



**Universidad del Azuay.**

**Facultad de Ciencia y Tecnología.**

**Escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz.**

**Rediseño de un sistema de suspensión mecánica para un bus de servicio micro-regional equipado con chasis “Chevrolet FTR 32M”.**

**Trabajo de graduación previo a la obtención del título de Ingeniero en Mecánica Automotriz.**

**Autores:**

**León Cruz Carlos Humberto  
Cullquicondor Cumbe José Vicente**

**Director: Ing. Hernán Viteri.**

**Cuenca, Ecuador**

**2007**

## **DEDICATORIA.**

Este trabajo lo dedico a mis padres, quienes han sido las personas más importantes en mi vida y han sabido animarme en esos momentos duros que se presentan en el camino del periodo educativo, a mis hermanos y a toda mi familia por estar siempre presentes y dándome ese apoyo moral muy necesario para cumplir mi objetivo.

**José Vicente Cullquicondor Cumbe.**

Dedico este trabajo a mi padre que ahora descansa en los brazos de dios, por los consejos y palabras de aliento que me a proporcionado hasta el día de su muerte y me han dado el valor para proseguir mi camino, a mi madre y hermanos por el especial apoyo que siempre me han brindado durante toda mi carrera, también a mi compañero de trabajo José que gracias a su colaboración pude cumplir mi meta.

**Carlos Humberto León Cruz.**

### **AGRADECIMIENTO:**

A las autoridades y profesores de la Facultad de Ciencia y Tecnología de la Universidad del Azuay, de manera muy especial al Ing. Hernán Viteri, quien con gran sentido de responsabilidad orientó eficientemente el presente trabajo, al personal docente y administrativo de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires de la República de Argentina, a los propietarios de los diferentes talleres que colaboraron para realizar las pruebas previas al rediseño y a la recopilación de información , a nuestros ex-compañeros de la universidad y amigos por siempre, en fin a todas aquellas personas que de una u otra manera ayudaron a desarrollar el presente trabajo muchas gracias a todos.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Índice de Contenidos.....	iv
Índice de Anexos.....	v
Índice de Tablas e ilustraciones.....	vi
Glosario de símbolos.....	viii
Resumen.....	xi
Abstract.....	xii

Introducción.....	1
-------------------	---

### **CAPÍTULO I: FUENTES DE VIBRACIÓN**

1.1 Vibraciones del vehículo.....	2
1.1.1 Irregularidades del terreno.....	3
1.1.2 Vibraciones propias del vehículo.....	3
1.1.3 Vibraciones aerodinámicas.....	4
1.1.4 Percepción y tolerancia humana a las vibraciones.....	7

### **CAPITULO II: ANÁLISIS DEL CHASIS ‘ISUZU FTR 32 M’**

2.1 Dimensiones del chasis.....	10
2.2 Cargas máximas y mínimas.....	10
2.3 Influencia del perfil de vía.....	11
2.4 Análisis del centro de gravedad del vehículo.....	12
2.5 Distribución de las cargas sobre el chasis.....	15
2.5.1 Análisis de los esfuerzos.....	15
2.6 Análisis del sistema de suspensión original del vehículo.....	17
2.6.1 Ballestas.....	18
2.6.2 Barra estabilizadora.....	28
2.6.3 Amortiguadores.....	40

### **CAPITULO III: REDISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.**

3.1 Cálculos de las ballestas delanteras y posteriores.....	41
3.1.1 Cálculo del paquete de ballestas delantero.....	42
3.1.2 Cálculo del paquete de ballestas posterior.....	45
3.1.3 Determinación del perfil de la ballesta.....	46
3.2 Verificación del dimensionamiento del soporte de las ballestas.....	49
3.3 Cálculo del factor de seguridad del pasador.....	52
3.4 Cálculo y selección de los amortiguadores.....	54
3.4.1 Amortiguamiento en función de la velocidad.....	55
3.4.2 Amortiguador delantero.....	57

3.4.3 Amortiguador posterior.....	57
3.4.4 Dimensiones de los amortiguadores.....	57
3.4.5 Dimensiones de los agarres de los amortiguadores.....	58
3.4.6 Cálculo de los soportes de los amortiguadores.....	58
3.5 Cálculo de las barras estabilizadoras.....	61
3.5.1 Cálculo de la barra delantera.....	62
3.5.2 Cálculo de la barra posterior.....	63
3.5.3 Cálculo del factor de seguridad por medio de la teoría de falla.....	64
3.6 Simulación.....	68
3.6.1 Ballesta delantera.....	68
3.6.2 Barra posterior.....	70

#### **CAPITULO IV: MANTENIMIENTO.**

4.1 Mantenimiento preventivo.....	73
4.1.1 Engrase del sistema.....	73
4.2 Mantenimiento correctivo.....	79
4.2.1 Cambios de los amortiguados.....	80
4.2.2 Cambio de bujes.....	80
4.2.3 Desmontaje y montaje de una ballesta posterior.....	81
4.2.4. Cambio de los casquillos elásticos.....	83

<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>84</b>
---	-----------

<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>85</b>
--------------------------	-----------

#### **INDICE DE ANEXOS**

Anexos 1. ....	87
Figuras A. Fotos de los elementos que conforman la suspensión	
Figuras B. Fotos de las pruebas realizadas a los paquetes de Ballestas	
Anexos 2.....	92
Tabla E-23 Propiedades esfuerzo-deformación monótonas y cíclicas del algunos aceros seleccionados	
Anexos 3 Tabla A.1 Constante (W) para el cálculo de las ballestas.....	93
Anexos 4 Extracto de la norma 2631.....	94
Lamina 2.1 Dimensiones del chasis.....	96
Lamina 2.2 Ubicación de los componentes del chasis.....	97
Lamina 3.1 Paquete de ballestas delantero.....	98
Lamina 3.2 Dimensiones de las ballestas delanteras.....	99
Lamina 3.3 Paquete de ballestas posterior.....	100
Lamina 3.4 Dimensiones de las ballestas posteriores.....	101
Lamina 3.5 Barra estabilizadora delantera.....	102
Lamina 3.6 Dimensiones de la barra estabilizadora delantera.....	103
Lamina 3.7 Barra estabilizadora posterior.....	104
Lamina 3.8 Dimensiones de la barra estabilizadora posterior. ....	105

**INDICE DE TABLAS.**

Tabla 1.1 Coeficientes de los momentos aerodinámicos.....	7
Tabla 2.1 Peso y ubicación de cada componente.....	13
Tabla 2.2 Resultados de las coordenadas del centro de masa.....	14
Tabla 2.3 Peso y coordenadas de los componentes del bus.....	17
Tabla 2.4 Resultado de las Reacciones sobre cada eje.....	17
Tabla 2.5 Denominación de las partes del paquete de ballestas.....	19
Tabla 2.6 Resultados de la flexibilidad y rigidez del ballestín.....	20
Tabla 2.7 Resultados de la flexibilidad y rigidez del la ballesta.....	20
Tabla 2.8 Datos para el cálculo de las ballestas semielípticas.....	21
Tabla 2.9 Resultados de los cálculos ballesta delantera.....	24
Tabla 2.10 Resultados de las formulas ecuaciones al variar el ancho. ....	25
Tabla 2.11 Resultados de la ballesta posterior. ....	25
Tabla 2.12 Resultados del ballestín.....	26
Tabla 2.13 Resultados del ballestín.....	27
Tabla 2.14 Resultados de los cálculos del ballestín ....	27
Tabla 2.15 Resumen de los resultados de los paquetes calculados.....	28
Tabla 2.16 Datos de las barras originales del vehículo.....	29
Tabla 2.17 Datos de las barras estabilizadoras.....	36
Tabla 2.18 Resultados a diferentes velocidades.....	39
Tabla 3.1 Carga sobre las ballestas.....	42
Tabla 3.2 Deformación, flexibilidad y rigidez de la ballesta posterior.....	45
Tabla 3.3 Espesor, número de hojas y esfuerzo para las ballestas.....	45
Tabla 3.4 Coordenadas para obtener el perfil de la ballesta delantera.....	47
Tabla 3.5 Coordenadas para obtener el perfil de la ballesta posterior.....	48
Tabla 3.6 Datos y resultados de las características de los amortiguadores.....	56
Tabla 3.7 Características de los amortiguadores delanteros.....	57
Tabla 3.8 Características de los amortiguadores posteriores.....	58
Tabla 3.9 Dimensiones de los agarres de los amortiguadores.....	58
Tabla 3.10 Datos para el cálculo de los soportes.....	59
Tabla 3.11 Resultados de cálculos de los soportes. ....	61
Tabla 3.12 Resultados de factor de seguridad.....	61
Tabla 3.13 Datos para el cálculo de las barras. ....	64
Tabla 3.14 Datos y respuestas de la barra delantera.....	67
Tabla 3.15 Datos y respuestas de la barra posterior.....	67
Tabla 3.16 Respuestas de la ballesta posterior.....	70
Tabla 3.17 Respuestas de la ballesta delantera ....	70
Tabla 3.18 Respuestas de la barra delantera ....	72
Tabla 3.19 Respuestas de la barra posterior ....	72
Tabla 4.1 Trabajos de mantenimiento. ....	78
Tabla 4.2. Trabajos de mantenimiento correctivo.....	79

**INDICE DE ILUSTRACIONES.**

Fig. 1.1 Fuerzas y momentos de naturaleza aerodinámica que actúan.....	5
Fig. 2.1 Dimensiones del chasis .....	10
Fig. 2.2 Perfil de via.....	11
Fig. 2.3 Distribución de las cargas sobre el perfil.....	15
Fig. 2.4 Momentos en el tramo 1.....	16
Fig. 2.5 Suspensión de ballestas posterior de un bus.....	18
Fig. 2.6 Componentes del sistema de suspensión por ballestas.....	19
Fig. 2.7 Variación de la rigidez del ballestín.....	20
Fig. 2.8 Variación de la Rigidez de la ballesta.....	21
Fig. 2.9 Disposición de la barra posterior.....	29
Fig. 2.10 Barra estabilizadora.....	34
Fig. 2.11 Descripción de los esfuerzos a los que está sometida la fibra A.....	36
Fig. 3.1 Reacciones sobre el paquete de ballestas delantero.....	41
Fig. 3.2 Reacciones sobre el paquete de ballestas posterior.....	41
Fig. 3.3 Parámetros que definen el contorno de la ballesta parabólica.....	46
Fig. 3.4 Contorno de la ballesta delantera.....	48
Fig. 3.5 Contorno de la ballesta posterior.....	49
Fig. 3.6 Soporte frontal del paquete delantero.....	49
Fig. 3.7 Ubicación de las fuerzas que actúan al momento de la frenada.....	50
Fig. 3.8 Fuerzas principales de frenado.....	51
Fig. 3.9 Eje soporte del paquete de ballestas delantero y posterior.....	52
Fig. 3.10 Despiece de un amortiguador.....	54
Fig. 3.11. Vista lateral del soporte superior del amortiguador.....	59
Fig. 3.12 Vista lateral del soporte inferior del amortiguador delantero .....	69
Fig. 3.13 Vista lateral del soporte superior del amortiguador posterior. ....	60
Fig. 3.14 Pasador del Soporte inferior .....	60
Fig. 3.15 Resultados de factor de seguridad.....	68
Fig. 3.16 Resultados de esfuerzo máximo.....	69
Fig. 3.17 Resultados de la deformación máxima.....	69
Fig. 3.18 Resultados de esfuerzo máximo.....	71
Fig. 3.19 Resultados de la deformación máxima.....	71
Fig. 3.20 Resultados de factor seguridad.....	72
Fig. 4.1 Graseros de los ojos del paquete posterior de ballestas.....	74
Fig. 4.2 Graseros de paquete delantera.....	74
Fig. 4.3 Soporte de hule de la barra estabilizadora delantera.....	75
Fig. 4.4 Suspensión delantera.....	78
Fig. 4.5 Suspensión posterior.....	79
Fig. 4.6 Despiece de la barra estabilizadora.....	83

**GLOSARIO DE SÍMBOLOS**

- $M_{xa}$  = Momento aerodinámico de vuelco. (N.m)  
 $\rho$  = Densidad del aire ( $N \cdot s^2/m^4$ )  
 $C_{mx}$  = Coeficiente aerodinámico de momento de vuelco.  
 $A_f$  = Área frontal del vehículo. ( $m^2$ )  
 $WB$  = Distancia entre ejes del vehículo (batalla).(m)  
 $M_{za}$  = Momento aerodinámico de guiñada. (N.m)  
 $C_{mz}$  = Coeficiente aerodinámico de momento de guiñada.  
 $v$  = Velocidad. (m/s)  
 $d$  = Distancia entre baches. (m)  
 $X_g$  = Coordenada del centro de gravedad en eje x. (m)  
 $Y_g$  = Coordenada del centro de gravedad en eje y. (m)  
 $Z_g$  = Coordenada del centro de gravedad en eje z. (m)  
 $m_i$  = Masa de los componentes. (N)  
 $x_i$  = Coordenada en eje x de los componentes. (m)  
 $y_i$  = Coordenada en eje y de los componentes. (m)  
 $z_i$  = Coordenada en eje z de los componentes. (m)  
 $M$  = Momento ( $N \cdot m$ )  
 $P_1, P_2, P_3 \dots P_n$  = Cargas externas (N)  
 $x$  = Distancia entre apoyos (m)  
 $P_p$  = Carga puntual (N)  
 $q$  = Carga distribuida. ( $N \cdot m$ )  
 $f$  = Flexibilidad. (mm/N)  
 $\Delta$  = Deformación en (mm).  
 $P$  = Peso o carga (N)  
 $g$  = Aceleración de la gravedad ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )  
 $N$  = Frecuencia del sistema (Hz)  
 $P_q$  = Carga estática máxima que soporta la ballesta. (N)  
 $f$  = Flexibilidad real. (mm/N)  
 $n$  = Número total de hojas

$a$  = Ancho de la hoja

$e$  = Espesor de la hoja.

$E$  = Modulo elástico. (GPa)

$L$  = Longitud de la ballesta (mm)

$\delta_t$  = Tensión de trabajo ( $\text{N/mm}^2$ )

$P'$  = Carga dinámica

$P''$  = Carga dinámica para el cálculo de los topes de goma.

