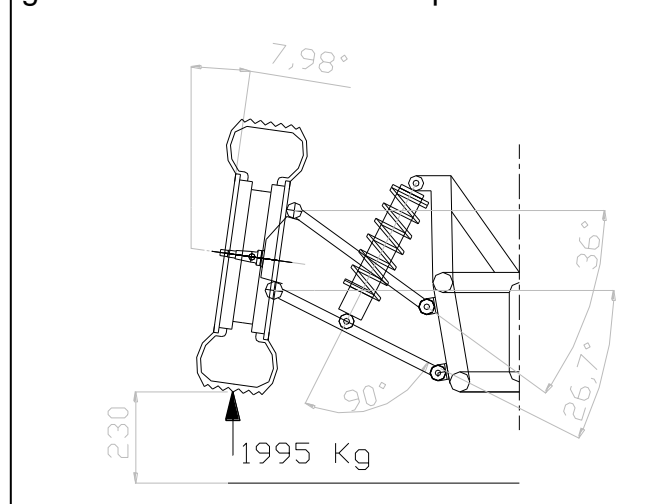
$$Fasy'' = F4y''$$

$$Fasy'' = 0.72Kg$$

Condiciones de Carga vertical máxima. (salto de 1.00 m de altura)

Esta condición de carga, por ser la de mayor valor, 1995 Kg, será considerada como la carga vertical crítica aplicada a la rueda.

Figura 3.22: Posición de la suspensión del vehículo



para condiciones de salto de 1.00 m de altura

Fuente: Personal

DCL

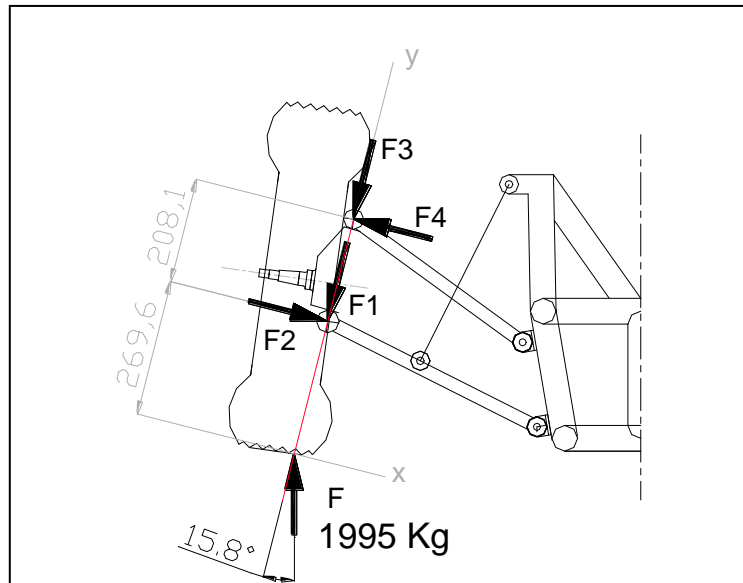


Figura 3.23: DCL Carga vertical de 1995 Kg. aplicada a la rueda
Fuente: Personal

Donde:

F1: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje y

F2: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje x

F3: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje y

F4: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje x

F: Fuerza vertical aplicada en el punto de contacto neumático-piso

F_x , F_y : Componentes de F en los ejes x,y.

Entonces:

$$F = 1995 \text{ Kg}$$

$$F_x = F * \text{sen}(15.8) = 543.20 \text{ Kg}$$

$$F_y = F * \text{cos}(15.8) = 1919.62 \text{ Kg}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$- F_x + F_2 - F_4 = 0$$

$$F_2 = F_x + F_4$$

$$\sum Fy = 0$$

$$Fy - F1 - F3 = 0$$

$$F3 = 0 \text{ Condición barra superior}$$

$$F1 = Fy = 1919.62 \text{ Kg}$$

$$\sum Mo(ri) = 0$$

$$-(Fx * 269.6) + (F4 * 208.1) = 0$$

$$F4 = \frac{(Fx * 269.6)}{208.1} = 703.73 \text{ Kg}$$

$$\therefore$$

$$F2 = Fx + F4 = 1246.93 \text{ Kg}$$

Barra Inferior:

DCL

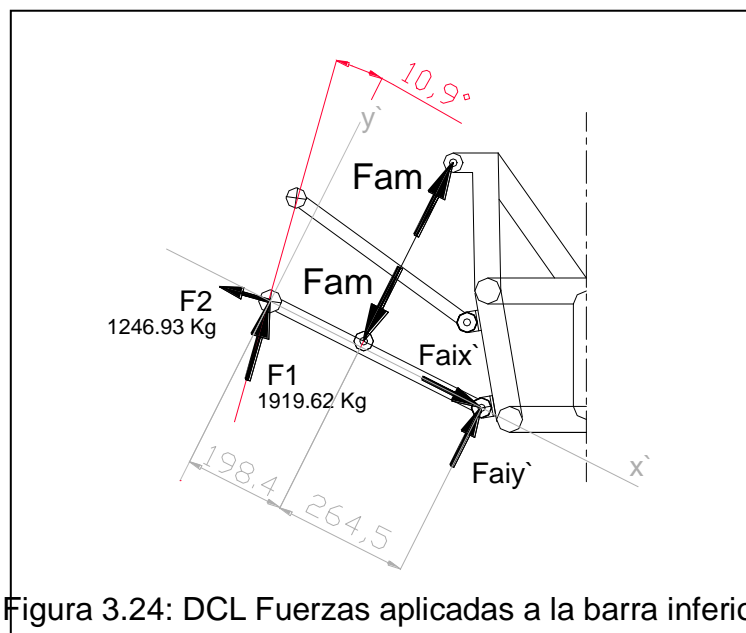


Figura 3.24: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en el caso de salto de 1.00 m de altura
Fuente: Personal

Donde:

$F1x'$, $F1y'$ Componentes de $F1$ en los ejes x' , y' .

$F2x'$, $F2y'$ Componentes de $F2$ en los ejes x' , y' .

Fam : Fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador

$Famx'$, $Famy'$: Componentes de Fam en los ejes x' , y' .

$Faix'$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x' .

$Faiy'$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y' .

Entonces:

$$F1 = 1919.62Kg$$

$$F1x = \text{sen}(10.9) * F1 = 362.99Kg$$

$$F1y = \text{cos}(10.9) * F1 = 1884.99Kg$$

$$F2 = 1246.93Kg$$

$$F2x = \text{cos}(10.9) * F2 = 1224.43Kg$$

$$F2y = \text{sen}(10.9) * F2 = 235.79Kg$$

$$\sum Fx = 0$$

$$F1x - F1x - F2x = 0$$

$$F1x = F1x + F2x$$

$$F1x = 1587.42Kg$$

$$\sum Fy = 0$$

$$F1y - F2y - F1y + F1y = 0$$

$$\sum Mo(am) = 0$$

$$(F2y * 198.4) - (F1y * 198.4) + (F1y * 264.5) = 0$$

$$F1y = \frac{(F1y - F2y) * 198.4}{264.5}$$

$$F1y = 1237.06Kg$$

\therefore

$$F1y = F1y - F2y + F1y$$

$$F1y = 2886.26Kg$$

Barra Superior:

DCL

CLII

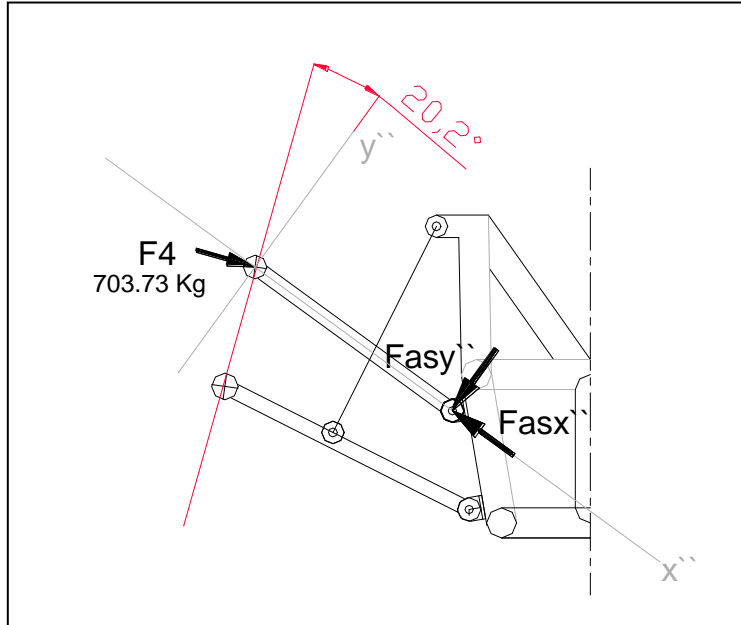


Figura 3.25: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en el caso de salto de 1.00 m de altura
Fuente: Personal

Donde:

$F_{4x''}$, $F_{4y''}$ Componentes de F_4 en los ejes x'' , y'' .

$F_{4x''}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x'' .

$F_{4y''}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y'' .

Entonces:

$$F_4 = 703.73 \text{ Kg}$$

$$F_{4x''} = \cos(20.2) * F_4 = 660.45 \text{ Kg}$$

$$F_{4y''} = \text{sen}(20.2) * F_4 = 243.00 \text{ Kg}$$

$$\sum F_{x''} = 0$$

$$F_{4x''} - F_{4x''} = 0$$

$$F_{4x''} = F_{4x''}$$

$$F_{4x''} = 660.45 \text{ Kg}$$

$$\sum F_{y''} = 0$$

$$F_{4y''} - F_{4y''} = 0$$

$$F_{4y''} = F_{4y''}$$

$$F_{4y''} = 243.00 \text{ Kg}$$

Condiciones de cambio de dirección, con aceleración lateral de 0.8 g

Del análisis de cargas, punto 3.1.4, análisis de fuerzas laterales generadas por el neumático, se halla la condición de viraje en la cual existe una aceleración lateral de 0.8 g. En esta condición existe transferencia de peso de la rueda interior a la curva, hacia la rueda exterior. De las condiciones analizadas donde existe transferencia de carga lateral, esta sería la condición de transferencia lateral de carga más común presentada en el vehículo.

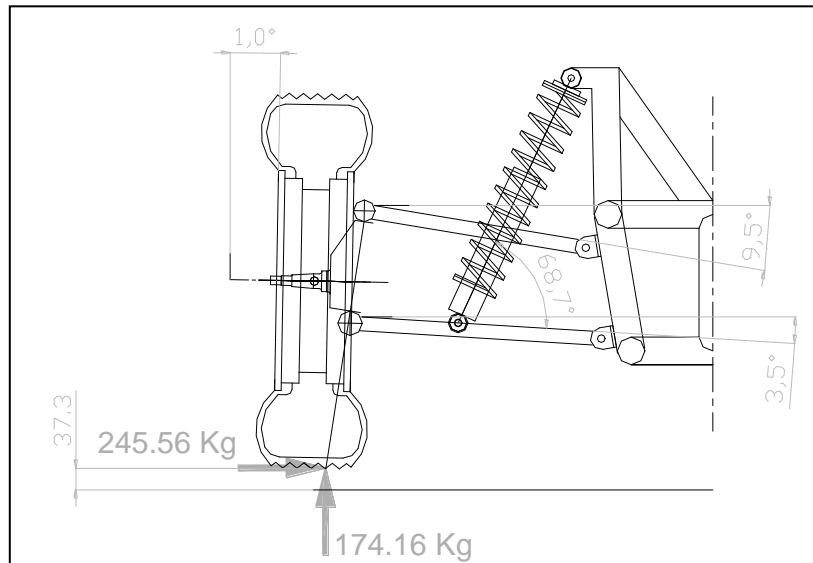


Figura 3.26: Cambio de dirección, con aceleración Lateral de 0.8 g
Fuente: Personal

DCL

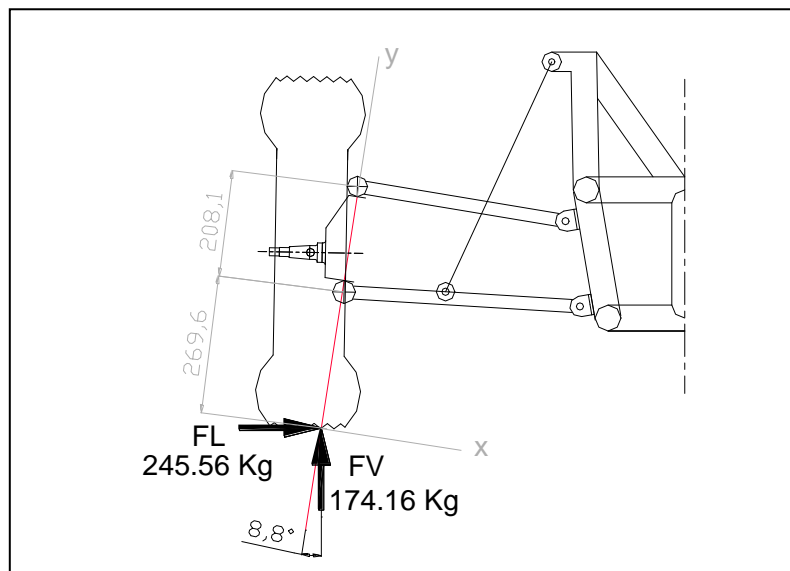


Figura 3.27: DCL Fuerza Lateral y vertical aplicadas a la Rueda
Fuente: Personal

En este punto se hallará las componentes, de la fuerza vertical FV y de la fuerza lateral FL , en dirección de los ejes x e y , así se puede obtener las fuerzas resultantes en dirección de los ejes x e y .

$$FV = 174.16Kg$$

$$FVx = \text{sen}(8.8) * FV = 26.64Kg \text{ sentido negativo}$$

$$FVy = \text{cos}(8.8) * FV = 172.11Kg \text{ sentido positivo}$$

$$FL = 245.56Kg$$

$$FLx = \text{cos}(8.8) * FL = 242.67Kg \text{ sentido positivo}$$

$$FLy = \text{sen}(8.8) * FL = 37.57Kg \text{ sentido positivo}$$

entonces las fuerzas resultantes en dirección del eje x e y serán FRx y FRy , respectivamente

$$FRx = -FVx + FLx = -26.64 + 242.67 = 216.03Kg \text{ sentido positivo}$$

$$FRy = FVy + FLy = 172.11 + 37.57 = 209.68Kg \text{ sentido positivo}$$

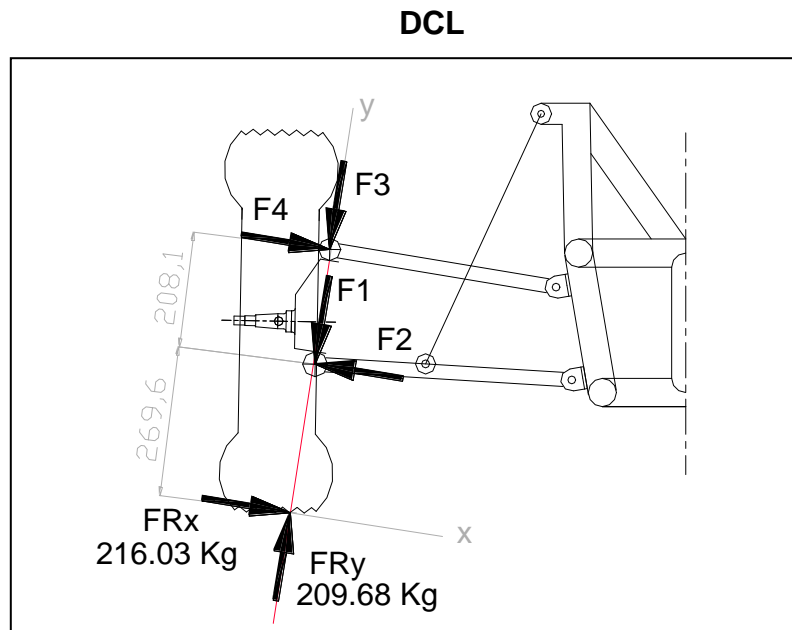


Figura 3.28: DCL Rueda aplicada resultantes fuerza lateral y vertical
Fuente: Personal

Donde:

F1: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje y
 F2: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje x
 F3: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje y
 F4: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje x
 FRx: Resultante de las fuerzas vertical y lateral en dirección del eje x
 FRy: Resultante de las fuerzas vertical y lateral en dirección del eje y

Entonces:

$$\sum F_x = 0$$

$$FR_x - F2 + F4 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$FR_y - F1 - F3 = 0$$

$F3 = 0$ Condición de la barra

$$F1 = FR_y = 209.68Kg$$

$$F4 = \frac{(FR_x * 269.6)}{208.1}$$

$$F4 = 279.87Kg$$

∴

$$FR_x - F2 + F4 = 0$$

$$F2 = FR_x + F4 = 495.90Kg$$

$$\sum Mo(ri) = 0$$

$$(FR_x * 269.6) - (F4 * 208.1) = 0$$

Barra Inferior:

DCL

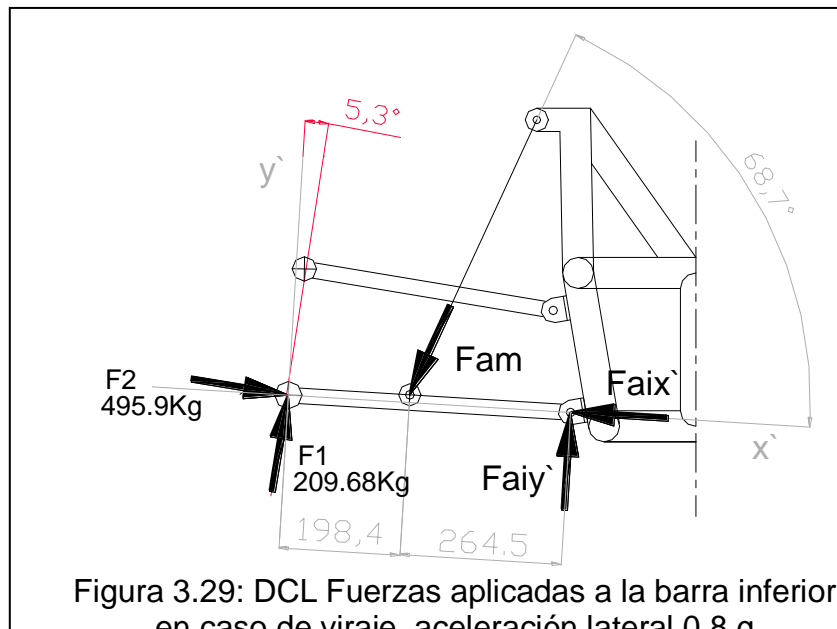


Figura 3.29: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en caso de viraje, aceleración lateral 0.8 g

Fuente: Personal

Donde:

$F1x^{\wedge}$, $F1y^{\wedge}$: Componentes de $F1$ en los ejes x^{\wedge} , y^{\wedge} .

$F2x^{\wedge}$, $F2y^{\wedge}$: Componentes de $F2$ en los ejes x^{\wedge} , y^{\wedge} .

Fam : Fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador

$Famx^{\wedge}$, $Famy^{\wedge}$: Componentes de Fam en los ejes x^{\wedge} , y^{\wedge} .

$Faix^{\wedge}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x^{\wedge} .

$Faiy^{\wedge}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y^{\wedge} .

Entonces:

$$F1 = 209.68Kg$$

$$F1x' = \text{sen}(5.3) * F1 = 19.37Kg$$

$$F1y' = \text{cos}(5.3) * F1 = 208.78Kg$$

$$F2 = 495.9Kg$$

$$F2x' = \text{cos}(5.3) * F2 = 493.78Kg$$

$$F2y' = \text{sen}(5.3) * F2 = 45.80Kg$$

$$\sum Fx' = 0$$

$$F2x' - F1x' - F_{am}x' - F_{aix}' = 0$$

$$\sum Fy' = 0$$

$$F1y' + F2y' - F_{am}y' + F_{aiy}' = 0$$

$$\sum Mo(am) = 0$$

$$-(F2y' * 198.4) - (F1y' * 198.4) + (F_{aiy}' * 264.5) = 0$$

$$F_{aiy}' = \frac{(F1y' + F2y') * 198.4}{264.5}$$

$$F_{aiy}' = 190.96Kg$$

∴

$$F_{am}y' = F1y' + F2y' + F_{aiy}'$$

$$F_{am}y' = 445.54Kg$$

$$F_{am}x' = \frac{F_{am}y'}{\tan(68.7)} = 173.71Kg$$

$$F_{am} = 478.21Kg$$

$$F_{aix}' = F2x' - F1x' - F_{am}x' = 300.70Kg$$

Barra Superior:

DCL

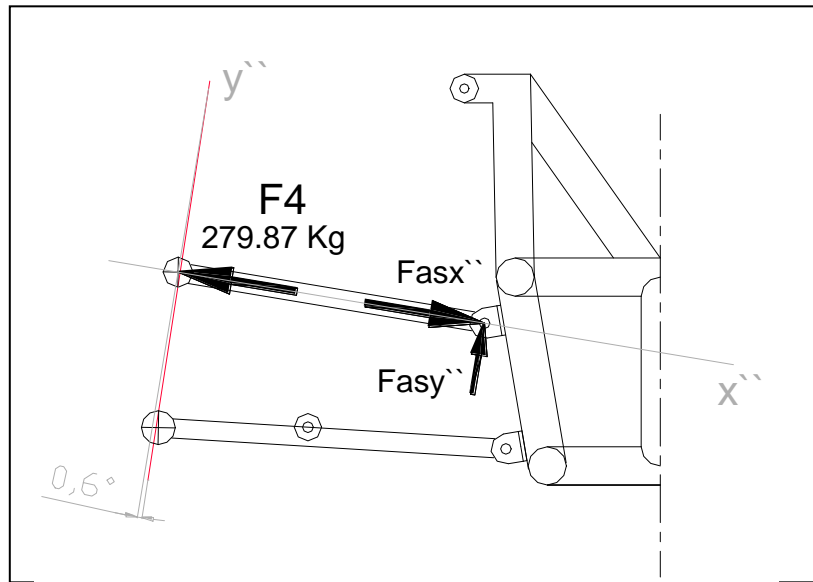


Figura 3.30: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en caso de viraje, aceleración lateral 0.8 g.
Fuente: Personal

Donde:

$F4x''$, $F4y''$: Componentes de $F4$ en los ejes x'' , y'' .

$Fasx''$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x'' .

$Fasy''$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y'' .

Entonces:

$$F4 = 279.87 \text{ Kg}$$

$$F4x'' = \cos(0.6) * F4 = 279.85 \text{ Kg}$$

$$F4y'' = \text{sen}(0.6) * F4 = 2.93 \text{ Kg}$$

$$\sum Fx'' = 0$$

$$- F4x'' + Fasx'' = 0$$

$$Fasx'' = F4x''$$

$$Fasx'' = 279.85 \text{ Kg}$$

$$\sum Fy'' = 0$$

$$- F4y'' + Fasy'' = 0$$

$$Fasy'' = F4y''$$

$$Fasy'' = 2.93 \text{ Kg}$$

Condiciones de Cambio de dirección, con el total del peso de las ruedas delanteras, transferido a una de las ruedas delanteras.

Del análisis de cargas, punto 3.1.4, análisis de fuerzas laterales generadas por el neumático, se halla la condición de viraje en la cual, el total del peso distribuido en las ruedas delanteras, es transferido a una sola rueda delantera. Se podría decir que ésta condición de carga, es una condición crítica de viraje, aunque no la mayor, en la cual todo el peso del vehículo esta soportado por las ruedas exteriores a la curva que este describe. Pero sin embargo es una situación de carga un tanto común, por las condiciones donde se desenvuelve en vehículo.

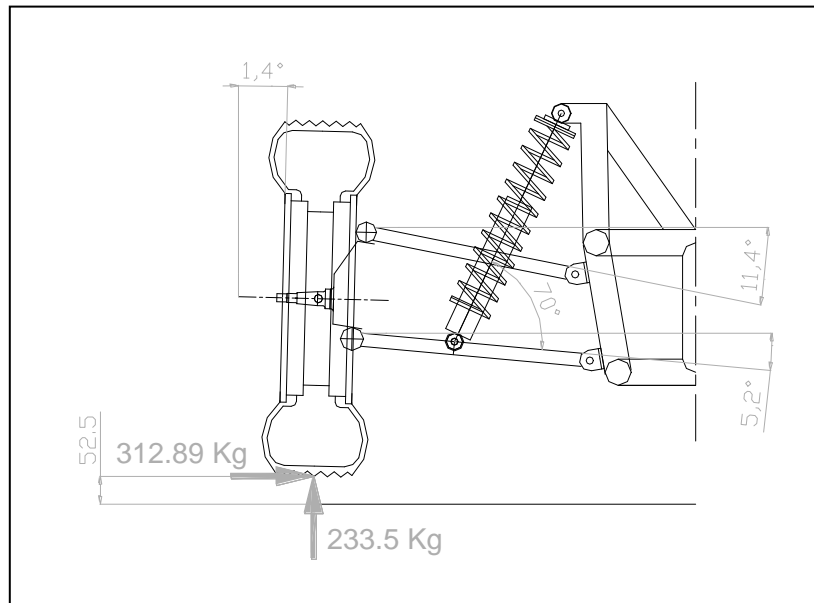


Figura 3.31: Cambio de dirección, con el total del peso de la parte frontal, transferido a una sola rueda

Fuente: Personal

DCL

CLX

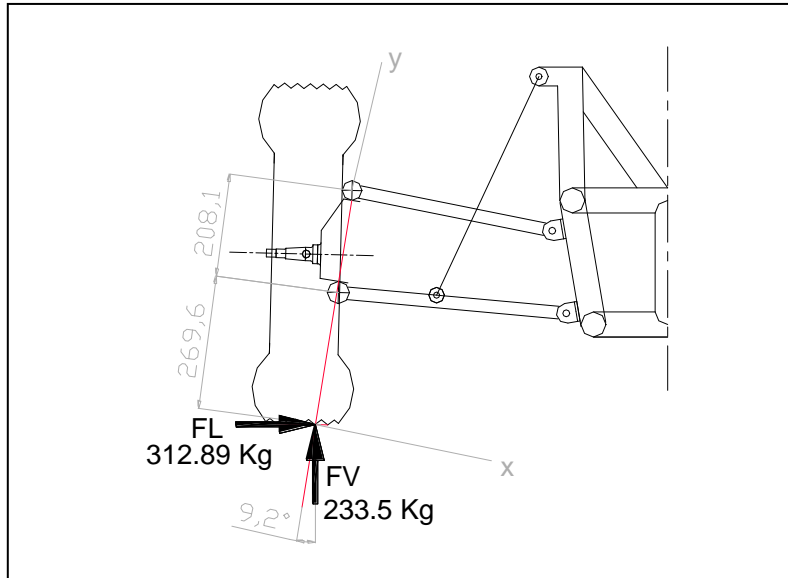


Figura 3.32: Fuerza Lateral y vertical aplicadas a la Rueda
Fuente: Personal

En este punto se hallará las componentes, de la fuerza vertical FV y de la fuerza lateral FL , en dirección de los ejes x e y , así se puede obtener las fuerzas resultantes en dirección de los ejes x e y .

$$FV = 233.5Kg$$

$$FVx = \text{sen}(9.2) * FV = 37.33Kg \text{ sentido negativo}$$

$$FVy = \text{cos}(9.2) * FV = 230.49Kg \text{ sentido positivo}$$

$$FL = 312.89Kg$$

$$FLx = \text{cos}(9.2) * FL = 308.86Kg \text{ sentido positivo}$$

$$FLy = \text{sen}(9.2) * FL = 50.02Kg \text{ sentido positivo}$$

entonces las fuerzas resultantes en dirección del eje x e y serán FRx y FRy , respectivamente

$$FRx = -FVx + FLx = -37.33 + 308.86 = 271.53Kg \text{ sentido positivo}$$

$$FRy = FVy + FLy = 230.49 + 50.02 = 280.51Kg \text{ sentido positivo}$$

DCL

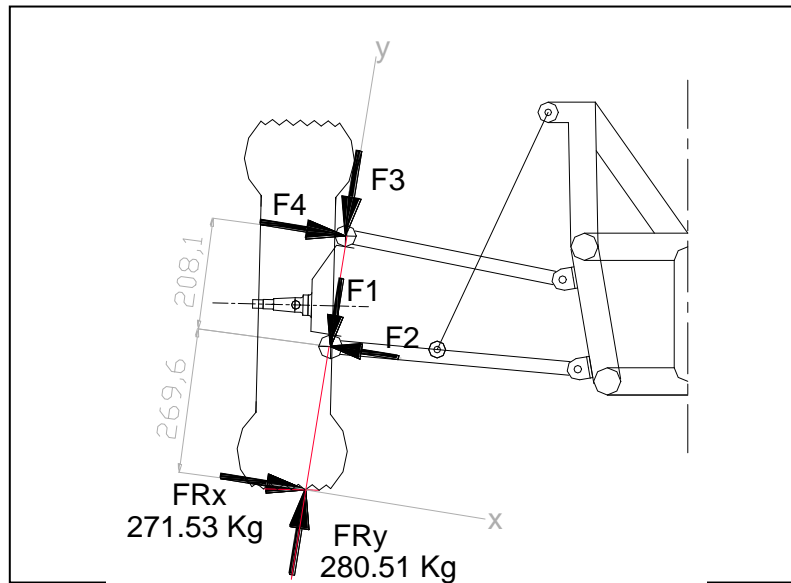


Figura 3.33: DCL Rueda aplicada resultantes fuerza lateral y vertical
Fuente: Personal

Donde:

- F1: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje y
- F2: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje x
- F3: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje y
- F4: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje x
- FRx: Resultante de las fuerzas vertical y lateral en dirección del eje x
- FRy: Resultante de las fuerzas vertical y lateral en dirección del eje y

Entonces:

$$\sum F_x = 0$$

$$FR_x - F_2 + F_4 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$FR_y - F_1 - F_3 = 0$$

$$F_3 = 0 \text{ Condición de la barra}$$

$$F_1 = FR_y = 280.51Kg$$

$$\therefore$$

$$FR_x - F_2 + F_4 = 0$$

$$F_2 = FR_x + F_4 = 623.3Kg$$

$$\sum Mo(ri) = 0$$

$$(FR_x * 269.6) - (F_4 * 208.1) = 0$$

Barra Inferior:

DCL

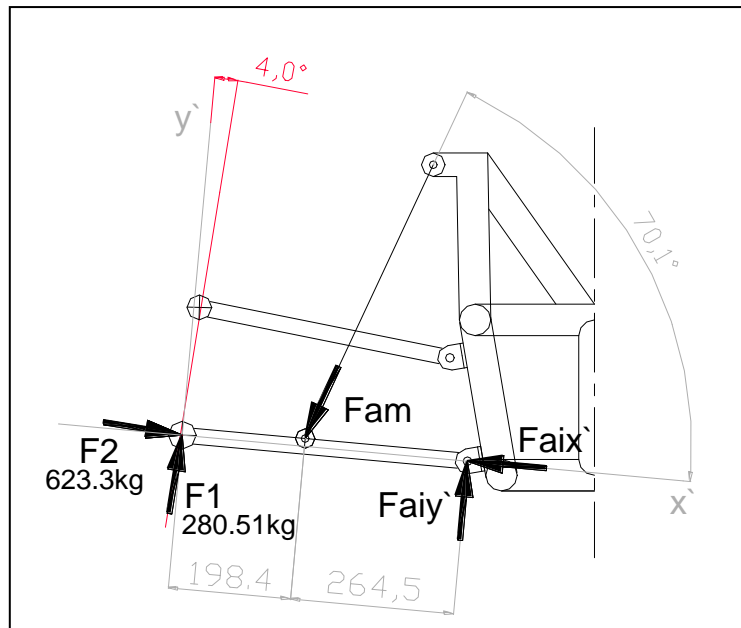


Figura 3.34: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en el caso de viraje
Fuente: Personal

Donde:

$F1x'$, $F1y'$: Componentes de $F1$ en los ejes x' , y' .

$F2x'$, $F2y'$: Componentes de $F2$ en los ejes x' , y' .

F_{am} : Fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador

$F_{amx'}$, $F_{amy'}$: Componentes de F_{am} en los ejes x' , y' .

$F_{aix'}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x' .

$F_{aiy'}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y' .

Entonces:

$$F1 = 280.51Kg$$

$$F1x' = \text{sen}(4.0) * F1 = 19.56Kg$$

$$F1y' = \text{cos}(4.0) * F1 = 279.83Kg$$

$$F2 = 623.3Kg$$

$$F2x' = \text{cos}(4.0) * F2 = 621.78Kg$$

$$F2y' = \text{sen}(4.0) * F2 = 43.48Kg$$

$$\sum Fx' = 0$$

$$F2x' - F1x' - F_{am}x' - F_{aix}' = 0$$

$$\sum Fy' = 0$$

$$F1y' + F2y' - F_{am}y' + F_{aiy}' = 0$$

$$\sum Mo(am) = 0$$

$$-(F2y' * 198.4) - (F1y' * 198.4) + (F_{aiy}' * 264.5) = 0$$

$$F_{aiy}' = \frac{(F1y' + F2y') * 198.4}{264.5}$$

$$F_{aiy}' = 242.51Kg$$

∴

$$F_{am}y' = F1y' + F2y' + F_{aiy}'$$

$$F_{am}y' = 565.82Kg$$

$$F_{am}x' = \frac{F_{am}y'}{\tan(70.1)} = 204.82Kg$$

$$F_{am} = 601.75Kg$$

$$F_{aix}' = F2x' - F1x' - F_{am}x' = 397.4Kg$$

Barra Superior:

DCL

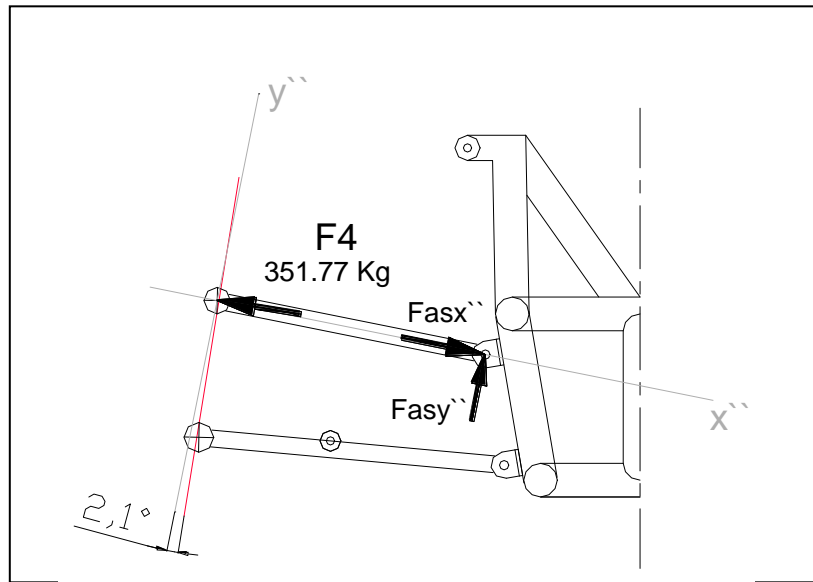


Figura 3.35: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en el caso de viraje
Fuente: Personal

Donde:

$F4x''$, $F4y''$: Componentes de $F4$ en los ejes x'' , y'' .

$F4x''$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x'' .

$F4y''$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y'' .

Entonces:

$$F4 = 351.77 \text{ Kg}$$

$$F4x'' = \cos(2.1) * F4 = 351.53 \text{ Kg}$$

$$F4y'' = \text{sen}(2.1) * F4 = 12.89 \text{ Kg}$$

$$\sum Fx'' = 0$$

$$- F4x'' + F4x'' = 0$$

$$F4x'' = F4x''$$

$$F4x'' = 351.77 \text{ Kg}$$

$$\sum Fy'' = 0$$

$$- F4y'' + F4y'' = 0$$

$$F4y'' = F4y''$$

$$F4y'' = 12.89 \text{ Kg}$$

Condiciones de Cambio de dirección, con el total del peso del vehículo en una sola rueda. (Condición más crítica de viraje)

Del análisis de cargas, punto 3.1.4, análisis de fuerzas laterales generadas por el neumático, se desprende, que la condición de viraje más crítica es aquella en la cual, por algún motivo, todo el peso del vehículo estará aplicado a una sola rueda delantera del vehículo. En esta condición es donde se genera la mayor fuerza lateral aplicada al neumático, por tanto la condición más crítica de fuerza lateral. Por tanto con esta condición es importante realizar el análisis de las dos barras de suspensión, ya que la inferior y la superior, son las que soportarán esta fuerza.