$D$  = Factor de carga dinámica

$R$  = Radio de la curva.

$W$  total = Peso total del vehículo.

$WT_L$  = Transferencia lateral de peso.

$F_L$  = Fuerza lateral.

$h$  = Altura del centro de gravedad

$t$  = Pista de rueda.

$W$  fuera = Peso que actúa sobre los neumáticos que están en el lado exterior de la curva

$W$  dentro = Peso que actúa sobre los neumáticos que están en el lado interior de la curva

$R_1$  = Reacción en el eje delantero.

$R_2$  = Reacción en el eje posterior.

$x_1$  = Porcentaje del peso total que se aplica sobre el eje delantero.

$x_2$  = Porcentaje del peso total que se aplica sobre el eje posterior.

$W_t$  = Peso que se aplica en cada eje.

$a_y$  = Aceleración con respecto al eje  $y$

$\beta$  = Angulo de torsión del brazo de la barra. ( $^\circ$ )

$l_b$  = Longitud de la barra. (m)

$L_b$  = Longitud del brazo de la barra. (m)

$\alpha$  = Angulo de torsión de la carrocería. ( $^\circ$ )

$N_t$  = Par de reacción de l barra.

$G$  = Módulo de elasticidad a la torsión del material =  $2/5 E$  ( $\text{N/mm}^2$ )

$\phi$  = Diámetro de la Barra estabilizadora. (m)

$\sigma$  = Esfuerzo máximo. ( $\text{N/mm}^2$ )

$\Sigma F$  = Sumatoria de fuerzas

$\eta$  = Factor de seguridad.

$S_y$  = Resistencia a fluencia ( $N/mm^2$ )

$J_0$  = Momento polar de inercia. ( $m^4$ )

$N$  = Frecuencia (Hz)

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$ .

$\pi = \text{pi} = 3.1416$

$\sigma'$  = Esfuerzo de Von Misses, esfuerzo completo. ( $N/mm^2$ )

$\tau_{perm}$  = Esfuerzo permisible.

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo de torsión

$\zeta$  = Coeficiente de amortiguamiento.

$m_a$  = Masa que soporta el eje.

$K$  = Rigidez total del sistema de suspensión. ( $N/mm$ )

$K_1$  = Rigidez del resorte.

$K_2$  = Rigidez del neumático (700  $N/mm$  a una presión de inflado de 45 Psi.)

$A_n$  = Amplitud.

$N$  = Frecuencia.

$\delta$  = Angulo de torsión de la barra. ( $^\circ$ )

$Y$  = Variable en función de las abscisas

$Y1$  = Variación de espesor.

$Y2$  = Variable en función de las abscisas que describen el cuerpo de la ballesta

$x^*$  = Variable en el eje de las abscisas

$Pq1$  = Carga máxima que soporta la ballesta delantera

$Pq2$  = Carga máxima que soporta la ballesta posterior

$Q$  = Carga

## **RESUMEN.**

El trabajo se enfoca al rediseño del sistema de suspensión del bus equipado con chasis “Chevrolet FTR 32M”. Inicia con el análisis de las fuentes de vibración y su efecto sobre las personas, se determinan las cargas a las que se somete el sistema de suspensión original deduciendo las características del mismo, se calcula el nuevo sistema de suspensión con ballestas parabólicas buscando cumplir el objetivo principal que es disminuir la rigidez. Con las nuevas características de los elementos principales que conforman el sistema de suspensión se verifica su comportamiento en un software de Simulación Mecánica para comprobar los resultados.

### **ABSTRACT.**

The work focusses to the redesign of the bus suspension system equipped with chassis “Chevrolet FTR 32M.” It begins with the analysis of the vibration sources and their effect on persons, the loads are determined those that undergoes the system of original suspension deducing the characteristics of the same one, the new suspension system it is calculated with parabolic suspension looking for to complete the main objective that is to diminish the rigidity. With the new characteristics of the main elements that conform the suspension system their behavior it is verified in a software of Mechanical Simulation to check the results.

León Cruz Carlos Humberto – Cullquicondor Cumbe José Vicente  
Trabajo de graduación.  
Ing. Hernán Viteri  
Septiembre 2007.

## **REDISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN MECÁNICA PARA UN BUS DE SERVICIO MICRO-REGIONAL EQUIPADO CON CHASIS “CHEVROLET FTR 32M”.**

### **INTRODUCCIÓN.**

El transporte rural es un medio utilizado para aliviar las necesidades de traslado de un lugar a otro de muchas personas que no cuentan con un transporte propio, y utilizan este vehículo día a día para llegar a su destino, como experiencia propia compartimos que la suspensión del bus equipado con chasis “Isuzu FTR 32M” es rígida, se percibe que no amortigua las irregularidades del terreno, provocando golpes y movimientos bruscos al transitar por carreteras en mal estado, y causando destrucción prematura en la carrocería, esto se debe a que su diseño está destinado al transporte de carga y no de pasajeros. Con el propósito de obtener un sistema de suspensión que ofrezca confort y seguridad se analizarán las condiciones en las cuales el ser humano se adapte a un transporte sin presentar daños en su salud, lo cual será estudiado en el primer capítulo, además se complementará con el estudio de las vibraciones que producen los diferentes elementos, ya sean propios del vehículo como externos. En el segundo capítulo se determinarán las cargas sobre el chasis, la rigidez de las ballestas originales, se analizarán las irregularidades de la carretera, fijaremos los requerimientos de esfuerzo a los cuales estará sometido el sistema de suspensión original, y las características del mismo. En el tercer capítulo se rediseñará un sistema de suspensión que cumpla con las solicitudes deseadas; los esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad serán comprobados en un programa de simulación. En el cuarto capítulo se proporcionará una compilación de información sobre el mantenimiento del nuevo sistema de suspensión. Los resultados del rediseño podrán ser aplicados por una persona que implemente este tipo de suspensión al vehículo objeto de estudio.

## CAPÍTULO I

### FUENTES DE VIBRACIÓN

**1.1 Vibraciones del vehículo.**- Las vibraciones son excitadas, por tres tipos de acciones: irregularidades de la calzada, acción de las masas giratorias, y aerodinámicas. El control de los movimientos vibratorios: frecuencia, amplitud, aceleración, etc se realiza a través del sistema de suspensión que intercalado entre las masas unidas a las ruedas (masas no suspendidas, o semisuspendidas si se tiene en cuenta que el neumático es su medio elástico) y el cuerpo del vehículo (masa suspendida) permite el desplazamiento entre ambos mediante elementos elásticos (resortes) y produce una disipación de energía, mediante elementos amortiguadores, en algunos casos ambas funciones pueden ser realizadas por un único elemento como es el caso de la ballesta.

Limitándose únicamente a las frecuencias verticales, la gama existente puede ser dividida en tres tipos:

- 1 -3 Hz: Corresponde a las frecuencias naturales de la carrocería
- 5 - 40 Hz: Frecuencia de oscilación de las masas no suspendidas (generalmente entre 10 y 20 Hz)
- 40 - 250 Hz: Vibraciones producidas en las masas no suspendidas (bastidor) debidas a las oscilaciones naturales en los neumáticos.

Existen múltiples fuentes de excitación por las que se originan vibraciones en el vehículo, estas se dividen en dos grupos:

**-Ajenas al vehículo o indirectas:** Son las que se transmiten a la masa suspendida a través de las masas no suspendidas y cuyo principal exponente es el estado del terreno (irregularidades de la carretera) por donde circula el vehículo.

**-Propias del vehículo o directas:** Son las ejercidas sobre la masa suspendida por elementos contenidos o apoyados en ellas, es decir, son fuentes de excitación de vibraciones que están incorporadas al propio vehículo y que surgen principalmente de componentes giratorios o rotativos del mismo, como son los conjuntos: llantas/neumáticos, el sistema de tracción/transmisión, el motor y las acciones aerodinámicas.

**1.1.1 Irregularidades del terreno.-** Las irregularidades de la calzada originan una excitación de tipo normalmente aleatorio (como guiadas por el azar) si la calzada presenta un perfil ondulado, para determinada velocidad de circulación podría existir una excitación indirecta de frecuencia próxima a la natural de vibración de la masa suspendida, lo cual originaría desplazamientos muy elevados con riesgos de pérdida excesiva de peso de adherencia sobre la rueda y de inestabilidad. A la hora de estudiar las irregularidades de la carretera, se supone que el perfil superficial de la carretera es una función aleatoria <sup>A</sup> por lo que, estudiando un tramo de la carretera suficientemente representativo, se puede caracterizar toda la carretera.

**1.1.2 Vibraciones propias del vehículo.-** Las vibraciones producidas por el propio vehículo provienen esencialmente de las ruedas, del grupo motor-caja de cambios y de la transmisión. Idealmente el conjunto llanta/neumático, como parte del sistema de aislamiento de la carrocería cuando el vehículo está en movimiento, es suave y flexible para absorber parte de las perturbaciones producidas por los hundimientos e

---

<sup>A</sup> Nota: *Proceso que resulta imposible predecirlo*

irregularidades de la calzada, y no contribuye a la excitación del vehículo, pero en la práctica, las imperfecciones y defectos en la fabricación de las llantas, neumáticos, uniones, manguetas, frenos y elementos giratorios, suelen dar lugar a irregularidades que facilitan la transmisión de vibraciones y que pueden ser agrupadas en desequilibrio de masas, variaciones dimensionales y variaciones de rigidez.

Estas irregularidades combinadas en el sistema llanta/neumático ocasionan variaciones en las fuerzas y momentos que se transmiten al eje del vehículo y actúan como fuente de vibraciones. Las vibraciones de fuerza se pueden producir en las direcciones verticales (radial), longitudinal (motriz) y lateral, repitiéndose para cada revolución de la rueda cuando está rodando con una velocidad y radio constante. El motor es la principal fuente de potencia, así también es una fuente de excitación de vibraciones en el vehículo. El volante de inercia, junto con las inercias y elasticidades de la caja de cambios, actúa como un amortiguador inercial, de modo que el par que proporciona al árbol de transmisión es la superposición de una componente permanente y variaciones transitorias del par.

**1.1.3 Vibraciones aerodinámicas<sup>1</sup>.**- El flujo de aire alrededor del vehículo causa vibraciones de origen aerodinámico, pueden distinguirse dos grupos de efectos asociados a dos flujos diferentes de aire:

- Flujo de aire externo al vehículo.
- Flujo de aire que pasa a través de compartimentos del vehículo.

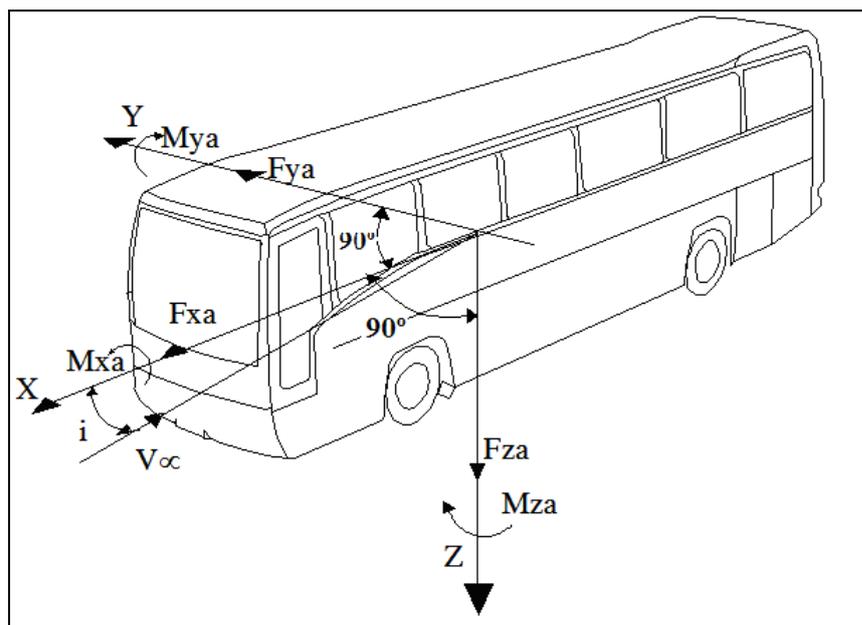
---

<sup>1</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicentes (1995) *Teoría de los vehículos automóviles* Pág. 151

El primer flujo de aire, actúa sobre las superficies exteriores del vehículo (espejos retrovisores, antenas de radio y otros salientes o protuberancias) produce zonas de presión o depresión y rozamiento con las paredes; todo ello origina esfuerzos que influyen, no solo en el avance del vehículo ofreciendo una resistencia de naturaleza aerodinámica, sino que afecta a las cargas sobre las ruedas y a la estabilidad del automóvil.

La principal preocupación en vehículos de turismo ha sido, reducir la resistencia al avance, por razones de economía. En microbuses o furgonetas, los problemas de sensibilidad al viento lateral han requerido más atención. Las acciones aerodinámicas que actúan sobre el bus pueden representarse por una resultante general de las fuerzas y un momento resultante aplicando ambos al centro de masa. Estos dos vectores pueden estudiarse a través de sus componentes en las direcciones longitudinal, transversal y vertical, como se representa en la figura. 1.1

**Fig. 1.1 Fuerzas y momentos de naturaleza aerodinámica que actúan sobre un bus.**



**Fuente: Creación de los autores.**

Los momentos que influyen con importancia en el bus se representan como:

**Momento aerodinámico de vuelco<sup>2</sup>**

$$M_{xa} = \frac{1}{2} \rho * C_{mx} * A_f * WB * V^2 \quad \text{Ec.1.1}$$

Donde:

$M_{xa}$  = Momento aerodinámico de vuelco. (N.m)

$\rho$  = Densidad del aire (N.s<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>)

$C_{mx}$  = Coeficiente aerodinámico de momento de vuelco.

$A_f$  = Área frontal del vehículo. (m<sup>2</sup>)

$WB$  = Distancia entre ejes del vehículo (batalla).(m)

$V$  = Velocidad de desplazamiento. (m/seg)

**Momento aerodinámico de guiñada.<sup>3</sup>**

$$M_{za} = \frac{1}{2} \rho * C_{mz} * A_f * WB * V^2 \quad \text{Ec.1.2}$$

**Donde:**

$M_{za}$  = Momento aerodinámico de guiñada. (N.m)

$\rho$  = Densidad del aire (N.s<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>)

$C_{mz}$  = Coeficiente aerodinámico de momento de guiñada.

$A_f$  = Área frontal del vehículo. (m<sup>2</sup>)

$WB$  = Distancia entre ejes del vehículo (batalla).

$V$  = Velocidad de desplazamiento. (m/seg)

Cuando el aire se mueve respecto al vehículo asimétricamente respecto a su plano longitudinal, es decir con un cierto ángulo de incidencia ( $i$ ), se produce un incremento de presión del lado de barlovento (Parte de donde viene el viento, con respecto a un punto o lugar determinado) y depresión en el sotavento (La parte opuesta a aquella de donde viene el viento con respecto a un punto o lugar determinado) ello origina un fuerza lateral aplicada en un punto adelantado con respecto al centro de gravedad y en consecuencia, un momento de guiñada que tiende a girar al vehículo hacia el lado de sotavento. Las superficies laterales planas y

<sup>2</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicentes (1995) *Teoría de los vehículos automóviles* Pág. 151

<sup>3</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicentes (1995) *Teoría de los vehículos automóviles* Pág. 151

prolongadas hacia la parte trasera, aumenta la fuerza lateral y reduce  $M_{za}$ , mejorando el comportamiento del vehículo. El momento de vuelco  $M_{xa}$  es el resultado de las fuerzas, Lateral y  $F_{za}$ , respecto a la proyección del eje longitudinal sobre el plano de rodadura.  $F_{za}$  es la consecuencia de la diferencia entre las presiones en la parte inferior y la superior del vehículo, tiene un sentido tal que compensa parte del peso del vehículo descargando los ejes en consecuencia reduce el peso de adherencia, lo cual puede tener alguna influencia negativa en la dinámica lateral y longitudinal del vehículo.

**Tabla 1.1 Coeficientes de los momentos aerodinámicos.**

Coeficientes	Valor
Cmx	0.1 - 0.3
Cmz	0.3 - 0.15

**Fuente:** Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicentes (1995) *Teoría de los vehículos automóviles*. Pág. 151

**1.1.4 Percepción y tolerancia humana a las vibraciones<sup>4</sup>.**- El diseño de los vehículos automotores debe tener presente el comportamiento del cuerpo humano desde el punto de vista mecánico, así también la capacidad para soportar vibraciones.

El cuerpo humano, constituido por miembros con masa y elasticidad, se comporta como un sistema vibratorio. Por otra parte, al estar formado también por elementos visco elástico, amortiza las vibraciones generales originadas por acciones exteriores. En los años 20, H.S. Rowell sugirió que la frecuencia de la suspensión debía estar entre 1,5 y 2,3 Hz, basándose en encuestas y experimentos. Sus argumentos se

---

<sup>4</sup> LUQUE. Pablo. ÁLVAREZ. Daniel y VERA ÁLVAREZ. Carlos. Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico. Pág. 114

fundamentaron en el hecho de que caminar con un paso de 0,76 m a una velocidad entre 1,12 y 1,79 m/s eran cómodos para la mayoría de las personas. Para las vibraciones laterales, los resultados empíricos derivados principalmente de ensayos en ferrocarril indican que las amplitudes tolerables son un 30% inferior a las verticales en el rango de 1 y 2 Hz. Casi todos los datos sobre las tolerancias humanas a las vibraciones se pueden resumir en la norma *ISO 2631* que evalúa la pérdida de rendimiento o habilidad debida al cansancio producido por la exposición a vibraciones teniendo en cuenta:

- Nivel de la oscilación.
- Frecuencia.
- Dirección de la exposición.
- Tiempo de la exposición.
- Postura del individuo.

La norma *ISO 2631* (Anexos 4), define tres límites para el conjunto del cuerpo humano, abarca un intervalo de frecuencias de 1 a 80 Hz, que son:

- Limite de exposición. Se refiere a valores por encima de los cuales existe riesgo para la salud, no debe ser sobrepasado excepto en casos excepcionales.
- Limite de capacidad reducida por fatiga. Expresa la frontera a partir de la cual se produce un decrecimiento de capacidades para la realización eficaz de un trabajo.
- Limite de confort reducido. En vehículos de transporte está relacionado con la posibilidad de realizar funciones tales como lectura, escritura, comer, etc.

La tolerancia humana a las vibraciones depende de la dirección de éstas con relación al cuerpo humano. En dirección vertical, la mayor sensibilidad se presenta para la frecuencia comprendida entre 7 y 8 Hz, mientras que en direcciones transversales dicho intervalo se reduce a frecuencias comprendidas entre 1 y 2 Hz. A muy bajas frecuencias, la sensibilidad a las vibraciones horizontales es mayor que las

vibraciones verticales. Pero a elevadas frecuencias la tendencia es totalmente inversa, es decir, la sensibilidad a las vibraciones verticales es mucho mayor que a las horizontales.

El cabeceo produce sensaciones de náuseas y alteraciones en el laberinto auditivo que modifican el sentido del equilibrio. Si el aparato vestibular y el líquido coclear del oído interno es sometido de forma continua a aceleraciones lineales y/o angulares de frecuencias entre 0,5 y 0,75 Hz, se produce vértigo y mareo. La sensibilidad de algunos individuos a determinadas circunstancias puede extender este valor hasta 1 Hz. La región visceral se ve afectada por frecuencias entre 5 y 7 Hz. La frecuencia depende del individuo y de la amplitud de la vibración; en general mayores amplitudes aumentan la frecuencia a la que el individuo se hace sensitivo.

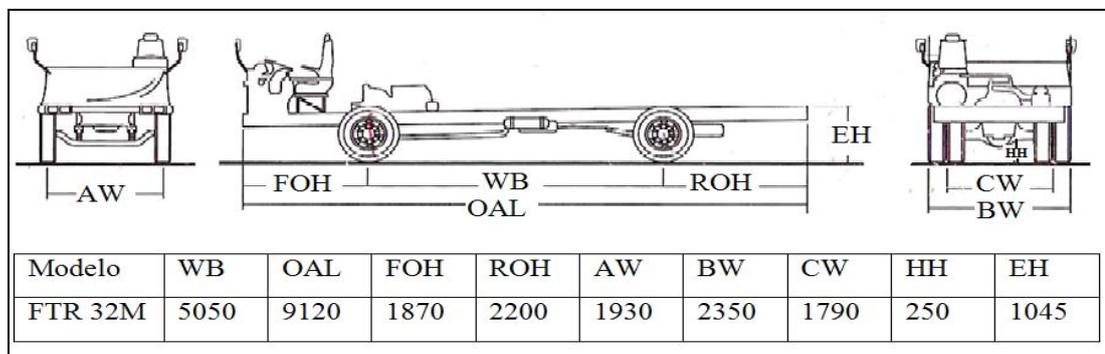
Al intentar obtener correlaciones entre las distintas vibraciones y las impresiones subjetivas, hay que tener en cuenta que estas últimas pueden estar influenciadas por el tamaño del coche, su apariencia tanto exterior como interior, el nivel de ruido, el ambiente y paisaje exterior e incluso por el color del vehículo. Finalmente, se concluye que el campo en el cual las vibraciones son aceptables está restringido a frecuencias comprendidas entre 1 y 2 Hz, jugando el asiento un papel fundamental en la sensación de confort, cuyos muelles deben tener sus frecuencias naturales alejadas de las frecuencias de las sollicitaciones transmitidas al casco de la carrocería por la suspensión, para evitar los fenómenos de resonancia.

## CAPÍTULO II

### ANÁLISIS DEL CHASIS “CHEVROLET FTR 32 M”

**2.1 Dimensiones del chasis.-** La lámina 2.1 de anexos indica las dimensiones del chasis tomadas en talleres INMAY, en la figura 2.1 se especifica las dimensiones principales del chasis.

Figura 2.1 Dimensiones del chasis.



Fuente: Catálogo del chasis.

**2.2 Cargas máximas y mínimas.** El peso correspondiente a los pasajeros es la carga que varía. Los cálculos que se realizan son de acuerdo al número de pasajeros, como máximo 62, el peso promedio de cada uno es de 735 N.<sup>5</sup> en consecuencia se tomaría un valor de 45570 N. como peso máximo. El peso mínimo será cuando el bus se encuentre sin pasajeros, el cálculo se realiza contando únicamente con el peso del conductor y su ayudante o sea 1470 N. En la tabla 2.1 se representan los pesos y ubicación de cada elemento que forma parte del bus.

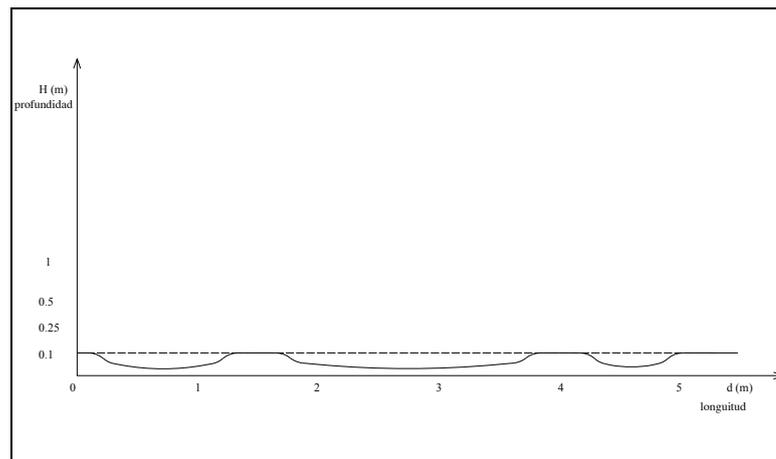
<sup>5</sup> Cascajosa Manuel (2002) *Ingeniería del vehículo, Sistemas y Cálculos*. Pág. 221.

### 2.3 Influencia del perfil de vía.<sup>6</sup>

Las irregularidades que presentan las vías rurales de nuestra provincia, hacen que se torne mucho más difícil su análisis. Por lo que únicamente mediante las funciones aleatorias se podría simular de una forma bastante real las irregularidades de la vía que excitan a las ruedas por la dificultad que representaría reproducir o cuantificar un valor correspondiente para un determinado intervalo de tiempo.

Una muestra tomada del perfil de una de las vías rurales por la cual transita el bus de servicio micro-regional indica un tramo de aproximadamente 5 metros, en el cual se aprecian las irregularidades, desde una ondulación de longitud igual a 1,20 metros y profundidad de 9cm, hasta otra de longitud de 2,30 metros con profundidad de 7 cm. Como se puede observar en la figura 2.2.

**Figura 2.2 Perfil de vía.**



**Fuente: Realizado por los autores.**

Para realizar el diseño de la suspensión se tomará en cuenta la irregularidad debida a ondulaciones que menos situaciones de falta de confort provoquen, siendo la correspondiente a una longitud de 2,30 m, ya que no obtendríamos un resultado aplicable al bus si consideramos el mínimo detalle sobre la vía. Para un espaciamiento de ondulaciones constante, existen dos velocidades críticas susceptibles de originar movimientos desordenados, la velocidad del vehículo y la

<sup>6</sup> Luque Pablo, Álvarez Daniel, Vera Álvarez Carlos, (2004) *Ingeniería del Automóvil* Pág.105

velocidad de las ruedas, siendo la frecuencia  $N = 1.83\text{Hz}$ <sup>7</sup>, la ideal para evitar incomodidades a los pasajeros; y considerando una distancia entre ondulaciones de 1,5 metros, sustituimos en la ecuación 2.1 para el vehículo (masa suspendida) se tiene:

$$N = \frac{v}{d} \quad \text{Ec. 2.1}$$

**Donde:**

$N$  = Frecuencia. (Hz.)

$v$  = Velocidad. (m/s.)

$d$  = Distancia entre agujeros. (m.)

**Resultado:**

$v = 2.74\text{m/s}$ ,  $= 9.88\text{km/h}$ , Es la velocidad a la que debería circular el bus sobre éste perfil de vía.

**2.4 Análisis del centro de gravedad del vehículo.-** El centro de gravedad de un objeto es también llamado "centro de masas" es el punto donde los momentos de equilibrio estático respecto de tres ejes mutuamente perpendiculares son todos cero, se concentra toda la masa del objeto y al aplicar una fuerza gira el objeto en el espacio produciendo un traslación pura<sup>8</sup>. La dimensión fundamental de los momentos es, típicamente, fuerza por distancia; no obstante, con el momento de masa pueden usarse unidades de masa por distancia. El centro de gravedad de un objeto puede situarse fuera del cuerpo. El centro de gravedad compuesto de un objeto, puede ser calculado si se conocen los centros de gravedad de cada componente. En la tabla 2.1 se dan las coordenadas y pesos de cada uno de los componentes del bus para el cálculo, en la tabla 2.2 se dan los resultados.

---

<sup>7</sup> Casajosa Manuel (2002) *Ingeniería del vehículo, Sistemas y Cálculos*. Pág. 385.

<sup>8</sup>León, Humberto, "Skaynet", Internet, [www.eletrorava.es/español/docum/MOI-CG/secc-2htm](http://www.eletrorava.es/español/docum/MOI-CG/secc-2htm). Acceso: 24 de Abril del 2006.

**Fórmulas para el cálculo del CG<sup>9</sup>.**

$$X_g = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$Y_g = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * y_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$Z_g = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * z_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad \text{Ec. 2.4}$$

**Donde:**

X<sub>g</sub> = Coordenada del centro de gravedad en eje x. (m.)

Y<sub>g</sub> = Coordenada del centro de gravedad en eje y. (m.)

Z<sub>g</sub> = Coordenada del centro de gravedad en eje z. (m.)

m<sub>i</sub> = Masa de los componentes. (N.)

x<sub>i</sub> = Coordenada en eje x de los componentes. (m.)

y<sub>i</sub> = Coordenada en eje y de los componentes. (m.)

z<sub>i</sub> = Coordenada en eje z de los componentes. (m.)