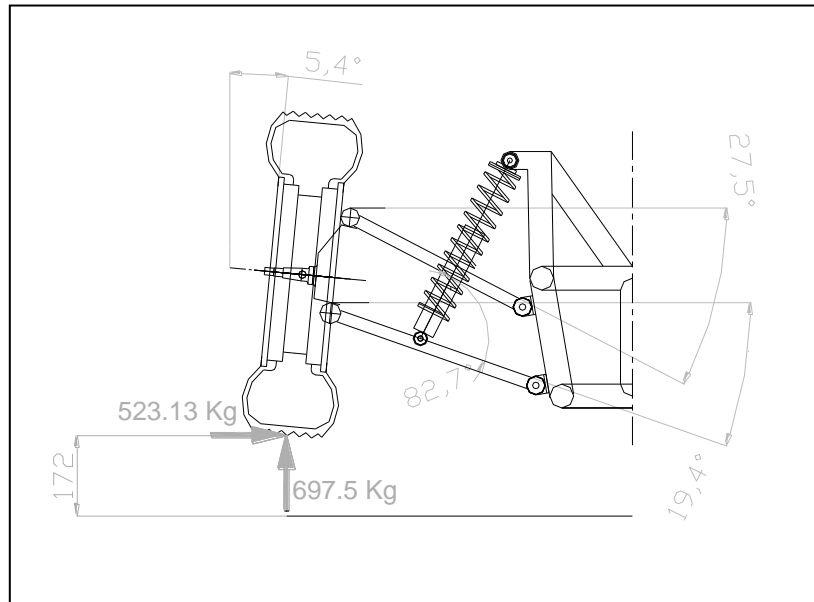


Figura 3.36: Cambio de dirección, con el total del peso del vehículo en una sola rueda
Fuente: Personal

DCL

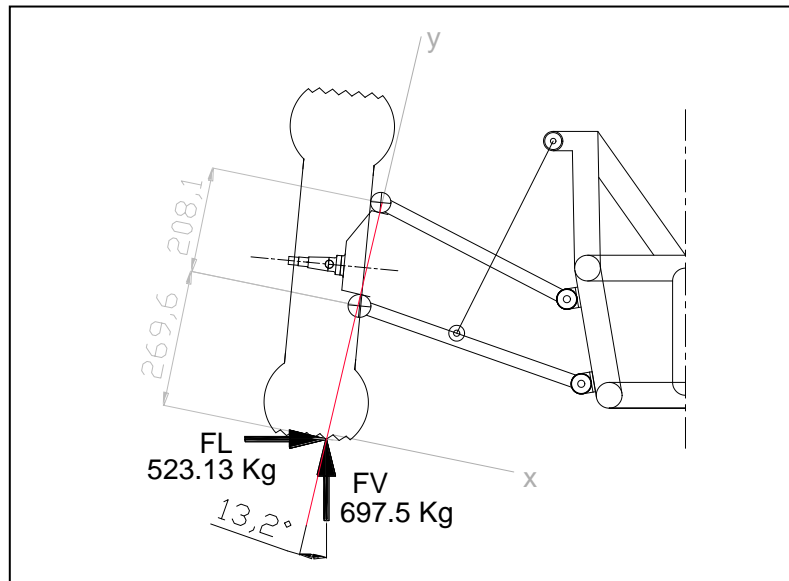


Figura 3.37: DCL Fuerza Lateral y vertical aplicadas a la Rueda
Fuente: Personal

En este punto se hallará las componentes, de la fuerza vertical FV y de la fuerza lateral FL , en dirección de los ejes x e y , así se puede obtener las fuerzas resultantes en dirección de los ejes x e y .

$$FV = 697.5Kg$$

$$FVx = \text{sen}(13.2) * FV = 159.27Kg \text{ sentido negativo}$$

$$FVy = \text{cos}(13.2) * FV = 679.07Kg \text{ sentido positivo}$$

$$FL = 523.13Kg$$

$$FLx = \text{cos}(13.2) * FL = 509.31Kg \text{ sentido positivo}$$

$$FLy = \text{sen}(13.2) * FL = 119.46Kg \text{ sentido positivo}$$

entonces las fuerzas resultantes en dirección del eje x e y serán FRx y FRy , respectivamente

$$FRx = -FVx + FLx = -159.27 + 509.31 = 350.04Kg \text{ sentido positivo}$$

$$FRy = FVy + FLy = 679.07 + 119.46 = 798.53Kg \text{ sentido positivo}$$

DCL

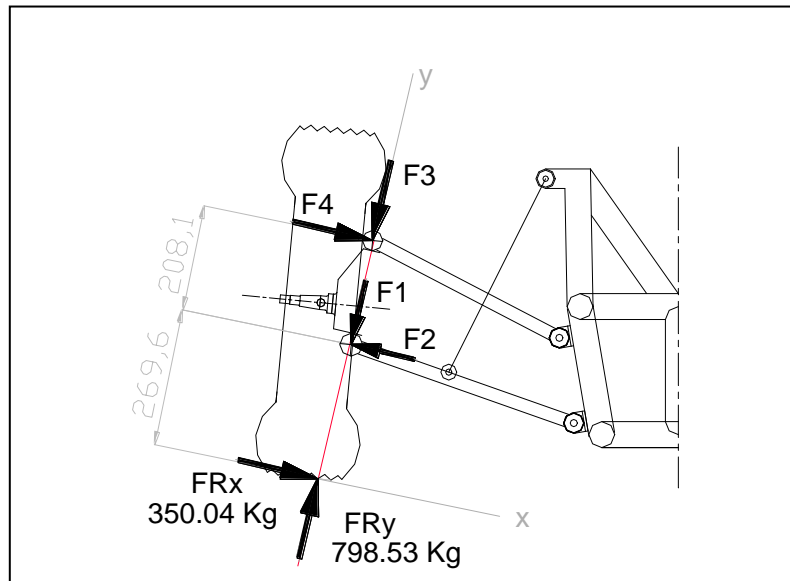


Figura 3.38: DCL Rueda aplicada resultantes fuerza lateral y vertical
Fuente: Personal

Donde:

F1: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje y

F2: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje x

F3: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje y

F4: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje x

FRx: Resultante de las fuerzas vertical y lateral en dirección del eje x

FRy: Resultante de las fuerzas vertical y lateral en dirección del eje y

Entonces:

$$\sum F_x = 0$$

$$FR_x - F_2 + F_4 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$FR_y - F_1 - F_3 = 0$$

$$F_3 = 0 \text{ Condición de la barra}$$

$$F_1 = FR_y = 798.53 \text{ Kg}$$

∴

$$FR_x - F_2 + F_4 = 0$$

$$F_2 = FR_x + F_4 = 803.53 \text{ Kg}$$

$$\sum Mo(ri) = 0$$

$$(FR_x * 269.6) - (F_4 * 208.1) = 0$$

Barra Inferior:

DCL

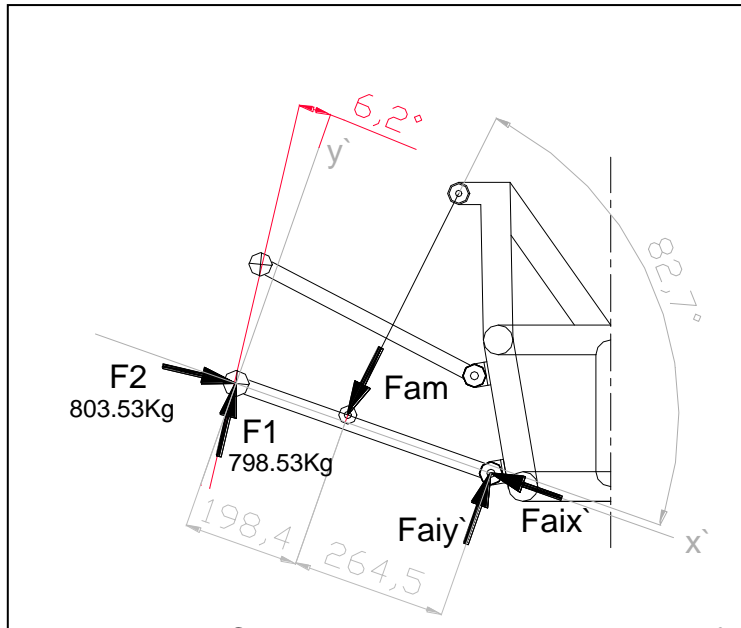


Figura 3.39: DCL Fuerzas aplicadas a la barra inferior en el caso de viraje
Fuente: Personal

Donde:

$F1x'$, $F1y'$: Componentes de $F1$ en los ejes x' , y' .

$F2x'$, $F2y'$: Componentes de $F2$ en los ejes x' , y' .

F_{am} : Fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador

$F_{amx'}$, $F_{amy'}$: Componentes de F_{am} en los ejes x' , y' .

$F_{aix'}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x' .

$F_{aiy'}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y' .

Entonces:

$$F1 = 798.53Kg$$

$$F1x = \text{sen}(6.2) * F1 = 86.24Kg$$

$$F1y = \text{cos}(6.2) * F1 = 793.86Kg$$

$$F2 = 803.53Kg$$

$$F2x = \text{cos}(6.2) * F2 = 798.83Kg$$

$$F2y = \text{sen}(6.2) * F2 = 86.78Kg$$

$$\sum Fx = 0$$

$$F2x - F1x - Famx - Faix = 0$$

$$\sum Fy = 0$$

$$F1y + F2y - Famy + Faiy = 0$$

$$\sum Mo(am) = 0$$

$$-(F2y * 198.4) - (F1y * 198.4) + (Faiy * 264.5) = 0$$

$$Faiy = \frac{(F1y + F2y) * 198.4}{264.5}$$

$$Faiy = 660.56Kg$$

∴

$$Famy = F1y + F2y + Faiy$$

$$Famy = 1541.20Kg$$

$$Famx = \frac{Famy}{\tan(82.7)} = 197.43Kg$$

$$Fam = 1553.80Kg$$

$$Faix = F2x - F1x - Famx = 515.16Kg$$

Barra Superior:

DCL

CLXX

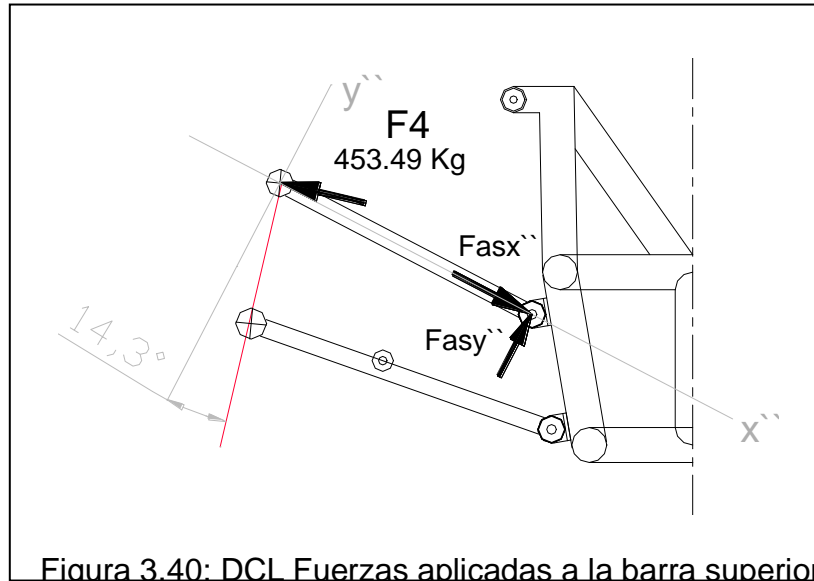


Figura 3.40: DCL Fuerzas aplicadas a la barra superior en el caso de viraje
Fuente: Personal

Donde:

$F4x''$, $F4y''$ Componentes de $F4$ en los ejes x'' , y'' .

$Fasx''$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x'' .

$Fasy''$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y'' .

Entonces:

$$F4 = 453.49Kg$$

$$F4x'' = \cos(14.3) * F4 = 439.44Kg$$

$$F4y'' = \text{sen}(14.3) * F4 = 112.01Kg$$

$$\sum Fx'' = 0$$

$$-F4x'' + Fasx'' = 0$$

$$Fasx'' = F4x''$$

$$Fasx'' = 439.44Kg$$

$$\sum Fy'' = 0$$

$$-F4y'' + Fasy'' = 0$$

$$Fasy'' = F4y''$$

$$Fasy'' = 112.01Kg$$

Carga con las ruedas delanteras elevadas

En esta condición de carga se analiza las fuerzas aplicadas a las barras de suspensión, en el caso que las ruedas delanteras del vehículo se encuentren elevadas, condición que se dará por motivo de un salto o por desniveles en el terreno.

Para obtener la fuerza vertical que actuará sobre las barras de suspensión (en sentido negativo), habrá que aplicar el concepto de las masas no suspendidas, mencionado en el Capítulo 1, punto 1.1.1, el cual dice, que el peso de las masas no suspendidas es igual al peso de los ruedas, neumáticos, porta masas, mordazas de freno, discos de freno, rodamientos, más, aproximadamente el 50% del peso de los brazos de suspensión, ejes de transmisión, resortes y amortiguadores. Se deberá entonces realizar el pesaje de los diferentes elementos que componen el conjunto de las masas no suspendidas.

Como algunos elementos del sistema de suspensión no existen todavía físicamente, ya que no están contruidos, el cálculo de las masas no suspendidas, arrojará un valor aproximado. Para dichas partes se debe dar pesos aproximados, o se podrá tomar el peso de piezas con características similares, lo que servirá como referencia.

Peso de la Masa no suspendida:

$$\text{Peso Masa no suspendida} = \text{TOTAL 1} + (50\%) \text{TOTAL 2}$$

En la siguiente tabla se dan los pesos de los diferentes elementos que son parte del conjunto de la Masas no suspendidas. Se han dado valores aproximados de peso de las barras de suspensión y del espiral de suspensión ya que no están actualmente contruidos.

Tabla 3.7: Peso de las partes del conjunto masas no suspendidas

Peso de las partes conjunto masas no suspendidas		
Cantidad	Descripción	Peso (Kg)
1	Neumático y tubo	12,00
1	Aro	7,25
1	Disco de freno	5,50
1	Mangueta o porta masas	2,50
1	Mordaza de freno	4,00
2	Articulación	0,75
	tuercas, pernos, rodamientos	1,00

TOTAL 1		33,00
1	Barra de suspensión superior	3,00
1	Barra de suspensión inferior	4,50
1	Amortiguador	6,50
1	Espiral de suspensión	2,50
TOTAL 2		16,50

Fuente: Personal

Peso Masa no suspendida = $33.00 + (50\%)16.50 = 41.25Kg$

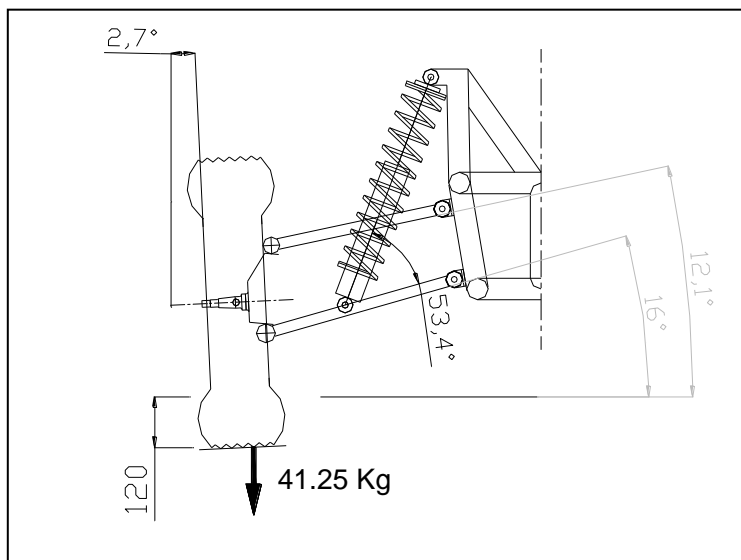


Figura 3.41: Carga con las ruedas delanteras elevadas

Fuente: Personal

DCL

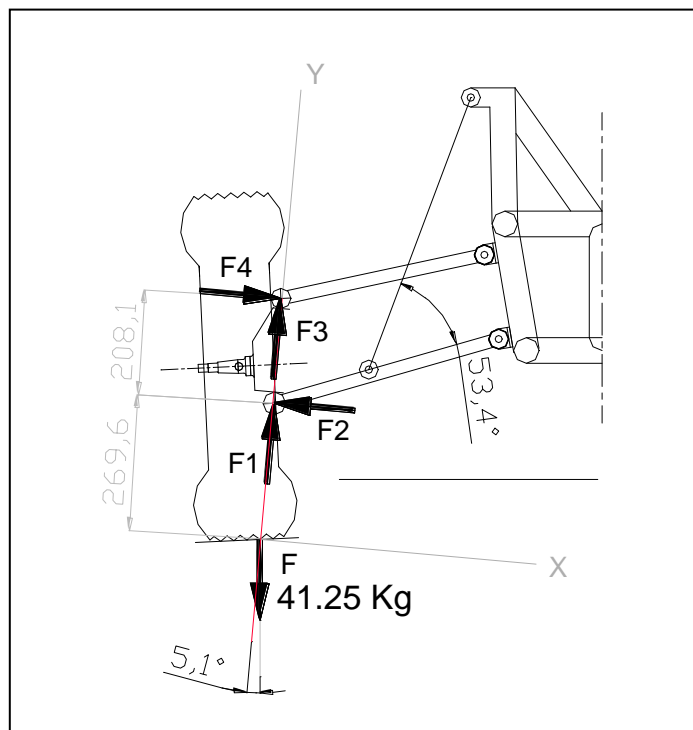


Figura 3.42: DCL Rueda con Carga ruedas delanteras elevadas
Fuente: Personal

Donde:

F1: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje y

F2: Fuerza ejercida en la rotula inferior en dirección del eje x

F3: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje y

F4: Fuerza ejercida en la rotula superior en dirección del eje x

F: Fuerza vertical aplicada en el punto de contacto neumático-piso

F_x, F_y: Componentes de F en los ejes x,y.

Entonces:

$$F = 41.25Kg$$

$$F_x = F * \text{sen}(5.2) = 3.74Kg$$

$$F_y = F * \text{cos}(5.2) = 41.08Kg$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_x - F_2 + F_4 = 0$$

$$F_2 = F_x + F_4$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_y + F_1 + F_3 = 0$$

$$F_3 = 0 \text{ Condición barra superior}$$

$$F_1 = F_y = 41.08Kg$$

$$\sum Mo(ri) = 0$$

$$(F_x * 269.6) - (F_4 * 208.1) = 0$$

$$F_4 = \frac{(F_x * 269.6)}{208.1} = 4.84Kg$$

∴

$$F_2 = F_x + F_4 = 8.58Kg$$

Barra Inferior:

DCL

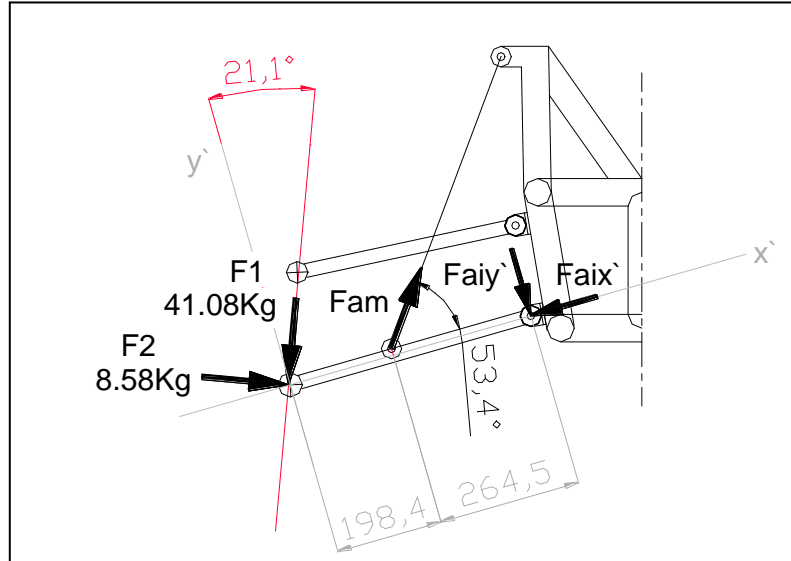


Figura 3.43: DCL Barra inferior ruedas delanteras elevadas
Fuente: Personal

Donde:

$F1x'$, $F1y'$: Componentes de $F1$ en los ejes x' , y' .

$F2x'$, $F2y'$: Componentes de $F2$ en los ejes x' , y' .

F_{am} : Fuerza de reacción en el punto de anclaje del amortiguador

$F_{amx'}$, $F_{amy'}$: Componentes de F_{am} en los ejes x' , y' .

$F_{aix'}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x' .

$F_{aiy'}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y' .

Entonces:

$$F1 = 41.08Kg$$

$$F1x = \text{sen}(21.1) * F1 = 14.79Kg$$

$$F1y = \text{cos}(21.1) * F1 = 38.33Kg$$

$$F2 = 8.58Kg$$

$$F2x = \text{cos}(21.1) * F2 = 8.00Kg$$

$$F2y = \text{sen}(21.1) * F2 = 3.09Kg$$

$$\sum Fx = 0$$

$$F2x - F1x + Famx - Faix = 0$$

$$\sum Fy = 0$$

$$- F1y - F2y + Famy - Faiy = 0$$

$$\sum Mo(am) = 0$$

$$(F2y * 198.4) + (F1y * 198.4) - (Faiy * 264.5) = 0$$

$$Faiy = \frac{(F1y + F2y) * 198.4}{264.5}$$

$$Faiy = 31.07Kg$$

∴

$$Famy = F1y + F2y + Faiy$$

$$Famy = 72.49Kg$$

$$Famx = \frac{Famy}{\tan(53.4)} = 53.84Kg$$

$$Fam = 90.29Kg$$

$$Faix = F2x - F1x + Famx = 47.05Kg$$

Barra Superior:

DCL

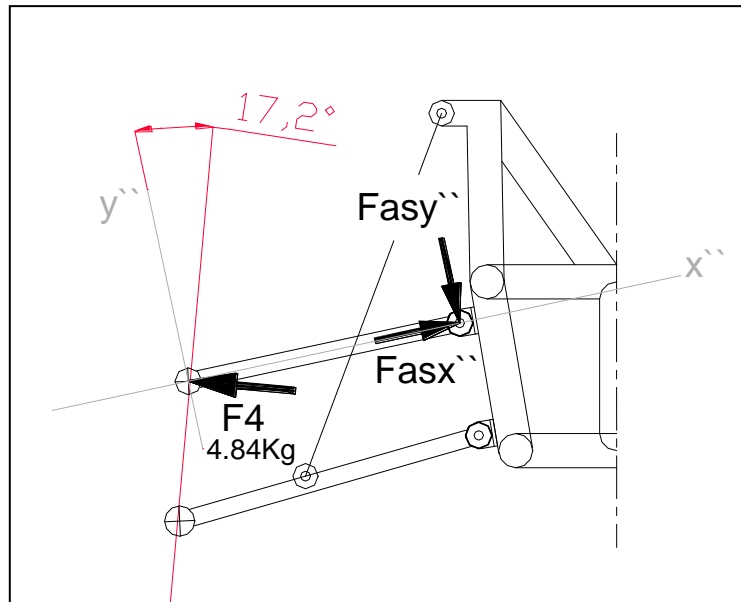


Figura 3.44: DCL Barra superior ruedas delanteras elevadas
Fuente: Personal

Donde:

$F_{4x''}$, $F_{4y''}$: Componentes de F_4 en los ejes x'' , y'' .

$F_{asn''}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje x'' .

$F_{asy''}$: Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje y'' .

Entonces:

$$F_4 = 4.84 \text{ Kg}$$

$$F_{4x''} = \cos(17.2) * F_4 = 4.62 \text{ Kg}$$

$$F_{4y''} = \text{sen}(17.2) * F_4 = 1.43 \text{ Kg}$$

$$\sum F_{x''} = 0$$

$$-F_{4x''} + F_{asn''} = 0$$

$$F_{asn''} = F_{4x''}$$

$$F_{asn''} = 4.62 \text{ Kg}$$

$$\sum F_{y''} = 0$$

$$F_{4y''} - F_{asy''} = 0$$

$$F_{asy''} = F_{4y''}$$

$$F_{asy''} = 1.43 \text{ Kg}$$

Esfuerzos en las barras de suspensión

Luego de haber determinado las fuerzas, aplicadas a las barra de suspensión, en cada condición de carga, el siguiente paso en el proceso de diseño, será realizar el cálculo de esfuerzos, para cada una de las partes que componen el sistema de suspensión delantera. Con estos resultados, se determinará que, las dimensiones y los materiales propuestos para cada parte, cumplen con el factor de seguridad propuesto por el diseñador.

Para determinar los esfuerzos en cada uno de los componentes de la suspensión habrá que analizar el sistema, como un sistema expuesto a cargas cíclicas, que generarán fatiga en los elementos. Para esto, un punto fundamental será, definir las condiciones de carga en las que se calcularán los esfuerzos. Por no existir un patrón de funcionamiento del vehículo o aplicación de las fuerzas, se puede definir que el sistema, estará expuesto a cargas cíclicas entre los límites de carga estática y condiciones de cambio de dirección, con aceleración lateral de 0.8 g. Estas serán las condiciones de carga más comunes a las que estará expuesto el sistema de suspensión, por tanto serán las cargas para el cálculo de fatiga.

Del análisis de cargas se puede ver que existen condiciones de carga más críticas, como es el caso de las cargas aplicadas al sistema de suspensión en un salto, sin embargo, son situaciones que no se repiten de manera cíclica, por lo tanto, serán tomadas en cuenta introduciendo en los cálculos un factor de choque y suponiendo un factor de seguridad para estas condiciones.

Factor de Seguridad²:

Al realizar el diseño se debe considerar varios aspectos importantes:

Variación de las propiedades de los materiales: Debido a que las coladas en un horno no son exactamente iguales, y que algunos materiales pueden tener inclusiones, etc, las propiedades de resistencia de los materiales dadas en las tablas son por lo general valores promedio. Si el valor es el dado por el fabricante lo más probable es que se refieran al valor mínimo.

Efecto de tamaño con respecto a las propiedades de resistencia del material: Las tablas de propiedades, a menos que se indique otra cosa, listan los valores de la resistencia basados en pruebas de especímenes de ½ pulg. Por lo general, componentes mayores fallan a esfuerzo menor que componentes menores hechos del mismo material.

² **Factor de Seguridad:** Información obtenida del libro: Diseño de Maquinas, Teoría y Práctica, del autor Deutschman Aaron

Tipo de carga: Una carga estática simple es de fácil de reconocer, pero ¿que puede decirse con respecto a cargas de impacto y a cargas súbitamente aplicadas? ¿Cómo se debe tomar en cuenta la carga de fatiga por ocasión aplicada y combinada con algunas cargas de choque (por ejemplo levas, eslabones o sistemas de alimentación)?

Efecto del maquinado o procesos de formación: Estas operaciones en producción pueden y generalmente ocurre, dar lugar a introducir concentración de esfuerzos y a esfuerzos residuales.

Efecto del tratamiento térmico con respecto con las propiedades físicas del material: Un tratamiento térmico inadecuado puede producir esfuerzos residuales y agrietamientos. Además el esfuerzo de cedencia real puede ser muy diferente de la usada en los cálculos efectuados para el diseño.

Efecto del desgaste con respecto a las funciones y vida de un miembro de una maquina: El constante rozamiento sin la lubricación adecuada puede reducir apreciablemente la vida de trabajo, por lo que debe tomársele en cuenta.

Efecto del tiempo y ambiente en que se espera vaya a trabajar el dispositivo: Deben tomarse muchas precauciones cuando los componentes van a trabajar en regiones radiactivas o atmósferas corrosivas. Deben tomarse las debidas precauciones para el caso de esperarse que un material este sujeto a deslizamiento (o sea, miembro cargado a temperatura elevada mediante un periodo largo de tiempo). También debe considerarse la condición a temperaturas menores que la normal.

Requisitos específicos para vida y confiabilidad: Por ejemplo, una ametralladora debe ser confiable, pero por lo general tiene vida infinita. Sin embargo, ciertas maquinas podrán tener vida casi infinita sin ser completamente confiables, pero puede esperarse el que periódicamente puedan repararse.

Todo lo referente a seguridad humana: Todos los diseños deben considerar la seguridad del operario y de las demás personas cercanas o en contacto con la maquina o dispositivo. Sobrecargas súbitas inesperadas pueden causar roturas o daño considerable.

Con el fin de tomar en cuenta en el diseño la lista de incertidumbres los ingenieros emplean lo que se llama factor de seguridad.

El uso inadecuado de un factor de seguridad puede resultar en ciertos casos, en desgaste innecesario del material o en otros casos en una falla operacional. Por tanto, debe definir el significado del uso del factor de seguridad.

Para materiales dúctiles se supone que los esfuerzos últimos a tensión y compresión tienen el mismo valor, o sea:

$$N_n(\text{diseño}) = \frac{\text{esfuerzo ultimo}}{\text{esfuerzo de trabajo o de diseño}}$$

$$N_y(\text{diseño}) = \frac{\text{esfuerzo de cedencia}}{\text{esfuerzo de trabajo o de diseño}}$$

Si un elemento de maquina o componente mecánico ha sido dimensionado (o sea, que las condiciones son conocidas), entonces el factor de seguridad está definido como:

$$N_u(\text{real}) = \frac{\text{esfuerzo ultimo}}{\text{esfuerzo calculado}}$$

$$N_y(\text{real}) = \frac{\text{esfuerzo de cedencia}}{\text{esfuerzo calculado}}$$

Para tipos de problemas no lineales, tales como columnas o rodillos sujetos a falla por pandeo no deben usarse esfuerzos mayores al de cedencia y al último. En su lugar se utiliza la carga real de falla como base para determinar el factor de seguridad. Por tanto, se tiene:

$$N(\text{real}) = \frac{\text{carga de falla}}{\text{carga calculada}}$$

Para componentes mecánicos que están sujetos a cargas continuamente variables, el factor de seguridad se basa en el límite de ruptura para cargas cíclicas del material utilizado. Sin embargo, debido a que se tienen cargas cíclicas y estáticas, la definición depende del análisis de fatiga de Soderberg.

Joseph P. Vidosic sigue los siguientes razonables factores de seguridad. Estos factores de seguridad están basados en la resistencia a la cedencia.

1. $N = 1.25 - 1.5$ para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a cargas y esfuerzos que pueda determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.
2. $N = 1.5 - 2.0$ para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constante y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad.

3. $N = 2.0 - 2.5$ para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse.
4. $N = 2.5 - 3.0$ para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
5. $N = 3.0 - 4.0$ para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
6. $N = 3.0 - 4.0$ deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a esfuerzos inciertos.
7. Cargas repetidas: son aceptados los factores indicados en los puntos 1 al 6 pero debe aplicarse el límite de ruptura por carga cíclica o esfuerzo de fatiga en lugar del esfuerzo de cedencia del material.
8. Fuerza de impacto: son aceptables los factores dados en los puntos 3 al 6, pero deberá incluirse un factor por impacto.
9. Materiales frágiles: si se considera a la resistencia última como la máxima teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 6 deberán multiplicarse por 2.
10. Para el caso deseable de tener factores elevados, deberá efectuarse un análisis muy completo del problema antes de decidir sobre su uso.

Selección del Factor de Seguridad:

El sistema de suspensión de un vehículo es un componente esencial para el funcionamiento del mismo; es un sistema que está trabajando en condiciones de medio ambiente ordinarias y esta sujeto a cargas y esfuerzos que son calculables, por tal motivo se ha seleccionado un factor de seguridad basado en el punto 8, el cual recomienda como aceptables los indicados en los puntos del 3 al 6 más un

factor de impacto. Se ha determinado un Factor de Seguridad con un valor de 1.75 a 2.0 indicado en el punto 3, por las condiciones que este abarca y que coinciden con la definición del diseño del sistema de suspensión.

Selección del Factor de Choque:

En el libro, Diseño de Maquinas, Teoría y Practica, del autor Deutschman Aarón, se propone como factores de choque los valores de K_{sb} y K_{st} (listados en la Tabla 3.8), para ciertas condiciones de choque en flechas. Estos factores según el autor son K_{sb} , factor de choque para esfuerzos de flexión y K_{st} , factor de choque para esfuerzos de torsión.

Por no contar con valores de factores de choque para elementos que tengan otro tipo de sección y estén sujetos a otro tipo de esfuerzos, se puede hacer una analogía con los factores de choque para flechas y se los puede usar para el diseño del sistema de suspensión. Bajo este criterio se pueden asumir, el factor K_{sb} , para los esfuerzos normales y el factor K_{st} , para esfuerzos cortantes.

Para la selección del factor de choque a utilizarse, hay que tomar en cuenta las condiciones de choque que tendrá el vehículo. Se sabe que el funcionamiento de este será en todo terreno, por lo que estará expuesto a una gran cantidad de golpes. Pero al tener elementos elásticos en la suspensión, estos ayudarán a absorber la energía de un golpe. Por tal motivo se puede considerar que el sistema de suspensión del vehículo tubular tipo Buggy estará expuesto a choques menores y medios. Entonces los valores de los factores de choque K_{sb} y K_{st} obtenidos de la Tabla 3.8 serán 1.5, correspondiente al valor máximo para choques menores o el valor mínimo para choques fuertes.

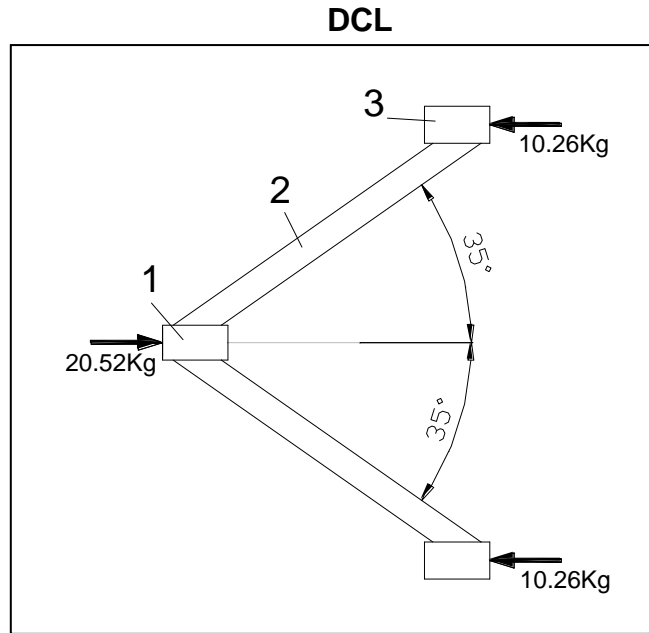
Los valores de K_{sb} y K_{st} son:

Tabla 3.8: Factores de choque

Coeficiente	Valor
K_{sb} , K_{st}	1.0 para cargas estables o aplicadas gradualmente
	1.0 – 1.5 para choques menores
	1.5 – 2.0 para choques fuertes
Fuente: H.A. Berchardt: A comprehensive method for designing shafts to insure adequate fatigue life. Mach. Des., (25 de abril de 1963)	

Barra superior

Condición 1: Carga en Condiciones Estáticas



Condición 2: Cambio de dirección, con aceleración lateral 0.8 g

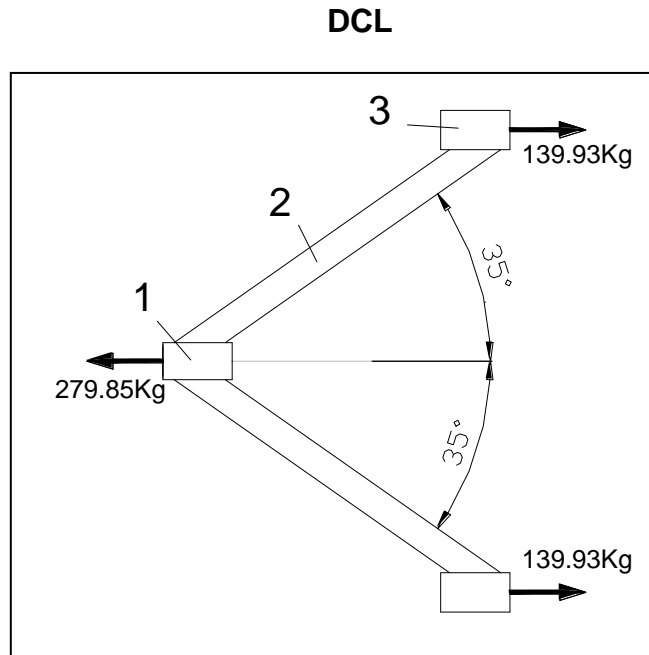


Figura 3.45: DCL Barra superior en diferentes condiciones de carga

Fuente: Personal

Tubo # 1:

Para lograr el ensamblaje de la rotula superior con el tubo # 1, se tiene un buje roscado y una contratuerca. Con esta disposición se puede lograr una regulación de camber, haciendo variar la distancia del punto de anclaje de la rotula con la mangueta con respecto al tubo. Por esta razón se tiene, para las dos condiciones de carga que se han tomado en cuenta para los cálculos, que el tubo # 1 se encuentra a compresión.