**Tabla 2.1 Peso y ubicación de cada componente.**

Nomenclatura:	Descripción.	Peso en N.	1/3 del peso.	Ubicación de cada componente en m		
				x	y	z
AD.	Amortiguador derecho	117.6	39.3	8.25	-0.45	0.03
AI.	Amortiguador izquierdo	117.6	39.2	8.25	0.45	0.03
BARP.	Barra estabilizadora posterior	156.8	52.23	3.2	0	-0.34
BARD.	Barra estabilizadora delantera	184.24	61.41	8.5	0	-0.34
PADD.	Paquete delantero derecho	485.49	161.79	8.25	-0.43	-0.32
PADI.	Paquete delantero izquierdo	485.49	161.79	8.25	0.43	-0.32
PPD.	Paquete posterior derecho	833	277.63	3.2	-0.43	-0.32
PPI.	Paquete posterior izquierdo.	833	277.63	3.2	0.43	-0.32

**Fuente: Medidas tomadas en Talleres INMAY.**

<sup>9</sup> Curso de graduación “apuntes sobre el cálculo del momento de inercia”. Pág. 9

**Tabla 2.1 Peso y ubicación de cada componente.**

Nomenclatura:	Descripción.	Peso en N.	1/3 del peso.	Ubicación de cada componente en m		
				x	y	z
RDD.	Rueda delantera derecha	796.83	265.58	8.25	-0.97	-0.32
RDI.	Rueda delantera izquierda	796.83	265.58	8.25	0.965	-0.32
RPD.	Ruedas posteriores derechas	1594.66	531.55	3.2	-0.89	-0.32
RPI.	Ruedas posteriores izquierdas	1594.66	531.55	3.2	0.89	-0.32
RE.	Neumático de repuesto	960.4		1.8	0	-0.05
DIF.	Conjunto piñón/corona	1421	473.63	3.62	0	-0.32
FRO.	Frontal.	1029	343	8.25	0	-0.43
Ca.	Caja de cambios	2352		7.46	0	-0.04
TA.	Tanque de aire y baterías	1352.4		7.2	0.57	0
TA2	Tanque de aire 1	441		4.2	0.3	0
TA3	Tanque de aire 2	441		5.2	-0.3	0
TA4	Tanque de aire 3	441		4.2	-0.3	0
TC.	Tanque de combustible	1646		7.3	-0.75	0
MO.	Motor	3724		8.2	0	0.07
CD	Caja de la dirección	588		9.3	0.7	-0.03
RA.	Radiador	784		9.1	0	0.07
CH.	Chasis	15552.6		5.06	0	0
CC.	Carrocería	38253.3		5.27	0	0.99
PAS.	Pasajeros (62 +conductor y ayudante)	47040		5.06	0	0.91

**Fuente: Medidas tomadas en Talleres INMAY**

**Tabla 2.2 Resultados de las coordenadas del centro de masa.**

Coordenadas del centro de masa.	
Xg =	5.05227 m.
Yg =	-0.00149 m.
Zg =	0.64271 m.

**Fuente: Creación de los autores.**

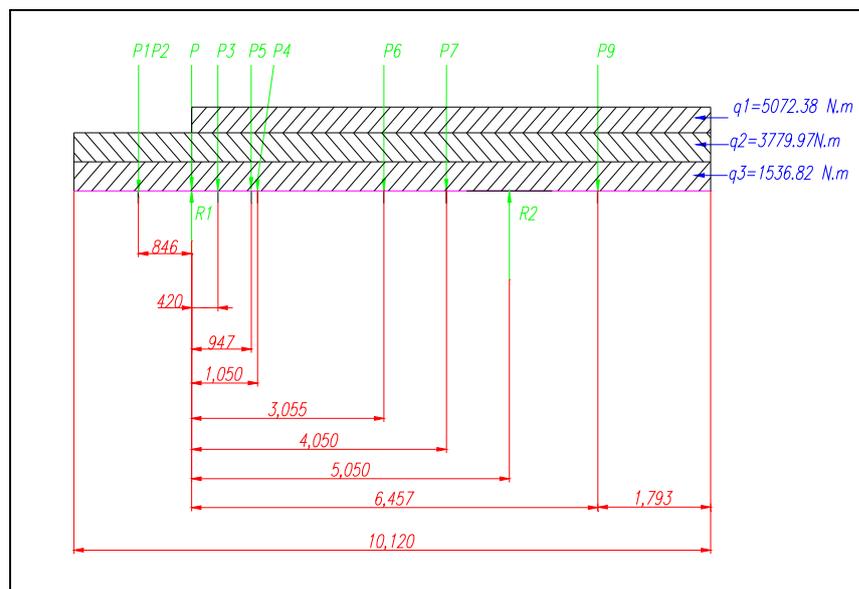
Con estos resultados se observa que el centro de gravedad está ubicado en el centro del chasis, pero con respecto a la posición de los ejes de las ruedas se encuentra

desplazado hacia el eje posterior, por esta razón se considera que el bus tiene un efecto subvirante en la respuesta direccional del mismo <sup>10</sup>

**2.5 Distribución de las cargas sobre el chasis.-** Se necesita conocer el peso y la posición de cada componente en el chasis para realizar el cálculo de los esfuerzos. En la lámina 2.2 se ubican gráficamente los centros de gravedad de cada componente relevante del bus y en la tabla 2.1 se encuentran las coordenadas de los mismos, tomado como punto de referencia el final de la carrocería en el centro del travesaño.

**2.5.1 Análisis de los esfuerzos.<sup>11</sup>**- Para el cálculo de las reacciones y esfuerzos sobre el chasis se utilizará la sumatoria de reacciones y de momentos tomando en cuenta que existen cargas distribuidas y cargas puntuales como se indica en la figura 2.3

**Figura 2.3 Distribución de las cargas sobre el perfil del Chasis.**



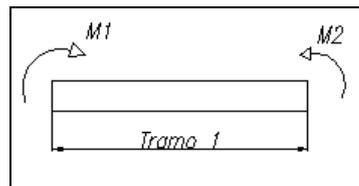
Fuente: Creación de los autores.

<sup>10</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicente (1995) *Teoría de los vehículos automóviles* Pág. 393.

<sup>11</sup> Shigley. Joseph. Mischke. Charles. (2002) *Diseño en Ingeniería mecánica*. Pág. 558.

– **Cálculo de los esfuerzos y las reacciones en el perfil.-** Se aplica la fórmula general 2.6<sup>12</sup> para el cálculo de momentos, en base a la figura 2.2 donde se puede observar la distribución de las cargas sobre el chasis. Se divide en tramos de acuerdo al número de apoyos o reacciones en los cuales existe momento como se ve en la figura. 2.4, los datos de los pesos que influyen en el cálculo se presentan en la tabla 2.3.

**Figura 2.4 Momentos en el tramo 1.**



**Fuente: Creación de los autores**

$$\sum F = 0 \quad \sum M = 0 \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$M = \sum P * x. \quad \text{Ec. 2.6}$$

**Donde:**

M = Momento (N\*m)

P1, P2, P3 .....Pn = Cargas externas (N)

x = Distancia entre apoyos (m)

Para las cargas distribuidas (q) se calcula la carga puntual  $P_p$  que representa el peso de la carga puntual sobre un tramo donde descansa la carga distribuida, se aplica la ecuación 2.7<sup>13</sup> que a continuación se redacta en base a la figura 2.3, los resultados de las reacciones sobre cada eje se expresan en la tabla 2.4.

$$P_p = q * x; \quad \text{Ec. 2.7}$$

**Donde:**

$P_p$  = Carga puntual (N.)

q = Carga distribuida. (N\*m.)

x = Distancia. (m.)

<sup>12</sup> Shigley. Joseph. Mischke. Charles. (2002) *Diseño en Ingeniería mecánica*. p. 598

<sup>13</sup> Shigley. Joseph. Mischke. Charles. (2002) *Diseño en Ingeniería mecánica*. p. 598

**Tabla 2.3 Pesos de los componentes.**

Nomenclatura.	Denominación	Valores
P	Peso del chofer y ayudante	1470 N.
P1+P2	(Radiador, dirección)	1372 N.
P3	Conj. Motor + c. cambios	6076 N.
P4	Conj. Depósito de combustible + conj. Batería	1352.4 N.
P5	Depósito de aire 1	1646.4 N.
P6	Depósito de aire 2	441 N.
P7	Depósito de aire 3	882 N.
P9	Conj. Rueda de repuesto + soporte.	960.4 N.
q1	Carga distribuida del Conjunto Bastidor.	2536.74 N.
q2	Carga distribuida del peso de la carrocería	3779.96 N.
q3	Peso estimado de la Carga	4648.14 N.

Fuente: medidas tomadas en talleres INMAY.

### Análisis de los esfuerzos en cada tramo.

$$\sum f = 0.$$

$$R1 + R2 + P + P1P2 + P3 + P4 + P5 + P6 + P7 + P9 + P_{p1} + P_{p2} + P_{p3} = 0$$

$$\sum M = 0$$

$$P * x + P1P2 * x_1 + P3 * x_2 + P4 * x_3 + P5 * x_4 + P6 * x_5 + P7 * x_6 + P9 * x_6 + P_{p1} * x_7 + P_{p2} * x_8 + P_{p3} * x_9 = 0$$

**Tabla 2.4 Resultado de las Reacciones sobre cada eje.**

Cargas / Reacciones	Carga mínima.	Media carga	Carga completa
	1470 N.	23520 N.	47040 N.
Eje delantero (R1)	30756.2 N.	34929.7 N.	37414.8 N.
Eje posterior (R2)	37248.9 N.	55860 N.	76160.3 N.

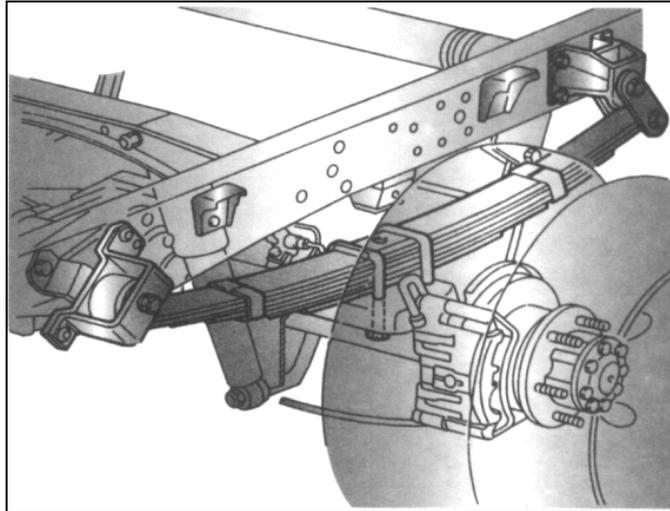
Fuente: Creación de los autores.

**2.6 Análisis del sistema de suspensión original del vehículo.-** En las fotos en anexos 2 (figuras A) podemos observar la suspensión con la cual viene equipado el chasis “Chevrolet FTR 32M”, las pruebas realizadas en los talleres de metal mecánica para determinar la rigidez se muestran en (Figuras B)

### 2.6.1 Ballestas.

El sistema de suspensión de ballestas (Figura 2.5) está constituido por un conjunto de hojas o láminas de acero especial para muelles, unidas mediante unas abrazaderas que permiten el deslizamiento entre hojas cuando éstas se deforman por el peso.

**Figura. 2.5 Suspensión de ballestas posterior de un bus.**

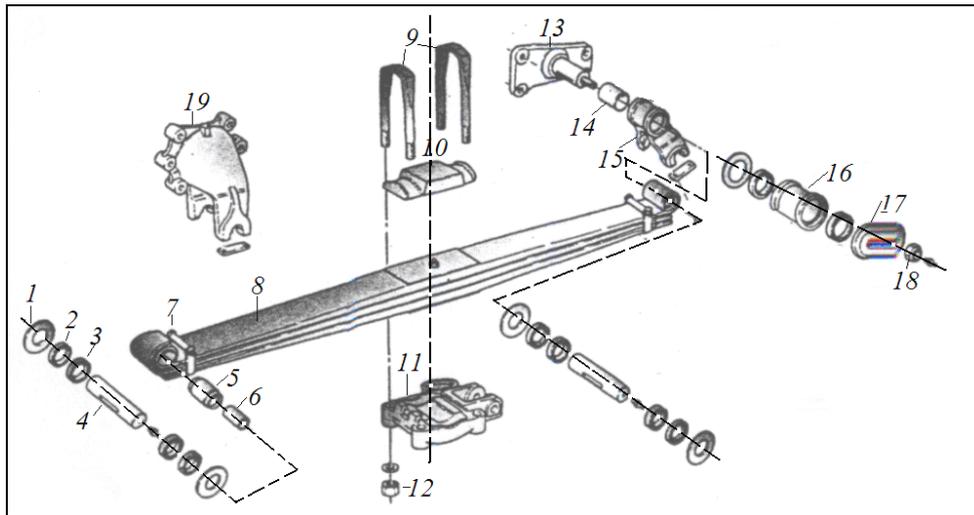


**Fuente: Camiones y Vehículos Pesados. (2000) *Manual de la Técnica del Automóvil*, p.182.**

El paquete de ballestas (figura 2.6 y tabla 2.5) está conformado por la hoja maestra o principal que es la de mayor longitud y en sus extremos curvados se forman los ojos donde se colocan los casquillos que pueden ser de bronce o de goma y sirven de acoplamiento al soporte del bastidor por medio de unos pernos o bulones que permiten la articulación, además cuenta con hojas suplementarias que varían su longitud a medida que se distancian de la maestra, el número y espesor de cada una están en función de la carga que han de soportar.

Con las pruebas realizadas en los paquetes de ballestas mediante el uso de una prensa hidráulica, y con la aplicación de las ecuaciones 2.8 y 2.9, se dedujo la flexibilidad y rigidez del paquete de ballestas y ballestín, los resultados obtenidos se redactan en las tablas 2.6 y 2.7 y las curvas de la rigidez en función de la variación de la carga se muestran en las figuras 2.7 y 2.8

**Fig. 2.6 Componentes del sistema de suspensión por ballestas.**



Fuente: Camiones y Vehículos Pesados (2000) *Manual de la Técnica del Automóvil*, p.218.