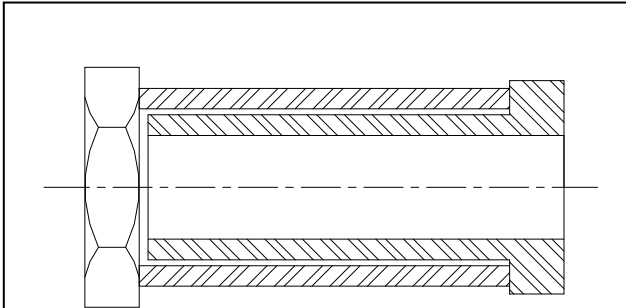


Figura 3.46: Esquema buje roscado y tubo # 1
Fuente: Personal

DCL

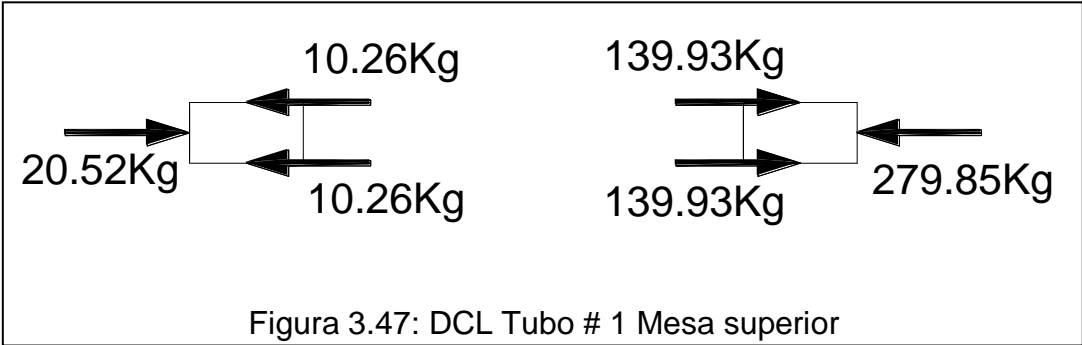


Figura 3.47: DCL Tubo # 1 Mesa superior
Fuente: Personal

Tubo seleccionado:

Descripción: tubo ISO-65 light-2, diametro nominal 42.30mm
 espesor de pared 2.60mm.

$$D_{ext} := 42.30\text{mm}$$

$$D_{int} := 37.10\text{mm}$$

Espesor:
$$e := \frac{(D_{ext} - D_{int})}{2}$$

$$e = 2.6\text{mm}$$

Area:
$$A := \pi \frac{(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4}$$

$$A = 324.275\text{mm}^2$$

Largo total del tubo (L):

$$L := 60\text{mm}$$

Resistencia: $S_{ut} := 415 \cdot 10^6\text{Pa}$

$$S_y := 240 \cdot 10^6\text{Pa}$$

Condiciones de carga:

$$F_1 := 20.52\text{kgf}$$

$$F_2 := 279.85\text{kgf}$$

Esfuerzos Normales (carga axial)

$$\sigma_{F1} := \frac{F_1}{A}$$

$$\sigma_{F1} = 6.206 \times 10^5\text{Pa}$$

$$\sigma_{F2} := \frac{F_2}{A}$$

$$\sigma_{F2} = 8.463 \times 10^6\text{Pa}$$

$$\sigma_{\max} := \sigma_{F2}$$

$$\sigma_{\min} := \sigma_{F1}$$

$$\sigma_{\max} = 8.463 \times 10^6\text{Pa}$$

$$\sigma_{\min} = 6.206 \times 10^5\text{Pa}$$

$$\sigma_m := \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} \quad \sigma_m = 4.542 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_a := \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} \quad \sigma_a = 3.921 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_m := 0 \text{ Pa} \quad \tau_a := 0 \text{ Pa}$$

Aplicando TED:

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \sigma_{eqm} = 4.542 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1 \quad \text{por no existir concentradores de esfuerz}$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{(K_f \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2} \quad \sigma_{eqa} = 3.921 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Determinación de Se:

$$Se' := 0.504 \cdot S_{ut} \quad \text{Condición:} \\ Su \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$Se' = 2.092 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Factor de superficie Ka:

De la tabla 7-4 del libro de Shigley se hallan los valores de a y b para el valor de Sut en MPa:

$$a := 4.51 \quad b := -0.265 \quad \text{Los factores pertenecen a un acabado de superficie estirado en frio}$$

$$K_a := a \cdot S_{ut}^b \quad K_a := a \cdot (400)^b \quad K_a = 0.922$$

Factor de Tamaño Kb:

Caso que se aplique carga axial no existe efecto de tamaño por tanto se utiliza: $K_b := 1$

Factor de carga Kc:

El factor de carga esta dado por el tipo de carga por tanto para carga axial: $K_c := 0.923$

Factor de temperatura Kd:

$$K_d := 1$$

Factor de Confiabilidad Kconf: para 99%

$$K_{conf} := 0.814$$

$$S_e := S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_{conf}$$

$$S_e = 1.449 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Se puede hacer una analogía con el diseño de ejes a fatiga, expuesto en el libro de Deutschman Aaron, donde se introduce un coeficiente de choque, el cual lo denomina como K_{sb} , para los esfuerzos de flexión y K_{st} , para los esfuerzos de torsión.

Para poder utilizar estos coeficientes en el cálculo del sistema de suspensión, se puede asumir el coeficiente K_{sb} , multiplicador de los esfuerzos de normales y el coeficiente K_{st} para los esfuerzos cortantes.

El valor de los coeficientes K_{sb} y K_{st} son obtenidos de la tabla 3.8 del libro de Deutschman Aaron, para choques menores.

$$K_{sb} := 1.5$$

$$K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_{ut}}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = 2.366 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_{ut}}{\sigma_{eqt}}$$

$$FS = 17.537$$

Tubo # 2:

Condición de carga 1:

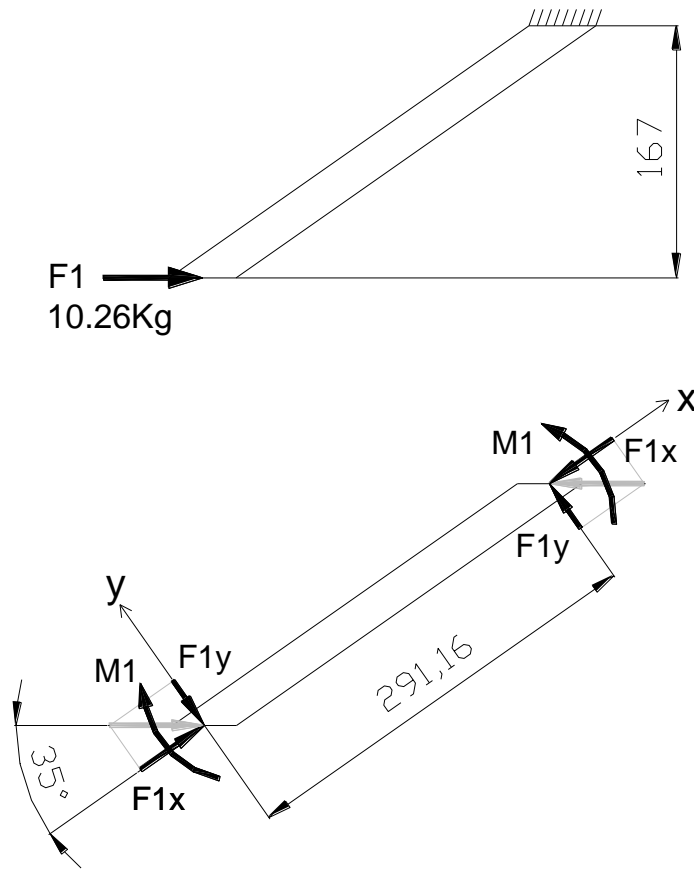


Figura 3.48: DCL Tubo # 2 Mesa superior
Fuente: Personal

Condicion de carga # 1:

Se hallan las componentes de las fuerzas en dirección de los ejes x y se calcula el momento.

$$F_1 := -10.26\text{kgf}$$

angulo de aplicación de la fuerza: $\alpha := 35\text{deg}$

largo del tubo: $l := 291.16\text{mm}$

$$F_{1x} := F_1 \cdot \cos(\alpha) \quad F_{1x} = -8.404\text{kgf}$$

$$F_{1y} := F_1 \cdot \sin(\alpha) \quad F_{1y} = -5.885\text{kgf}$$

$$M_1 := F_{1y} \cdot l \quad M_1 = -1713.446\text{kgf} \cdot \text{mm}$$

Condición de carga 2:

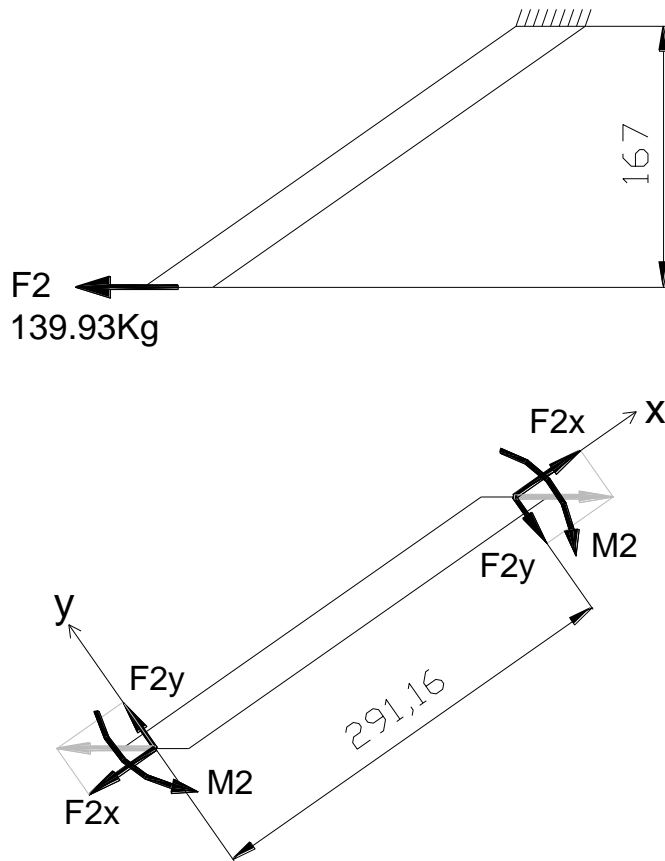


Figura 3.49: DCL Tubo # 2 Mesa superior
Fuente: Personal

Condición de carga # 2:

Se hallan las componentes de las fuerzas en dirección de los ejes x y y y se calcula el momento.

$$F_2 := 139.93 \text{kgf}$$

$$\text{angulo de aplicación de la fuerza: } \alpha := 35 \text{deg}$$

$$\text{largo del tubo: } l := 291.16 \text{mm}$$

$$F_{2x} := F_2 \cdot \cos(\alpha) \quad F_{2x} = 114.624 \text{kgf}$$

$$F_{2y} := F_2 \cdot \sin(\alpha) \quad F_{2y} = 80.261 \text{kgf}$$

$$M_2 := F_{2y} \cdot l \quad M_2 = 23368.662 \text{kgf} \cdot \text{mm}$$

Tubo # 2

Tubo seleccionado:

Descripción: tubo ISO 65; light 2, diametro nominal 42.30 mm
espesor de pared 2.60 mm.

$$D_{ext} := 42.30\text{mm} \quad D_{int} := 37.10\text{mm}$$

$$\text{Espesor:} \quad e := \frac{(D_{ext} - D_{int})}{2} \quad e = 2.6\text{ mm}$$

$$\text{Area:} \quad A := \pi \frac{(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4} \quad A = 324.275\text{ mm}^2$$

Resistencia:

$$S_{ut} := 415 \cdot 10^6\text{Pa} \quad S_y := 240 \cdot 10^6\text{Pa}$$

Comprobación de falla por pandeo:

Para comprobar si existe falla por pandeo se requiere analizar al tubo # 2 como una columna. Se verificará la relación de esbeltez del tubo para ver si es necesario o no realizar el análisis de falla por pandeo.

$$I := \left(\frac{\pi}{64} \right) \cdot (D_{ext}^4 - D_{int}^4) \quad I = 6.416 \times 10^4\text{ mm}^4$$

$$r_x := \sqrt{\frac{I}{A}} \quad r_x = 14.066\text{ mm}$$

$$\text{esbeltez} := \frac{1}{r_x} \quad \text{esbeltez} = 20.699$$

Al obtener la relación de esbeltez se observa que su valor es menor que 30, por tanto se lo puede considerar al tubo, como una columna razón por la cual no es necesario realizar el análisis de falla por pandeo.

Calculo de Esfuerzos:

Para el cálculo del esfuerzo flector se requiere la inercia de la sección y la distancia desde las fibras exteriores al eje neutro, por tanto sus valores son:

$$I := \left(\frac{\pi}{64} \right) \cdot (D_{ext}^4 - D_{int}^4) \quad I = 6.416 \times 10^4\text{ mm}^4 \quad c := \frac{D_{ext}}{2}$$

Condiciones de carga 1:

$$F1 = -10.26 \text{ kgf} \quad M1 = -1713.446 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Esfuerzo flector:

$$\sigma_{mF1} := \frac{(M1 \cdot c)}{I} \quad \sigma_{mF1} = -5.539 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo de compresión:

$$\sigma_{F1} := \frac{F1x}{A} \quad \sigma_{F1} = -2.542 \times 10^5 \text{ Pa}$$

El esfuerzo total bajo la condición de carga 1 es:

$$\sigma_{tF1} := \sigma_{mF1} + \sigma_{F1} \quad \sigma_{tF1} = -5.793 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Condiciones de carga 2:

$$F2 = 139.93 \text{ kgf} \quad M2 = 23368.662 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Esfuerzo flector:

$$\sigma_{mF2} := \frac{(M2 \cdot c)}{I} \quad \sigma_{mF2} = 7.554 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Esfuerzo de compresión:

$$\sigma_{F2} := \frac{F2}{A} \quad \sigma_{F2} = 4.232 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo total bajo la condición de carga 2 es:

$$\sigma_{tF2} := \sigma_{mF2} + \sigma_{F2} \quad \sigma_{tF2} = 7.978 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\max} := \sigma_t F_2$$

$$\sigma_m := \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2}$$

$$\sigma_m = 3.699 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\max} := 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_m := \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2}$$

$$\tau_m = 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\min} := \sigma_t F_1$$

$$\sigma_a := \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2}$$

$$\sigma_a = 4.278 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\min} := 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_a := \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2}$$

$$\tau_a = 0 \text{ Pa}$$

Aplicando TED:

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 3.699 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1$$

$$K_{fs} := 1$$

por no existir concentradores de esfuerz

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{(K_f \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 4.278 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Determinación de Se:

$$Se' := 0.504 \cdot Sut$$

Condición:
Su <= 1400 MPa

$$Se' = 2.092 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Factor de superficie Ka:

De la tabla 7-4 del libro de Shigley se hallan los valores de a y b para el valor de Sut en MPa:

a := 4.51 b := -0.265 Los factores pertenecen a un acabado de superficie estirado en frío

$$Ka := a \cdot Sut^b \quad Ka := a \cdot (415)^b \quad Ka = 0.913$$

Factor de Tamaño Kb:

$$Dext = 42.3 \text{ mm}$$

$$Kb := \left(\frac{Dext}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad Kb := \left(\frac{42.30}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad Kb = 0.823$$

Factor de carga Kc:

El factor de carga esta dado por el tipo de carga, por tanto para flexión: Kc := 1

Factor de temperatura Kd:

$$Kd := 1$$

Factor de Confiabilidad Kconf: para 50%

$$Kconf := 1$$

$$Se := Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Kconf$$

$$Se = 1.572 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Aplicando Soderberg:

Se introducen los factores de choque recomendados por el A
Deutschman Aaron

$$K_{sb} := 1.5$$

$$K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_{ut}}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = 2.249 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_{ut}}{\sigma_{eqt}}$$

$$FS = 1.845$$

Tubo # 3:

Para lograr el ensamblaje de las articulaciones superiores con el tubo # 3, se tiene un buje roscado y una contratuerca. Con esta disposición se puede lograr una regulación de caster, haciendo variar la distancia del punto de anclaje de la articulación – anclaje superior, con respecto al tubo. Por esta razón se tiene, para las dos condiciones de carga que se han tomado en cuenta para los cálculos, que el tubo # 3 se encuentra a compresión.

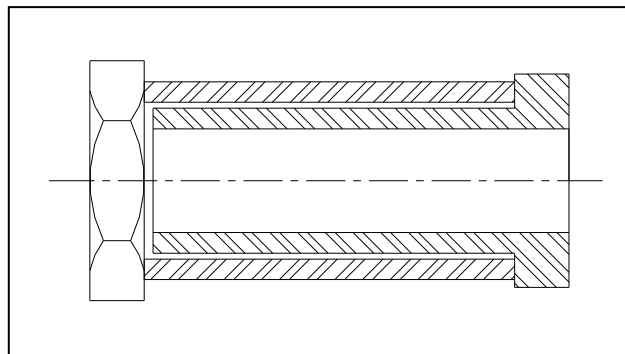


Figura 3.50: Esquema buje roscado y tubo # 3
Fuente: Personal

DCL

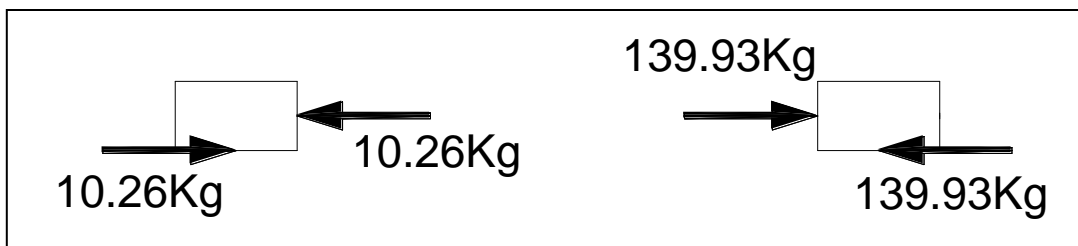


Figura 3.51: DCL Tubo # 3 Mesa superior
Fuente: Personal

Tubo seleccionado:

Descripción: tubo ISO-65 light 2, diametro nominal 42.30 m
espesor de pared 2.6 mm.

Dext := 42.30mm

Dint := 37.1mm

Espesor: $e := \frac{(Dext - Dint)}{2}$ e = 2.6 mm

Area: $A := \pi \frac{(Dext^2 - Dint^2)}{4}$ A = 324.275 mm²

Largo total del tubo (L): L := 60mm

Resistencia: Sut := 415 · 10⁶Pa Sy := 240 · 10⁶Pa

Condiciones de carga:

$$F1 := 20.52\text{kgf}$$

$$F2 := 139.93\text{kgf}$$

Esfuerzos Normales (carga axial)

$$\sigma_{F1} := \frac{F1}{A}$$

$$\sigma_{F1} = 6.206 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{F2} := \frac{F2}{A}$$

$$\sigma_{F2} = 4.232 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\max} := \sigma_{F2}$$

$$\sigma_{\min} := \sigma_{F1}$$

$$\sigma_{\max} = 4.232 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\min} = 6.206 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m := \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2}$$

$$\sigma_m = 2.426 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_a := \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2}$$

$$\sigma_a = 1.806 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_m := 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_a := 0 \text{ Pa}$$

Aplicando TED:

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 2.426 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1$$

$$K_{fs} := 1$$

por no existir concentradores de esfuerz

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{(K_f \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 1.806 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Determinación de Se:

$$Se' := 0.504 \cdot Sut \quad \text{Condición:} \\ Su \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$Se' = 2.092 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Factor de superficie Ka:

De la tabla 7-4 del libro de Shigley se hallan los valores de a y b para el valor de Sut en MPa:

$$a := 4.51 \quad b := -0.265 \quad \text{Los factores pertenecen a un acabado de superficie estirado en frío}$$

$$Ka := a \cdot Sut^b \quad Ka := a \cdot (400)^b \quad Ka = 0.922$$

Factor de Tamaño Kb:

Caso que se aplique carga axial no existe efecto de tamaño por tanto se utiliza: $Kb := 1$

Factor de carga Kc:

El factor de carga esta dado por el tipo de carga por tanto para carga axial: $Kc := 0.923$

Factor de temperatura Kd: $Kd := 1$

Factor de Confiabilidad Kconf: para 99% $Kconf := 0.814$

$$Se := Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Kconf \quad Se = 1.449 \times 10^8 \text{ Pa}$$

El valor de los coeficientes Ksb y Kst son obtenidos de la tabla 3.8 del libro de Deutschaman Aaron, para choques menores.

$$Ksb := 1.5 \quad Kst := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (Ksb \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{Sut}{Se} \right) \cdot (Kst \cdot \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = 1.14 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{Sut}{\sigma_{eqt}} \quad FS = 36.408$$

Del análisis y cálculo de esfuerzos de la barra de suspensión superior se obtuvo factores de seguridad acordes con los que se habían planteado al inicio. Se

comprobó que las dimensiones y características de los materiales seleccionados fueros los apropiados.

Por motivos de construcción se realizo un cambio en la geometría de la barra superior de suspensión, específicamente en el tubo # 2, para facilitar el ensamble con los tubos # 1 y 3, pero se mantuvo las características de los materiales utilizados. Para comprobación de este cambio en la geometría se utilizó un programa (software) llamado COSMOS Desing Star 4.

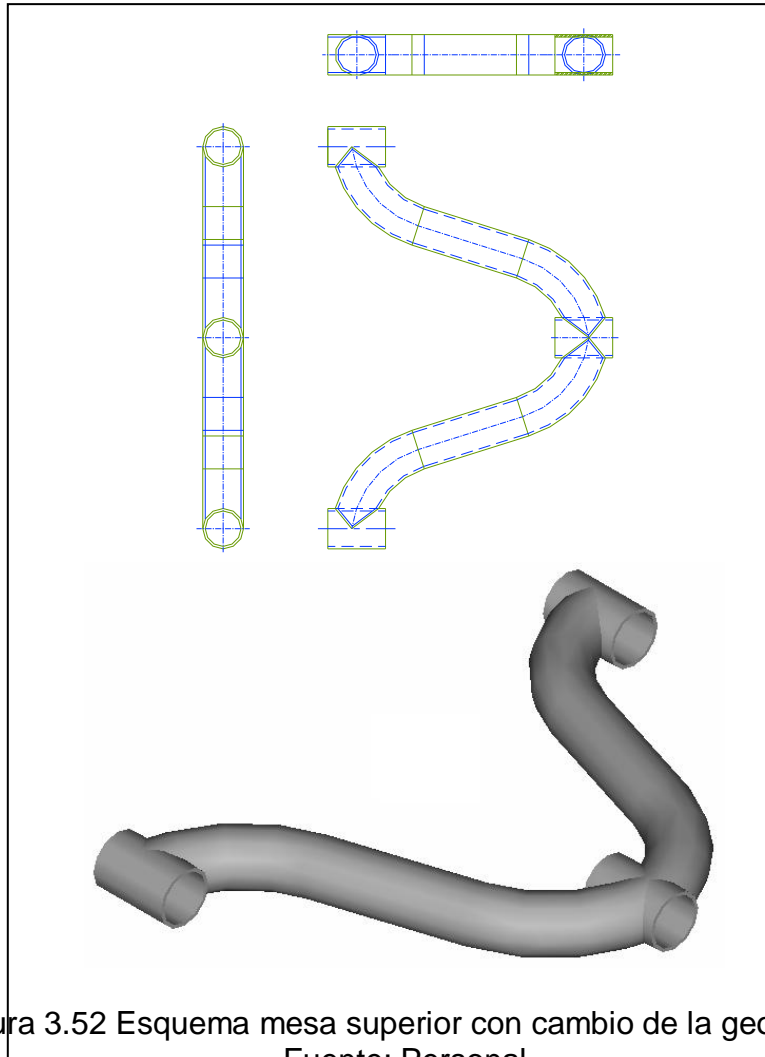


Figura 3.52 Esquema mesa superior con cambio de la geometría
Fuente: Personal

COSMOS Desing Star 4

Para la barra superior de suspensión se realizó también el cálculo de esfuerzos y comprobación utilizando el paquete computacional COSMOS Desing Star 4.

Para la utilización de este programa se deben realizar gráficos tridimensionales con todas las características y medidas, tal como la pieza real. Los gráficos fueron

realizados en el Programa AutoCad 2002, y utilizando las herramientas, se le dio volumen a cada una de las partes.

El ingreso de los gráficos tridimensionales en el programa COSMOS Desing Star 4 se lo debe hacer, grabando las figuras en el programa AutoCad con el formato “.sat”.

Dentro del programa se debe seguir algunos pasos para poder realizar los cálculos, se debe primeramente definir el estudio que se quiere realizar de la pieza, se deben definir los materiales, las fuerzas aplicadas a la pieza y sus respectivas restricciones. Hay que poner atención a la creación de la malla, la cual es generada por el programa, esta se la crea para poder realizar los cálculos, ya que el programa es basado el elementos finitos; entonces se debe escoger el tamaño adecuado de la malla para que el programa la pueda generar. Si los valores escogidos para el tamaño de la malla no son los adecuados y no están conformes con los tamaños de la pieza a ser analizada, el programa simplemente no termina de realizar el proceso.

Luego de seguir los pasos mencionados se obtiene gráficas en las cuales se muestran los valores de esfuerzos, desplazamiento, deformación, asignando colores a cada valor.

Análisis Barra Superior:

Primeramente se define el tipo de estudio que se hará de la mesa superior de suspensión. Se lo ha definido como un análisis estático. Se asignará el material, que coincide con las características de los tubos elegidos. Se definen las cargas aplicadas a la figura y sus respectivas restricciones. Se le han asignado los valores de carga máxima, para el caso de salto de un metro de altura, ya que sería una condición crítica.

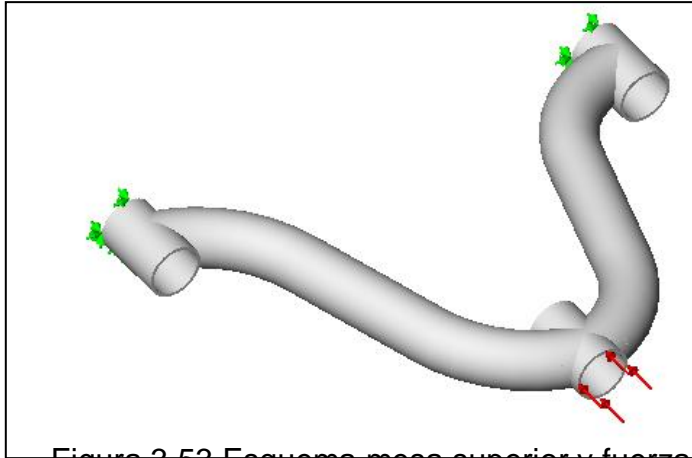


Figura 3.53 Esquema mesa superior y fuerzas
Fuente: Personal

El siguiente paso es generar la malla.

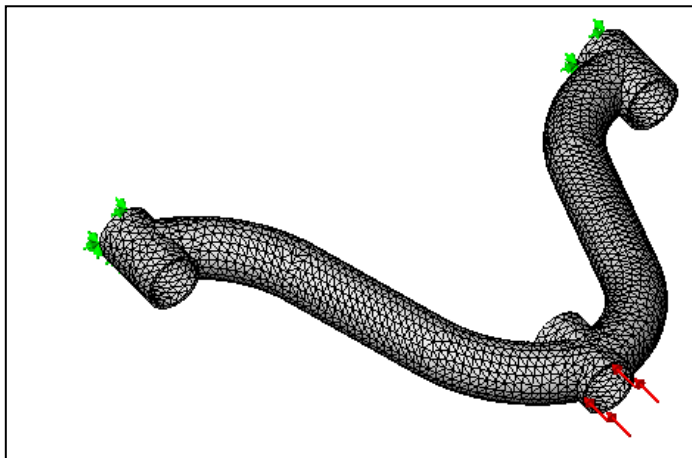
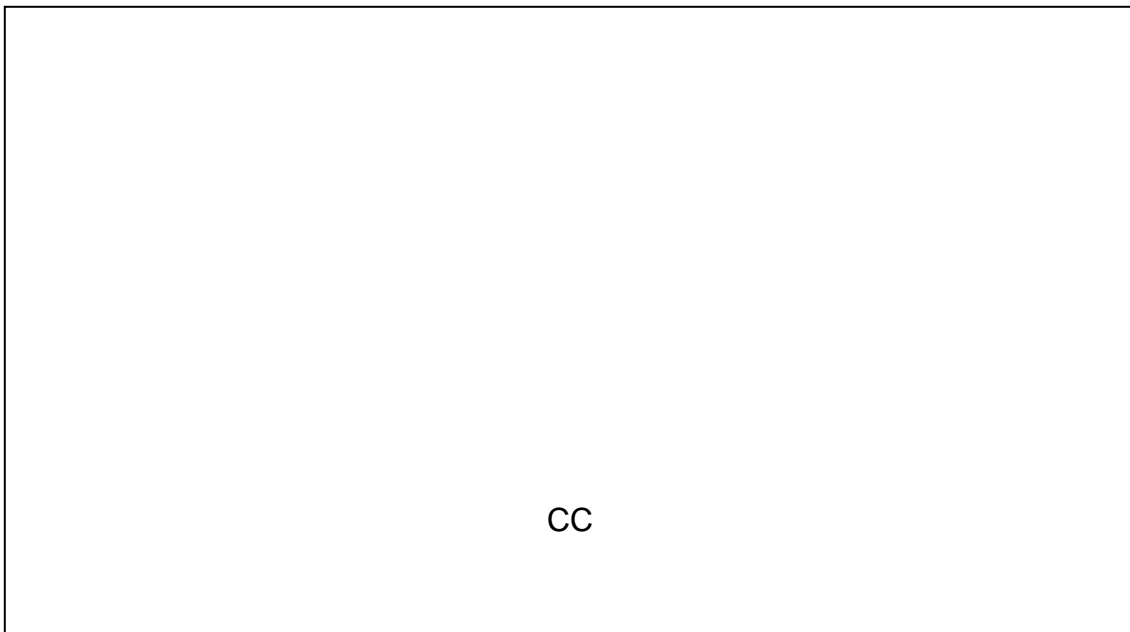


Figura 3.54 Esquema mesa superior y malla
Fuente: Personal

Ya definidos todas las variables del problema y generada la malla se hace correr el programa, el cual generará las siguientes gráficas.



mesa superior cambio en geometria-analisis mesa superior :: Static Nodal Stress
Units : N/m^2 Deformation Scale 1 : 830.199

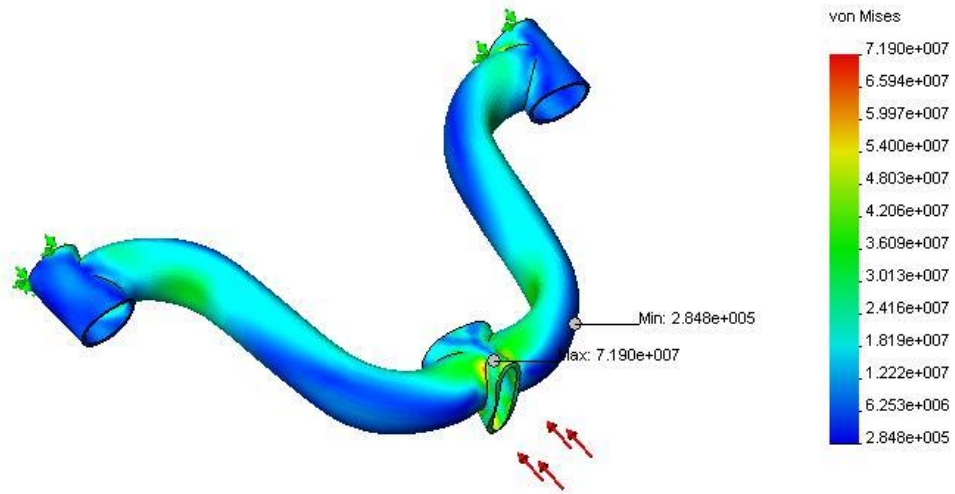


Figura 3.55: Distribución de Esfuerzos mesa superior

mesa superior cambio en geometria-analisis mesa superior :: Static Displacement
Units : m Deformation Scale 1 : 830.199

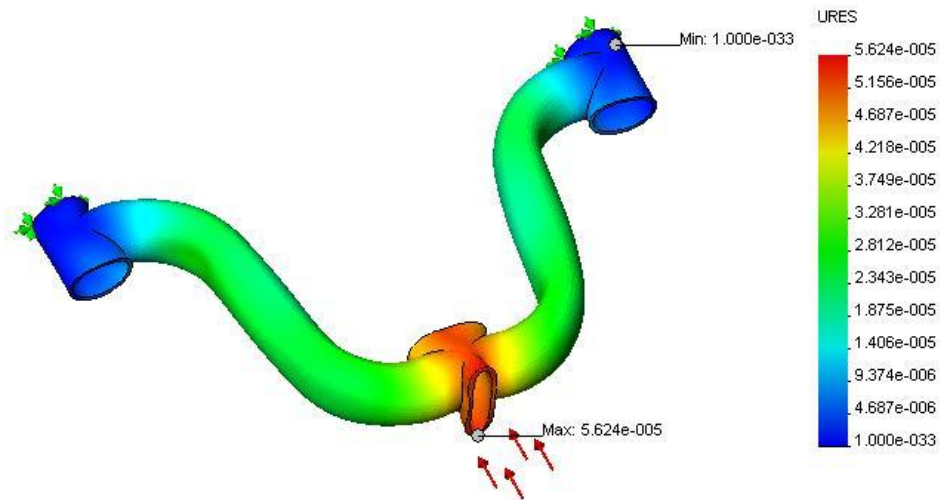


Figura 3.56: Desplazamiento mesa superior

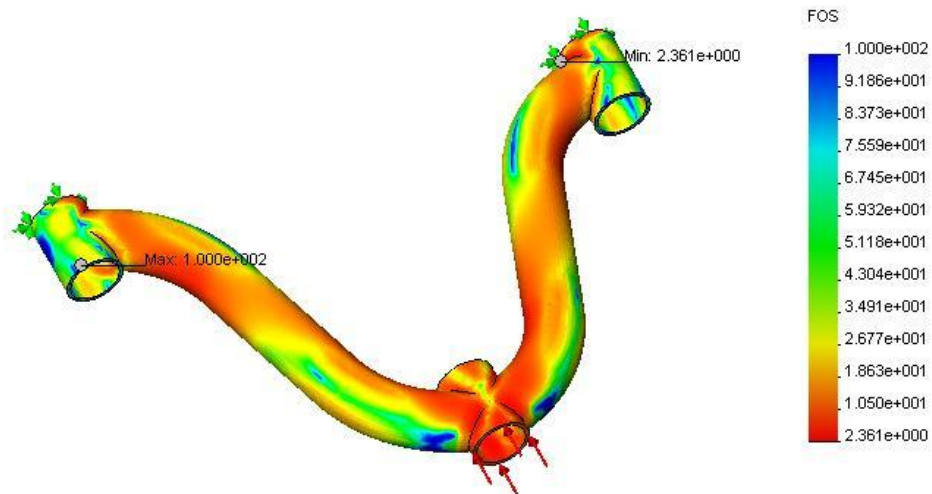


Figura 3.57: Distribución del factor de seguridad mesa superior
Fuente: Personal

De la Figura 3.52 se obtiene la distribución de esfuerzos, y se obtiene los puntos o zonas donde los valores de esfuerzo son máximos y mínimos. Los valores obtenidos para la mesa superior de suspensión son:

Esfuerzo máximo: 71.90 MPa

Esfuerzo mínimo: 0.56 MPa

De la Figura 3.53 se obtiene el desplazamiento o deformación de la mesa superior de suspensión. Se obtiene los puntos o zonas donde los valores del desplazamiento son máximos y mínimos. Los valores obtenidos para la mesa superior de suspensión son:

Desplazamiento máximo: $5.624e-005$ m = 0.05624 mm

Desplazamiento mínimo: 0 mm

De la Figura 3.52 se obtiene la distribución del factor de seguridad, y se obtiene los puntos o zonas donde el factor de seguridad es máximo y mínimo. Los valores obtenidos para la mesa superior de suspensión son:

Factor de Seguridad Mínimo: 2.4

Factor de Seguridad Máximo: 100.0

Con estos resultados se puede concluir que el diseño de la barra de suspensión superior esta bien realizada ya que los valores de esfuerzo, desplazamiento y factor de seguridad, son aceptables.

Soldaduras Barra Superior:

En cálculo de las soldaduras de la barra superior de suspensión, se tomará en cuenta la zona donde exista el mayor esfuerzo, de esta manera se podrá comprobar que las dimensiones del cordón de soldadura cumple con los criterios de diseño.

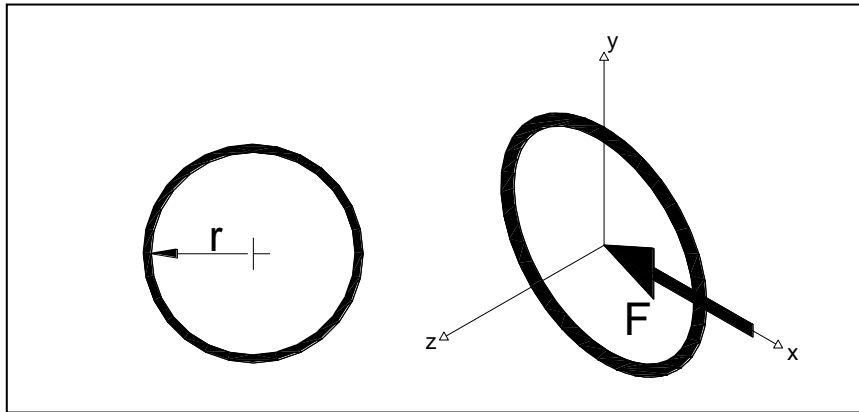


Figura 3.58: Cordón soldadura barra superior
Fuente: Personal

Soldadura:

Electrodo 6011 $S_u := 427 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
 $S_y := 345 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Area de soldadura:

Soldadura de filete

h: alto de la soldadura $h := 2.6 \text{ mm}$

La altura de cordón de soldadura no debe ser mayor al espesor del material base, por tanto los cálculos se realiza con la altura max. que puede tener el cordón de soldadura, en este caso, el espesor de los tubos a sold

r: radio del filete de soldadura

radio exterior del tubo a ser soldado $r := 21.15 \text{ mm}$

As: Area de soldadura

$$A_s := 1.414 \cdot \pi \cdot h \cdot r \quad A_s = 244.277 \text{ mm}^2$$

Fuerza cortante a la que está expuesto el cordón de soldadura

$F_{\max} := 703.73\text{kgf}$ condicion de carga max. salto 1m de altura

$F := \frac{F_{\max}}{2}$ se divide para 2 ya que son dos los cordones de soldadura

$\tau := \frac{F}{A_s}$ $\tau = 1.413 \times 10^7 \text{ Pa}$

$n := \frac{0.4S_y}{\tau}$ El valor de 0.4 S_y se lo utiliza de la tabla 9-5 del libro de Shigley para esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal sold para carga cortante.

$n = 9.769$

Para el valor de altura del filete de soldadura de 2.6 mm, se obtiene un valor de factor de seguridad de 9.8, por lo tanto la altura del filete de soldadura es correcto, no excede el espesor máximo del material y cumple con el factor de seguridad. Ya que esta altura de filete de soldadura esta calculado en la zona más crítica, es válido utilizar este mismo valor de altura de filete para todas las soldaduras de la pieza.

Barra inferior

El análisis para la barra inferior de suspensión se lo realizo al igual que para la barra superior en el programa (software) COSMOS Desing Star 4. Se siguió la misma metodología y se obtuvo las gráficas de esfuerzos, deformación y factor de seguridad.

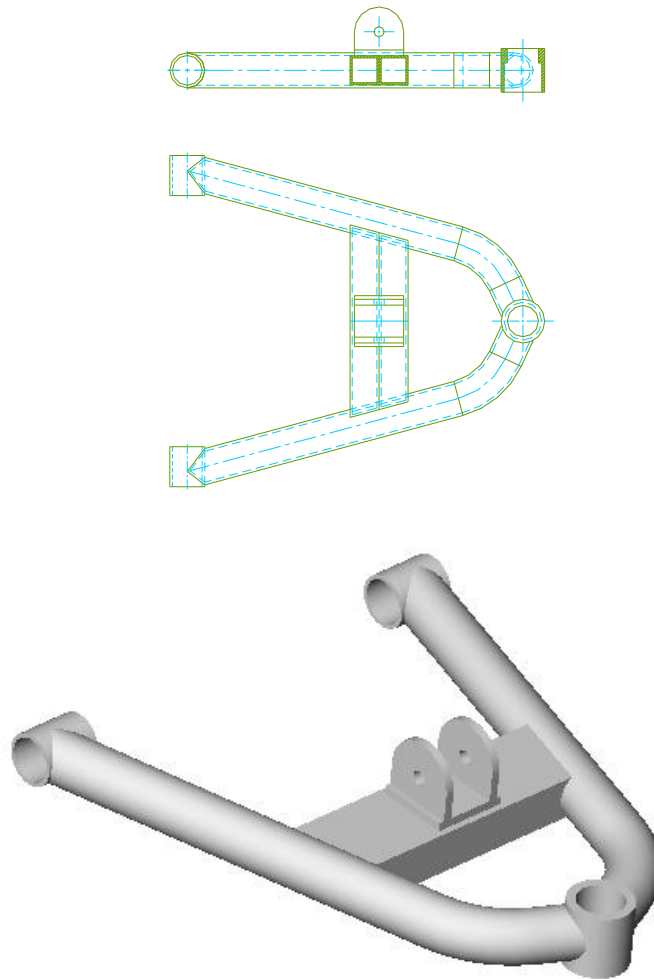


Figura 3.59: Esquema Geometría Mesa Inferior de suspensión
Fuente: Personal

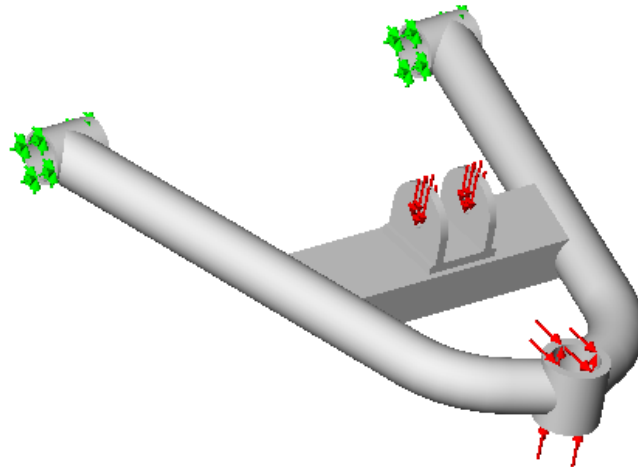


Figura 3.60: Esquema mesa inferior y fuerzas
Fuente: Personal

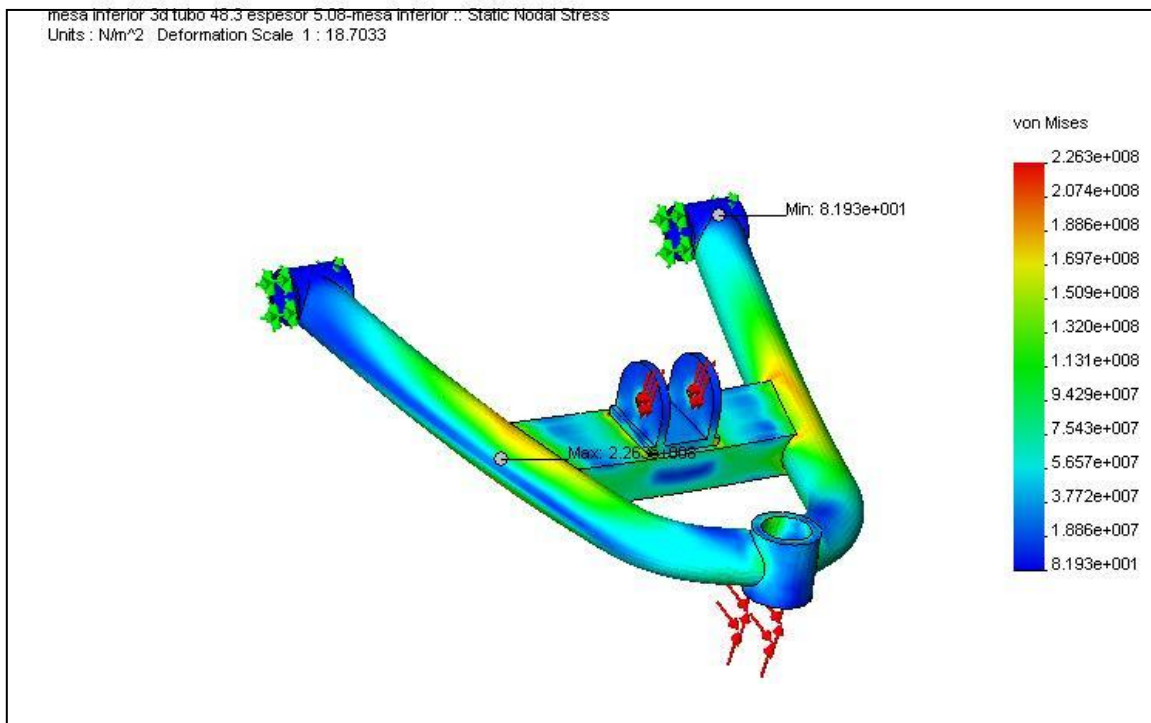


Figura 3.61: Distribución de Esfuerzos mesa inferior
Fuente: Personal

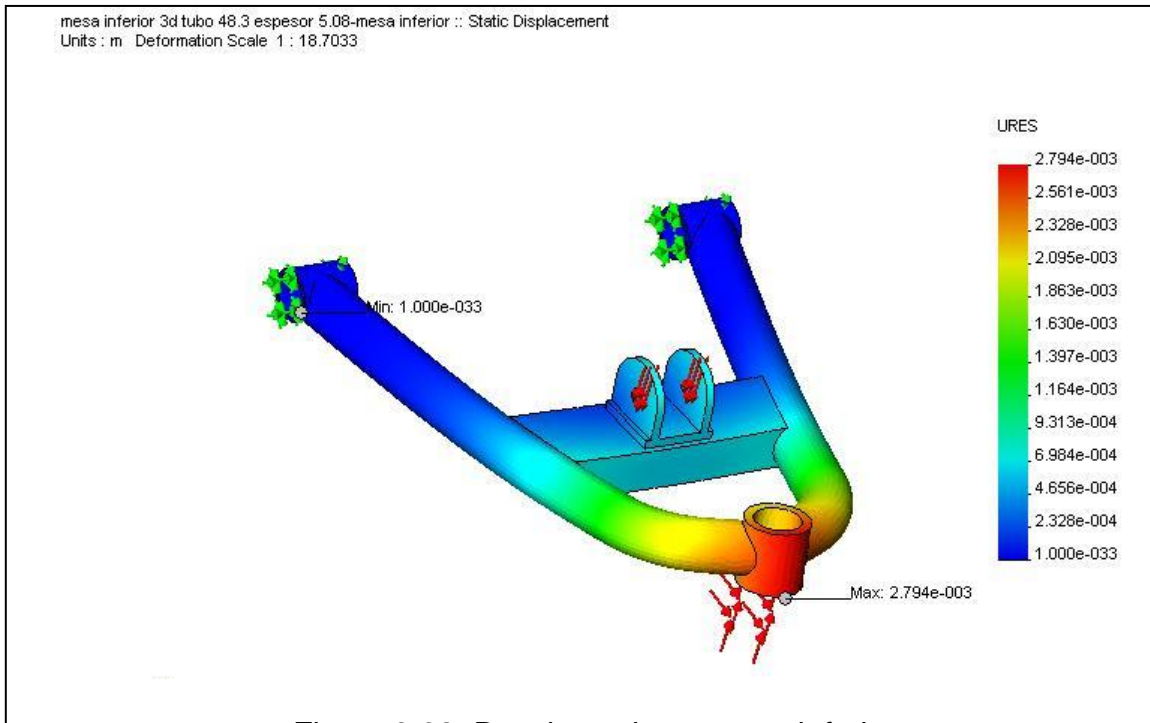


Figura 3.62: Desplazamiento mesa inferior
 Fuente: Personal

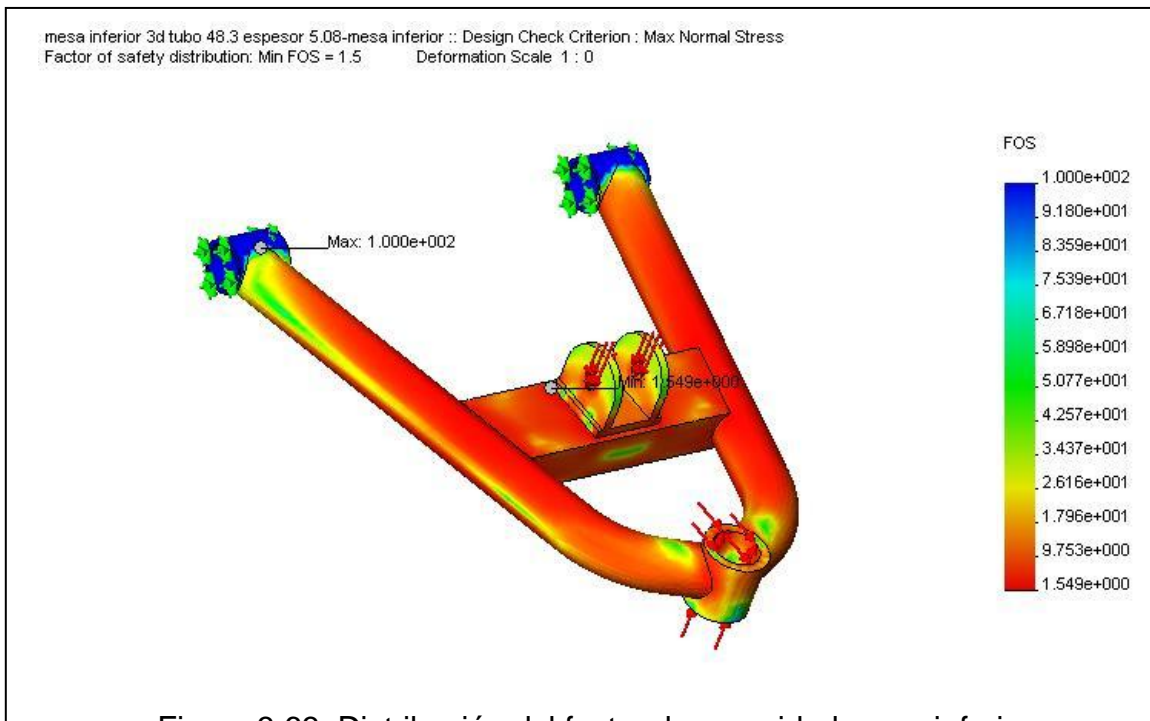


Figura 3.63: Distribución del factor de seguridad mesa inferior
 Fuente: Personal

De la Figura 3.57 se obtiene la distribución de esfuerzos, y se obtiene los puntos o zonas donde los valores de esfuerzo son máximos y mínimos. Los valores obtenidos para la mesa inferior de suspensión son:

Esfuerzo máximo: 226.30 MPa

Esfuerzo mínimo: 81.93 Pa

De la Figura 3.58 se obtiene el desplazamiento o deformación de la mesa inferior de suspensión. Se obtiene los puntos o zonas donde los valores del desplazamiento son máximos y mínimos. Los valores obtenidos para la mesa inferior de suspensión son:

Desplazamiento máximo: $2.794e-003 \text{ m} = 2.794 \text{ mm}$

Desplazamiento mínimo: 0 mm

De la Figura 3.59 se obtiene la distribución del factor de seguridad, y se obtiene los puntos o zonas donde el factor de seguridad es máximo y mínimo. Los valores obtenidos para la mesa inferior de suspensión son:

Factor de Seguridad Mínimo: 1.5

Factor de Seguridad Máximo: 100.0

Con estos resultados se puede concluir que el diseño de la barra de suspensión inferior esta bien realizada ya que los valores de esfuerzo, desplazamiento y factor de seguridad, son aceptables. Aunque se puede ver que existen zonas donde los esfuerzos son elevados, se acepta el diseño ya que son esfuerzos para cargas puntuales y de muy poca duración, por tanto no representan un peligro para la pieza.

Soldaduras Barra Inferior:

Al igual que para la barra superior de suspensión, el cálculo de la soldaduras de la barra inferior de suspensión, se las realizará ubicando la zona donde se encuentra el mayor esfuerzo.

Se realizará el cálculo de la altura del cordón de soldadura tomando en cuenta la fuerza que actúa sobre la zona donde se encuentra el mayor esfuerzo, para el caso de carga máxima, o de un salto de 1 m de altura.

Para este caso, la zona donde se calculará el cordón de soldadura será, la unión de los tubos laterales y los tubos de apoyo del amortiguador en la barra de suspensión inferior. Por lo tanto la fuerza que actúa sobre cada uno de estos cordones de soldadura será, la mitad de la fuerza que aplica el conjunto amortiguador-esprial sobre la barra de suspensión.

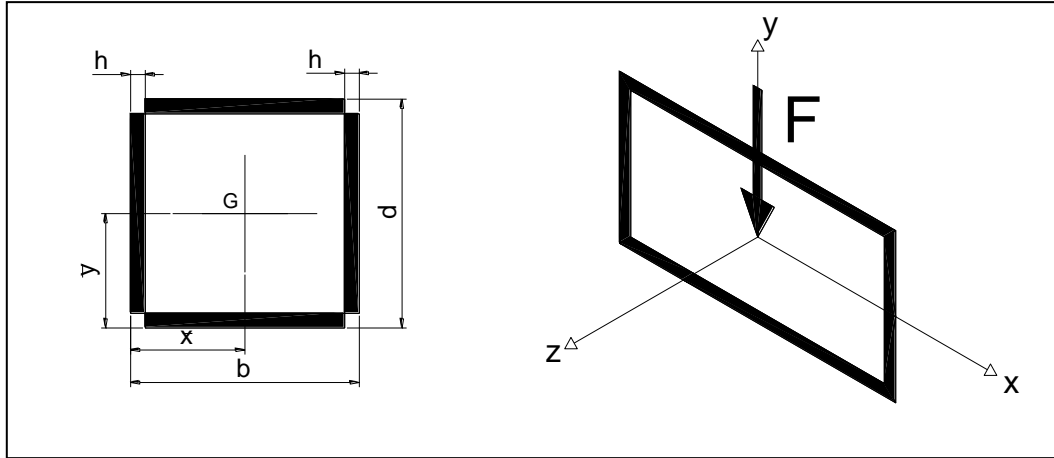


Figura 3.64: Cordón soldadura barra inferior
Fuente: Personal

Soldadura:

Electrodo 6011

$$S_u := 427 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_y := 345 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Area de soldadura:

Soldadura de filete

h: alto de la soldadura

$$h := 3 \text{ mm}$$

La altura de cordón de soldadura no debe ser mayor al espesor del material base, por tanto los cálculos se realiza con la altura max. que puede tener el cordón de soldadura, en este caso, el espesor de los tubos a sold

b: ancho del cordón de soldadura $b := 80 \text{ mm}$

d: largo del cordón de soldadura $d := 40 \text{ mm}$

As: Area de soldadura

$$A_s := 1.414 \cdot h \cdot (b + d) \quad A_s = 509.04 \text{ mm}^2$$

Fuerza cortante a la que está expuesto el cordón de soldadura

$F_{am} := 2886.26 \text{ kgf}$ condicion de carga max. salto 1m de altura

$$F := \frac{F_{am}}{2}$$

$$\tau := \frac{F}{A_s} \quad \tau = 2.78 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$n := \frac{0.4 S_y}{\tau}$$

El valor de 0.4 S_y se lo utiliza de la tabla 9-5 del libro de Shigley para esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante para carga cortante.

$$n = 4.964$$

Para el valor de altura del filete de soldadura de 3.0 mm, se obtiene un valor de factor de seguridad de 4.96, por lo tanto la altura del filete de soldadura es correcto, no excede el espesor máximo del material y cumple con el factor de seguridad. Ya que esta altura de filete de soldadura esta calculado en la zona más crítica, es válido utilizar este mismo valor de altura de filete para todas las soldaduras de la pieza.

DISEÑO DE ANCLAJES

Para el diseño de los anclajes de las barras de suspensión y anclajes de los amortiguadores se requiere primeramente hallar las fuerzas que actúan sobre estos. Del análisis de fuerzas y diseño de las barras de suspensión en el punto 3.3.2, se pueden obtener las fuerzas que actúan sobre cada elemento del sistema de suspensión. Para el cálculo de esfuerzos para cada una de las partes se tomará en cuenta las mismas condiciones de carga a las que están sometidas las barras de suspensión.

Diseño del Anclaje Superior de los amortiguadores

Carga en Condiciones estáticas

Para determinar la fuerza que actúa sobre el anclaje del amortiguador, se debe tomar en cuenta cada condición de carga e identificar la fuerza en el anclaje del amortiguador.

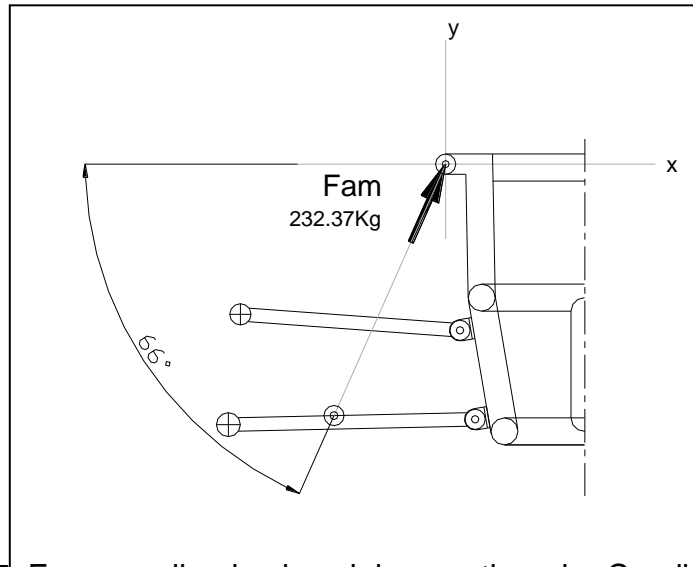


Figura 3.65: Fuerza aplicada al anclaje amortiguador Condiciones estáticas

Fuente: Personal

Se debe realizar un análisis de fuerzas para determinar las reacciones en cada punto, ya que con estas se calcularán los esfuerzos a los que están sometidas cada pieza.

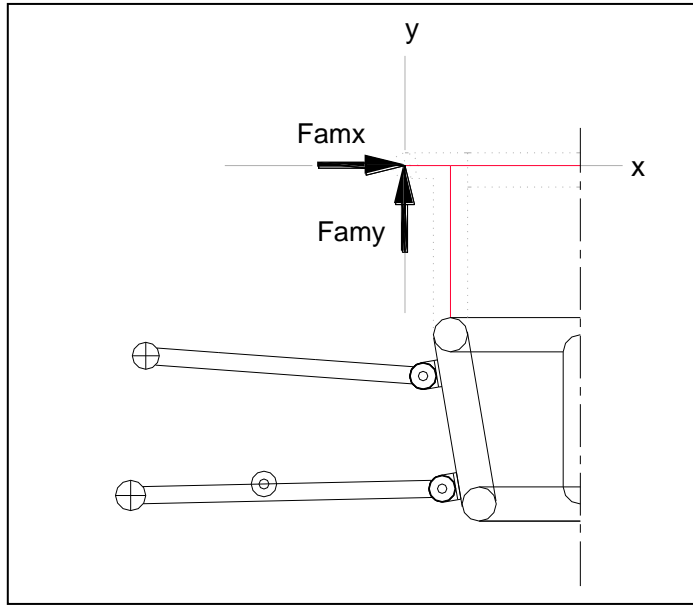


Figura 3.66: Fuerzas en dirección de los ejes x, y, aplicadas al anclaje amortiguador
Fuente: Personal

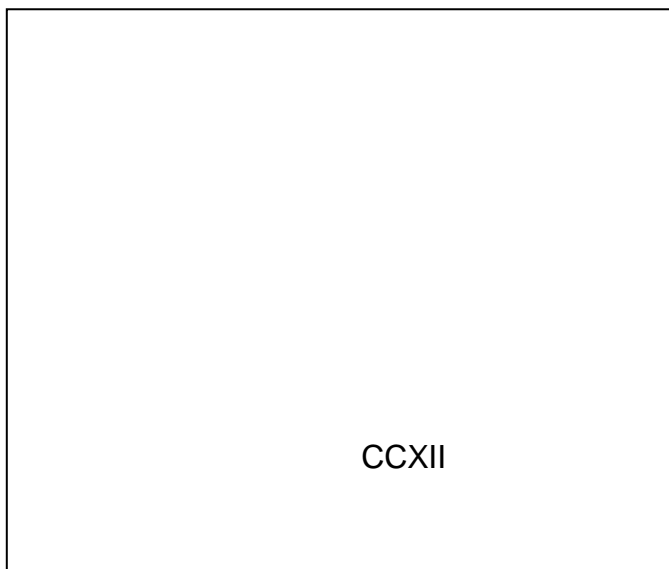
Entonces:

$$F_{am} = 232.37 \text{ Kg}$$

$$F_{amx} = \cos(66) * F_{am} = 94.51 \text{ Kg}$$

$$F_{amy} = \text{sen}(66) * F_{am} = 212.28 \text{ Kg}$$

Parte 1



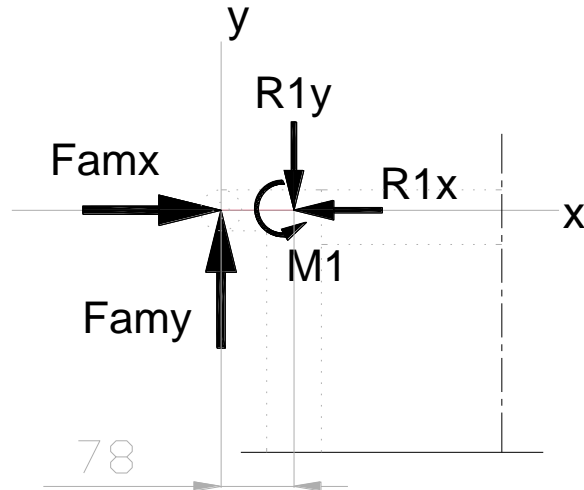


Figura 3.67: DCL anclaje amortiguador Parte 1
Fuente: Personal

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{amx} - R_{1x} = 0$$

$$R_{1x} = 94.51Kg$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{amy} - R_{1y} = 0$$

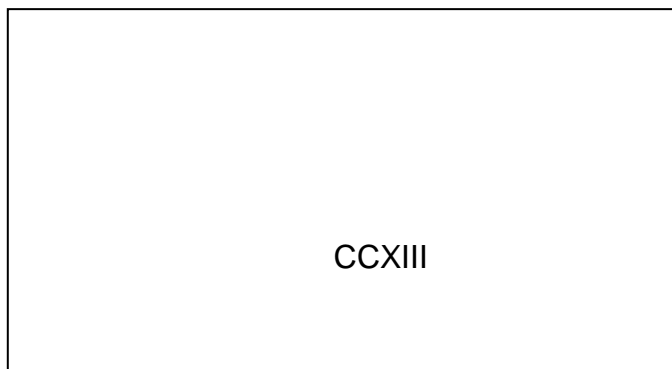
$$R_{1y} = 212.28Kg$$

$$\sum Mo(1) = 0$$

$$-(F_{amy} * 78) + M_1 = 0$$

$$M_1 = 16557.84(Kg * mm)$$

Parte 2



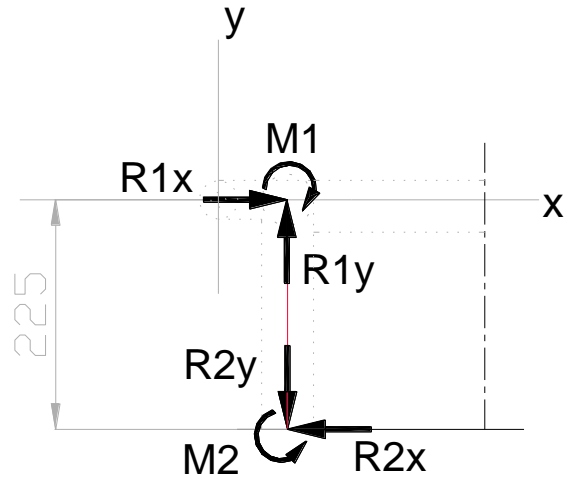


Figura 3.68: DCL anclaje amortiguador Parte 2
Fuente: Personal

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{1x} - R_{2x} = 0$$

$$R_{2x} = 94.51Kg$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} - R_{2y} = 0$$

$$R_{2y} = 212.28Kg$$

$$\sum M_o(2) = 0$$

$$-M_1 - (R_{1x} * 225) + M_2 = 0$$

$$M_2 = M_1 + (R_{1x} * 225)$$

$$M_2 = 37822.59(Kg * mm)$$

Parte 3

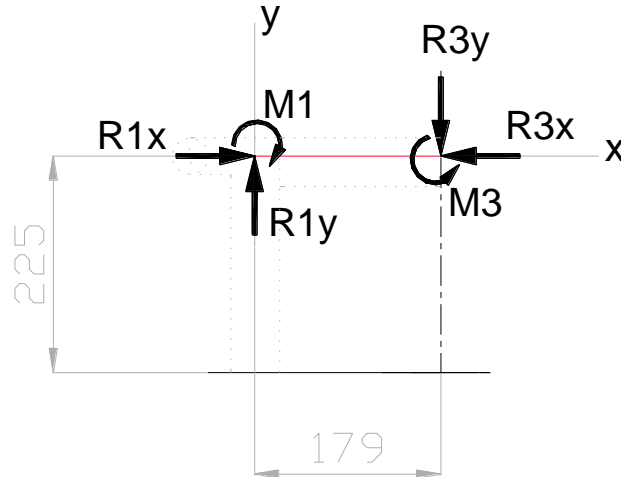


Figura 3.69: DCL anclaje amortiguador Parte 3
Fuente: Personal

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ R1x - R3x &= 0 \\ R3x &= 94.51Kg\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R1y - R3y &= 0 \\ R3y &= 212.28Kg\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum Mo(3) &= 0 \\ -M1 - (R1y * 179) + M3 &= 0 \\ M3 &= M1 + (R1y * 179) \\ M3 &= 54555.96(Kg * mm)\end{aligned}$$

Salto de 1.00 m de altura

La condición que genera mayor fuerza en el anclaje del amortiguador es la de un salto, con una altura de 1.00 m y que el vehículo llegue al suelo con un ángulo tal, que sean las ruedas delanteras, las que absorban primeramente la energía del salto.

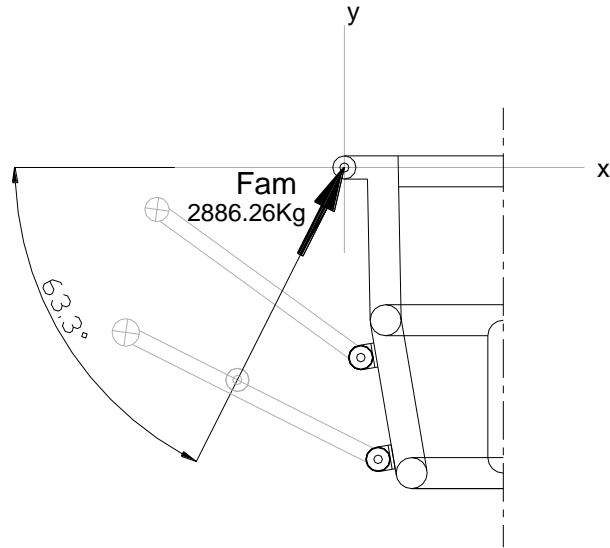


Figura 3.70: Fuerza aplicada al anclaje amortiguador en el caso de salto
Fuente: Personal

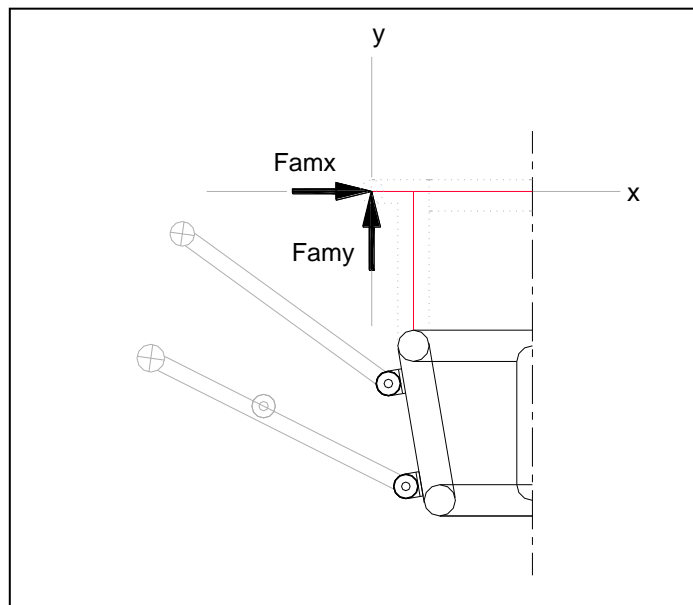


Figura 3.71: Fuerzas en dirección de los ejes x, y, aplicadas al anclaje amortiguador (salto)
Fuente: Personal

Entonces:

$$F_{am} = 2886.26Kg$$

$$F_{amx} = \cos(63.3) * F_{am} = 1296.85Kg$$

$$F_{amy} = \text{sen}(63.3) * F_{am} = 2578.50Kg$$

Parte 1

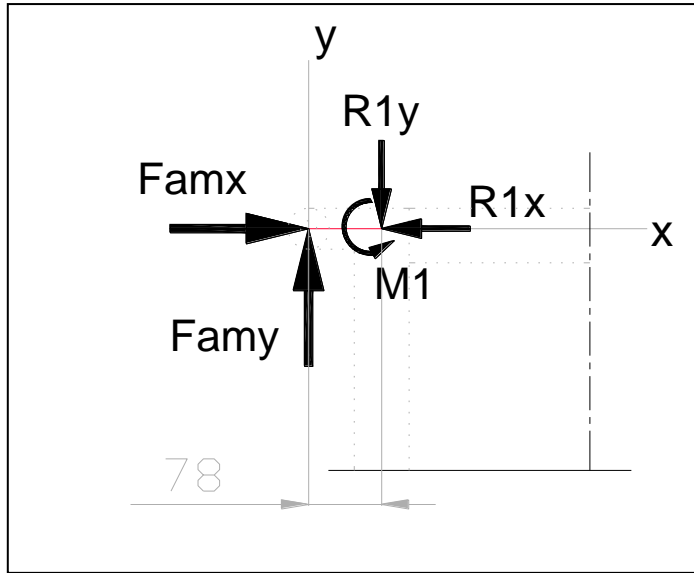


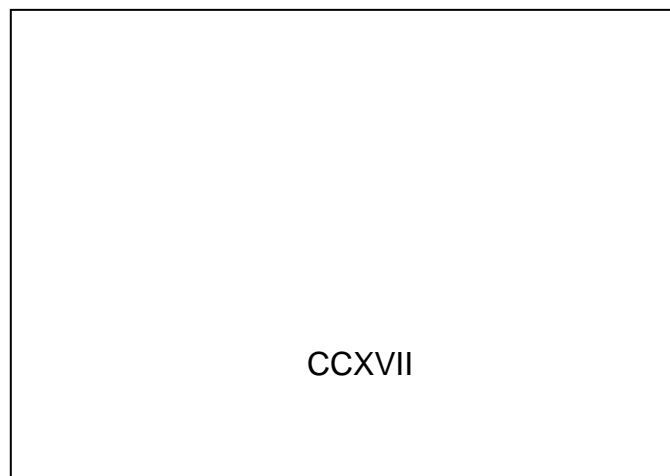
Figura 3.72: DCL anclaje amortiguador Parte 1
Fuente: Personal

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ F_{amx} - R1x &= 0 \\ R1x &= 1296.85Kg\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ F_{amy} - R1y &= 0 \\ R1y &= 2578.50Kg\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum Mo(1) &= 0 \\ -(F_{amy} * 78) + M1 &= 0 \\ M1 &= 201123.0(Kg * mm)\end{aligned}$$

Parte 2



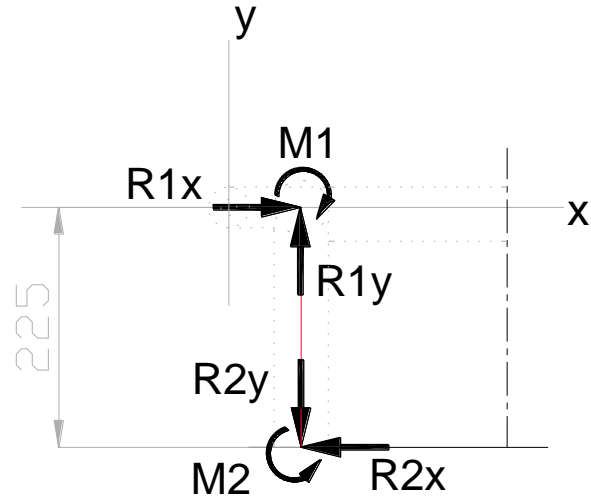


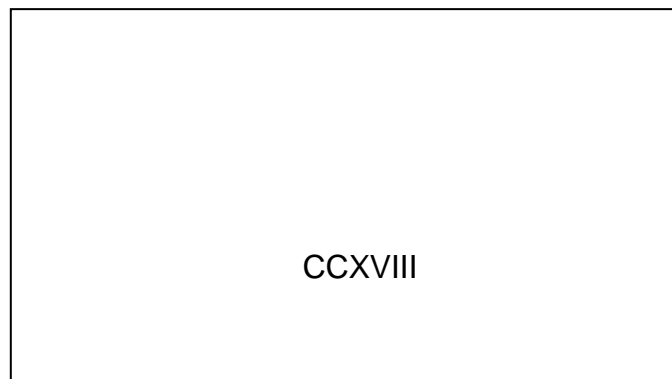
Figura 3.73: DCL anclaje amortiguador Parte 2
Fuente: Personal

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ R_{1x} - R_{2x} &= 0 \\ R_{2x} &= 1296.85 \text{Kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_{1y} - R_{2y} &= 0 \\ R_{2y} &= 2578.50 \text{Kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_o(2) &= 0 \\ -M_1 - (R_{1x} * 225) + M_2 &= 0 \\ M_2 &= M_1 + (R_{1x} * 225) \\ M_2 &= 492914.25 (\text{Kg} * \text{mm}) \end{aligned}$$

Parte 3



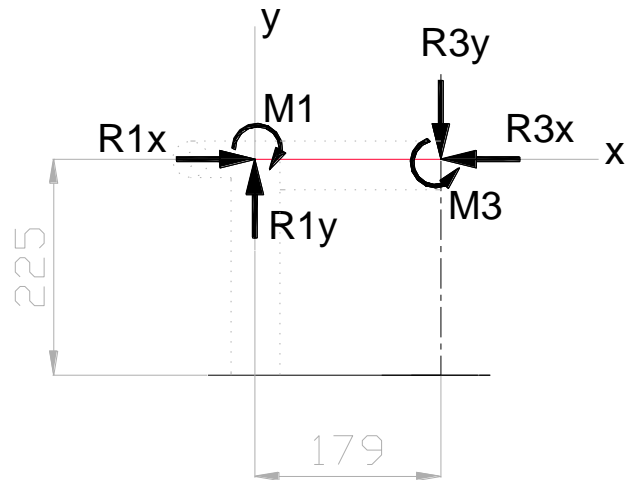


Figura 3.74: DCL anclaje amortiguador Parte 3
Fuente: Personal

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ R_{1x} - R_{3x} &= 0 \\ R_{3x} &= 1296.85 \text{Kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R_{1y} - R_{3y} &= 0 \\ R_{3y} &= 2578.50 \text{Kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{o(3)} &= 0 \\ -M_1 - (R_{1y} * 179) + M_3 &= 0 \\ M_3 &= M_1 + (R_{1y} * 179) \\ M_3 &= 662674.50 (\text{Kg} * \text{mm})\end{aligned}$$

Condiciones de Cambio de dirección, con el total del peso del vehículo en una sola rueda

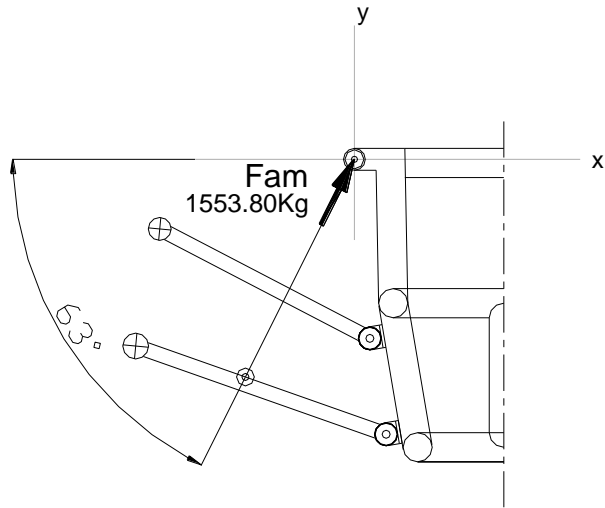


Figura 3.75: Fuerza aplicada al anclaje amortiguador en el caso de salto
Fuente: Personal