**Tabla 2.5 Denominación de las partes del paquete de ballestas.**

1	Arandela.	11	Base inferior de los pernos en U.
2	Espaciador de metal.	12	Tuerca.
3	Espaciador de goma.	13	Soporte del paquete en el chasis.
4	Bulón.	14	Casquillo para el soporte.
5	Casquillo.	15	Gemela o grillete.
6	Buje	16	Casquillo para el ojo de la ballesta.
7	Abrazadera.	17	Guardapolvo.
8	Ballesta	18	Tuerca del soporte.
9	Pernos en U o abarcon.	19	Soporte delantero de la ballesta al chasis.
10	Base superior de los tornillos en U		

Fuente: Camiones y Vehículos Pesados (2000) *Manual de la Técnica del Automóvil*, p.218.

– **Cálculo de la flexibilidad y rigidez del la ballesta.**

Ecuaciones para el cálculo de la flexibilidad y rigidez

– **Cálculo de la flexibilidad<sup>14</sup>**

$$f = \frac{\Delta}{P} \quad (\text{mm/N.}) \quad \text{Ec. 2.8}$$

– **Cálculo de la rigidez**

$$K = \frac{1}{f} \quad (\text{N/mm.}) \quad \text{Ec. 2.9}$$

<sup>14</sup> Charlotheaux.M. (1975) *Suspensión y Dirección* Marcomba Boixarev Editores. Barcelona.

**Donde:**

K = Rigidez del muelle.

 $f$  = Flexibilidad. $\Delta$  = Deformación en (mm).

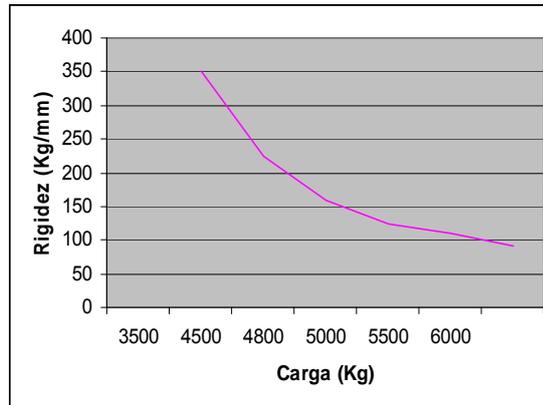
P = Peso o carga (N)

**Tabla 2.6 Resultados de la flexibilidad y rigidez del ballestín.**

Datos obtenidos del ballestín.			
Deformación, mm.	Peso aplicado, N.	Flexibilidad, mm/N.	Rigidez, N/mm.
0	0	0	3430
10	34300	$2.91E^{-4}$	3430
20	44100	$4.53E^{-4}$	2205
30	47040	$6.37 E^{-4}$	1568
40	49000	$8.16 E^{-4}$	1225
50	53900	$9.28 E^{-4}$	1078
65	58800	$1.1 E^{-3}$	904.54

**Fuente: Datos obtenidos en “Talleres Chacón”.**

En la figura 2.6 se muestra la variación de la rigidez cuando se incrementa la carga.

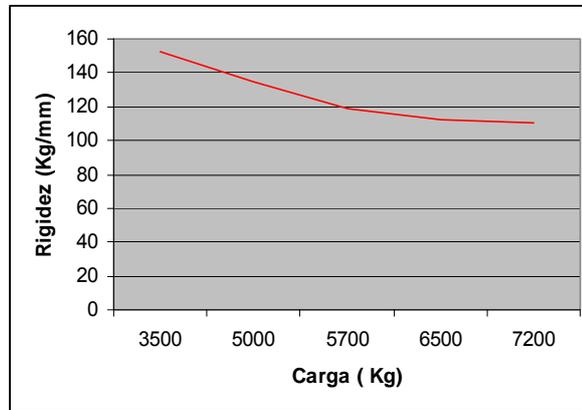
**Fig. 2.7 Variación de la rigidez del ballestín.****Fuente: Creación de los autores.****Tabla 2.7 Resultados de la flexibilidad y rigidez de la ballesta.**

Datos obtenidos de la ballesta.			
Deformación, mm.	Peso aplicado, N.	Flexibilidad, mm/N.	Rigidez, N/mm.
	0	0	152
23	34300	$6.704E^{-4}$	1491.63
37	49000	$7.55 E^{-4}$	1324.5
48	55860	$8.59 E^{-4}$	1163.75
58	63700	$9.1 E^{-4}$	1098.19
65	70560	$9.21 E^{-4}$	1085.45

**Fuente: Datos obtenidos en “Talleres Chacón”.**

En la figura 2,7 observamos la variación de la flexibilidad y rigidez en función del incremento de la fuerza aplicada sobre la ballesta.

**Fig. 2.8 Variación de la Rigidez de la ballesta.**



**Fuente: Creación de los autores.**

Como vemos en la gráfica la rigidez de un muelle varía en forma descendente de acuerdo al aumento de la carga que soporta.

– **Verificación de las características de las ballestas semielípticas.**- Para verificar el dimensionamiento del sistema original del vehículo se recalculan los paquetes de ballestas semielípticas, los datos de las ballestas se dan en la tabla 2.8

**Tabla 2.8 Datos para el cálculo de las ballestas semielípticas.**

DATOS	Ballesta delantera	Ballesta posterior	Ballestín
Longitud total (L+x)	1470 mm.	1360 mm.	1100 mm.
Zona Inactiva (x)	162.7 mm.	158 mm.	158 mm.
Longitud (L)	1307.3 mm.	1202 mm.	942 mm.
Ancho (a)	80 mm.	80 mm.	80 mm.
Escalonamiento (l)	Regular	Regular	Regular
Espesor	10 mm.	10 mm.	10 mm.
Carga estática máxima (P)	18707.4 N.	38080.2 N.	29166 N.
Frecuencia (N)	1.83 Hz.	1.83 Hz.	1.83 Hz.
Módulo elástico (E) <sup>15</sup>	220.5 GPa.	220.5 GPa.	220.5 GPa.
Límite elástico ( $\sigma$ )	1.176 GPa.	1.176 GPa.	1.176 GPa.
Numero de hojas de refuerzo. (m)	1	1	1

**Fuente: Datos obtenido en talleres INMAY.**

En el cálculo se aplican las ecuaciones que a continuación se redactan:

<sup>15</sup> Cascajosa Manuel (2002) *Ingeniería del vehículo, Sistemas y Cálculos*. Pág. 386

**1. Cálculo de la flexibilidad previa (f):**

$$f = \frac{g}{(N * 2 * \pi)^2 * P_q} \quad \text{Ec. 2.10}$$

**Donde:**

$f$  = Flexibilidad. (mm/N)

$g$  = Aceleración de la gravedad (9.81 m/s<sup>2</sup>)

$N$  = Frecuencia del sistema (Hz)

$P_q$  = Carga estática máxima que soporta la ballesta. (N)

**2. Cálculo de la flexibilidad real (f):**

$$f = \Delta / P_q \quad \text{Ec. 2.11}$$

**Donde:**

$f$  = Flexibilidad real. (mm/N)

$\Delta$  = Deformación (mm)

$P_q$  = Carga estática máxima que soporta la ballesta. (N)

**3. Cálculo de la deformación ( $\Delta$ ):**

$$\Delta = \frac{P_q * L^3 * W}{4 * E * n * a * e^3} \quad \text{Ec. 2.12}$$

**Donde:**

$\Delta$  = Deformación (mm)

$P_q$  = Carga estática máxima que soporta la ballesta. (N)

$n$  = Número total de hojas

$a$  = Ancho de la hoja (mm)

$e$  = Espesor de la hoja. (mm)

$E$  = Modulo elástico. (GPa)

$L$  = Longitud de la ballesta (mm)

$\delta$  = Tensión de trabajo (MPa)

$W$  = Constante en función del número de hojas.

**4. Cálculo de la rigidez (K):**

$$K = 1/f \quad \text{Ec. 2.13}$$

**Donde:**

$K$  = Rigidez (N/mm)

$f$  = Flexibilidad. (mm/N).

**5. Cálculo del número total de hojas (n):**

$$n = \frac{3 * P_q * L}{2 * a * e^2 * \delta} \quad \text{Ec. 2.14}$$

**Donde:**

n = Número total de hojas

$P_q$  = Carga estática máxima que soporta la ballesta. (N)

a = Ancho de la hoja (mm).

e = Espesor de la hoja (mm).

L = Longitud (mm)

$\delta$  = Tensión de trabajo (MPa)

**6. Cálculo de la frecuencia (N):**

$$N = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{g}{P_q * f}} \quad \text{Ec. 2.15}$$

**Donde:**

N = Frecuencia del sistema (Hz)

g = Aceleración de la gravedad (9.81 m/s<sup>2</sup>)

$P_q$  = Carga estática máxima que soporta la ballesta. (N)

**7. Cálculo de la tensión real de trabajo para la carga estática ( $\delta_t$ ).**

$$\delta_t = \frac{6 * E * \Delta * e}{L^2 * K} \quad \text{Ec. 2.16}$$

**Donde:**

$\delta_t$  = Tensión de trabajo (MPa.)

K = Rigidez (N/mm.)

L = Longitud (mm)

$\Delta$  = Deformación (mm)

**8. Cálculo de la carga dinámica P', correspondiente a la tensión máxima fijada:**

Para este cálculo se fija una tensión inferior al límite máximo que permite el material. La tensión máxima debe estar entre 784 y 980 (MPa)<sup>16</sup>. Tomamos el valor de 882 MPa.

<sup>16</sup> CASCAJOSA Manuel (2005) *Ingeniería del vehículo, Sistemas y Cálculos*. Pág. 383

$$P' = \frac{2 * a * e^2 * n * \delta_t}{3 * L} \quad \text{Ec. 2.17}$$

**Donde:**

$P'$  = Carga dinámica (N)  
 $n$  = Número total de hojas  
 $a$  = Ancho de la hoja (mm)  
 $e$  = Espesor de la hoja (mm)  
 $L$  = Longitud (mm.)  
 $\delta_t$  = Tensión de trabajo (MPa.)

**9. Cálculo del escalonamiento:**

$$l = \frac{L}{2(n - m)} \quad \text{Ec. 2.18}$$

**Donde:**

$n$  = Número total de hojas  
 $m$  = Hojas de refuerzo  
 $l$  = Escalonamiento. (mm)  
 $L$  = Longitud de la ballesta (mm)

**10. Cálculo de la carga dinámica  $P''$  soportada por el tope de goma:**

$$P'' = D_x * P_q - P' \quad \text{Ec. 2.19}$$

**Donde:**

$P'$  = Carga dinámica (N)  
 $P''$  = Carga dinámica para el cálculo de los topes de goma (N)  
 $D$  = Factor de carga dinámica.<sup>17</sup>  
 $P_q$  = Carga estática máxima que soporta la ballesta. (N.)

**– Cálculo de la ballesta delantera**

Todos los resultados de los cálculos se expresan en las tablas 2.9 y 2.10.

**Tabla 2.9 Resultados de los cálculos ballesta delantera.**

Flexibilidad previa ( $f$ ):	0.00396 mm/N.
Rigidez ( $K$ ):	252.05 N/mm.
Número total de hojas ( $n$ ):	7.79 $\approx$ 8
Deformación ( $\phi$ ):	93.29 mm.
Flexibilidad real ( $f$ ):	0.00498 mm/N.
Rigidez real ( $K$ ):	200.53 N/mm.
Frecuencia ( $N$ ):	1.63 Hz.

**Fuente: Datos obtenido por los autores.**

Si  $n = 7.79 \approx 8$ ; en la tabla A.1 (anexos 4), se elige  $W^* = 1.26$

<sup>17</sup> CASCAJOSA Manuel (2005) *Ingeniería del vehículo, Sistemas y Cálculos*. Pág. 383

$W =$  Constante, cuyo valor depende del número total de hojas y de aquellas cuya longitud es igual a  $L$ . Como vemos, el valor de la frecuencia no es muy próximo al deseado; entonces podemos variar el espesor, número de hojas o el ancho de las ballestas; Intentamos variando el ancho:

Cálculos con  $a = 100$  mm.

**Tabla 2.10 Resultados de las ecuaciones al variar el ancho.**

Deformación ( $\Delta$ ):	74.63 mm.
Flexibilidad real (f)	0.0039 mm/N.
Rigidez (K):	250.70 N/mm.
Frecuencia (N):	1.82 Hz.
Tensión real de trabajo ( $\sigma$ )	458.44 MPa.
Carga dinámica $P'$	35982.5 N.
Carga dinámica $P''$	20139.8 N.
Escalonamiento (l)	93.37 mm.

**Fuente: Datos obtenido por los autores.**

Para el cálculo de la carga dinámica se fija una tensión inferior al límite máximo que permite el material, tensión máxima 882 MPa, sustituyéndola en la ecuación 2.17.

- Se considera una relación proporcional entre la carga y la deformación<sup>18</sup>, entonces aplicamos una regla de tres, si con 18707.4 MPa, cede 74.63mm, con 35982.5, cederá 143.54 mm.
- El tope metálico debe ser colocado a 143.54 mm, de tal forma que limite el recorrido de la ballesta.

– **Cálculos de la ballesta posterior:**

La carga estática máxima que soporta sola  $P_1 = 19040$  N, que corresponde al (50%) de la carga total, este valor se escoge en base al dimensionamiento del ballestín si la frecuencia es alta o baja del sistema, se recalcularía con un 60% de la carga total, los resultados se indican en la tabla 2.11 entonces:

**Tabla 2.11 Resultados de la ballesta posterior.**

Número total de hojas (n):	$7.29 \approx 8$
Carga dinámica $P'$ ,	27394.3 N.
Carga dinámica $P''$	48766 N.
Deformación ( $\phi$ ):	83.01 mm.
Flexibilidad real (f)	0.0043 mm/N.
Rigidez (K):	231.84 N/mm.