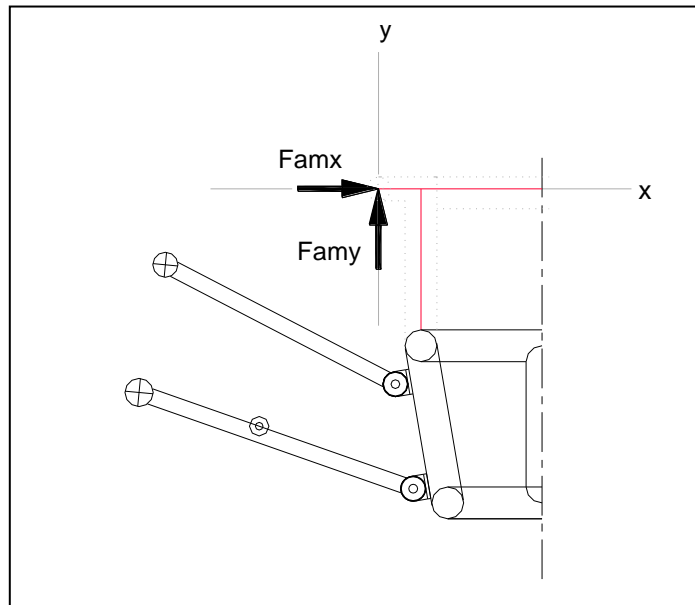


Figura 3.76: Fuerzas en dirección de los ejes x, y, aplicadas al anclaje amortiguador (viraje)
Fuente: Personal

Entonces:

$$F_{am} = 1553.80Kg$$

$$F_{amx} = \cos(63) * F_{am} = 705.41Kg$$

$$F_{amy} = \text{sen}(63) * F_{am} = 1384.45Kg$$

Parte 1

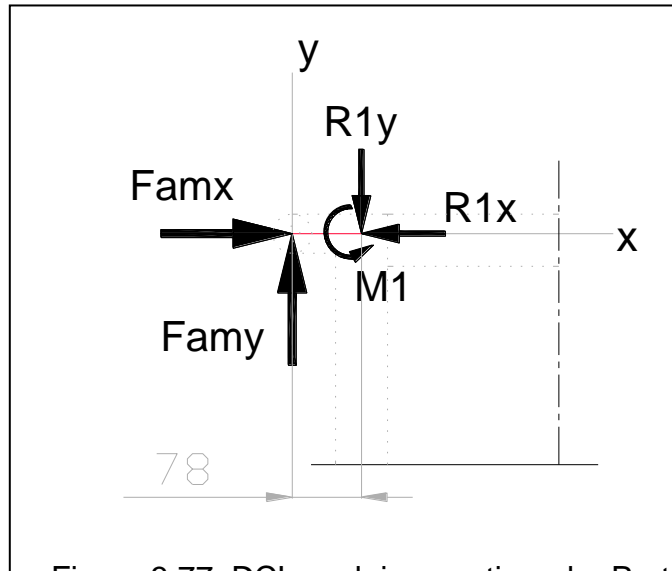


Figura 3.77: DCL anclaje amortiguador Parte 1
Fuente: Personal

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{amx} - R_{1x} = 0$$

$$R_{1x} = 705.41Kg$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{amy} - R_{1y} = 0$$

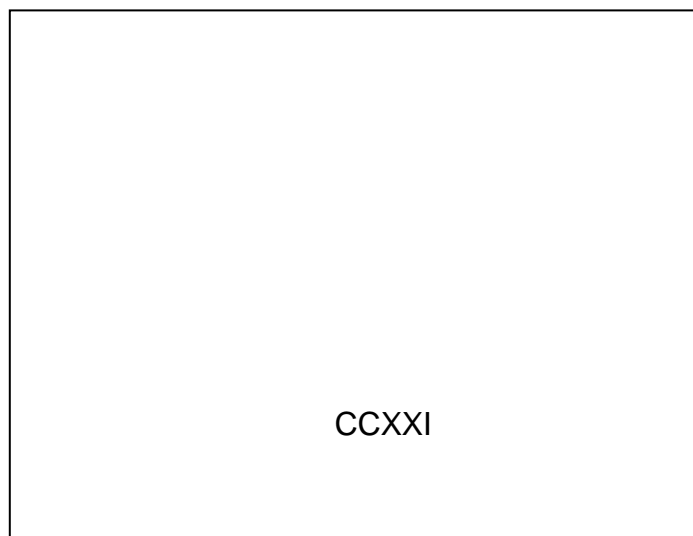
$$R_{1y} = 1384.45Kg$$

$$\sum M_o(1) = 0$$

$$-(F_{amy} * 78) + M_1 = 0$$

$$M_1 = 107987.10(Kg * mm)$$

Parte 2



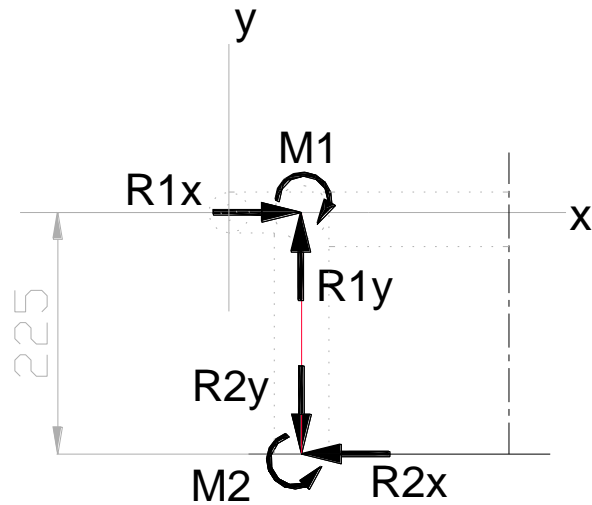


Figura 3.78: DCL anclaje amortiguador Parte 2
Fuente: Personal

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ R1x - R2x &= 0 \\ R2x &= 705.41Kg\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R1y - R2y &= 0 \\ R2y &= 1384.45Kg\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum Mo(2) &= 0 \\ -M1 - (R1x * 225) + M2 &= 0 \\ M2 &= M1 + (R1x * 225) \\ M2 &= 266704.35(Kg * mm)\end{aligned}$$

Parte 3

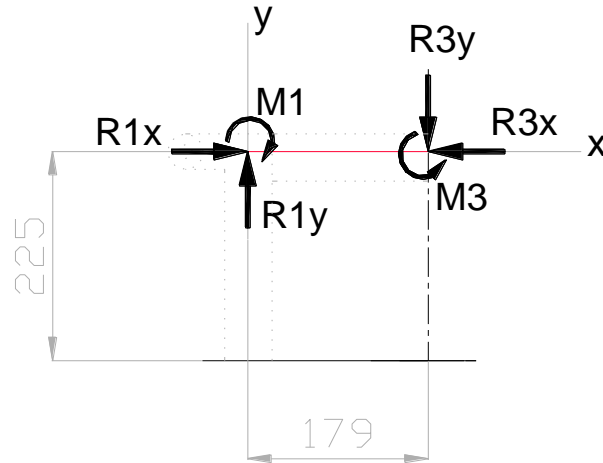


Figura 3.79: DCL anclaje amortiguador Parte 3
Fuente: Personal

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{1x} - R_{3x} = 0$$

$$R_{3x} = 705.41Kg$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} - R_{3y} = 0$$

$$R_{3y} = 1384.45Kg$$

$$\sum Mo(3) = 0$$

$$-M_1 - (R_{1y} * 179) + M_3 = 0$$

$$M_3 = M_1 + (R_{1y} * 179)$$

$$M_3 = 355803.65(Kg * mm)$$

Ruedas delanteras elevadas

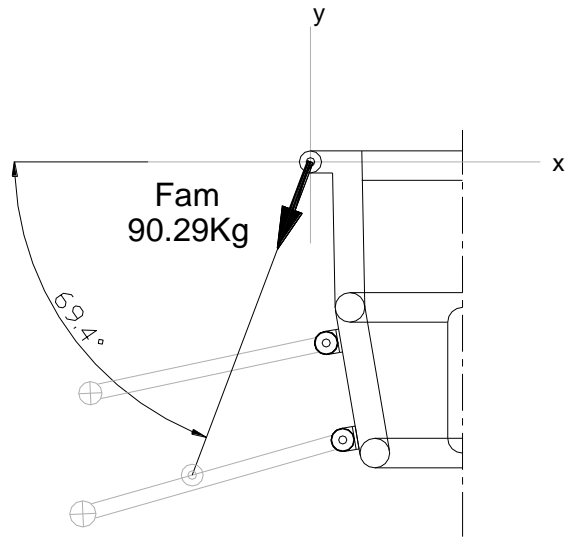


Figura 3.80: Fuerza aplicada al anclaje amortiguador
rueda elevada
Fuente: Personal

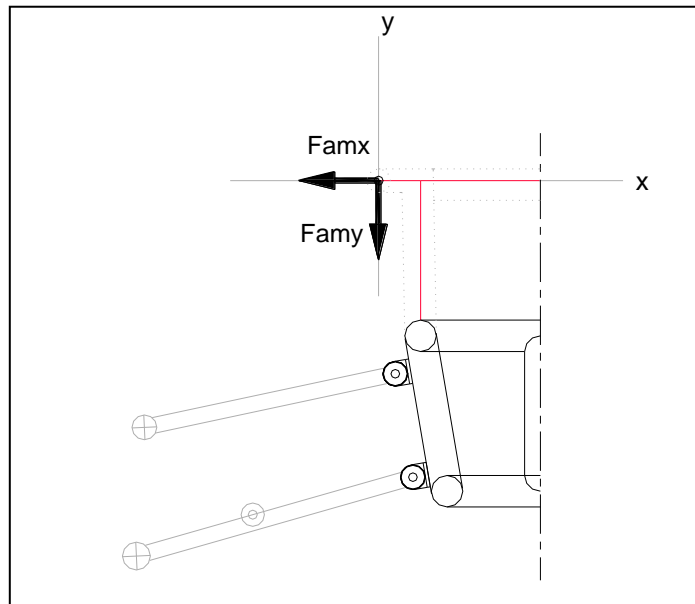


Figura 3.81: Fuerzas en dirección de los ejes x, y,
aplicadas al anclaje amortiguador (salto)
Fuente: Personal

Entonces:

$$F_{am} = 90.29\text{Kg}$$

$$F_{amx} = \cos(69.4) * F_{am} = 31.77\text{Kg}$$

$$F_{amy} = \text{sen}(69.4) * F_{am} = 84.52\text{Kg}$$

Parte 1

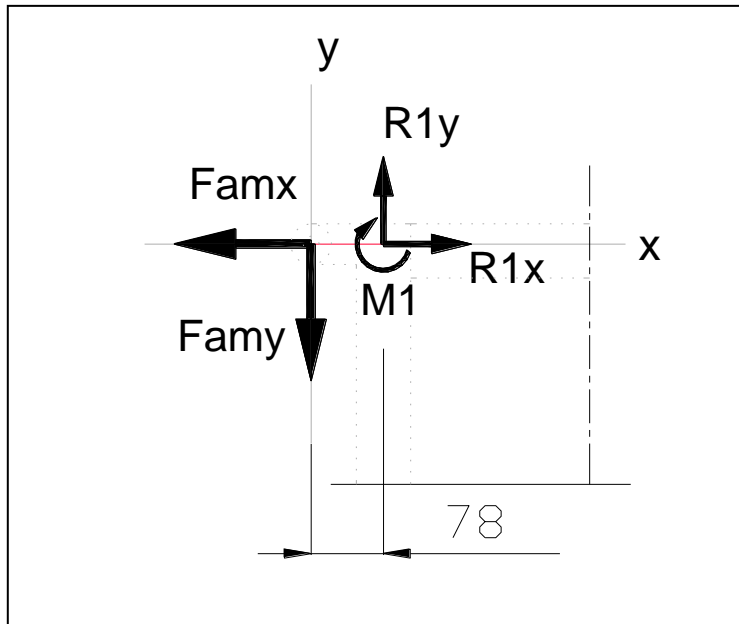


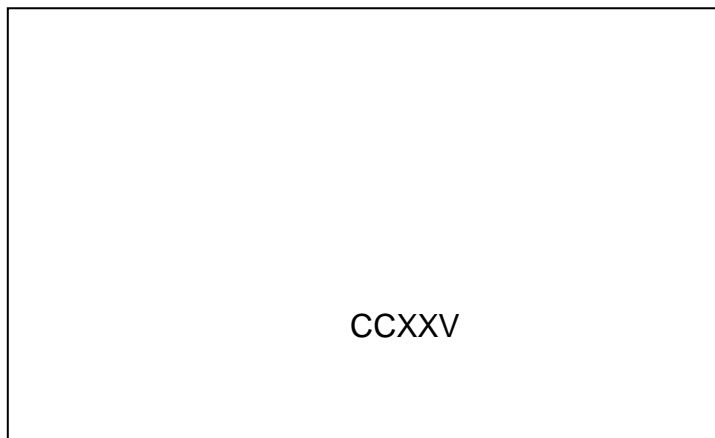
Figura 3.82: DCL anclaje amortiguador Parte 1
Fuente: Personal

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -F_{amx} + R_{1x} &= 0 \\ R_{1x} &= 31.77 \text{ Kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -F_{amy} + R_{1y} &= 0 \\ R_{1y} &= 84.52 \text{ Kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{o(1)} &= 0 \\ (F_{amy} * 78) - M_1 &= 0 \\ M_1 &= 6592.56 (\text{Kg} * \text{mm})\end{aligned}$$

Parte 2



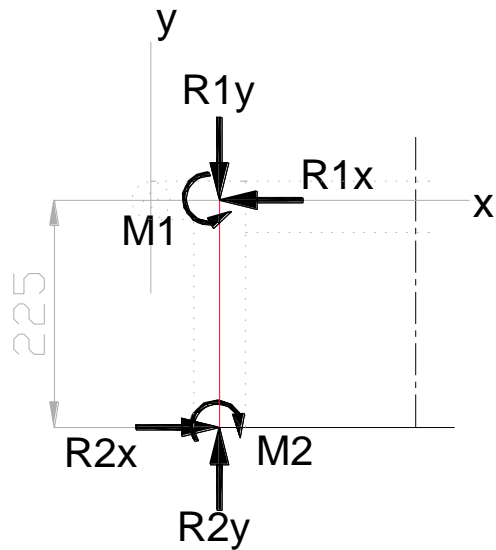


Figura 3.83: DCL anclaje amortiguador Parte 2
Fuente: Personal

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -R_{1x} + R_{2x} &= 0 \\ R_{2x} &= 31.77 \text{Kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -R_{1y} + R_{2y} &= 0 \\ R_{2y} &= 84.52 \text{Kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_{o(2)} &= 0 \\ M_1 + (R_{1x} * 225) - M_2 &= 0 \\ M_2 &= M_1 + (R_{1x} * 225) \\ M_2 &= 13740.81 (\text{Kg} * \text{mm})\end{aligned}$$

Parte 3

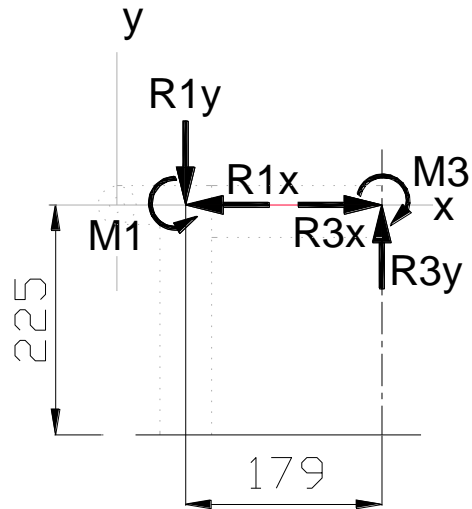


Figura 3.84: DCL anclaje amortiguador Parte 3
Fuente: Personal

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -R1x + R3x &= 0 \\ R3x &= 31.77Kg\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -R1y + R3y &= 0 \\ R3y &= 84.52Kg\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum Mo(3) &= 0 \\ M1 + (R1y * 179) - M3 &= 0 \\ M3 &= M1 + (R1y * 179) \\ M3 &= 21721.64(Kg * mm)\end{aligned}$$

La siguiente figura muestra la geometría que se obtuvo para el anclaje superior de los amortiguadores y las fuerzas aplicadas a este en el caso de ocurrir un salto de 1 metro de altura.

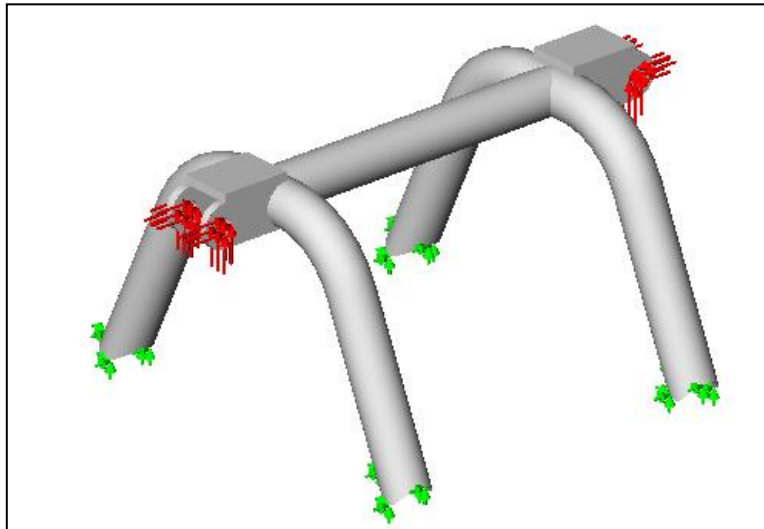


Figura 3.85: Esquema anclaje superior de los amortiguadores y fuerzas
Fuente: Personal

El análisis para el anclaje superior de los amortiguadores se lo realizo al igual que para la barra superior en el programa (software) COSMOS Desing Star 4. Se siguió la misma metodología y se obtuvo las gráficas de esfuerzos, deformación y factor de seguridad.

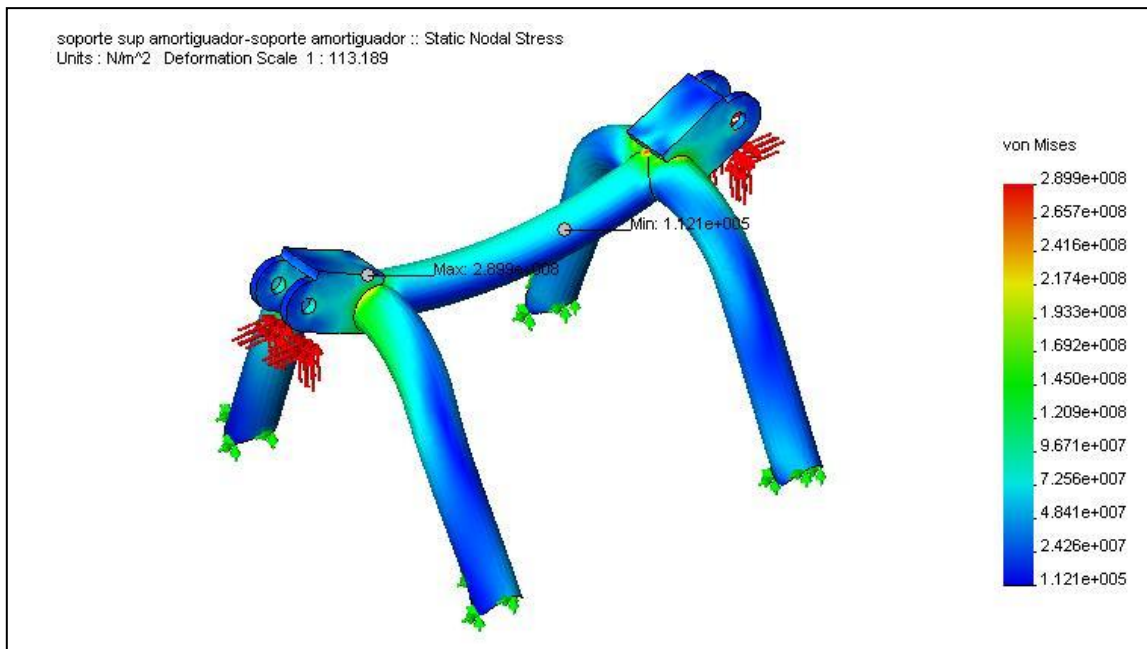


Figura 3.86: Distribución de Esfuerzos anclajes amortiguadores
Fuente: Personal

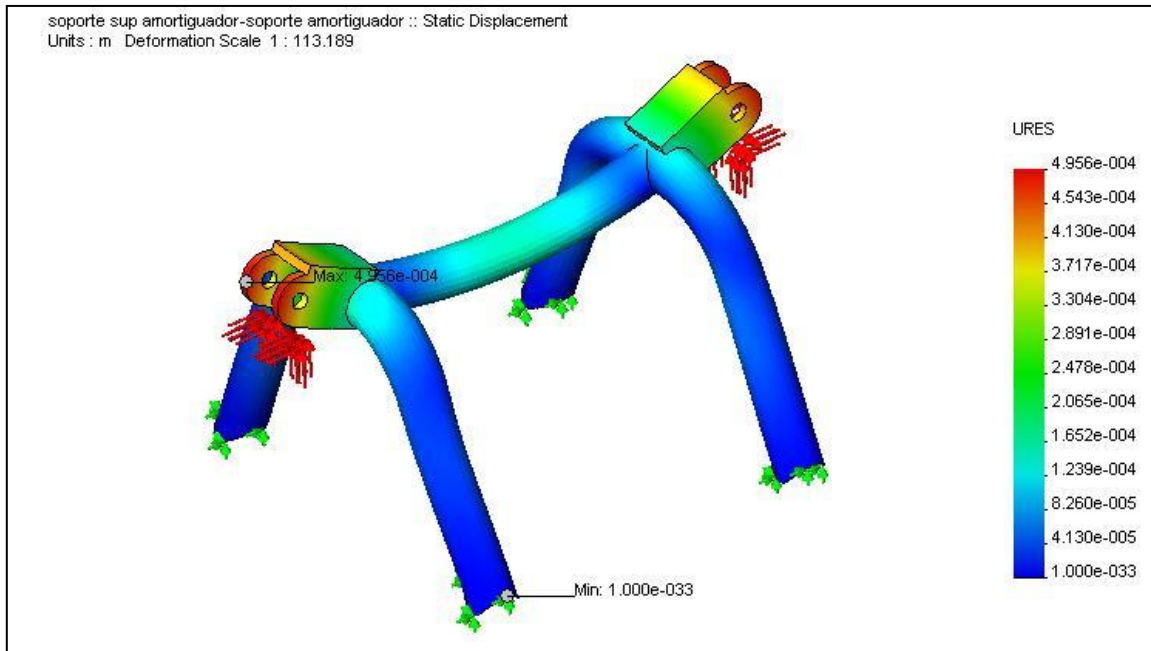


Figura 3.87: Desplazamiento anclaje amortiguadores
Fuente: Personal

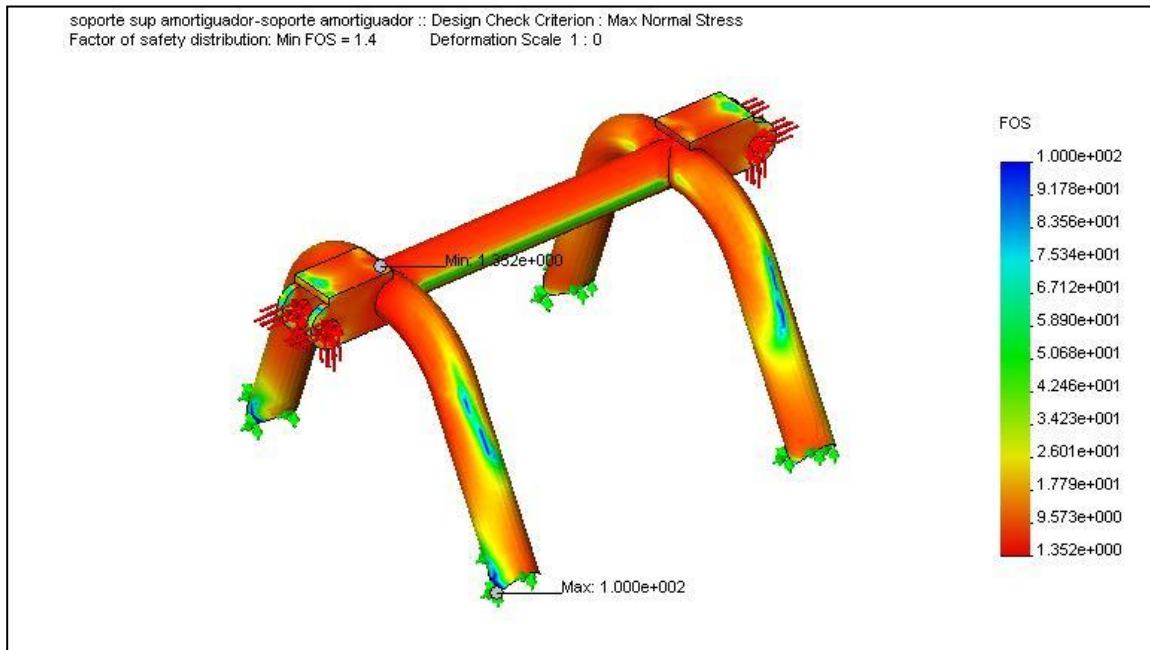


Figura 3.88: Distribución del factor de seguridad anclaje amortiguadores
Fuente: Personal

De la Figura 3.81 se obtiene la distribución de esfuerzos, y se obtiene los puntos o zonas donde los valores de esfuerzo son máximos y mínimos. Los valores obtenidos para el anclaje superior de los amortiguadores son:

Esfuerzo máximo: 289.90 MPa
Esfuerzo mínimo: 0.10 MPa

Se puede notar que el valor donde el esfuerzo es máximo, solo pertenece a un punto, el cual se encuentra marcado de color rojo. Para bajar este esfuerzo, lo que se debe hacer al momento de la construcción, es añadir un pequeño refuerzo de forma triangular en este punto.

De la Figura 3.82 se obtiene el desplazamiento o deformación del anclaje superior de los amortiguadores. Se obtiene los puntos o zonas donde los valores del desplazamiento son máximos y mínimos. Los valores obtenidos son:
Desplazamiento máximo: $4.956e-004 \text{ m} = 0.4956 \text{ mm}$
Desplazamiento mínimo: 0 mm

De la Figura 3.83 se obtiene la distribución del factor de seguridad, y se obtiene los puntos o zonas donde el factor de seguridad es máximo y mínimo. Los valores obtenidos para el anclaje superior de los amortiguadores son:

Factor de Seguridad Mínimo: 1.4
Factor de Seguridad Máximo: 100.0

Al igual que en la grafica de esfuerzos, el valor de 1.4 del factor de seguridad solo pertenece a un pequeño punto, por tanto con un pequeño refuerzo, o simplemente recortar las puntas del tubo central, aumentará el factor de seguridad general de la pieza.

Con estos resultados se puede concluir que el diseño del anclaje superior de los amortiguadores esta bien realizado ya que los valores de esfuerzo, desplazamiento y factor de seguridad es aceptable.

Soldaduras Anclaje Superior de los Amortiguadores:

Al igual que para las barras de suspensión, el cálculo de la soldaduras del anclaje superior de los amortiguadores, se lo realiza ubicando la zona donde se encuentra el mayor esfuerzo o la zona más crítica, basado en el gráfico de esfuerzos que se obtiene del programa Cosmos.

Se realizará el cálculo de la altura del cordón de soldadura y el tipo de soldadura, tomando en cuenta la fuerza que actúa sobre la zona donde se encuentra el mayor esfuerzo, para el caso de carga máxima, o de un salto de 1 m de altura. De la figura 3.67 se obtiene las fuerzas y las reacciones para el anclaje superior de los amortiguadores.

CCXXX

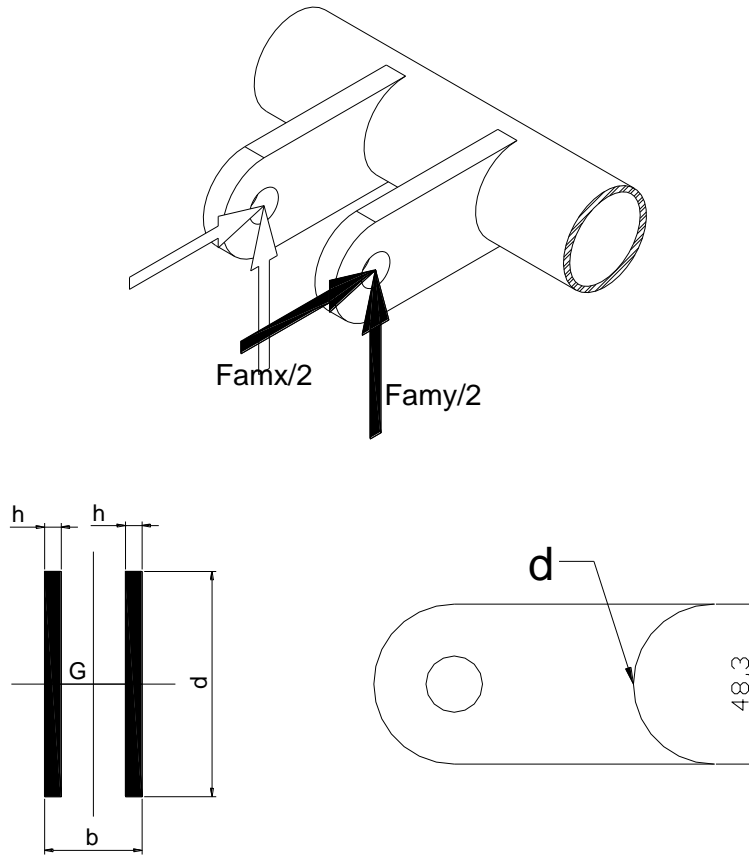


Figura 3.89: Soldadura anclaje superior amortiguador
Fuente: Personal

$$F_{amx} := 1296.85 \text{kgf}$$

$$F_{amy} := 2578.50 \text{kgf}$$

$$L := 78 \text{mm}$$

$$M1 := F_{amy} \cdot L$$

$$M1 = 201123 \text{kgf} \cdot \text{mm}$$

Soldadura:

Electrodo 7011

$$S_u := 482 \cdot 10^6 \text{Pa}$$

$$S_y := 393 \cdot 10^6 \text{Pa}$$

Area de soldadura:

Soldadura de filete

h: alto de la soldadura $h := 5.08\text{mm}$

La altura de cordón de soldadura no debe ser mayor al espesor del material base, por tanto los cálculos se los realiza con la altura max. que puede tener el cordón de soldadura, en este caso, el minimo espesor entre el tubo la placa a soldar.

d: largo del filete en cada lado $d := \frac{(\pi \cdot 48.30\text{mm})}{2}$

$$d = 75.869\text{mm}$$

$A_s := 1.414 \cdot h \cdot d$ $A_s = 544.979\text{mm}^2$

Esfuerzo cortante debido a F_{amx} :

$$\tau_{F_{amx}} := \frac{\left(\frac{F_{amx}}{2}\right)}{A_s} \quad \tau_{F_{amx}} = 1.167 \times 10^7 \text{Pa}$$

Para F_{amy} :

Esfuerzo cortante debido al momento:

Inercia Soldadura

$$I_u := \frac{d^3}{6}$$

El valor de I_u se obtiene de la tabla 9-3 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica, de Shigley

$$I_s := 0.707 \cdot h \cdot I_u \quad c := \frac{d}{2}$$

$$\tau_{mF_{amy}} := \frac{\left(\frac{M_1}{2} \cdot c\right)}{I_s} \quad \tau_{mF_{amy}} = 1.431 \times 10^8 \text{Pa}$$

Esfuerzo cortante debido al fuerza cortante F_{amy} :

$$\tau_{F_{amy}} := \frac{\left(\frac{F_{amy}}{2}\right)}{A_s} \quad \tau_{F_{amy}} = 2.32 \times 10^7 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_1 := \tau_{F_{amx}} + \tau_{mF_{amy}} \quad \tau_1 = 1.548 \times 10^8 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F_{amy} :

$$\tau_2 := \tau_{F_{amy}} \quad \tau_2 = 2.32 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos τ_1 y τ_2 son perpendiculares entre si, su resultante e

$$\tau := \sqrt{(\tau_1^2) + (\tau_2^2)} \quad \tau = 1.565 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$n := \frac{0.66S_u}{\tau}$$

$$n = 2.033$$

El valor de 0.66 S_u se lo utiliza de la tabla 9-5 del libro de Shigley para esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante para carga de flexión, ya que es la de valor más crítico.

Se acepta el valor del factor de seguridad ya que según la tabla 9-5 del libro de Shigley para esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante, acepta valores de factor de seguridad igual a 2.00

El resto de soldaduras del anclaje superior de los amortiguadores, se las puede realizar con el mismo tipo de soldadura y con el mismo alto del cordón, ya que los

esfuerzos en las otras uniones son de menor valor que los existentes en la zona analizada, por tanto el factor de seguridad de las soldaduras será mayor.

Diseño de anclajes de suspensión

Para el diseño de los anclajes de suspensión también se requiere analizar los esfuerzos para diferentes condiciones de carga. Del análisis de fuerzas de las barras del punto 3.3.2, se puede obtener las fuerzas que actúan sobre los anclajes de suspensión para diferentes condiciones de cargas. Se puede notar que la mayor carga a la que van a estar expuestos los anclajes de suspensión, es bajo la condición de salto de 1.00 m de altura, aunque para el cálculo de esfuerzos se tomarán en cuenta las mismas condiciones de carga que se tomó en cuenta para las barras de suspensión.

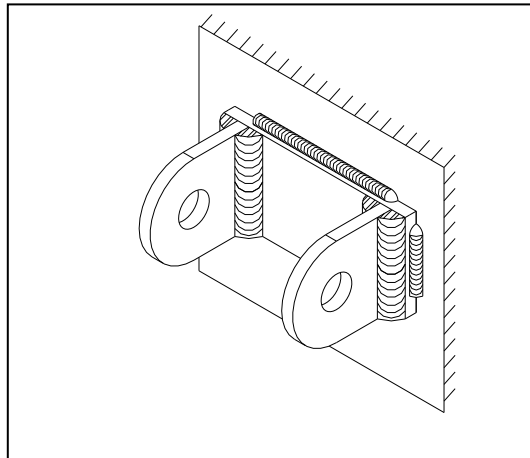
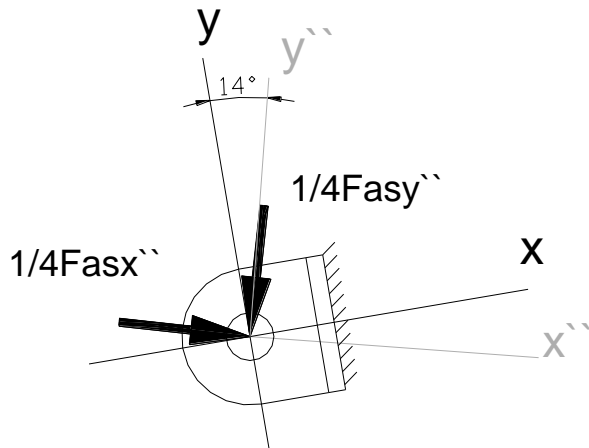


Figura 3.90: Geometría anclajes de suspensión
Fuente: Personal

Anclaje superior de suspensión (articulación superior)

Para las diferentes condiciones de carga aplicadas al sistema de suspensión delantera del vehículo, se tiene las siguientes fuerzas en los anclajes superiores de la suspensión.

Condiciones estáticas



Donde:

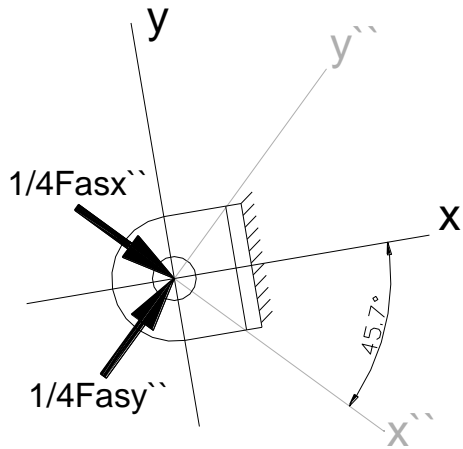
$$F_{asx''} = 20.52 \text{ kgf}$$

$$F_{asy''} = 0.72 \text{ kgf}$$

Nota:

Los valores de $F_{asx''}$ y $F_{asy''}$ están divididos para cuatro, ya que los valores de $F_{asx''}$ y $F_{asy''}$ representan el valor total de las fuerzas que actúan sobre los anclajes de la suspensión. Existen dos soportes para cada barra de suspensión, para cada barra de suspensión, con dos anclajes cada uno, por lo tanto el valor de $F_{asx''}$ y $F_{asy''}$ deberá ser dividido para cuatro, para representar la fuerza que actúa sobre cada una de las placas de los anclajes.

Salto 1.00 m de altura

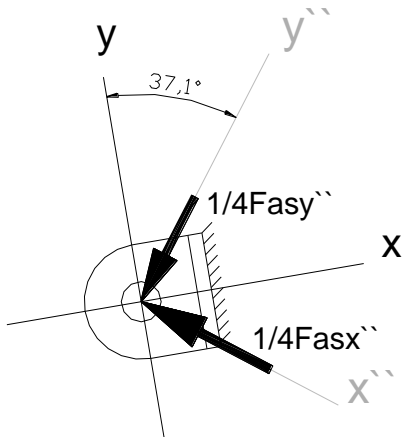


Donde:

$$Fasx'' = 660.45 \text{ kgf}$$

$$Fasy'' = 243.00 \text{ kgf}$$

Viraje con todo el peso del vehículo en una sola rueda

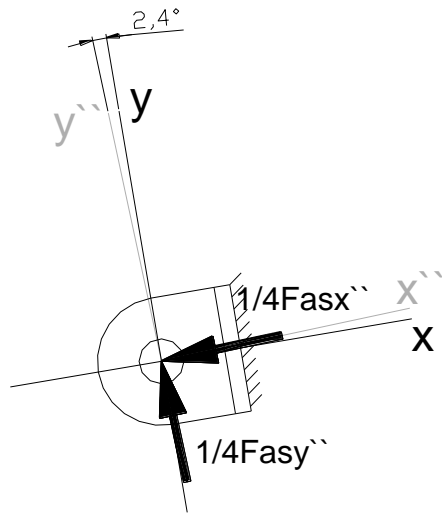


Donde:

$$Fasx'' = 439.44 \text{ kgf}$$

$$Fasy'' = 112.01 \text{ kgf}$$

Ruedas delanteras elevadas



Donde:

$$Fasx'' = 4.62 \text{ kgf}$$

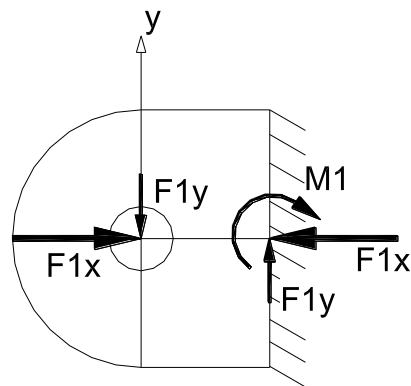
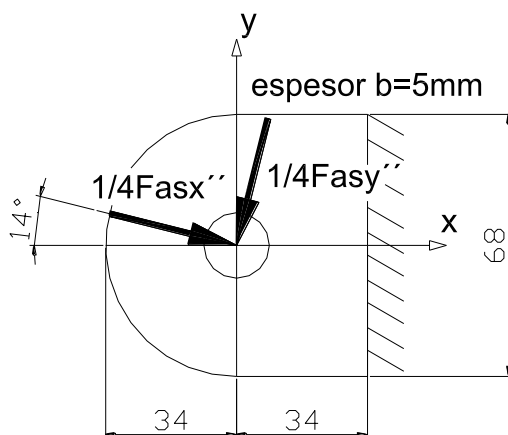
$$Fasy'' = 1.43 \text{ kgf}$$

Cálculo de esfuerzos anclajes de suspensión:

El cálculo de esfuerzos de los anclajes de la suspensión, estará basado en los mismos criterios tomados en cuenta para el cálculo de las barras de suspensión. Se realizará el cálculo de resistencia a la fatiga basada en las dos condiciones de carga más comunes y se introducirán los factores de choque descritos anteriormente.

Se debe hallar las componentes de las fuerzas en dirección de los ejes x e y, para las condiciones de carga que sean de interés.

Condición 1: Carga en Condiciones Estáticas



Donde:

$$Fasx'' = 439.44$$

kgf

$$Fasy'' = 112.01$$

Condición de carga 1:

$$F_{ax''} := 20.52 \text{kgf}$$

$$F_{ay''} := 0.72 \text{kgf}$$

$$\alpha_1 := 14 \text{deg}$$

Fuerzas en dirección eje x

$$F_{ax'x} := \cos(\alpha_1) \cdot F_{ax''}$$

$$F_{ax'x} = 19.91 \text{kgf}$$

$$F_{ay'x} := \sin(\alpha_1) \cdot F_{ay''}$$

$$F_{ay'x} = 0.174 \text{kgf}$$

Fuerzas en dirección eje y

$$F_{ax'y} := \sin(\alpha_1) \cdot F_{ax''}$$

$$F_{ax'y} = 4.964 \text{kgf}$$

$$F_{ay'y} := \cos(\alpha_1) \cdot F_{ay''}$$

$$F_{ay'y} = 0.699 \text{kgf}$$

$$F_{1x} := \frac{(-F_{ax'x} + F_{ay'x})}{4}$$

$$F_{1x} = -4.934 \text{kgf}$$

$$F_{1y} := \frac{(-F_{ax'y} - F_{ay'y})}{4}$$

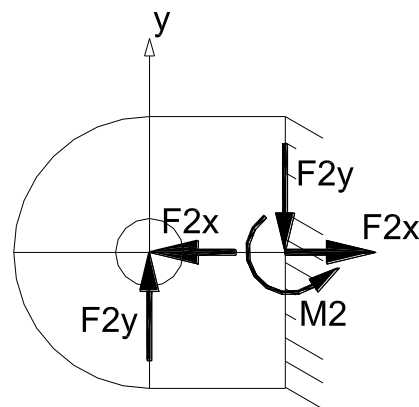
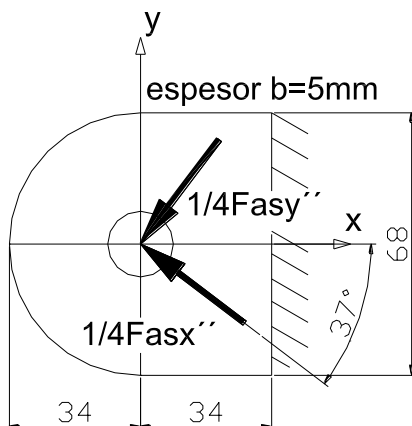
$$F_{1y} = -1.416 \text{kgf}$$

$$L := 68 \text{mm}$$

$$M_1 := F_{1y} \cdot \frac{L}{2}$$

$$M_1 = -48.134 \text{kgf} \cdot \text{mm}$$

Condición 2: Cambio de dirección, con el total del peso del vehículo en una sola rueda:



Condición de carga 2:

$$F_{ax'} := 439.44 \text{ kgf}$$

$$F_{ay''} := 112.01 \text{ kgf}$$

$$\alpha_2 := 37 \text{ deg}$$

Fuerzas en dirección eje x

$$F_{ax'x} := \cos(\alpha_2) \cdot F_{ax'}$$

$$F_{ax'x} = 350.952 \text{ kgf}$$

$$F_{ay''x} := \sin(\alpha_2) \cdot F_{ay''}$$

$$F_{ay''x} = 67.409 \text{ kgf}$$

$$F_{2x} := \frac{(F_{ax'x} + F_{ay''x})}{4}$$

$$F_{2x} = 104.59 \text{ kgf}$$

$$L := 68 \text{ mm}$$

$$M_2 := F_{2y} \cdot \frac{L}{2}$$

Fuerzas en dirección eje y

$$F_{ax'y} := \sin(\alpha_2) \cdot F_{ax'}$$

$$F_{ax'y} = 264.462 \text{ kgf}$$

$$F_{ay''y} := \cos(\alpha_2) \cdot F_{ay''}$$

$$F_{ay''y} = 89.455 \text{ kgf}$$

$$F_{2y} := \frac{(F_{ax'y} - F_{ay''y})}{4}$$

$$F_{2y} = 43.752 \text{ kgf}$$

$$M_2 = 1.488 \times 10^3 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Dimensiones de los anclajes:

Las dimensiones de los anclajes representados anteriormente están basadas en las recomendaciones para la construcción de placas con orificios, del libro Diseño de Maquinas, Teoría y Práctica, del Autor Deutschman Aarón, el cual especifica las distancias mínimas hasta la orilla, de modo que no sea necesario verificar el esfuerzo de corte por desgarre.

La recomendación dice que: “La distancia paralela a la línea de acción de la fuerza desde el centro de un remache hasta la orilla debe ser por lo menos 1.5 veces el diámetro del remache, mientras que la distancia normal a la línea de acción de la fuerza desde el centro del remache hasta la orilla de la placa debe ser por lo menos 2.0 veces el diámetro del remache”. (capítulo 16, página 814, Diseño de Maquinas, Teoría y Práctica, del Autor Deutschman Aarón)

Bajo este criterio se dio las diferentes dimensiones a cada placa, conociendo que el diámetro del orificio, debe ser de 16 mm, ya que las juntas articuladas que se tienen a disposición, requieren el uso de un perno de diámetro 16 mm o su equivalente en pulgadas.

Espesor Placa: $b = 5 \text{ mm}$
Altura Placa: $h = 68 \text{ mm}$
Largo Total Placa: $L = 68 \text{ mm}$

Material Seleccionado:

El material seleccionado es:

Acero estructural de acero al carbono

Designación ASTM: A-36

Propiedades: Resistencia a la tracción $S_u = 400 \text{ MPa}$
Punto de fluencia $S_y = 250 \text{ MPa}$

Esfuerzos y resistencia a Fatiga:

Bajo Condición de Carga # 1

Esfuerzos Normales

Para F1x:

$$A := b \cdot h \qquad A = 340 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{F1x} := \frac{F1x}{A} \qquad \sigma_{F1x} = -1.423 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Para F1y:

$$c := \frac{h}{2} \qquad I := \frac{(b \cdot h^3)}{12}$$

$$\sigma_{M1y} := \frac{M1 \cdot c}{I} \qquad \sigma_{M1y} = -1.225 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{total1} := \sigma_{F1x} + \sigma_{M1y} \qquad \sigma_{total1} = -2.648 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Esfuerzos Cortantes

Para F1y:

$$\tau_{xy1} := \left(\frac{3}{2}\right) \cdot \frac{F1y}{A} \qquad \tau_{xy1} = -6.125 \times 10^4 \text{ Pa}$$

No se requiere realizar un análisis para el esfuerzo cortante ya su valor es muy pequeño. Se analizarán los esfuerzos normales debido a tracción y flexión ya que son más críticos, situados en las fibras exteriores de la pieza.

Bajo Condición de Carga # 2

Esfuerzos Normales

Para F2x:

$$A := b \cdot h$$

$$A = 340 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{F2x} := \frac{F2x}{A}$$

$$\sigma_{F2x} = 3.017 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Para F2y:

$$c := \frac{h}{2}$$

$$I := \frac{(b \cdot h^3)}{12}$$

$$\sigma_{M2y} := \frac{M2 \cdot c}{I}$$

$$\sigma_{M2y} = 3.786 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{total}2} := \sigma_{F2x} + \sigma_{M2y}$$

$$\sigma_{\text{total}2} = 6.803 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzos Cortantes:

Para F2y:

$$\tau_{xy2} := \left(\frac{3}{2}\right) \cdot \frac{F2y}{A}$$

$$\tau_{xy2} = 1.893 \times 10^6 \text{ Pa}$$

No se requiere realizar un análisis para el esfuerzo cortante ya su valor es muy pequeño. Se analizarán los esfuerzos normales debido a tracción y flexión ya que son más críticos, situados en las fibras exteriores de la pieza.

$$\sigma_{\max} := \sigma_{\text{total}2}$$

$$\sigma_{\max} = 6.803 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\min} := \sigma_{\text{total}1}$$

$$\sigma_{\min} = -2.648 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\max} := 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\max} = 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\min} := 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\min} = 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m := \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2}$$

$$\sigma_a := \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2}$$

$$\sigma_m = 3.269 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_a = 3.534 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Aplicando TED

$$\sigma_{\text{eqm}} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_{\text{eqm}} = 3.269 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1$$

$$\sigma_{\text{eqa}} := \sqrt{(K_f \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2}$$

$$\sigma_{\text{eqa}} = 3.534 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Determinación del valor de Se:

$$Se' := 0.504 \cdot Su$$

Condición:

$$Su \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$Se' = 2.016 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Factor de superficie Ka:

De la tabla 7-4 del libro de Shigley se hallan los valores de a y b para el valor de Su en MPa:

$$a := 57.7 \quad b := -0.718$$

$$K_a := a \cdot Su^b$$

$$K_a := a \cdot (400)^b$$

$$K_a = 0.781$$

Factor de Tamaño Kb:

$$d_e := 0.808 \cdot (h \cdot b)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Condición: } \quad h = 68 \text{ mm}$$

h y b en mm

$$d_e = 14.899 \text{ mm} \quad b = 5 \text{ mm}$$

$$K_b := \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad K_b := \left(\frac{14.899}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad K_b = 0.927$$

Factor de carga Kc: $K_c := 0.923$ **Por existir carga axia**
Sut < 1520 MPa

Factor de temperatura Kd: $K_d := 1$

Factor de Confiabilidad Kconf: $K_{conf} := 0.814$ **para 99%**

$$S_e := S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_{conf} \quad S_e = 1.097 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Se puede hacer una analogía con el diseño de ejes a fatiga, expuesto en el libro de Deutschman Aaron, donde se introduce un coeficiente de choque, el cual lo denomina como K_{sb} , para los esfuerzos de flexión y K_{st} , para los esfuerzos de torsión.

Para poder utilizar estos coeficientes en el cálculo del sistema de suspensión, se puede asumir el coeficiente K_{sb} , multiplicador de los esfuerzos de normales y el coeficiente K_{st} para los esfuerzos cortantes.

El valor de los coeficientes K_{sb} y K_{st} son obtenidos de la tabla de coeficiente de choques del libro de Deutschman Aaron, para choques menores.

$$K_{sb} := 1.5 \quad K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = 2.423 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{eqt}} \quad FS = 16.509$$

Cálculo de la Soldadura anclaje superior:

Por motivos de cálculos se ha definido que la soldadura en los anclajes de suspensión sea de filete en ambos lados de la placa con orificio.

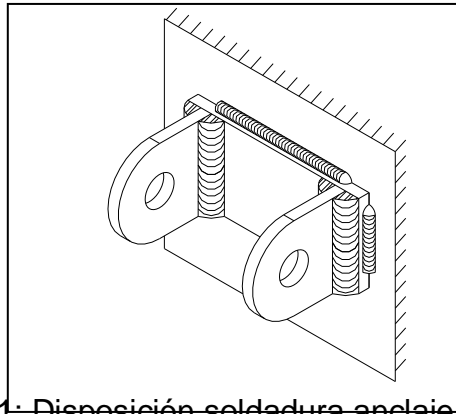


Figura 3.91: Disposición soldadura anclaje de suspensión
Fuente: Personal

Soldadura:

Electrodo 6011

$$S_u := 414 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Area de soldadura:

Soldadura de filete

h: alto de la soldadura

$$h := 5 \text{ mm}$$

d: largo del filete en cada lado

$$d := 68 \text{ mm}$$

$$A_s := 0.707 \cdot h \cdot (d + d)$$

$$A_s = 480.76 \text{ mm}^2$$

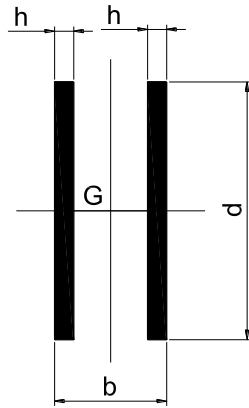


Figura 3.92: Cordón soldadura anclaje sup. de suspensión
Fuente: Personal

Condición de Carga 1:

Esfuerzo cortante debido a F1x:

$$\tau_{F1x} := \frac{F1x}{A_s} \quad \tau_{F1x} = -1.006 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Para F1y:

Esfuerzo cortante debido al momento:

Inercia Soldadura

$$I_u := \frac{d^3}{6}$$

El valor de I_u se obtiene de la tabla 9-3 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica, de Shigley

$$I_s := 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$$c := \frac{d}{2}$$

$$\tau_{mF1y} := \frac{(M1 \cdot c)}{I_s} \quad \tau_{mF1y} = -8.663 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante debido al fuerza cortante F1y:

$$\tau_{F1y} := \frac{F1y}{A_s} \quad \tau_{F1y} = -2.888 \times 10^4 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_{1F1} := \tau_{F1x} + \tau_{mF1y} \quad \tau_{1F1} = -1.873 \times 10^5 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F1y:

$$\tau_{2F1} := \tau_{F1y} \quad \tau_{2F1} = -2.888 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos τ_{1F1} y τ_{2F1} son perpendiculares entre si, su resultante es:

$$\tau_{condicion1} := \sqrt{\tau_{1F1}^2 + \tau_{2F1}^2} \quad \tau_{condicion1} = 1.895 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Condicion de Carga 2:

Esfuerzo cortante debido a F2x:

$$\tau_{F2x} := \frac{F2x}{A_s} \quad \tau_{F2x} = 2.133 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Para F2y:

Esfuerzo cortante debido al momento:

Inercia Soldadura

$$I_u := \frac{d^3}{6}$$

El valor de I_u se obtiene de la tabla 9-3 del libro Diseño en Ingenieria Mecanica, de Shigley

$$I_s := 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$$c := \frac{d}{2}$$

$$\tau_{mF2y} := \frac{(M2 \cdot c)}{I_s} \quad \tau_{mF2y} = 2.677 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante debido al fuerza cortante F1y:

$$\tau_{F2y} := \frac{F2y}{A_s} \quad \tau_{F2y} = 8.925 \times 10^5 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_{1F2} := \tau_{F2x} + \tau_{mF2y} \quad \tau_{1F2} = 4.811 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F2y:

$$\tau_{2F2} := \tau_{F2y} \quad \tau_{2F2} = 8.925 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos τ_{1F2} y τ_{2F2} son perpendiculares entre si, su resultante es:

$$\tau_{condicion2} := \sqrt{\tau_{1F2}^2 + \tau_{2F2}^2} \quad \tau_{condicion2} = 4.893 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\max} := \tau_{\text{condicion2}}$$

$$\tau_{\max} = 4.893 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\min} := \tau_{\text{condicion1}}$$

$$\tau_{\min} = 1.895 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_m := \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2}$$

$$\tau_a := \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2}$$

$$\tau_m = 2.541 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_a = 2.352 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Aplicando TED

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 4.401 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{(K_f \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 4.073 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Determinación del valor de Se:

$$Se' := 0.504 \cdot Su$$

Condición:

$$Su \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$Se' = 2.087 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Factor de superficie Ka:

De la tabla 7-4 del libro de Shigley se hallan los valores de a y b para el valor de Su en MPa:

$$a := 57.7 \quad b := -0.718$$

$$K_a := a \cdot Su^b$$

$$K_a := a \cdot (414)^b$$

$$K_a = 0.762$$

Factor de Tamaño Kb:

$$d_e := 0.808 \cdot (0.707 \cdot h \cdot d)^{\frac{1}{2}}$$

Condición:
h y d en mm

$$h = 5 \text{ mm}$$

$$d = 68 \text{ mm}$$

$$d_e = 12.527 \text{ mm}$$

$$K_b := \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b := \left(\frac{12.527}{7.62} \right)^{-0.1133}$$

$$K_b = 0.945$$

Factor de carga Kc:

Siempre el factor de carga para soldaduras es: $K_c := 0.577$

Factor de temperatura Kd:

$$K_d := 1$$

k_f se obtiene de la tabla de los factores de reducción de la resistencia a la fatiga del libro Diseño en Ingeniería Mecánica, de Shigley, Tabla 9-6

$$k_f := 2.7 \qquad K_e := \frac{1}{k_f} \qquad K_e = 0.37$$

$$S_e := S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \qquad S_e = 3.213 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Se utilizan los mismos criterios para el uso de los factores de choques, detallados anteriormente para el cálculo de los anclajes de suspensión.

$$K_{sb} := 1.5 \qquad K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = 8.532 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{eqt}} \qquad FS = 4.852$$

Se puede notar que el material seleccionado disponible en el mercado y las dimensiones para los anclajes de las barras superiores son válidos ya que exceden el factor de seguridad de 4.0, el cual era el factor de seguridad de diseño.

Se acepta un factor de seguridad más alto ya que al existir una carga longitudinal en la rueda las placas que conforman los anclajes de suspensión resistirían.

Soldadura Anclaje superior-Chasis

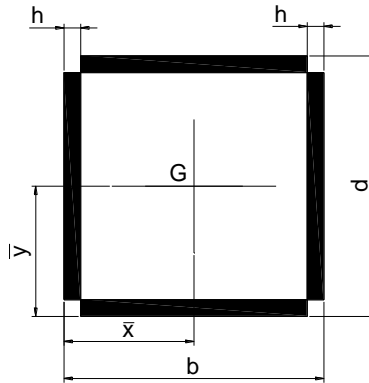


Figura 3.93: Cordón soldadura anclaje superior - Chasis
Fuente: Personal

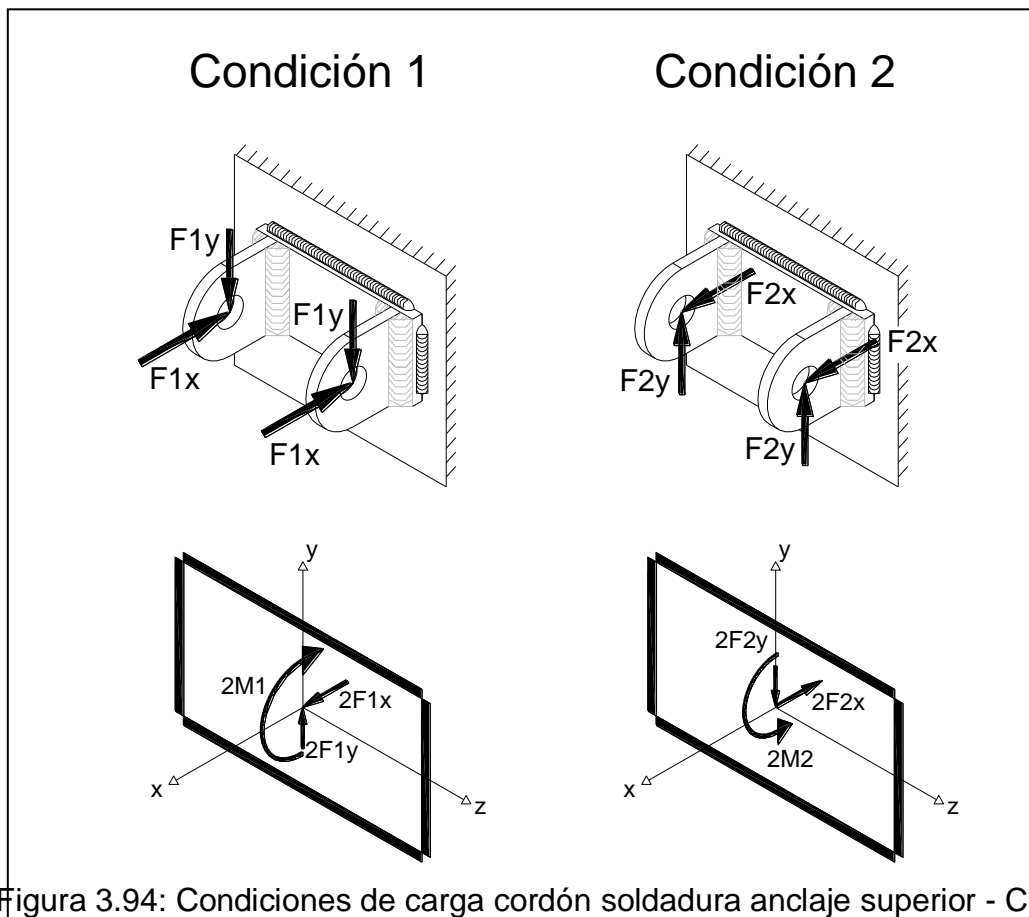


Figura 3.94: Condiciones de carga cordón soldadura anclaje superior - Chasis
Fuente: Personal

Soldadura:

Electrodo 6011

$$S_u := 414 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Area de soldadura:

Soldadura de filete

h: alto de la soldadura

$$h := 3 \text{ mm}$$

d: largo del filete en cada lado

$$d := 68 \text{ mm}$$

b: ancho del filete de soldadura

$$b := 35 \text{ mm}$$

$$A_s := 1.414 \cdot h \cdot (b + d)$$

$$A_s = 436.926 \text{ mm}^2$$

Condicion de Carga 1:

Esfuerzo cortante debido a F1x:

$$\tau_{F1x} := \frac{2F1x}{A_s}$$

$$\tau_{F1x} = -2.215 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Para F1y:

Esfuerzo cortante debido al momento:

Inercia Soldadura

$$I_u := \frac{d^2(3 \cdot b + d)}{6}$$

El valor de I_u se obtiene de la tabla 9-3 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley

$$I_s := 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$$y := \frac{d}{2}$$

$$\tau_{mF1y} := \frac{(2M1 \cdot y)}{I_s}$$

$$\tau_{mF1y} = -1.135 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante debido al fuerza cortante F1y:

$$\tau_{F1y} := \frac{2F1y}{A_s} \quad \tau_{F1y} = -6.355 \times 10^4 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_{1F1} := \tau_{F1x} + \tau_{mF1y} \quad \tau_{1F1} = -3.35 \times 10^5 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F1y:

$$\tau_{2F1} := \tau_{F1y} \quad \tau_{2F1} = -6.355 \times 10^4 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos τ_{1F1} y τ_{2F1} son perpendiculares entre si, su resultante es:

$$\tau_{condicion1} := \sqrt{\tau_{1F1}^2 + \tau_{2F1}^2} \quad \tau_{condicion1} = 3.41 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Condicion de Carga 2:

Esfuerzo cortante debido a F2x:

$$\tau_{F2x} := \frac{2F2x}{A_s} \quad \tau_{F2x} = 4.695 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Para F2y:

Esfuerzo cortante debido al momento:

Inercia Soldadura

$$I_u := \frac{d^2(3 \cdot b + d)}{6}$$

El valor de I_u se obtiene de la tabla 9-3 del libro Diseño en Ingenieria Mecanica, c Shigley

$$I_s := 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$$y := \frac{d}{2}$$

$$\tau_{mF2y} := \frac{(2M2 \cdot y)}{I_s} \quad \tau_{mF2y} = 3.508 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante debido al fuerza cortante F1y:

$$\tau_{F2y} := \frac{2F2y}{A_s} \quad \tau_{F2y} = 1.964 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_{1F2} := \tau_{F2x} + \tau_{mF2y} \quad \tau_{1F2} = 8.203 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F2y:

$$\tau_{2F2} := \tau_{F2y} \quad \tau_{2F2} = 1.964 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos τ_{1F2} y τ_{2F2} son perpendiculares entre si, su resultante es:

$$\tau_{condicion2} := \sqrt{\tau_{1F2}^2 + \tau_{2F2}^2} \quad \tau_{condicion2} = 8.435 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Entonces los esfuerzos cortantes para el analisis de fatiga son:

$$\sigma_{max} := 0 \text{ Pa} \quad \sigma_{min} := 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m := \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} \quad \sigma_a := \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_m = 0 \text{ Pa} \quad \sigma_a = 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{max} := \tau_{condicion2} \quad \tau_{max} = 8.435 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{min} := \tau_{condicion1} \quad \tau_{min} = 3.41 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_m := \frac{(\tau_{max} + \tau_{min})}{2} \quad \tau_a := \frac{(\tau_{max} - \tau_{min})}{2}$$

$$\tau_m = 4.388 \times 10^6 \text{ Pa} \quad \tau_a = 4.047 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Aplicando TED

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \sigma_{eqm} = 7.6 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{(K_f \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2} \quad \sigma_{eqa} = 7.009 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Determinación del valor de Se:

$$Se' := 0.504 \cdot Su \quad \text{Condición:} \\ Su \leq 1400 \text{ MPa} \\ Se' = 2.087 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Factor de superficie Ka:

De la tabla 7-4 del libro de Shigley se hallan los valores de a y b para el valor de Su en MPa:

$$a := 57.7 \quad b := -0.718$$

$$K_a := a \cdot Su^b \quad K_a := a \cdot (414)^b \quad K_a = 0.762$$

Factor de Tamaño Kb:

$$de := 0.808 \cdot (0.707 \cdot h \cdot d)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Condición:} \quad h = 3 \text{ mm} \\ h \text{ y } d \text{ en mm} \quad d = 68 \text{ mm}$$

$$de = 9.704 \text{ mm}$$

$$K_b := \left(\frac{de}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad K_b := \left(\frac{12.527}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad K_b = 0.945$$

Factor de carga Kc:

$$\text{Siempre el factor de carga para soldaduras es:} \quad K_c := 0.577$$

$$\text{Factor de temperatura Kd:} \quad K_d := 1$$

k_f se obtiene de la tabla de los factores de reducción de la resistencia a la fatiga del libro Diseño en Ingeniería Mecánica, de Shigley, Tabla 9-6

$$k_f := 2.7 \qquad K_e := \frac{1}{k_f} \qquad K_e = 0.37$$

$$S_e := S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \qquad S_e = 3.213 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$K_{sb} := 1.5 \qquad K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = 1.469 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{eqt}} \qquad FS = 2.819$$

Con este valor de factor de seguridad se acepta las dimensiones del cordón de soldadura para Anclaje superior-Chasis.

Anclaje inferior de suspensión (articulación inferior)

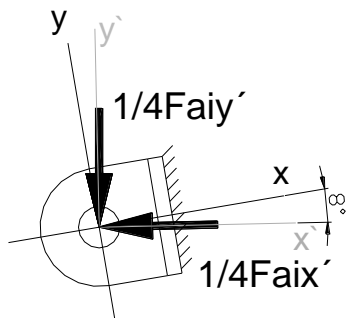
El anclaje inferior de suspensión va a experimentar la mayor carga en el caso de un salto de 1.00 m de altura. Del análisis de fuerzas en cada una de las barras de suspensión se obtiene la carga que está aplicada al anclaje inferior de suspensión (articulación inferior de suspensión). Para el cálculo de esfuerzos, se

tomarán en cuenta las mismas condiciones de carga que se tomó en cuenta para las barras de suspensión.

Cabe mencionar que la geometría de los anclajes inferiores de suspensión, es la similar a la de los anclajes superiores, pero se requiere realizar el análisis de esfuerzos ya que sus dimensiones y las cargas a las que estarán expuestas son distintas.

Para las diferentes condiciones de carga aplicadas al sistema de suspensión delantera del vehículo, se tiene las siguientes fuerzas en los anclajes inferiores de la suspensión.

Condiciones estáticas

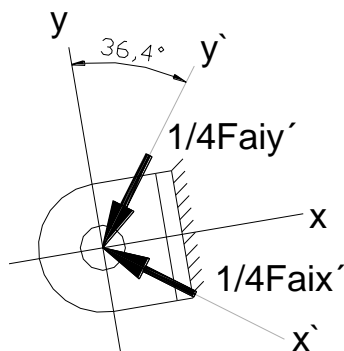


Donde:

$$Faix' = 117.50 \text{ kgf}$$

$$Faiy' = 89.97 \text{ kgf}$$

Salto 1.00 m de altura



Donde:

$$Faix' = 1587.42 \text{ kgf}$$

$$Faiy' = 1237.06 \text{ kgf}$$

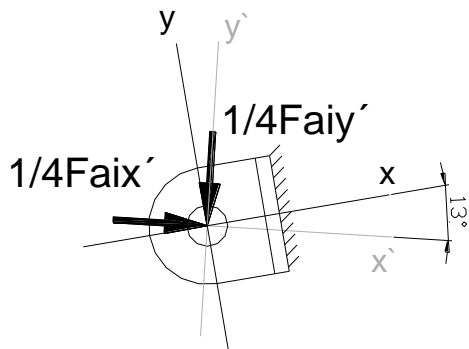
Donde:

CCLVII

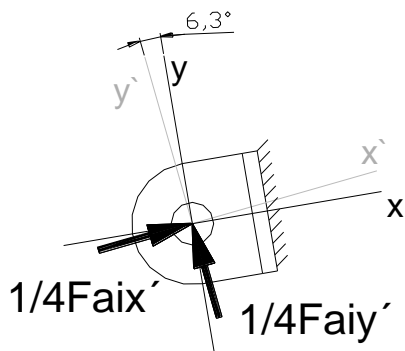
$$Faix' = 300.70 \text{ kgf}$$

$$Faiy' = 190.96 \text{ kgf}$$

Viraje, aceleración lateral 0.8 g



Ruedas delanteras elevadas



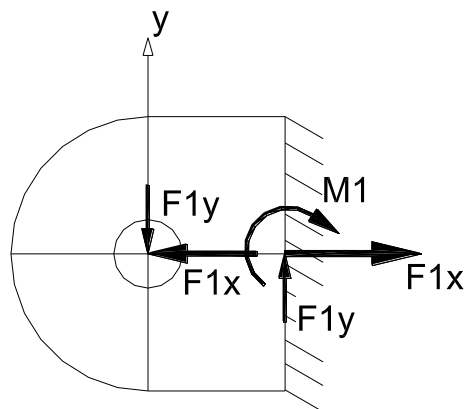
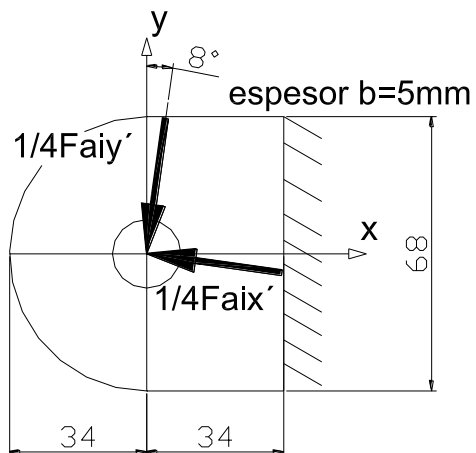
Donde:

$$Faix' = 47.05 \text{ kgf}$$

$$Faiy' = 31.07 \text{ kgf}$$

Se debe hallar las componentes de las fuerzas en dirección de los ejes x e y, para las condiciones de carga que sean de interés.

Condición 1: Carga en Condiciones Estáticas



Condición de carga 1:

$$F_{aix'} := 117.50 \text{ kgf}$$

$$F_{aiy'} := 89.97 \text{ kgf}$$

$$\alpha 1 := 8 \text{ deg}$$

Fuerzas en dirección eje x

$$F_{aix'x} := \cos(\alpha 1) \cdot F_{aix'}$$

$$F_{aix'x} = 116.356 \text{ kgf}$$

$$F_{aiy'x} := \sin(\alpha 1) \cdot F_{aiy'}$$

$$F_{aiy'x} = 12.521 \text{ kgf}$$

Fuerzas en dirección eje y

$$F_{aix'y} := \sin(\alpha 1) \cdot F_{aix'}$$

$$F_{aix'y} = 16.353 \text{ kgf}$$

$$F_{aiy'y} := \cos(\alpha 1) \cdot F_{aiy'}$$

$$F_{aiy'y} = 89.094 \text{ kgf}$$

$$F_{1x} := \frac{(F_{aix'x} + F_{aiy'x})}{4}$$

$$F_{1x} = 32.219 \text{ kgf}$$

$$F_{1y} := \frac{(-F_{aix'y} + F_{aiy'y})}{4}$$

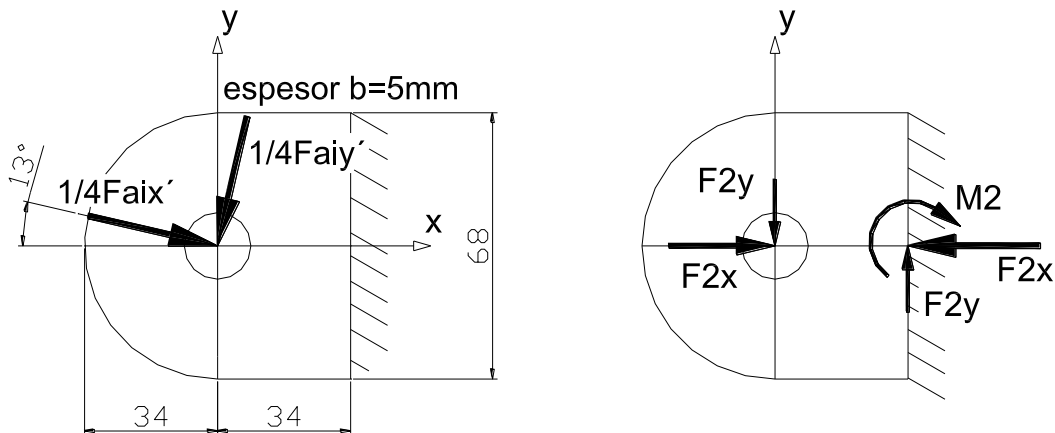
$$F_{1y} = 18.185 \text{ kgf}$$

$$L := 68 \text{ mm}$$

$$M_1 := F_{1y} \cdot \frac{L}{2}$$

$$M_1 = 618.303 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Condición 2: Cambio de dirección, con aceleración lateral de 0.8 g.



Condición de carga 2:

$$F_{a'x} := 300.70 \text{ kgf}$$

$$F_{a'y} := 190.96 \text{ kgf}$$

$$\alpha_2 := 13 \text{ deg}$$

Fuerzas en dirección eje x

$$F_{a'x'} := \cos(\alpha_2) \cdot F_{a'x}$$

$$F_{a'x'} = 292.993 \text{ kgf}$$

$$F_{a'y'} := \sin(\alpha_2) \cdot F_{a'y}$$

$$F_{a'y'} = 42.957 \text{ kgf}$$

$$F_{2x} := \frac{(-F_{a'x'} + F_{a'y'})}{4}$$

$$F_{2x} = -62.509 \text{ kgf}$$

Fuerzas en dirección eje y

$$F_{a'x''} := \sin(\alpha_2) \cdot F_{a'x}$$

$$F_{a'x''} = 67.643 \text{ kgf}$$

$$F_{a'y''} := \cos(\alpha_2) \cdot F_{a'y}$$

$$F_{a'y''} = 186.066 \text{ kgf}$$

$$F_{2y} := \frac{(F_{a'x''} + F_{a'y''})}{4}$$

$$F_{2y} = 63.427 \text{ kgf}$$

$$L := 68 \text{ mm}$$

$$M_2 := F_{2y} \cdot \frac{L}{2}$$

$$M_2 = 2.157 \times 10^3 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Dimensiones de los anclajes:

Las dimensiones de los anclajes representados anteriormente están basadas en las recomendaciones para la construcción de placas con orificios, del libro Diseño de Maquinas, Teoría y Práctica, del Autor Deutschman Aarón, el cual especifica las distancias mínimas hasta la orilla, de modo que no sea necesario verificar el esfuerzo de corte por desgarre.