**Fuente: Datos obtenidos por los autores.**

<sup>18</sup> CASCAJOSA Manuel (2005) *Ingeniería del vehículo, Sistemas y Cálculos*. Pág. 383

Si con 19040 N, cede 83.01 mm; con 27394.3 N, cederá 119.43mm. El tope metálico debe estar situado como máximo a 119.43mm, de recorrido de la ballesta. El tope elástico se supone absorberá una carga de 19600 N, por lo que el ballestín soporta una carga  $P_2$  que se calcula a continuación.

$$P_2 = 48766 \text{ N} - 19600 \text{ N}; P_2 = 29166 \text{ N}.$$

Deformación máxima del ballestín es igual a la deformación máxima de la ballesta (119.43mm) menos la deformación correspondiente a cuando actúa sola (83.01mm).

$$\Delta = 36.42 \text{ mm}.$$

– **Cálculo del ballestín:**

Se obtiene de su deformación máxima (36.42 mm.). Para  $W = 1.2$  en base a la tabla.2 aplicamos la ecuación 2.14, los resultados se expresan en la tabla 2.12.

**Tabla 2.12 Resultados del ballestín.**

Numero de hojas (n)	11.38
Flexibilidad real (f):	0.00124 mm/N.
Cálculo de la rigidez	801.3 N/mm.
Tensión real de trabajo	414.44 MPa.

**Fuente: Datos obtenido por los autores.**

– **Cálculos de la ballesta más ballestín:**

– **Flexibilidad del conjunto.** En el cálculo de la flexibilidad del sistema, las ballestas están colocadas como muelles en serie por tanto se utiliza la ecuación 2. 20 para muelles en serie.

$$1/f = 1/f_1 + 1/f_2 \quad \text{Ec. 2.20}$$

$$f = 0.00096 \text{ mm/N}.$$

**Donde:**

$f_1$ = Frecuencia de la ballesta

$f_2$ = Frecuencia del ballestín.

**Cálculo de la rigidez:** Aplicamos la ecuación 2.13

$$K = 1/f \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$K = 1031.58 \text{ N/mm}.$$

– **Cálculo de la Frecuencia (N):** Aplicamos la ecuación 2.15

$$N = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{g}{P * f}} \quad \text{Ec. 2.15}$$

$$N = 2.59 \text{ Hz.}$$

Como se puede notar en el resultado de los cálculos, la frecuencia del sistema de suspensión posterior es muy alta debido a la excesiva rigidez del ballestín.

Corregimos este problema modificando el paquete de ballestas proporcionándole una carga correspondiente al 60 % de la carga total,  $P_1 = 22848 \text{ N}$  y con una tensión máxima de  $980 \text{ N/mm}^2$ , los resultados se expresa en la tabla 2.13.

**Tabla 2.13 Resultados del ballestín.**

Número total de hojas (n)	9
Carga dinámica P'	30134.7 N.
Cálculo de la carga dinámica P''	37025.6 N.
Deformación ( $\Delta$ ):	79.97 mm.

**Fuente: Datos obtenido por los autores.**

El ballestín entrará en función a los 79.97 mm, de recorrido de la ballesta. Entonces calculamos la flexibilidad y la rigidez del mismo. Los resultados están en la tabla 2.14.

**Tabla 2.14 Resultados de los cálculos del ballestín al modificar la carga que actúa sobre la ballesta principal.**

Flexibilidad previa (f)	0.0035 mm/N.
Rigidez (K)	285.71 N/mm.
Deformación máxima ( $\Delta$ )	57 mm.
Número total de hojas (n)	4
Flexibilidad real (f)	0.0032 mm/N.
Rigidez real (K)	306.25 N/mm.
Tensión real de trabajo ( $\sigma$ )	679.82 MPa.
Flexibilidad del conjunto (f)	0.00168 mm/N.
Rigidez del conjunto (K)	593.93 N/mm.
Frecuencia del conjunto (N)	1.96 Hz. Próximo al deseado
Escalonamiento ballesta (l)	75.125 mm.
Escalonamiento del ballestín (l)	117.75 mm.

**Fuente: Datos obtenido por los autores.**

Para el cálculo de tope de goma se supone soportará 19600 N y para la posición se aplica una regla de tres. Si con 22848 N, cede 79.97 mm; con 39134.7 N, cederá 136.97mm. El tope metálico debe estar situado como máximo a 136.97mm, de

recorrido de la ballesta. Las características de los paquetes de ballestas que conforman el sistema calculado se muestran en la tabla 2.15.

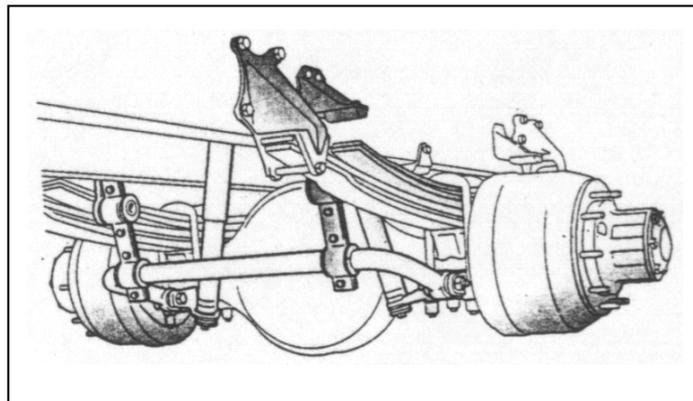
**Tabla 2.15 Resumen de los resultados de los paquetes calculados.**

Resultados	Paquete Delantero	Paquete posterior Principal	Paquete posterior Auxiliar
Longitud total	1470 mm.	1360 mm.	1100 mm.
Número de hojas	8	9	4
Ancho	100 mm.	80 mm.	80 mm.
Espesor	10 mm.	10 mm.	10 mm.
Longitud de los escalonamientos	93.37 mm.	75.125 mm.	117.75 mm.

**Fuente: Datos obtenidos por los autores.**

## 2.6.2 Barra estabilizadora.

**Fig. 2.9 Disposición de la barra posterior.**



**Fuente: Camiones y Vehículos Pesados (2000) Manual de la Técnica del Automóvil, p.189.**

Es un elemento elástico de acero especial al Mn-Si 4142 templado y revenido a 600 °F, ubicada de forma transversal anclada en el chasis y uniéndose elásticamente a las ruedas del mismo eje. La función es de estabilizar la caja del vehículo frente a acciones que producen un movimiento de balanceo ya sea por fuerzas centrífugas en el paso por una curva, acciones aerodinámicas o excitaciones verticales que produzcan un par de vuelco lateral, estas barras trabajan a torsión regulando el balanceo y manteniendo la estabilidad, como lo podemos ver en la figura 2.9. Para el cálculo de las dimensiones de la barra se deben tomar en cuenta factores tales como:

Transferencia de peso.

La distribución de pesos.

La influencia aerodinámica sobre el bus está conformada por las fuerzas aerodinámicas y los momentos que actúan resultado de las mismas, Como dato se da la densidad del aire  $1.225 \text{ Ns}^2/\text{m}^4$  en condiciones normales.<sup>19</sup>

Las dimensiones originales de las barras se dan en la tabla 2.16.

**Tabla 2.16 Datos de las barras originales del vehículo.**

Denominación	Dimensiones		Perímetro	Diámetro = $\varphi = \frac{\text{Perímetro}}{\pi}$
	Lb	Lb		
Barra delantera	460 mm.	830 mm.	150 mm.	47 mm.
Barra posterior	400 mm.	1000 mm.	140 mm.	44 mm.

**Fuente: Medidas tomadas en un Chasis Chevrolet, en talleres IMAY.**

**Donde:**

**Lb** = Longitud del brazo de palanca de la barra (mm)

**lb** = Longitud de la barra (mm)

Ver figura 2.9.

– **Distribución del peso.**<sup>20</sup>.- La distribución del peso describe, como se ubica el peso total del vehículo sobre cada eje, en referencia a la distancia entre ejes. En general se representa como un porcentaje del peso total del vehículo en los ejes delantero y posterior. La posición del motor, línea de transmisión, la estructura del chasis, ubicación de los paneles de la carrocería, son factores que afectan a la distribución del peso provocando diferencias entre las cargas que soportan los ejes. Para obtener el porcentaje del peso que soportan los ejes delantero y posterior, se resuelve por regla de tres según la ecuación 2.25.

$$\begin{aligned}
 W_{\text{total}} &= 100\% \\
 R_1 &= x_1 \\
 R_2 &= x_2
 \end{aligned}
 \qquad \text{Ec. 2.25}$$

**Donde:**

W total = Peso total (N)

R1 = Reacción en el eje delantero (N)

<sup>19</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicente (1995) *Teoría de los vehículos automóviles* Pág. 130.

<sup>20</sup> Curso de graduación en Argentina, Notas sobre “Suspensión “ Pag 13

$R_2$  = Reacción en el eje posterior (N)

$x_1$  = Porcentaje del peso total que se aplica sobre el eje delantero

$x_2$  = Porcentaje del peso total que se aplica sobre el eje posterior

$W_t$  = Peso que se aplica en cada eje (N)

### Resultados.

$x_1 = 33 \%$

$x_2 = 67 \%$

– **Transferencia de peso.**<sup>21</sup>.- La transferencia de pesos es el cambio de la ubicación del centro de masa, debido a la toma de la curva o una pendiente. Estas fuerzas actúan a través del centro de gravedad y como resultado, cambia el peso efectivo en las ruedas. Cuando un bus circula por una curva, la fuerza centrífuga que actúa sobre su centro de gravedad, origina un esfuerzo lateral, que debe ser compensado por las fuerzas de adherencia entre los neumáticos y el terreno, si se aumentara la velocidad, se incrementan los efectos por lo que el vehículo puede perder su trayectoria de circulación o incluso volcar. Para nuestros cálculos se han tomado velocidades de 30, 40 y 50 Km /h, entonces:

### Datos:

$V = 30 \text{ Km/h} = 8.33 \text{ m/s}$ .

$R = 24 \text{ m}$ .

$g = 9.8 \text{ m/seg}^2$

$W = 113576 \text{ N}$ .

$h = 1.41 \text{ m}$ .

$t = 1.93 \text{ m}$ .

$\rho = 1.225 \text{ N s}^2/\text{m}^4$ .

$C_{mx} = 0.5$

$C_{mz} = 0.3$

$A_f = 2.5 \times 2.8 = 7.05 \text{ m}^2$

$WB = 5.05 \text{ m}$ .

$S_y = 1720 \text{ MPa}$ . Para un acero 4142 templado y revenido a 600°F.

---

<sup>21</sup> Aparicio, Francisco. Vera, Carlos. Díaz, Vicente. (1995) *Teoría de los vehículos automóviles*. p.431

– **Cálculo de la fuerza lateral.**

$$F_l = \frac{V^2}{R * g} * W_{total} \quad \text{Ec. 2.21}$$

$$F_l = 33507 \text{ N.}$$

**Donde:**

$F_L$  = Fuerza lateral. (N)

$V$  = Velocidad. (m/seg)

$R$  = Radio de la curva. (m)

$g$  = Gravedad = 9.81 m/seg<sup>2</sup>

$W_{total}$  = Peso total del vehículo. (N)

– **Cálculo del peso trasferido lateralmente<sup>22</sup>**

$$WT_L = \frac{h}{t} * F_L \quad \text{Ec. 2.22}$$

$$WT_1 = 24479.2 \text{ N.}$$

**Donde:**

$WT_L$  = Transferencia lateral de peso. (N)

$F_L$  = Fuerza lateral. (N)

$h$  = Altura del centro de gravedad (m)

$t$  = Pista de rueda. (m)

– **Cálculo de peso sobre los ejes.<sup>23</sup>**

$$W_{fuera} = W_{total} / 2 + W_{TL} \quad \text{Ec. 2.23}$$

$$W_{fuera} = 81266.7 \text{ N.}$$

Y el lado interior tiene:

$$W_{dentro} = W_{total} / 2 - W_{TL} \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$W_{dentro} = 32308.3 \text{ N.}$$

<sup>22</sup> Aparicio. Francisco. Vera. Carlos. Díaz. Vicente. (1995) *Teoría de los vehículos automóviles*. p.429.

<sup>23</sup> Aparicio. Francisco. Vera. Carlos. Díaz. Vicente. (1995) *Teoría de los vehículos automóviles*. p.429

**Donde:**

W fuera= Peso que actúa sobre los neumáticos que están en el lado exterior de la curva (N)

W dentro = Peso que actúa sobre los neumáticos que están en el lado interior de la curva (N)

W total = Peso total del vehículo. (N)

WT<sub>L</sub> = Transferencia lateral de peso. (N)

– **Cálculo del ángulo de inclinación de la carrocería<sup>24</sup> ( $\alpha$ ).**- Es conocida la influencia de la transferencia lateral de carga sobre la pareja de neumáticos de un mismo eje. Cuando aumenta el par de balanceo, como consecuencia de la aplicación de una fuerza lateral sobre el cuerpo del vehículo, es lo que se traduce en un aumento del ángulo de deriva para una fuerza lateral dada.

Para mantener un valor mínimo del ángulo de deriva, se debe obtener ángulos de inclinación del vehículo ( $\alpha$ ) y de torsión de la barra ( $\delta$ ) que no hagan que la deflexión de las ballestas del sistema de suspensión sea mayor al valor mínimo calculado. Mediante la ecuación 2.27 para suspensión rígida, se calcula el ángulo de la carrocería, para la aplicación de esta ecuación se necesita conocer el valor de la aceleración respecto al eje y, la ecuación 2.26 es la aplicada para este dato.