Bajo este criterio se dio las diferentes dimensiones a cada placa, conociendo que el diámetro del orificio, debe ser de 16 mm, ya que los bujes de caucho que se tienen a disposición, requieren el uso de un perno de diámetro 16 mm o su equivalente en pulgadas.

$$\text{Espesor Placa: } b = 5 \text{ mm}$$

Altura Placa: $h = 68 \text{ mm}$
Largo Total Placa: $L = 68 \text{ mm}$

Material Seleccionado:

El material seleccionado es:

Acero estructural de acero al carbono

Designación ASTM: A-36

Propiedades: Resistencia a la tracción $S_u = 400 \text{ MPa}$
Punto de fluencia $S_y = 250 \text{ MPa}$

Esfuerzos y resistencia a Fatiga:

Bajo Condición de Carga # 1

Esfuerzos Normales

Para $F1x$:

$$A := b \cdot h \qquad A = 340 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{F1x} := \frac{F1x}{A} \qquad \sigma_{F1x} = 9.293 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Para $F1y$:

$$c := \frac{h}{2} \qquad I := \frac{(b \cdot h^3)}{12}$$

$$\sigma_{mF1y} := \frac{M1 \cdot c}{I} \qquad \sigma_{mF1y} = 1.574 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{total1} := \sigma_{F1x} + \sigma_{mF1y} \qquad \sigma_{total1} = 2.503 \times 10^6 \text{ Pa}$$

No se requiere realizar un análisis para el esfuerzo cortante ya su valor es muy pequeño. Se analizarán los esfuerzos normales debido a tracción y flexión ya que son más críticos, situados en las fibras exteriores de la pieza.

Bajo Condición de Carga # 2

Esfuerzos Normales

Para F2x:

$$A := b \cdot h$$

$$A = 340 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{F2x} := \frac{F2x}{A}$$

$$\sigma_{F2x} = -1.803 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Para F2y:

$$c := \frac{h}{2}$$

$$I := \frac{(b \cdot h^3)}{12}$$

$$\sigma_{M2y} := \frac{M2 \cdot c}{I}$$

$$\sigma_{M2y} = 5.488 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{total2} := \sigma_{F2x} + \sigma_{M2y}$$

$$\sigma_{total2} = 3.685 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{max} := \sigma_{total2}$$

$$\sigma_{max} = 3.685 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{min} := \sigma_{total1}$$

$$\sigma_{min} = 2.503 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m := \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_m = 3.094 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_a := \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_a = 5.912 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\tau_m = 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_a = 0 \text{ Pa}$$

Aplicando TED

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \sigma_{eqm} = 3.094 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{(K_f \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2} \quad \sigma_{eqa} = 5.912 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Determinación del valor de Se:

$$Se' := 0.504 \cdot S_u \quad \text{Condición:} \\ Su \leq 1400 \text{ MPa} \\ Se' = 2.016 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Factor de superficie Ka:

De la tabla 7-4 del libro de Shigley se hallan los valores de a y b para el valor de Su en MPa:

$$a := 57.7 \quad b := -0.718$$

$$K_a := a \cdot S_u^b \quad K_a := a \cdot (400)^b \quad K_a = 0.781$$

Factor de Tamaño Kb:

$$d_e := 0.808 \cdot (h \cdot b)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Condición:} \quad h = 68 \text{ mm} \\ h \text{ y } b \text{ en mm} \quad b = 5 \text{ mm} \\ d_e = 14.899 \text{ mm}$$

$$K_b := \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad K_b := \left(\frac{14.899}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad K_b = 0.927$$

$$\text{Factor de carga } K_c: \quad K_c := 0.923 \quad \text{Por existir carga axia} \\ S_{ut} < 1520 \text{ MPa}$$

$$\text{Factor de temperatura } K_d: \quad K_d := 1$$

$$\text{Factor de Confiabilidad } K_{conf}: \quad K_{conf} := 0.814 \quad \text{para 99\%}$$

$$Se := Se' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_{conf} \quad Se = 1.097 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Se puede hacer una analogía con el diseño de ejes a fatiga, expuesto en el libro de Deutschman Aaron, donde se introduce un coeficiente de choque, el cual lo denomina como K_{sb} , para los esfuerzos de flexión y K_{st} , para los esfuerzos de torsión.

El valor de los coeficientes K_{sb} y K_{st} son obtenidos de la tabla de coeficiente de choques del libro de Deutschman Aaron, para choques menores.

$$K_{sb} := 1.5$$

$$K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = 7.875 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{eqt}}$$

$$FS = 50.795$$

Cálculo de la Soldadura anclaje inferior:

Por motivos de cálculos se ha definido que la soldadura en los anclajes de suspensión sea de filete en ambos lados de la placa con orificio.

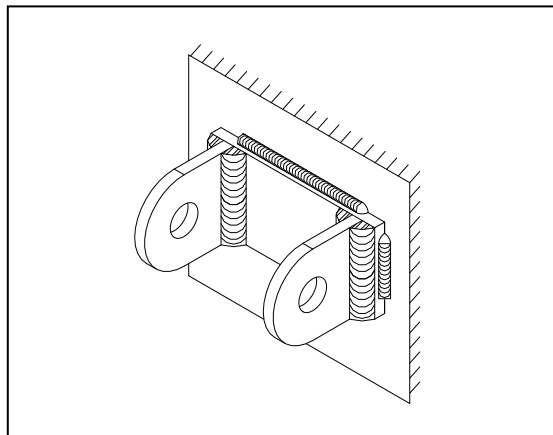


Figura 3.95: Disposición soldadura anclaje de suspensión
Fuente: Personal

Soldadura:

Electrodo 6011 $S_u := 414 \cdot 10^6 \text{Pa}$

Area de soldadura:

Soldadura de filete

h: alto de la soldadura $h := 5 \text{mm}$

d: largo del filete en cada lado $d := 68 \text{mm}$

$A_s := 0.707 \cdot h \cdot (d + d)$ $A_s = 480.76 \text{mm}^2$

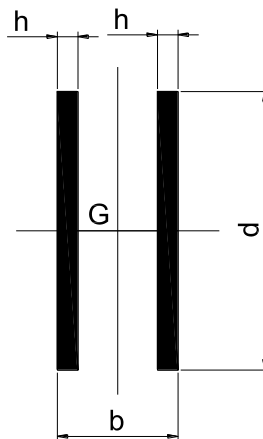


Figura 3.96: Cordón soldadura anclaje inf. de suspensión
Fuente: Personal

Condicion de Carga 1:

Esfuerzo cortante debido a F1x:

$$\tau_{F1x} := \frac{F1x}{As} \quad \tau_{F1x} = 6.572 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Para F1y:

Esfuerzo cortante debido al momento:

Inercia Soldadura

$$I_u := \frac{d^3}{6}$$

$$I_s := 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$$c := \frac{d}{2}$$

$$\tau_{mF1y} := \frac{(M1 \cdot c)}{I_s} \quad \tau_{mF1y} = 1.113 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante debido al fuerza cortante F1y:

$$\tau_{F1y} := \frac{F1y}{As} \quad \tau_{F1y} = 3.709 \times 10^5 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_{1F1} := \tau_{F1x} + \tau_{mF1y} \quad \tau_{1F1} = 1.77 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F1y:

$$\tau_{2F1} := \tau_{F1y} \quad \tau_{2F1} = 3.709 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos τ_{1F1} y τ_{2F1} son perpendiculares entre si, su resultante es:

$$\tau_{condicion1} := \sqrt{\tau_{1F1}^2 + \tau_{2F1}^2} \quad \tau_{condicion1} = 1.809 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Condicion de Carga 2:

Esfuerzo cortante debido a F2x:

$$\tau_{F2x} := \frac{|F_{2x}|}{A_s} \quad \tau_{F2x} = 1.275 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Para F2y:

Esfuerzo cortante debido al momento:

Inercia Soldadura

$$I_u := \frac{d^3}{6}$$

$$I_s := 0.707 \cdot h \cdot I_u \quad c := \frac{d}{2}$$

$$\tau_{mF2y} := \frac{(M_2 \cdot c)}{I_s} \quad \tau_{mF2y} = 3.881 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante debido al fuerza cortante F1y:

$$\tau_{F2y} := \frac{F_{2y}}{A_s} \quad \tau_{F2y} = 1.294 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_{1F2} := \tau_{F2x} + \tau_{mF2y} \quad \tau_{1F2} = 5.156 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F2y:

$$\tau_{2F2} := \tau_{F2y}$$

$$\tau_{2F2} = 1.294 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos τ_{1F2} y τ_{2F2} son perpendiculares entre si, su resultante es:

$$\tau_{condicion2} := \sqrt{\tau_{1F2}^2 + \tau_{2F2}^2}$$

$$\tau_{condicion2} = 5.316 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m = 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_a = 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{max} := \tau_{condicion2}$$

$$\tau_{max} = 5.316 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{min} := \tau_{condicion1}$$

$$\tau_{min} = 1.809 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_m := \frac{(\tau_{max} + \tau_{min})}{2}$$

$$\tau_a := \frac{(\tau_{max} - \tau_{min})}{2}$$

$$\tau_m = 3.562 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_a = 1.754 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Aplicando TED

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 6.17 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{(K_f \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 3.038 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Determinación del valor de Se:

$$Se' := 0.504 \cdot Su$$

Condición:

$$Su \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$Se' = 2.087 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Factor de superficie Ka:

$$a := 57.7 \quad b := -0.718$$

$$K_a := a \cdot Su^b$$

$$K_a := a \cdot (414)^b$$

$$K_a = 0.762$$

Factor de Tamaño Kb:

$$de := 0.808 \cdot (0.707 \cdot h \cdot d)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Condición: } \quad \begin{array}{l} h = 5 \text{ mm} \\ h \text{ y } d \text{ en mm} \end{array} \quad \begin{array}{l} d = 68 \text{ mm} \end{array}$$

$$de = 12.527 \text{ mm}$$

$$Kb := \left(\frac{de}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad Kb := \left(\frac{12.527}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad Kb = 0.945$$

Factor de carga Kc:

Siempre el factor de carga para soldaduras es: $Kc := 0.577$

Factor de temperatura Kd: $Kd := 1$

k_f se obtiene de la tabla de los factores de reducción de la resistencia a la fatiga, del libro Diseño en Ingeniería Mecánica, de Shigley, Tabla 9-6

$$k_f := 2.7 \quad Ke := \frac{1}{k_f} \quad Ke = 0.37$$

$$Se := Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \quad Se = 3.213 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Se utilizan los mismos criterios para el uso de los factores de choques, detallados anteriormente para el cálculo de los anclajes de suspensión.

$$Ksb := 1.5 \quad Kst := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (Ksb \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{Su}{Se} \right) \cdot (Kst \cdot \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = 6.796 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{Su}{\sigma_{eqt}} \quad FS = 6.091$$

Soldadura Anclaje inferior-Chasis

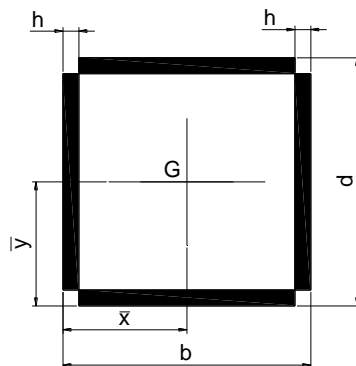


Figura 3.97: Cordón soldadura anclaje inferior - Chasis
Fuente: Personal

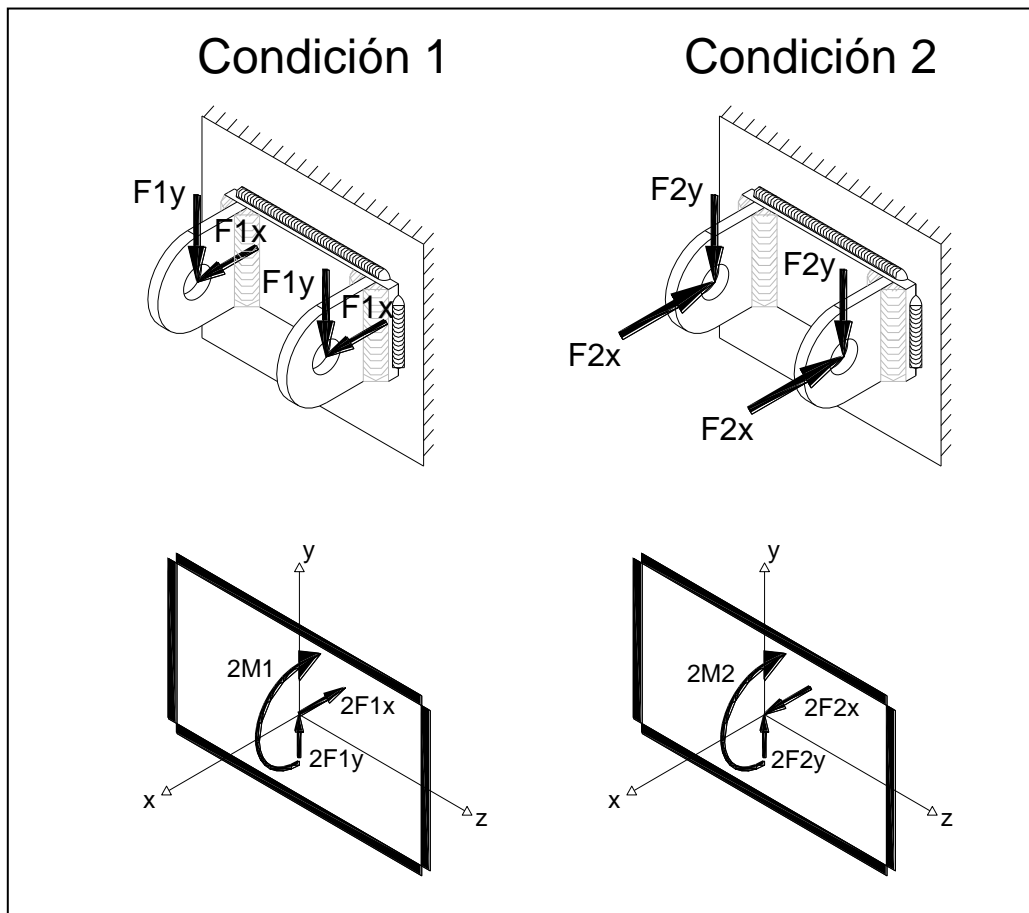


Figura 3.98: Condiciones de carga cordón soldadura anclaje inferior - Chasis
Fuente: Personal

Soldadura:

Electrodo 6011

$$S_u := 414 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Area de soldadura:

Soldadura de filete

h: alto de la soldadura

$$h := 3 \text{ mm}$$

d: largo del filete en cada lado

$$d := 68 \text{ mm}$$

b: ancho del filete de soldadura

$$b := 85 \text{ mm}$$

$$A_s := 1.414 \cdot h \cdot (b + d)$$

$$A_s = 649.026 \text{ mm}^2$$

Condicion de Carga 1:

Esfuerzo cortante debido a F1x:

$$\tau_{F1x} := \frac{2F1x}{A_s}$$

$$\tau_{F1x} = 9.737 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Para F1y:

Esfuerzo cortante debido al momento:

Inercia Soldadura

$$I_u := \frac{d^2(3 \cdot b + d)}{6}$$

$$I_s := 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

$$y := \frac{d}{2}$$

$$\tau_{mF1y} := \frac{(2M1 \cdot y)}{I_s}$$

$$\tau_{mF1y} = 7.809 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante debido al fuerza cortante F1y:

$$\tau_{F1y} := \frac{2F1y}{A_s} \quad \tau_{F1y} = 5.496 \times 10^5 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_{1F1} := \tau_{F1x} + \tau_{mF1y} \quad \tau_{1F1} = 1.755 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F1y:

$$\tau_{2F1} := \tau_{F1y} \quad \tau_{2F1} = 5.496 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos τ_{1F1} y τ_{2F1} son perpendiculares entre si, su resultante es:

$$\tau_{condicion1} := \sqrt{\tau_{1F1}^2 + \tau_{2F1}^2} \quad \tau_{condicion1} = 1.839 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Condicion de Carga 2:

Esfuerzo cortante debido a F2x:

$$\tau_{F2x} := \frac{|2F2x|}{A_s} \quad \tau_{F2x} = 1.889 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Para F2y:

Esfuerzo cortante debido al momento:

Inercia Soldadura

$$I_u := \frac{d^2(3 \cdot b + d)}{6}$$

$$I_s := 0.707 \cdot h \cdot I_u \quad y := \frac{d}{2}$$

$$\tau_{mF2y} := \frac{(2M2 \cdot y)}{I_s} \quad \tau_{mF2y} = 2.724 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo cortante debido al fuerza cortante F1y:

$$\tau_{F2y} := \frac{2F2y}{As} \quad \tau_{F2y} = 1.917 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo de corte total es:

$$\tau_{1F2} := \tau_{F2x} + \tau_{mF2y} \quad \tau_{1F2} = 4.613 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante debido a F2y:

$$\tau_{2F2} := \tau_{F2y} \quad \tau_{2F2} = 1.917 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Como los esfuerzos τ_{1F2} y τ_{2F2} son perpendiculares entre si, su resultante es:

$$\tau_{condicion2} := \sqrt{\tau_{1F2}^2 + \tau_{2F2}^2} \quad \tau_{condicion2} = 4.995 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Entonces los esfuerzos cortantes para el analisis de fatiga son:

$$\sigma_{max} := 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{min} := 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m := \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_a := \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2}$$

$$\sigma_m = 0 \text{ Pa}$$

$$\sigma_a = 0 \text{ Pa}$$

$$\tau_{max} := \tau_{condicion2}$$

$$\tau_{max} = 4.995 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{min} := \tau_{condicion1}$$

$$\tau_{min} = 1.839 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_m := \frac{(\tau_{max} + \tau_{min})}{2}$$

$$\tau_a := \frac{(\tau_{max} - \tau_{min})}{2}$$

$$\tau_m = 3.417 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_a = 1.578 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Aplicando TED

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \sigma_{eqm} = 5.918 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{(K_f \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2} \quad \sigma_{eqa} = 2.734 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Determinación del valor de Se:

$$Se' := 0.504 \cdot Su \quad \text{Condición:} \\ Su \leq 1400 \text{ MPa} \\ Se' = 2.087 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Factor de superficie Ka:

$$a := 57.7 \quad b := -0.718 \\ Ka := a \cdot Su^b \quad Ka := a \cdot (414)^b \quad Ka = 0.762$$

Factor de Tamaño Kb:

$$de := 0.808 \cdot (0.707 \cdot h \cdot d)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Condición:} \quad h = 3 \text{ mm} \\ h \text{ y } d \text{ en mm} \quad d = 68 \text{ mm} \\ de = 9.704 \text{ mm}$$

$$Kb := \left(\frac{de}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad Kb := \left(\frac{12.527}{7.62} \right)^{-0.1133} \quad Kb = 0.945$$

Factor de carga Kc:

$$\text{Siempre el factor de carga para soldaduras es:} \quad Kc := 0.577$$

$$\text{Factor de temperatura Kd:} \quad Kd := 1$$

k_f se obtiene de la tabla de los factores de reducción de la resistencia a la fatiga, del libro Diseño en Ingeniería Mecánica, de Shigley, Tabla 9-6

$$k_f := 2.7 \qquad K_e := \frac{1}{k_f} \qquad K_e = 0.37$$

$$S_e := S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \qquad S_e = 3.213 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$K_{sb} := 1.5 \qquad K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = 6.171 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{eqt}} \qquad FS = 6.709$$

Con este valor de factor de seguridad se acepta las dimensiones del cordón de soldadura para Anclaje inferior-Chasis.

ANALISIS CHASIS

El análisis de la nueva parte frontal del chasis, del vehículo tubular, se lo realizo al igual forma que para la barras de suspensión, en el programa (software) COSMOS Desing Star 4. Se siguió la misma metodología y se obtuvo las gráficas de esfuerzos, deformación y factor de seguridad.

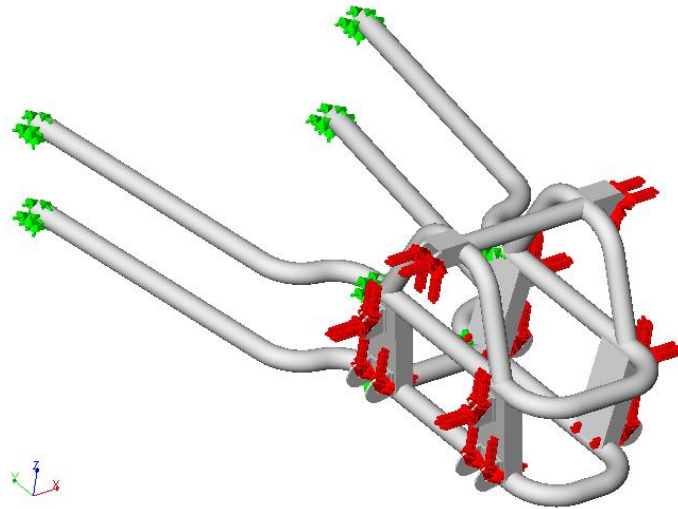


Figura 3.99: Esquema parte frontal chasis y fuerzas
Fuente: Personal

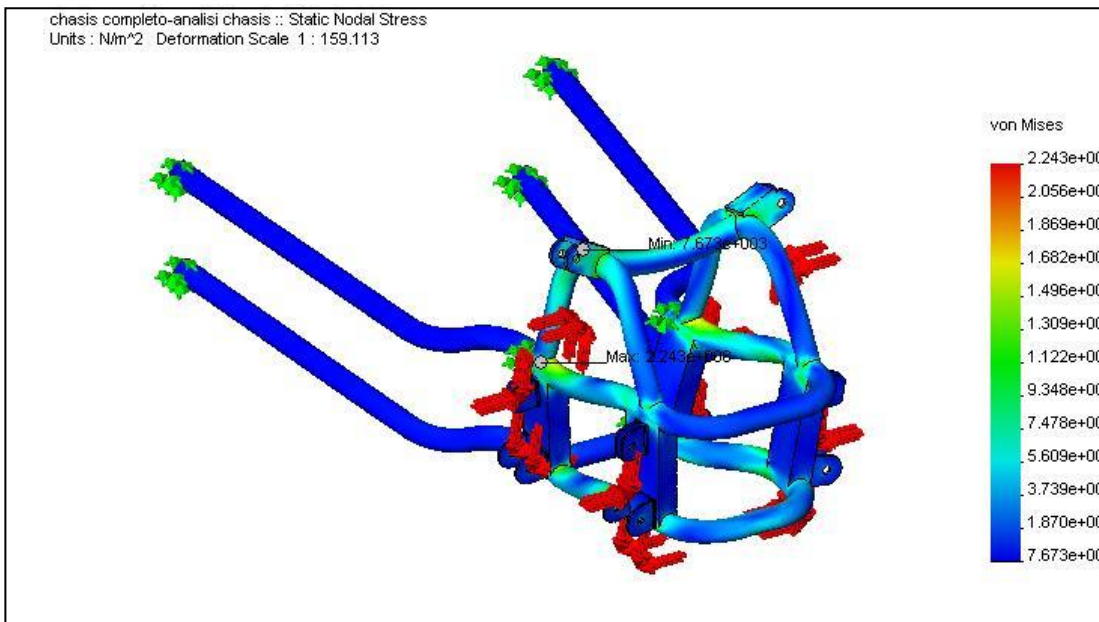


Figura 3.100: Distribución de Esfuerzos Parte Frontal Chasis

chasis completo-analisis chasis :: Static Displacement
Units : m Deformation Scale 1 : 159.113

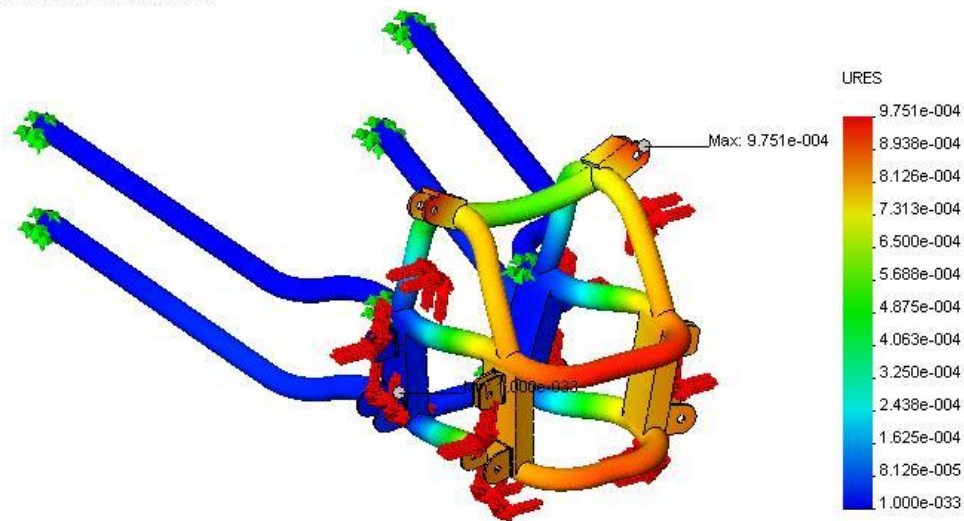


Figura 3.101: Desplazamiento Parte Frontal Chasis

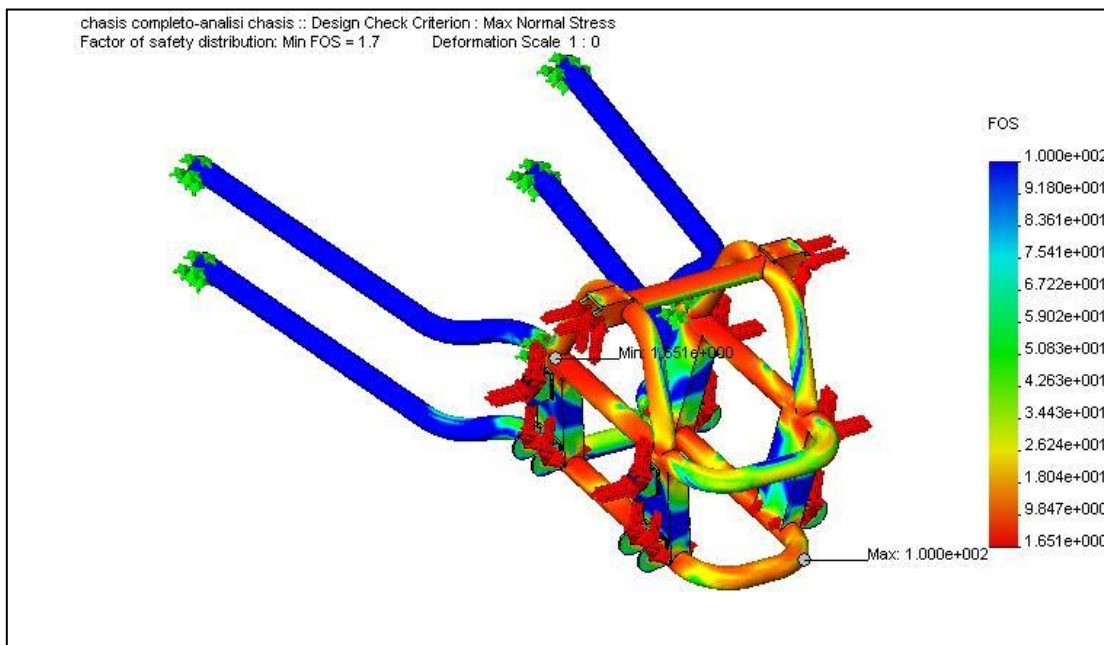


Figura 3.102: Distribución del Factor de Seguridad Parte Frontal Chasis
Fuente: Personal

De la Figura 3.88 se obtiene la distribución de esfuerzos, y se obtiene los puntos o zonas donde los valores de esfuerzo son máximos y mínimos. Los valores obtenidos para la parte frontal del chasis son:
Esfuerzo máximo: 224.30 MPa

Esfuerzo mínimo: 0.0 MPa

De la Figura 3.89 se obtiene el desplazamiento o deformación de la parte frontal del chasis. Se obtiene los puntos o zonas donde los valores del desplazamiento son máximos y mínimos. Los valores obtenidos para la parte frontal del chasis son:

Desplazamiento máximo: $9.751e-004 \text{ m} = 0.975 \text{ mm}$

Desplazamiento mínimo: 0 mm

De la Figura 3.90 se obtiene la distribución del factor de seguridad, y se obtiene los puntos o zonas donde el factor de seguridad es máximo y mínimo. Los valores obtenidos para la parte frontal del chasis son:

Factor de Seguridad Mínimo: 1.7

Factor de Seguridad Máximo: 100.0

Al igual que en la grafica de esfuerzos, el valor de 1.7 del factor de seguridad solo pertenece a un pequeño punto, por tanto con un pequeño refuerzo, aumentara el factor de seguridad general de la pieza.

Con estos resultados se puede concluir que el diseño de la parte frontal del chasis esta bien realizada ya que los valores de esfuerzo, desplazamiento y factor de seguridad es aceptable.

Soldaduras Anclaje Superior de los Amortiguadores:

Se observa del gráfico generado en el programa Cosmos, que la zona más crítica del chasis, en cuanto a esfuerzos, es la unión de la estructura de anclaje superior de los amortiguadores y el chasis, por tanto el cálculo del tipo y cordón de soldadura se lo debe realizar para esta unión.

Se realizará el cálculo de la altura del cordón de soldadura y el tipo de soldadura, tomando en cuenta la fuerza que actúa sobre la zona donde se encuentra el mayor esfuerzo, para el caso de carga máxima, o de un salto de 1 m de altura. De la figura 3.68 se obtiene las fuerzas de reacción para el anclaje superior de los amortiguadores, en los puntos de unión con el chasis.

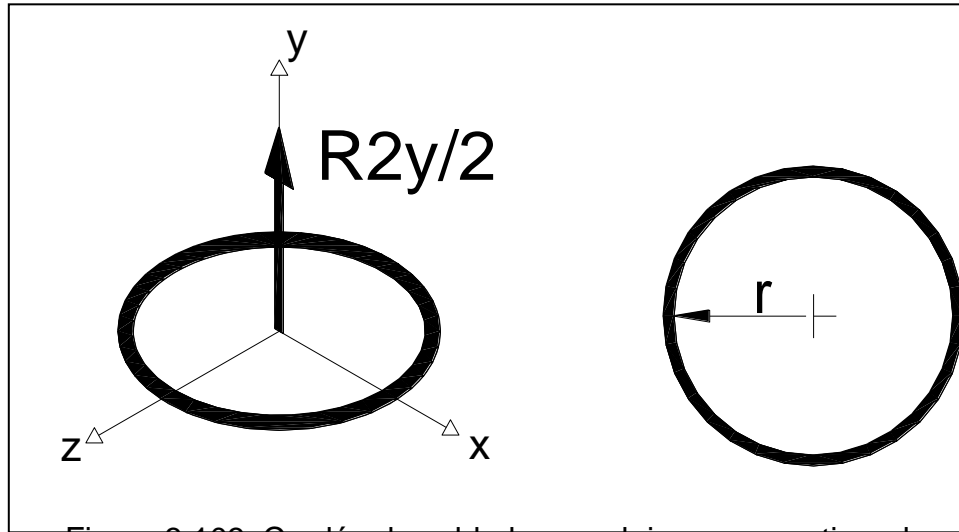


Figura 3.103: Cordón de soldadura anclaje sup. amortiguador

Fuente: Personal

Soldadura:

Electrodo 6011

$$S_u := 427 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_y := 345 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Area de soldadura:

Soldadura de filete

h: alto de la soldadura

$$h := 3 \text{ mm}$$

La altura de cordón de soldadura no debe ser mayor al espesor del material base, por tanto los cálculos se realiza con la altura max. que puede tener el cordón de soldadura, en este caso, el espesor de los tubos a sold

r: radio del filete de soldadura

radio exterior del tubo a ser soldado

$$r := 24.15 \text{ mm}$$

As: Area de soldadura

$$A_s := 1.414 \cdot \pi \cdot h \cdot r$$

$$A_s = 321.838 \text{ mm}^2$$

Fuerza cortante a la que está expuesto el cordón de soldadura

$R_{2y} := 2578.50\text{kgf}$ condicion de carga max. salto 1m de altura

$F := \frac{R_{2y}}{2}$ se divide para 2 ya que son dos los cordones de soldadura

$\tau := \frac{F}{A_s}$ $\tau = 3.928 \times 10^7 \text{Pa}$

$n := \frac{0.6S_y}{\tau}$ El valor de 0.6 S_y se lo utiliza de la tabla 9-5 del libro de Shigley para esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal sold para carga de tensión.

$n = 5.269$

El tipo de soldadura y alto del cordón de soldadura es correcto ya que se obtiene un valor del factor de seguridad mayor a 5. El alto del cordón no excede el espesor del material base, en este caso el tubo del chasis, el cual tiene un espesor de 3.0mm, entonces se acepta esta soldadura.

E resto de soldaduras no calculadas del chasis se pueden realizar bajo el mismo criterio de esta soldadura, con el mismo tipo de electrodo y el mismo alto del cordón de soldadura.

SELECCIÓN DE PERNOS

Para realizar la selección de los pernos para cada uno de los anclajes de la suspensión y de los anclajes del amortiguador, se debe tomar en cuenta las mismas condiciones de carga que se tomaron en cuenta para los cálculos de las barras de suspensión y de los anclajes de suspensión.

Se realizará los cálculos de esfuerzos para cada uno de los pernos bajo condiciones de fatiga, donde existe dos limites de carga, una carga en condiciones estáticas y otro en condiciones de cambio de dirección con aceleración lateral de 0.8 g. Se hallara un factor de seguridad el cual dirá si es valido el perno seleccionado o no.

Las características de los pernos y propiedades de los mismos están basadas en las tablas del libro Diseño en Ingeniería Mecanica del autor Joseph Edward Shigley.

Perno Anclaje Superior de Suspensión

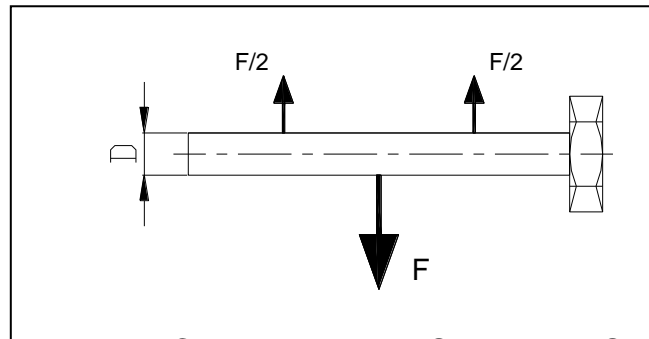


Figura 3.104: DCL Perno Anclaje Superior de Suspensión
Fuente: Personal

Características Perno Seleccionado:

Tabla 8-6: Especificaciones mecánicas métricas para pernos, tornillos con y tornillos de presión o prisioneros de acero.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph Edward Shigley

Denominación:

Clase de propiedad: 8.8

Resistencia última mínima a la tensión: 830 MPa

Resistencia de fluencia mínima a la tensión: 660 MPa

Acero de mediano o bajo carbono, T y R

Tamaño: M12x40

Diámetro:

$D := 12\text{mm}$

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

Condiciones de carga 1: Condiciones estáticas

$$F1 := 10.27\text{kgf}$$

Esfuerzos Cortantes

$$\tau_1 := \frac{F1}{2A} \quad \tau_1 = 4.453 \times 10^5 \text{Pa}$$

Condiciones de carga 2: Cambio de dirección con aceleración lateral 0.8g

$$F2 := -139.94\text{kgf}$$

Esfuerzos Cortantes

$$\tau_2 := \frac{F2}{2A} \quad \tau_2 = -6.067 \times 10^6 \text{Pa}$$

$$\tau_{\min} := \tau_1 \quad \tau_{\max} := \tau_2$$

Aplicando Soderberg

$$\tau_m := \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2} \quad \tau_m = -2.811 \times 10^6 \text{Pa}$$

$$\tau_a := \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2} \quad \tau_a = -3.256 \times 10^6 \text{Pa}$$

Aplicando TED

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{3\tau_m^2} \quad \sigma_{eqm} = 4.869 \times 10^6 \text{Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2} \quad \sigma_{eqa} = 5.640 \times 10^6 \text{Pa}$$

Características Perno:

Tabla 8-12: Limites de fatiga corregidos totalmente para pernos y tor con rosca laminada

$$S_u := 830 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_e := 129 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Se puede hacer una analogía con el diseño de ejes a fatiga, expuesto en el libro de Deutschman Aaron, donde se introduce un coeficiente de choque, el cual lo denomina como K_{sb} , para los esfuerzos de flexión y K_{st} , para los esfuerzos de torsión.

Para poder utilizar estos coeficientes en el cálculo del sistema de suspensión, se puede asumir el coeficiente K_{sb} , multiplicador de los esfuerzos de normales y el coeficiente K_{st} para los esfuerzos cortantes.

Los valores de los coeficientes K_{sb} y K_{st} son obtenidos de la tabla 3.8 del libro de Deutschman Aaron, para choques menores.

$$K_{sb} := 1.5 \quad K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa}) \quad \sigma_{eqt} = 6.173 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{eqt}} \quad FS = 13.445$$

Se tiene este valor de factor de seguridad ya que las articulaciones universales que se utilizarán en este punto de anclaje de la suspensión poseen orificios de un cierto diámetro, por lo tanto se debe elegir un perno acorde a ese diámetro.

Obtenido este valor de factor de seguridad se puede concluir que la selección del perno que se realizo es correcta, inclusive sobredimensionado, ya que con tener un valor de factor de seguridad entre 1.75 a 2.0, es suficiente.