– **Cálculo de la aceleración respecto al eje y.**

$$a_y = g * \frac{t}{(2 * h)} \quad \text{Ec. 2.26}$$

$$a_y = 6.7 \text{ m/seg}^2$$

**Donde:**

$a_y$ = Aceleración con respecto al eje y (m/seg<sup>2</sup>)

h = Altura del centro de gravedad (m)

t = Pista de rueda. (m)

g = Gravedad = 9.8 (m/seg<sup>2</sup>)

---

<sup>24</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicente (1995) *Teoría de los vehículos automóviles* Pág. 377

– **Cálculo del ángulo  $\alpha$ .**

$$\alpha = \frac{\left[ (W_{fuera} - W_{dentro}) \frac{t}{2} - \frac{(Wt * ay * h)}{g} \right]}{(Wt * h)} \quad \text{Ec. 2.27}$$

$$\alpha = 0.38 \text{ rad} = 22^\circ$$

**Donde:**

W fuera= Peso que actúa sobre los neumáticos que están en el lado exterior de la curva (N)

W dentro = Peso que actúa sobre los neumáticos que están en el lado interior de la curva (N)

h = Altura del centro de gravedad (m)

t = Pista de rueda. (m)

g = Gravedad = 9.8 (m/seg<sup>2</sup>)

– **Cálculo de los momentos aerodinámicos.<sup>25</sup>**

**Momento aerodinámico de vuelco.** Se aplica la ecuación 1.1 del primer capítulo

$$M_{xa} = \frac{1}{2} \rho * C_{mx} * A_f * WB * V^2 \quad \text{Ec. 1.1}$$

$$M_{xa} = 756.56 \text{ N*m.}$$

**Momento aerodinámico de guiñada.** Se aplica la ecuación 1.2 del primer capítulo

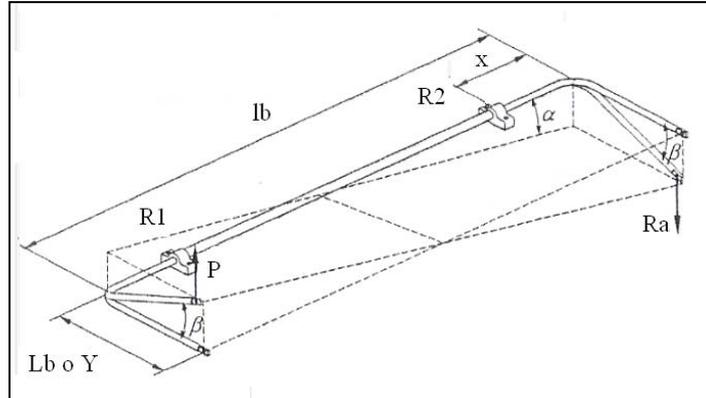
$$M_{za} = \frac{1}{2} \rho * C_{mz} * A_f * WB * V^2 \quad \text{Ec. 1.2}$$

$$M_{za} = 453.93 \text{ N*m.}$$

<sup>25</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicente (1995) *Teoría de los vehículos automóviles* Pág. 151

– **Cálculo del dimensionamiento de la barra estabilizadora<sup>26</sup>. Fig. 2.10**

**Fig. 2.10 Barra estabilizadora.**



**Fuente:** Vicente Dias Lopez – Carlos Vera Alvarez. (1996) *Master en Ingeniería de Vehículos Automotores*

La barra estabilizadora se calcula en base al ángulo de torsión de la misma ( $\delta$ ), que está en función al ángulo de torsión de la carrocería ( $\alpha$ ), del ángulo de torsión del brazo de la barra ( $\beta$ ) y de los momentos aerodinámicos. Además se deduce el par de reacción de la barra ( $Nt$ ), con el diámetro de la barra. Los resultados se dan en tabla 2.12 de los cálculos generales y en la tabla 2.13 se dan los resultados a diferentes velocidades.

– **Cálculo del ángulo de torsión del brazo de la barra.**

$$\beta = \frac{l_b * \alpha}{(2 * L_b)} \tag{Ec. 2.28}$$

Resultados		
Incógnitas	barra delantera	barra posterior
$\beta =$	19.84°	27°

**Donde:**

$\beta$  = Angulo de torsión del brazo de la barra. (°)

$l_b$  = Longitud de la barra. (m)

$L_b$  = Longitud del brazo de la barra. (m)

$\alpha$  = ángulo de torsión de la carrocería. (°)

<sup>26</sup> Vicente Dias Lopez – Carlos Vera Alvarez. (1996) *Master en Ingeniería de Vehículos Automotores Capítulo 11. Pag. 9*

– **Cálculo del par de reacción de la barra.**

$$N_t = \frac{G * J_0 * l_b * \alpha}{(L_b)^2} \quad \text{Ec. 2.29}$$

Resultados		
Incógnitas	barra delantera	barra posterior
Nt =	58545.6 N*m	71473.3 N*m

**Donde:**

Nt = Par de reacción de la barra. (N\*m)

l<sub>b</sub> = Longitud de la barra. (m)

L<sub>b</sub> = Longitud del brazo de la barra. (m)

α = Angulo de torsión de la carrocería. (rad)

J<sub>0</sub> = Momento polar de inercia. (m<sup>4</sup>)

G = Módulo de elasticidad a la torsión del material = 2/5 E

E = Modulo de elasticidad = 205 GPa Acero 4142 TδR 600°F<sup>A</sup>

– **Cálculo del Momento de inercia.**

$$J_o = \frac{\Pi * \phi^4}{32} \quad \text{Ec. 2.30}$$

Resultados		
Incógnitas	barra delantera	barra posterior
J <sub>o</sub> =	4.79 E <sup>-7</sup> m <sup>4</sup> .	3.67 E <sup>-7</sup> m <sup>4</sup> .

**Donde:**

J<sub>0</sub> = Momento polar de inercia. (m<sup>4</sup>.)

Ø = Diámetro de la Barra estabilizadora. (m.)

Π = 3.1416

– **Cálculo del ángulo de torsión de la barra.**

$$\delta = \frac{\left(\frac{M_{xa} + M_{za}}{2} + (W_f * L_b)\right) * l_b * \cos \beta * 32}{G * \Pi * \phi^4} \quad \text{Ec. 2.31}$$

<sup>A</sup> Shigley, Joseph. Mischke, Charles. (2002) *Diseño en Ingeniería mecánica*. Tabla E-23. Propiedades esfuerzos-deformación media monótonas y cíclicas de aceros seleccionados

**Donde:**

$W_f$  = Peso transferido. (N)

$\delta$  = Angulo de torsión de la barra.<sup>27</sup> (°)

$M_{xa}$  = Momento aerodinámico de vuelco. (N\*m.)

$M_{za}$  = Momento aerodinámico de guiñada. (N\*m.)

$\beta$  = Angulo de torsión del brazo de la barra. (°)

$L_b$  = Longitud de la barra. (m.)

$L_b$  = Longitud del brazo de la barra. (m.)

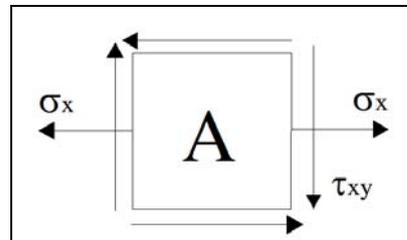
$G$  = Módulo de elasticidad a la torsión del material =  $\frac{2}{5} E$

$\varnothing$  = Diámetro de la Barra estabilizadora. (m.)

– **Cálculo del factor de seguridad de la barra.**- Realizamos el cálculo del esfuerzo completo ( $\sigma'$ ) que aparece en la periferia de la barra, está relacionada con la sumatoria de fuerzas ( $\Sigma F$ ) y con la longitud del brazo de la palanca ( $L$ ). Para el cálculo del factor de seguridad aplicamos la teoría de falla de Von Misses.

Analizando la fibra, se presentan dos esfuerzos, esfuerzo axial y esfuerzo por torsión (Figura 2.11). En la tabla 2.18 se dan los resultados de los cálculos variando el factor velocidad.

**Fig. 2.11 Descripción de los esfuerzos a los que está sometida la fibra A.**



Fuente: creación de los autores.

**Tabla 2.17 Datos de las barras estabilizadoras.**

Datos.	Barra delantera	Barra posterior.
$S_y$	1720 (MPa.) Acero 4142	1720 (MPa.) Acero 4142
$r$	0.023(m.)	0.022 (m.)
$\phi$	0.047 (m.)	0.044 (m.)
$W_f$	33110.1 (N.)	67222.4 (N.)
$X$	0.18 (m.)	0.1 (m.)
$Y (L)$	0.46 (m.)	0.4 (m.)
$C$	0.023(m.)	0.028(m.)

Fuente: creación de los autores.

<sup>27</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicente (1995) *Teoría de los vehículos automóviles* Pág. 377

– **Cálculo del esfuerzo flexionante ( $\sigma_f$ )**

$$\sigma_f = \frac{M * C}{I} \quad \text{Ec.2.32}$$

**Donde:**

M = Momento flector. (N\*m.)

C = Distancia del centro a la fibra más lejana.(m.)

I = Momento de inercia (m<sup>4</sup>.)

Variable	Barra delantera	Barra posterior
Esfuerzo flexionante ( $\sigma$ )	634.09 MPa.	800.09 MPa.

– **Cálculo del momento flector (M)**

$$M = W_f * x \quad \text{Ec.2.33}$$

**Donde:**

W<sub>f</sub> = Fuerza de la carga que se traslada (N.)

x = Distancia de la fibra al eje de aplicación de la fuerza. (m.)

Variable	Barra delantera	Barra posterior
Momento flector (M)	6037.73 N.m	6655.36 N.m

– **Cálculo del momento de inercia (I)**

$$I = \frac{\pi * r^4}{4} \quad \text{Ec.2.34}$$

**Donde:**

r = Radio de la barra (mm).

$\pi = \text{pi} = 3.1416$

Variable	Barra delantera	Barra posterior
Momento de inercia (I)	2.19 E <sup>-7</sup> m <sup>4</sup> .	1.83 E <sup>-7</sup> m <sup>4</sup> .

– **Cálculo del esfuerzo de torsión ( $\tau$ )**

$$\tau = \frac{T * r}{J_o} \quad \text{Ec. 2.35}$$

**Donde:**

T= Torque (N\*m.)

J<sub>o</sub> = Momento polar de inercia. (m<sup>4</sup>)

r = Radio de la barra (mm)

Variable	Barra delantera	Barra posterior
Esfuerzo de torsión ( $\tau$ )	592.34 (MPa.)	1305.58 (MPa.)

– **Cálculo del Torque (T)**

$$T = Wf * y \quad \text{Ec. 2.36}$$

**Donde:**

Wf = Fuerza de la carga que se traslada (N.)

y = Longitud del brazo. (m.)

Variable	Barra delantera	Barra posterior
Torque (T)	12336.3 N.m	21779.5 N.m

– **Cálculo del momento polar de inercia ( $J_o$ )**

$$J_o = \frac{\pi * \phi^4}{32} \quad \text{Ec. 2.37}$$

**Donde:**

$\phi$  = Diámetro (mm.)

$\pi = \text{pi} = 3.1416$

Variable	Barra delantera	Barra posterior
Momento polar de inercia (J)	$4.79E^{-7} \text{ m}^4$	$3.67 E^{-7} \text{ m}^4$

– **Cálculo del esfuerzo máximo ( $\sigma_x$ )**

$$\sigma_x = \sigma_f + \sigma \quad \text{Ec. 2.38}$$

**Donde:**

$\sigma_f$  = Esfuerzo flexionante. (MPa.)

$\sigma$  = Esfuerzo normal axial. (MPa.) = 0

Variable	Barra delantera	Barra posterior
Esfuerzo máximo ( $\sigma_x$ )	634.09 MPa.	800.09 MPa.

– **Cálculo del esfuerzo de Von Mises ( $\sigma'$ )**

$$\sigma' = \left( \sigma_x^2 + \sigma_x * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2 \right)^{\left(\frac{1}{2}\right)} \quad \text{Ec. 2.39}$$

**Donde:** $\sigma_x$  = Esfuerzo máximo. (MPa.) $\sigma_y$  = Esfuerzo máximo. (MPa.) $\tau_{xy}$  = Esfuerzo a torsión. (MPa.)

Variable	Barra delantera	Barra posterior
Esfuerzo de Von Misses ( $\sigma'$ )	1206.1 MPa.	2398.71 MPa.

– **Cálculo del factor de seguridad ( $\eta$ )**

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. 2.40}$$

**Donde:** $\sigma'$  = Esfuerzo de Von Misses, esfuerzo completo. (MPa.) $S_y$  = Resistencia de fluencia del material. (MPa.)

Variable	Barra delantera	Barra posterior
Factor de seguridad ( $\eta$ )	1.42	0.7

**Tabla 2.18 Resultados a diferentes velocidades.**

Incógnitas.	Velocidad en Km/h.		
	30	40	50
Fl (N)	33507	59603.8	93030.4
Wtl (N)	24479.2	43544.8	67965.2
W fuera eje delantero. (N)	26818	33109.6	41168.5
W dentro eje delantero. (N)	10660.7	4370.09	11960.3
W fuera eje posterior. (N)	54448.7	67222.4	83584.5
W dentro eje posterior. (N)	21647.6	8872.61	24282.7
Mxa (N.m)	756.56	1345.81	2100.56
Mza (N.m)	453.93	807.408	1260.34
$\delta$ barra delantera ( $^\circ$ )	0.15	0.18	0.22
$\delta$ barra posterior ( $^\circ$ )	0.32	0.39	0.48
$\sigma$ barra delantera (MPa)	1206.1	1705.4	1939.14
$\eta$ barra delantera	1.42	1.16	0.9
$\sigma$ barra posterior (MPa)	2398.2	3233.21	3746.06
$\eta$ barra posterior	0.7	0.6	0.5

**Fuente: Creación de los autores.**

**2.6.3 Amortiguadores.**<sup>28</sup>- Los amortiguadores tienen la misión de mantener las ruedas en contacto con el suelo y amortiguar el desplazamiento vibracional de los resortes para evitar la resonancia, los amortiguadores con los que viene equipado el bus micro regional son:

Marca	Isuzu
Serie	(I-516 3018 0 – 3)
Tipo	BK 11
Código	KYB.

Cabe mencionar que solo posee amortiguadores delanteros, mientras que en la parte posterior, las ballestas actúan como tal al friccionarse entre ellas.

**Medidas del amortiguador delantero:**

Longitud total 580 mm.

Longitud comprimido 215 mm.

Diámetro del cilindro 51 mm.

Diámetro de la funda 60 mm.

Distancia de trabajo 182,5 mm

**Agarres.**

Superior con espárrago de 100 mm.

Inferior con oreja de sujeción diámetro 38 mm.