Perno Anclaje Inferior de Suspensión

Características Perno Seleccionado:

Tabla 8-6: Especificaciones mecánicas métricas para pernos, tornillos con y tornillos de presión o prisioneros de acero.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph Edward Shigley

Denominación:

Clase de propiedad: 8.8

Resistencia última mínima a la tensión: 830 MPa

Resistencia de fluencia mínima a la tensión: 660 MPa

Acero de mediano o bajo carbono, T y R

Tamaño: M14x95

Diámetro:

$D := 14\text{mm}$

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

Condiciones de carga 1: Condiciones estáticas

$F1 := 73.99\text{kgf}$

Esfuerzos Cortantes

$$\tau_1 := \frac{F1}{2A} \qquad \tau_1 = 2.357 \times 10^6 \text{Pa}$$

Condiciones de carga 2: Cambio de dirección con aceleración lateral 0.8g

$F2 := -178.10\text{kgf}$

Esfuerzos Cortantes

$$\tau_2 := \frac{F2}{2A} \qquad \tau_2 = -5.673 \times 10^6 \text{Pa}$$

$\tau_{\min} := \tau_1$

$\tau_{\max} := \tau_2$

Aplicando Soderberg

$$\tau_m := \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2} \quad \tau_m = -1.658 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_a := \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2} \quad \tau_a = -4.015 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Aplicando TED

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{3\tau_m^2} \quad \sigma_{eqm} = 2.872 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2} \quad \sigma_{eqa} = 6.954 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Características Perno:

Tabla 8-12: Límites de fatiga corregidos totalmente para pernos y tornillos con rosca laminada

$$S_u := 830 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_e := 129 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_{sb} := 1.5 \quad K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa}) \quad \sigma_{eqt} = 7.142 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{eqt}} \quad FS = 11.621$$

Perno Anclaje Amortiguador

Características Perno Seleccionado:

Tabla 8-6: Especificaciones mecánicas métricas para pernos, tornillos con y tornillos de presión o prisioneros de acero.

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph Edward Shigley

Denominación:

Clase de propiedad: 8.8

Resistencia última mínima a la tensión: 830 MPa

Resistencia de fluencia mínima a la tensión: 660 MPa

Acero de mediano o bajo carbono, T y R

Tamaño: M14x75

Diámetro:

$$D := 14\text{mm}$$

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

Condiciones de carga 1: Condiciones estáticas

$$F1 := 232.37\text{kgf}$$

Esfuerzos Cortantes

$$\tau1 := \frac{F1}{2A} \qquad \tau1 = 7.402 \times 10^6 \text{Pa}$$

Condiciones de carga 2: Cambio de dirección con aceleración lateral 0.8g

$$F2 := 478.21\text{kgf}$$

Esfuerzos Cortantes

$$\tau2 := \frac{F2}{2A} \qquad \tau2 = 1.523 \times 10^7 \text{Pa}$$

$$\tau_{\min} := \tau1$$

$$\tau_{\max} := \tau2$$

Aplicando Soderberg

$$\tau_m := \frac{(\tau_{\max} + \tau_{\min})}{2} \quad \tau_m = 1.132 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$\tau_a := \frac{(\tau_{\max} - \tau_{\min})}{2} \quad \tau_a = 3.915 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Aplicando TED

$$\sigma_{eqm} := \sqrt{3\tau_m^2} \quad \sigma_{eqm} = 1.960 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$K_f := 1 \quad K_{fs} := 1$$

$$\sigma_{eqa} := \sqrt{3(K_{fs} \cdot \tau_a)^2} \quad \sigma_{eqa} = 6.782 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Características Perno:

Tabla 8-12: Limites de fatiga corregidos totalmente para pernos y to con rosca laminada

$$S_u := 830 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$S_e := 129 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$K_{sb} := 1.5 \quad K_{st} := 1.5$$

$$\sigma_{eqt} := (K_{sb} \cdot \sigma_{eqm}) + \left(\frac{S_u}{S_e} \right) \cdot (K_{st} \cdot \sigma_{eqa}) \quad \sigma_{eqt} = 9.485 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$FS := \frac{S_u}{\sigma_{eqt}} \quad FS = 8.750$$

Se puede ver que los factores de seguridad obtenidos de los cálculos de cada uno de los pernos son muy aceptables. Con estos resultados se acepta las dimensiones de los pernos elegidos.

PLANOS

Para el nuevo sistema de suspensión se ha realizado un grupo completo de planos, en los cuales están dibujadas cada una de las partes que lo componen, se encuentra planos de conjunto y planos para su construcción.

Además se ha realizado un esquema tridimensional para el proceso de montaje de los elementos. Se encuentran ubicados en los anexos y la lista de planos es la siguiente:

LISTA DE PLANOS

1. Chasis: Lista de partes
2. Tubo inferior chasis
3. Tubo superior chasis
4. Tubo rectangular unión chasis
5. Tubo refuerzo inferior chasis
6. Tubo torre amortiguador
7. Tubo unión torres amortiguadores
8. Anclaje mesa inferior
9. Anclaje mesa superior
10. Anclaje superior amortiguador
11. Placa anclaje superior amortiguador
12. Soporte superior amortiguadores
13. Soldaduras chasis
14. Mesa superior de suspensión: Lista de partes
15. Tubo central mesa superior
16. Tubo unión mesa superior
17. Tubo extremo mesa superior
18. Mesa superior de suspensión: Conjunto
19. Soldaduras Mesa superior de suspensión
20. Mesa inferior de suspensión: Lista de partes

21. Buje central mesa inferior
22. Tubo mesa inferior
23. Tubo extremo mesa inferior
24. Tubo central 1 mesa inferior
25. Tubo central 2 mesa inferior
26. Anclaje inferior amortiguador
27. Mesa Inferior de Suspensión: Conjunto
28. Soldaduras Mesa Inferior de Suspensión
29. Plano de conjunto armado
30. Despiece: Esquema de montaje

SIMULACION GRAFICA

La simulación gráfica del nuevo sistema de suspensión se la realizó en el programa computacional (software) SOLID WORKS, con la aplicación COSMOS MOTION.

Se utilizó estos paquetes computacionales por ser los de última generación y que permiten al usuario generar los movimientos y los ensambles que este requiera.

Para poder realizar la simulación gráfica, se debe iniciar con los dibujos del nuevo sistema de suspensión, se los debe realizar a todos en tres dimensiones (3D).

En este caso, se realizaron los dibujos del nuevo sistema de suspensión en el programa AUTOCAD, en el cual todos fueron realizados en 3D. Luego se importó, cada uno de ellos, al programa SOLID WORKS, donde se realizó los ensambles y ubicación de cada una de las partes.

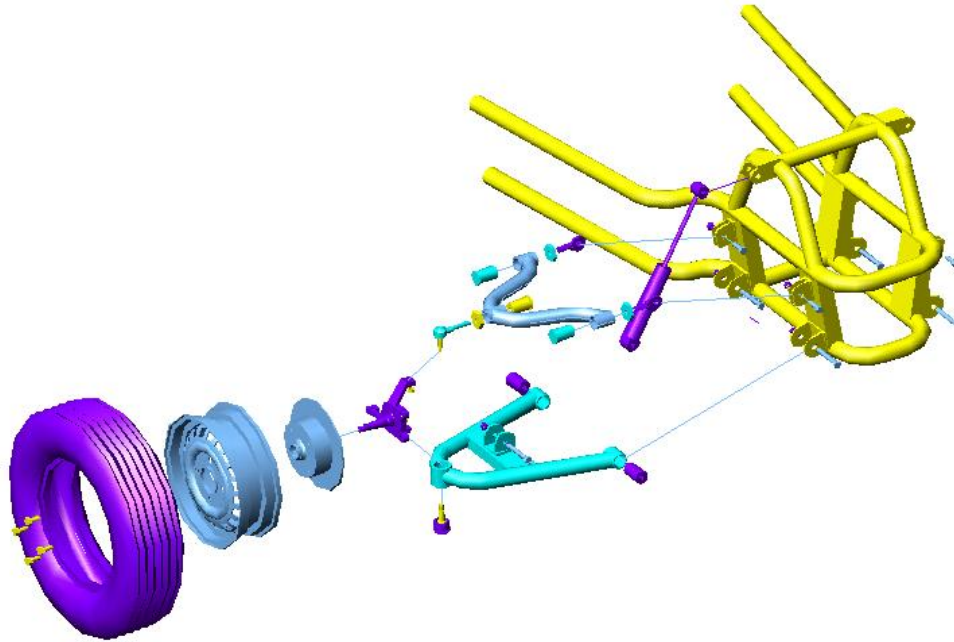


Figura 3.105: Dibujo Partes Suspensión 3D (AutoCad)

Fuente: Personal

Bajo la aplicación COSMOS MOTION, se irá definiendo cada tipo de junta o unión, que tipo de movimiento o cuantos grados de libertad tiene cada una de ellas. Ya definidos estos parámetros ya se puede conseguir la simulación del movimiento del nuevo sistema de suspensión.

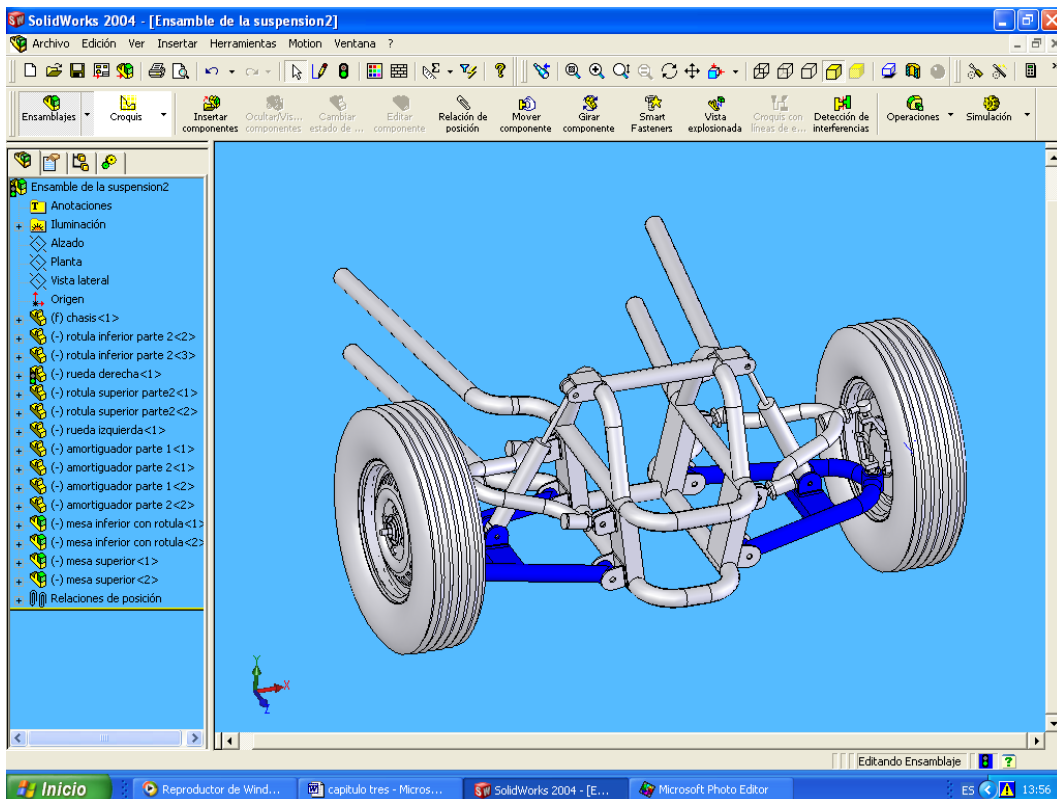


Figura 3.106: Partes Suspensión Ensambladas (Solid Works)
Fuente: Personal

EFFECTOS DE LAS DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS

En el diseño de la geometría del mecanismo en el punto 3.3.1 se puede notar, que las dimensiones de las barras de suspensión y posición de los anclajes de estas, son los parámetros fundamentales que dan el comportamiento característico a sistema de suspensión.

El efecto que se obtiene por las dimensiones de cada uno de los elementos del sistema de suspensión, es el tipo de movimiento que se requiere dar al mecanismo.

Se puede notar que al variar las longitudes de las barras de suspensión, el mecanismo obtenido, tendrá otro tipo de comportamiento. Se han definido las dimensiones de las barras de suspensión y la posición de sus anclajes según ciertos parámetros, los cuales determinan que el movimiento de la suspensión obtenida, concuerde con las condiciones que fueron propuestas al inicio del proceso de diseño. El efecto de las dimensiones de los elementos estará relacionado entonces con la variación de la geometría de la posición de las ruedas.

VARIACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE LA POSICIÓN DE LAS RUEDAS

La variación de la geometría de la posición de las ruedas se refiere a las variaciones de los ángulos característicos que tienen las ruedas en las diferentes posiciones que se encuentre el mecanismo de suspensión.

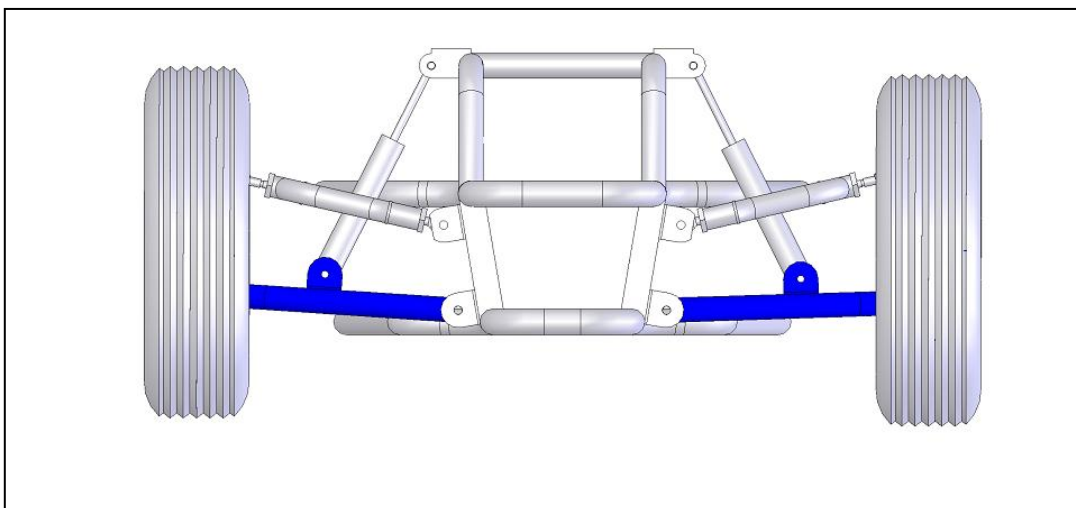
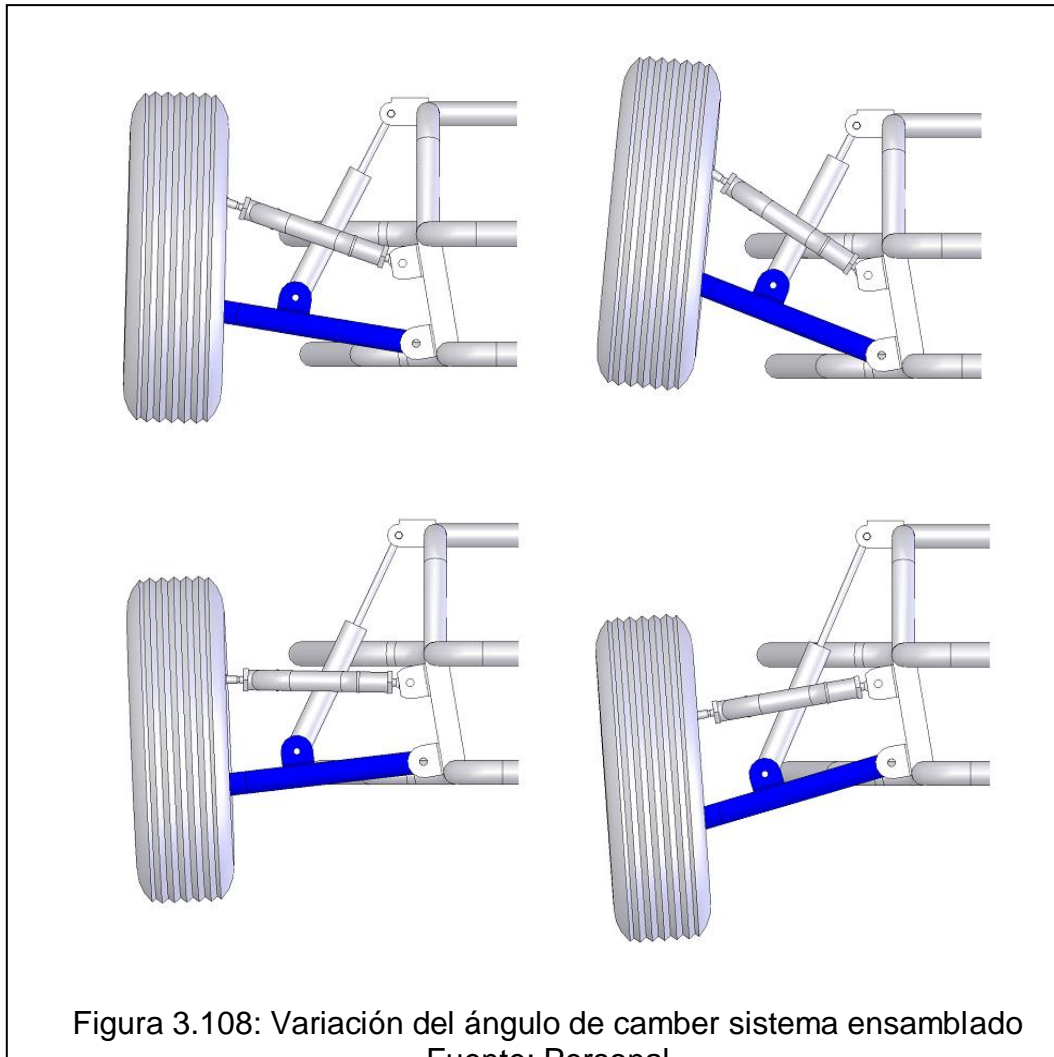


Figura 3.107: Sistema de Suspensión Ensamblado (Solid Works)
Fuente: Personal

Al igual que el la Figura 3.11 se realizó la simulación del nuevo mecanismo de suspensión con todos los componentes con sus dimensiones y volúmenes reales, para observar que no existe ningún tipo de interferencia y que existe la variación de los ángulos característicos de las ruedas. Se obtiene entonces diferentes posiciones para el sistema de suspensión.



De la figura se observa la variación del ángulo de camber que existe para distintas posiciones del mecanismo de suspensión.

RECORRIDOS DE SUSPENSIÓN

En el diseño del nuevo sistema de suspensión para el prototipo tubular se definieron los recorridos de suspensión, por tanto para la simulación gráfica, se debe llevar el mecanismo de suspensión a las posiciones extremas del recorrido, para comprobar que no existan impedimentos para las mismas. Los valores de recorrido que se llevo el sistema de suspensión son, 230 mm de recorrido en compresión y 120 mm de recorrido en extensión, valores que son los valores de recorrido extremos para el nuevo sistema de suspensión.

Así se obtiene la simulación gráfica de los recorridos del nuevo sistema de suspensión.

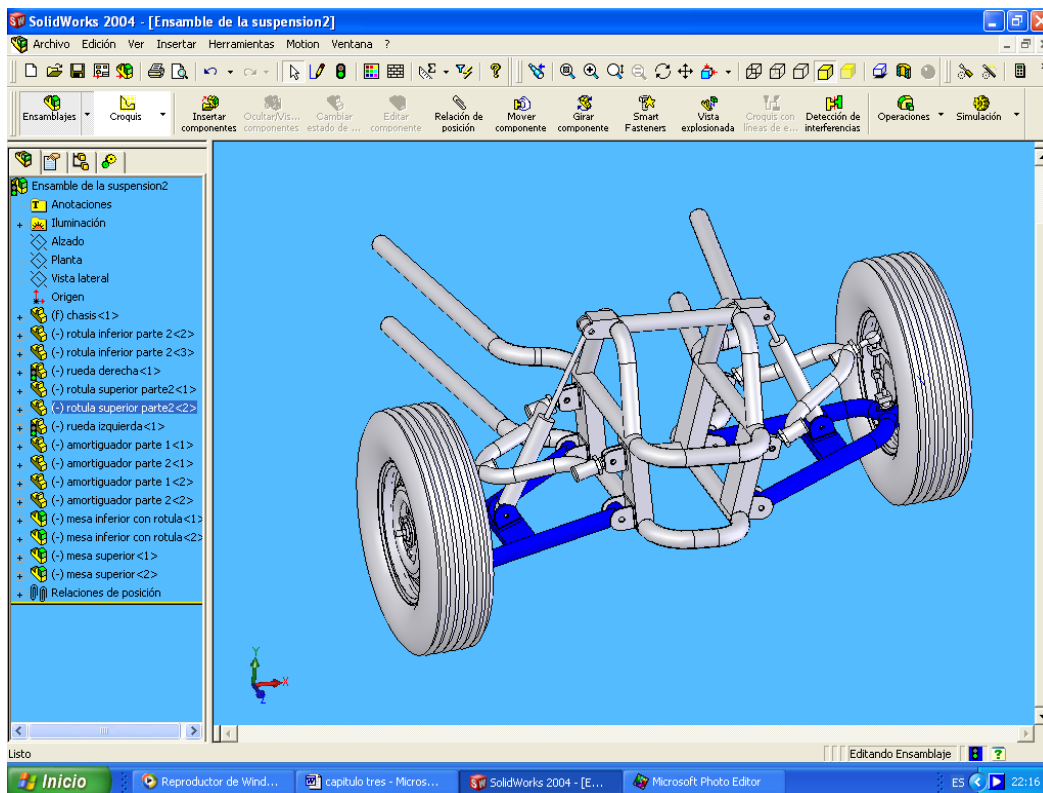


Figura 3.109: Recorrido del Sistema de Suspensión
Fuente: Personal

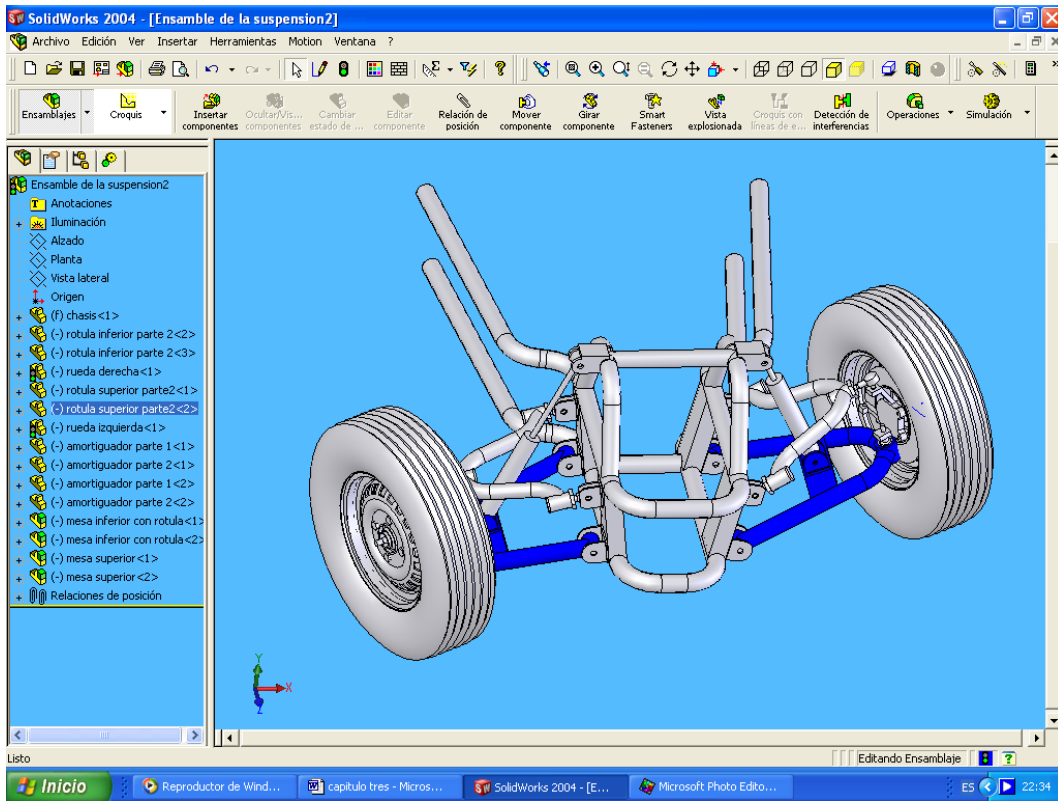


Figura 3.110: Recorrido del Sistema de Suspensión y Dirección
Fuente: Personal

CAPITULO 4

CONSTRUCCIÓN

PROCESO DE MANUFACTURA DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS

Para el proceso de manufactura de los diferentes elementos que componen el nuevo sistema de suspensión, se requiere detallar el proceso de construcción de cada una de las partes.

Los procesos para la fabricación de piezas no complejas o que no requieran de un proceso complejo para su construcción, solamente será detallado en un diagrama de procesos.

En piezas para las cuales el proceso de fabricación es más complejo, se requiere una hoja de procesos con los detalles para su construcción.

Por tanto se ira describiendo el proceso de construcción de cada parte que conforma cada conjunto del nuevo sistema de suspensión.

Capacidad Del Taller

Para la construcción del sistema de suspensión se requiere un taller especializado en el doblado de tubos, en la fabricación de elementos y estructuras tubulares.

Además, que la maquinaria disponible tenga la capacidad de realizar el doblado de tubos con precisión, principalmente en los ángulos, ya que es un factor importante en la construcción de las partes del nuevo sistema de suspensión.

La maquinaria necesaria para la construcción del nuevo sistema de suspensión delantera se desprende del diseño del la misma. Se ha tratado de minimizar las operaciones complicadas y que la construcción de esta no requiera procesos complejos, soldaduras especiales, ni operaciones de gran exactitud.

Maquinaria y Herramientas

- Dobladora de tubos
- Prensa o entenalla
- Arco de sierra
- Soldadora eléctrica (AC)
- Soldadora MIG

- Torno
- Fresa
- Esmeril
- Limas
- Taladro de banco
- Brocas
- Amoladora
- Soplete
- Compresor de aire
- Instrumentos de medición: Pie de rey, flexómetro, graduador, escuadras

Mano de Obra requerida

La mano de obra necesaria para la construcción del nuevo sistema de suspensión debe ser la especializada en el manejo de la maquinaria requerida para la construcción. Se requerirá básicamente de:

- Operador de la dobladora de tubos
- Soldador
- Operador del torno, fresa, taladro, esmeril, amoladora
- Pintor

Tolerancias y Ajustes

Las tolerancias y ajustes dependen del tipo de estructura o maquinaria a ser construida. Para este caso, el sistema de suspensión delantera de un vehículo, es un mecanismo que estará sujeto a gran cantidad de golpes y fuerzas, por tanto, no debe ser un sistema delicado, donde existan tolerancias y ajustes muy rigurosos. Debe ser un capaz de absorber cierta cantidad de golpes sin modificar drásticamente su geometría y medidas bases.

Además, si en el caso de haberse generado desviaciones, cambios en alineación o ángulos característicos de las ruedas, debe existir la posibilidad de corregir estas desviaciones, con ajuste o calibración de ciertos elementos.

Por lo tanto, las tolerancias al construir el nuevo sistema de suspensión delantera para el vehículo tubular tipo “Buggy” para el uso en todo terreno, no deben ser muy exigentes, ya que tendrá elementos que permitirán una modificación fina de

las medidas de ciertos elementos, calibrarla y dejarla con las medidas y ángulos que interese.

Se ha determinado una tolerancia general de 0.5 mm para todos los elementos a ser fabricados.

En el caso de los ajustes, serán los recomendados por los fabricantes de los elementos, como roturas de dirección, rotulas de suspensión, rodamientos y bujes.

Estas tolerancias y ajustes estarán especificados en los planos de cada elemento y planos de montaje.

Planificación de la Construcción

La planificación del nuevo sistema de suspensión se basa en los diagramas de procesos de cada una de las partes y su respectiva secuencia de ensamble.

Chasis

Consta de varias partes, las cuales deben ser construidas y unidas por soldadura. Se van a ir detallando los procesos de construcción de cada una de ellas para luego detallar el proceso de montaje.

- Tubo inferior chasis
- Tubo superior chasis
- Tubo rectangular unión chasis
- Tubo refuerzo inferior chasis
- Tubo torre amortiguador
- Tubo unión torres amortiguadores
- Anclaje mesa inferior
- Anclaje mesa superior
- Anclaje superior amortiguador
- Placa anclaje superior amortiguador

Mesa superior de suspensión

Consta de varias partes, las cuales deben ser construidas y unidas luego por soldadura. Se van a ir detallando los procesos de construcción de cada una de ellas.

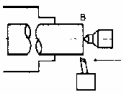
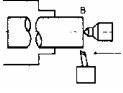
- Tubo central mesa superior
- Tubo unión mesa superior
- Tubo extremo mesa superior

Mesa inferior de suspensión

- Tubo mesa inferior
- Tubo extremo mesa inferior
- Tubo central 1 mesa inferior
- Tubo central 2 mesa inferior
- Anclaje inferior amortiguador

Buje central mesa inferior

HOJA DE PROCESOS (SCD-04-00-03-01)									
		DESIGNACIÓN	CROQUIS	UTIL	HERR. VERIF.	AVANCE mm.	VELOC. CORTE mm/min	RPM	PROF. mm
1	1.1 1.2 1.3	Posicionar pieza Refrentar cara A Hacer punto 1		HSS Broca centro		0.25 manual	46 33	360 270	1 7

2	2.1	Perforar D. 15mm		Broca 15mm		manual	28	260	
3	3.1	Cilindrar D. 60mm*60mm		HSS	Pie de rey	0.25	33	360	3.5
4	4.1	Cilindrar interno D. 43mm*60mm		HSS	Pie de rey	0.25	33	360	14
	4.2	Cilindrar interno D. 52mm*40mm		HSS	Pie de rey	0.25	33	360	18.5

MONTAJE DE LOS ELEMENTOS

Se ha planeado la construcción de un modelo didáctico parcial del nuevo sistema de suspensión. Se realizará un modelo a escala 1:1, ya que la fabricación y obtención de ciertos elementos a una escala menor generaría gran cantidad de problemas.

En la construcción del modelo didáctico se utilizaron materiales con dimensiones similares a los requeridos en el modelo real, por lo tanto, el modelo construido cumple con todas las características dimensionales, tolerancias y ajustes propuestos en el diseño del nuevo sistema de suspensión.

El proceso de montaje de los diferentes elementos del nuevo sistema de suspensión será detallado en el esquema de montaje, donde constan todos los elementos que componen el nuevo sistema de suspensión.
(Ver Anexos, Esquema de Montaje)

NOTA: Por facilidad en la construcción se utilizará en el proceso de soldadura, soldadura tipo MIG con electrodo E70RS3, aunque en los cálculos y en los planos de soldadura se indique soldadura de otro tipo.

MEDICIONES EN EL MODELO DIDACTICO EN CONDICIONES DE LABORATORIO

Para verificar el comportamiento del sistema de suspensión construido y determinar que cumple con el diseño propuesto, se ha determinado, realizar

mediciones de los ángulos característicos de las ruedas, como son, camber y caster. Además se determinarán los rangos máximos y mínimos de regulaciones que se puede obtener con este esquema de suspensión, ya que la variación de estos ángulos son los que darán el comportamiento y desempeño al nuevo sistema de suspensión.

Metodología

Para poder realizar las mediciones se obtuvo un dispositivo especialmente diseñado para medición de ángulos de las ruedas en vehículos, el cual mediante un soporte magnético, se adhiere al aro del vehículo, y a través de un nivel de burbuja, el que puede regularse mediante una escala graduada, se obtiene las lecturas de los ángulos característicos. Su rango es de ± 6.00 grados con una apreciación de 0.25 de grado.

Medición del ángulo de Camber

Primero se debe posicionar el dispositivo de medición en la punta de eje del vehículo, sujeto al aro del mismo. Para este caso puntual, donde se realizarán las mediciones de los ángulos de camber para las posiciones límite de recorrido, será recomendable, calibrar a cero el ángulo de camber para la posición de reposo del vehículo, para así poder apreciar la variación de este según la posición de la rueda y determinar si cumple con los impuestos en el diseño.

Para determinar los rangos máximos y mínimos de calibración de este ángulo, se dejará la suspensión en la posición de reposo, y se calibrará mediante la rotula superior de la suspensión a la posición máxima y mínima de camber. Los valores entregados por el dispositivo será el rango permitido para calibración de este ángulo.

Medición del ángulo de caster

Para realizar la medición de este ángulo, se debe al igual que para la medición del camber, posicionar el dispositivo de medición en la punta de eje del vehículo. Se llevará la suspensión a la posición de reposo y será recomendable calibrar en cero el ángulo de camber para así tener una mejor apreciación de la variación del mismo. Según el manual de operación del dispositivo de medición, se debe girar las ruedas del vehículo 20 grados, encerrar el dispositivo, y volver a girar las ruedas del vehículo en dirección opuesta 20 grados, desde la posición normal o de marcha en línea recta. Así de este modo se determinará el ángulo de caster del nuevo sistema de suspensión.

Al igual que para el ángulo de camber, es posible calibrar de una manera sencilla el ángulo de caster, por lo que, para determinar el rango máximo y mínimo de regulación que se puede obtener con el nuevo sistema, se deberá repetir la operación anterior, pero calibrando a sus posiciones extremas el mismo. Esto se lo consigue calibrando las articulaciones de la mesa superior de suspensión.

Reporte de los ángulos obtenidos en el modelo didáctico

CAMBER

Variación del ángulo de Camber por movimiento a las posiciones extremas:

Posición 1: Suspensión totalmente extendida

Medición: +3.00 grados

Posición 2: Suspensión totalmente comprimida

Medición: menor a -6.00 grados

Variación del ángulo de Camber por calibración:

Posición 1: Rotula de suspensión calibración mínima

Medición: -5.00 grados

Posición 2: Rotula de suspensión calibración máxima

Medición: +5.25 grados

CASTER

Medición del ángulo de Caster

Posición: Vehículo en reposo

Medición: +5.25 grados

Variación del ángulo de Caster por calibración:

Posición 1: Máxima, pivote inferior avanzado

Medición: mayor a +6.00 grados

Posición 2: Mínima, pivote inferior retrasado

Medición: menor a -6.00 grados

Interpretación de Resultados

Para la interpretación de los datos se debe hacer una comparación con el literal 3.3.1 Geometría del Mecanismo, donde se especifican los ángulos de camber que debe adoptar el nuevo sistema de suspensión en relación al recorrido de la misma.

Se puede observar que el ángulo de camber propuesto en el proceso de diseño debe variar desde +2.70 grados con la suspensión totalmente extendida hasta -7.80 grados con la suspensión completamente comprimida. De las mediciones de camber en el modelo didáctico se obtuvo +3.00 grados para el primer caso, y una lectura menor de -6.00, ya que es la medida mínima que se puede obtener con el aparato de medición, por esa razón se puede decir, que para la posición totalmente comprimida se obtuvo una medición menor a -6.00 grados.

En relación al rango mínimo y máximo de calibración del ángulo de camber se toma la medición en sus valores extremos obteniendo valores de -5.00 grados y +5.25 grados para las regulaciones mínima y máxima respectivamente.

De las mediciones del ángulo de camber se puede concluir que, el ángulo que adopta el sistema de suspensión en sus posiciones extremas satisface con los propuestos en el proceso de diseño y que los rangos de regulación sobrepasan los requerimientos de regulación de sistema de suspensión, en definitiva, permitiría regulaciones de camber para el vehículo tubular mayores a lo necesario.

Para el caso del ángulo de caster se debería comparar con el literal 2.3.3, donde las recomendaciones de caster para un vehículo tracción posterior deben estar entre 3 a 7 grados positivos. De las mediciones se obtuvo un valor de caster de +5.25 grados, y rangos de regulación mayores a +6.00 grados y menores a -6.00 grados. Por lo tanto se puede llevar al nuevo sistema de suspensión a tener valores de ángulo de caster entre los límites recomendados, lo que implica decir que es correcto el funcionamiento del nuevo sistema de suspensión.

Por ser las mediciones de ángulos característicos de un vehículo un proceso que implica la verificación de un técnico especializado en mecánica automotriz, se requirió la colaboración de un taller de servicio técnico automotriz.

Para este proyecto se contó con la valiosa ayuda de ECOTECH, un taller especializado en mecánica automotriz, quienes dan el aval de las mediciones que se efectuaron en el modelo didáctico construido. (Ver Anexos, Reporte de Medición de Ángulos)

CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se ha realizado un estudio del sistema de suspensión actual del prototipo tubular, se ha encontrado las capacidades y limitaciones del mismo.
- Se ha determinado los requerimientos para el diseño del nuevo sistema de suspensión, incluyendo mejoras de comportamiento y capacidades.
- En el nuevo diseño se han tomado en cuenta que los elementos seleccionados para el funcionamiento del sistema de suspensión sean los adecuados además de ser fácilmente encontrados en el mercado nacional.
- Se puede concluir que se ha culminado el proyecto satisfactoriamente, se ha realizado el diseño del nuevo sistema de suspensión siguiendo todos los parámetros y recomendaciones para este tipo de configuración de sistema de suspensión.
- Se logro la planificación del proceso de construcción del nuevo sistema de suspensión, además de la construcción de un modelo didáctico con el que se pudo realizar las pruebas.
- Aunque por razones de fuerza mayor, el nuevo sistema de suspensión no fue montado en el prototipo tubular, se puede apreciar que según la simulación grafica y las mediciones de los ángulos característicos de las ruedas en el modelo didáctico, se cumplen los parámetros impuestos en el diseño.
- Se ha logrado un comportamiento de la misma, según lo planificado. Las variaciones de los ángulos son los correctos, además que los rangos de

calibración de los mismos, permiten la puesta a punto del sistema para el tipo de comportamiento que se requiera dar.

RECOMENDACIONES

- Como recomendación principal, se debe al momento del diseño de un sistema de suspensión, tomar en cuenta las condiciones donde tiene que desenvolverse el mismo. Para este proyecto uno de los factores determinantes para el diseño del nuevo sistema de suspensión, fue la robustez que debía tener, ya que el uso que se quiere dar es en todo terreno lo cual va a dejar expuesto a la nueva suspensión gran maltrato.
- Se tiene que tomar en cuenta, las limitaciones de diseño que tiene nuestro país, ya que al requerir cierto tipo de piezas, no se las puede encontrar fácilmente, y se ve la necesidad de que sean importadas. Sin embargo para este proyecto, se han utilizado partes comunes de vehículos, tales como amortiguadores, manguetas, bujes, articulaciones; claro está que existen fabricantes en el exterior de piezas de alto desempeño que daría un valor agregado al nuevo sistema.