---

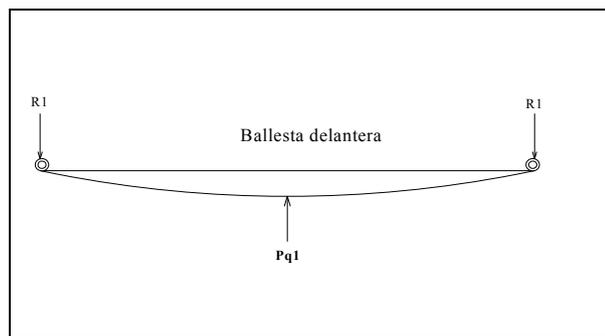
<sup>28</sup> Datos Obtenidos en AutoDiesel Cuenca –Ecuador

## CAPITULO III

### REDISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

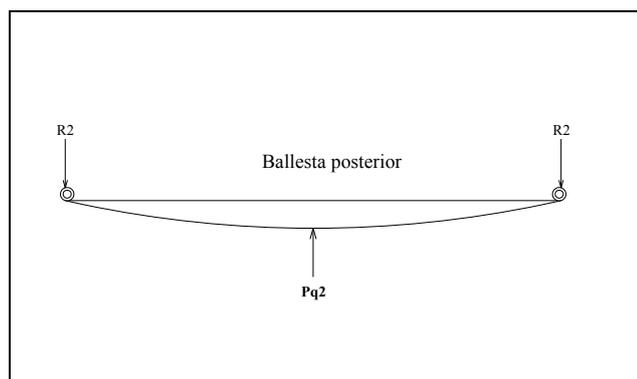
**3.1 Cálculos de las ballestas delanteras y posteriores<sup>29</sup>.**- Para el cálculo de las ballestas, en primer lugar ubicamos las reacciones y la carga estática aplicada sobre cada paquete, las mismas que se indican en los gráficos a continuación:

**Fig.3.1 Reacciones sobre el paquete de ballestas delantero.**



**Fuente: Creación de los autores.**

**Fig. 3.2 Reacciones sobre el paquete de ballestas posterior.**



**Fuente: Creación de los autores.**

**Tabla 3.1 Carga sobre las ballestas.**

<sup>29</sup> Cascajosa Manuel, Ingeniería del vehículo, Sistemas y cálculos, Tebar Sevilla.

Carga	Vehículo sin carga	Vehículo con media carga	Vehículo con máxima carga
P <sub>q1</sub>	15378.11 N.	17464.87 N.	18707.41 N.
P <sub>q2</sub>	18624.45 N.	27930 N.	38080.15 N.

Fuente: Segundo capítulo, determinación de cargas.

**Donde:**

P<sub>q1</sub> = Carga sobre la ballesta delantera.

P<sub>q2</sub> = Carga sobre la ballesta posterior

### 3.1.1 Cálculo del paquete de ballestas delantero

– **Datos impuestos:**

Carga máxima (P<sub>q1</sub>): 18707.41 N.

Ancho de las ballestas (a): 100 mm.

Longitud de la ballesta (L): 1470 mm.

Módulo de elasticidad (E): 220.5 GPa.

Tensión máxima ( $\sigma_{\text{máx}}$ ): 1.176 GPa.

Frecuencia (N): 1.83 Hz ó 110 Ciclos/ Minuto.

El valor correspondiente a la frecuencia se ha fijado teniendo en cuenta que éste debe ser inferior a 2 Hz para evitar perturbaciones en las personas.

– **Deformación ( $\Delta$ ):**

$$\Delta = \frac{g}{(N * 2 * \pi)} \quad \text{Ec. 3.1}$$

$$\Delta = 74.2 \text{ mm.}$$

**Donde:**

N = Frecuencia (Hz)

g = 9.81 m/s<sup>2</sup>.

$\pi$  = pi = 3.1416

– **Flexibilidad (f):**

$$f = \Delta / P_q \quad \text{Ec.3.2}$$

$$f = 3.87E^{-3} \text{ mm/N.}$$

**Donde:**

$\Delta$  = Deformación (mm)

$P_q$  = Carga sobre la ballesta (N).

– **Rigidez (K):**

$$K = 1/f \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$K = 252.05 \text{ N/mm.}$$

**Donde:**

f = Flexibilidad. (mm/N)

– **Espesor y número de hojas (e, n):**

$$\Delta = \frac{P_q \cdot L^3}{2 \cdot E \cdot a \cdot n \cdot e^3} \quad \text{Ec. 3.4}$$

$$\Delta = \frac{18707.41(1470)^3}{2(220500)100.n.e^3}$$

**Donde:**

$P_q$  = Carga sobre la ballesta (N).

L = Longitud de la ballesta (mm)

E = Modulo elástico. (GPa)

a = Ancho de la hoja (mm).

n = Número total de hojas

e = Espesor de la hoja (mm).

Como  $\Delta = 74.2\text{mm}$  y reemplazando en Ec. 3.4 tenemos:

$$n \cdot e^3 = 18160.312$$

Obtenemos el espesor correspondiente para un paquete conformado por diferentes números de hojas:

Para  $n = 4$ ;  $e = 16.55 \text{ mm.}$

Para  $n = 3$ ;  $e = 18.22$  mm.

Para  $n = 2$ ;  $e = 20.86$  mm.

Para  $n = 1$ ;  $e = 26.28$  mm.

– **Tensión de trabajo con carga estática ( $\delta_t$ ).**- Determinamos el esfuerzo al que estará sometido el paquete de ballestas determinado anteriormente:

$$\delta_t = \frac{3 * P_q * L}{2 * a * n * e^2} \quad \text{Ec. 3.5}$$

**Donde:**

$P_q$  = Carga sobre la ballesta(N).

$L$  = Longitud de la ballesta (mm).

$a$  = Ancho de la hoja (mm).

$n$  = Número total de hojas

$e$  = Espesor de la hoja (mm).

Para  $n= 4$  y  $e= 16.55$  mm,  $\delta = 376.41$  MPa.

Para  $n = 3$  y  $e = 18.22$  mm,  $\delta = 414.14$  MPa.

Para  $n = 2$  y  $e = 20.86$  mm,  $\delta = 473.92$  MPa.

Para  $n = 1$  y  $e = 26.28$  mm,  $\delta = 597.21$  MPa.

Analizando los resultados de las opciones presentadas, vemos que un paquete conformado por dos ballestas y con un espesor de hojas correspondiente a 20.86 mm, ofrece una tensión de trabajo por debajo de los 490 MPa, tensión que tratándose de un carga estática, es aceptable para no exponer el paquete a un excesiva carga dinámica. Ahora mediante un regla de tres simple y utilizando la tensión de 473.92 MPa y deformación de 74.2mm, encontramos la deformación para una carga dinámica supuesta e inferior a la tensión máxima del material.

Encontramos que para un esfuerzo de 980 MPa. correspondiente a una carga dinámica, se da una deformación de 153.43mm, entonces el valor de la carga dinámica correspondiente, la determinamos utilizando la relación Ec 3.5 y despejando  $P_q$ :

$$\text{Se tiene: } P_q = \frac{980.2 \cdot 100.2 \cdot (20.86)^2}{3 \cdot (1470)}$$

$$P_q = 38679.07 \text{ N.}$$

El paquete de ballestas delantero estará conformado por dos hojas con un espesor de 20.86 mm, y su carga dinámica máxima debe ser inferior a 38679.07 N.

### 3.1.2 Cálculo del paquete de ballestas posterior.

– **Datos impuestos:**

Carga máxima ( $P_{q2}$ ): 38080.15 N.

Ancho de las ballestas ( $a$ ): 100 mm.

Longitud de la ballesta ( $L$ ): 1360 mm.

Módulo de elasticidad: ( $E$ ) = 220.5 GPa.

Tensión máxima ( $\sigma_{\text{máx}}$ ): 1.176 GPa.

Frecuencia: 1.83 Hz.

El procedimiento de cálculo es el mismo utilizado en la determinación del paquete de ballestas delantero, por lo tanto sólo se expondrán los resultados en la siguiente tabla:

**Tabla 3.2 Deformación, flexibilidad y rigidez de la ballesta posterior.**

Deformación ( $\Delta$ ):	74.2 mm.
Flexibilidad ( $f$ ):	$1.93 \text{ E}^{-3} \text{ mm/N.}$
Rigidez ( $k$ ):	513.12 N/mm.

**Fuente: creación de los autores.**

Espesor y número de hojas ( $e$ ,  $n$ ), según Ec. 3.4:

Tensión de trabajo para carga estática según Ec. 3.5

**Tabla 3.3 Espesor, número de hojas y esfuerzo para las ballestas.**

Número de hojas	Espesor (mm.)	Esfuerzo (MPa.)
3	21.36	567.51
4	19.407	515.57
5	18.01	478.92

**Fuente: Creación de los autores.**

Para conservar un esfuerzo medio tomamos la segunda opción, un paquete conformado por 4 hojas y espesor de 19.407 mm cada una:

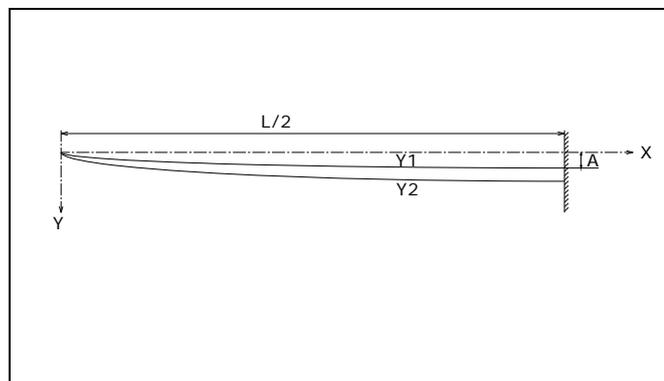
Si con 515.57 MPa tenemos una deformación de 74.2mm, entonces a través de una regla de tres simple obtenemos para una tensión máxima de trabajo de 980 MPa una deformación de 141.03mm, en consecuencia su carga dinámica se obtiene aplicando la Ec. 3.5:

$$P_q = 72372.31 \text{ N.}$$

**Nota:** Los paquetes de ballestas están calculados guardando un factor de seguridad de 1.2 debido a que el material ofrece una resistencia de tensión de 1.176 GPa. y la carga máxima dinámica fijada es de 980 MPa. Basándonos en la comodidad de los pasajeros consideramos una frecuencia de diseño de 1.83 Hz.

**3.1.3 Determinación del perfil de la ballesta<sup>30</sup>.**- Por último se obtiene el perfil que definirá la ballesta parabólica de la nueva suspensión.

**Fig.3.3 Parámetros que definen el contorno de la ballesta parabólica.**



**Fuente: Vicente Díaz López- Carlos Vera Álvarez, (1996) Master en Ingeniería de Vehículos Automotores, Cap.1, Pág. 26.**

La siguiente relación nos permite conocer la línea superior de la ballesta (Y):

$$Y = \sqrt{\frac{2 * e^2 * x}{L}} \quad \text{Ec 3.6}$$

<sup>30</sup> DÍAZ LÓPEZ. Vicente y VERA ÁLVAREZ. Carlos. (1997) Master en Ingeniería de Vehículos y Automotores. Argentina. Pág. 26

La ecuación de la línea inferior (Y2) se consigue sumando a la anterior la ley de variación de espesores:

$$Y2 = Y1 + Y = \frac{4 * A_h}{L} .x^* \left(1 - \frac{x^*}{L}\right) + \sqrt{\frac{2 * e^2 * .x^*}{L}} \quad \text{Ec. 3.7}$$

**Donde:**

Y = Variable en función de las abscisas.

Y2 = Variable en función de las abscisas que describe el cuerpo de la ballesta.

Y1 = Variación de espesor.

e = Espesor en el centro de la ballesta. (mm)

$x^*$  = Variable en el eje de las abscisas

L = Longitud de la ballesta. (mm)

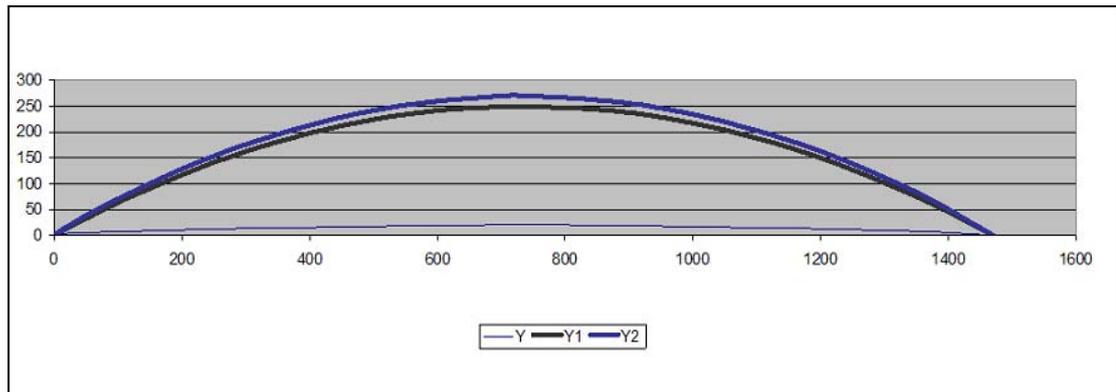
$A_h$  = Altura entre el apoyo central y los extremos de la ballesta (mm)

Remplazando valores en Ec. 3.6 y Ec. 3.7, obtenemos las coordenadas para dibujar la ballesta, y se exponen en las siguientes tablas:

**Tabla 3.4 Coordenadas para obtener el perfil de la ballesta delantera**

X	Y	Y1	Y2
0	0	0	0
10	2,43310501	6,7537415	9,18684651
25	3,84707681	16,7108844	20,5579612
50	5,4405882	32,8435374	38,2841256
100	7,69415362	63,3741497	71,0683033
200	10,8811764	117,496599	128,377775
300	13,326665	162,367347	175,694012
400	15,3883072	197,986395	213,374702
500	17,2046505	224,353741	241,558392
600	18,8467504	241,469388	260,316138
700	20,356817	249,333333	269,69015
735	20,8595302	249,9	270,75953
870	18,8467504	241,469388	260,316138
970	17,2046505	224,353741	241,558392
1070	15,3883072	197,986395	213,374702
1170	13,326665	162,367347	175,694012
1270	10,8811764	117,496599	128,377775
1370	7,69415362	63,3741497	71,0683033
1470	0	0	0

**Fuente: Creación de los autores.**

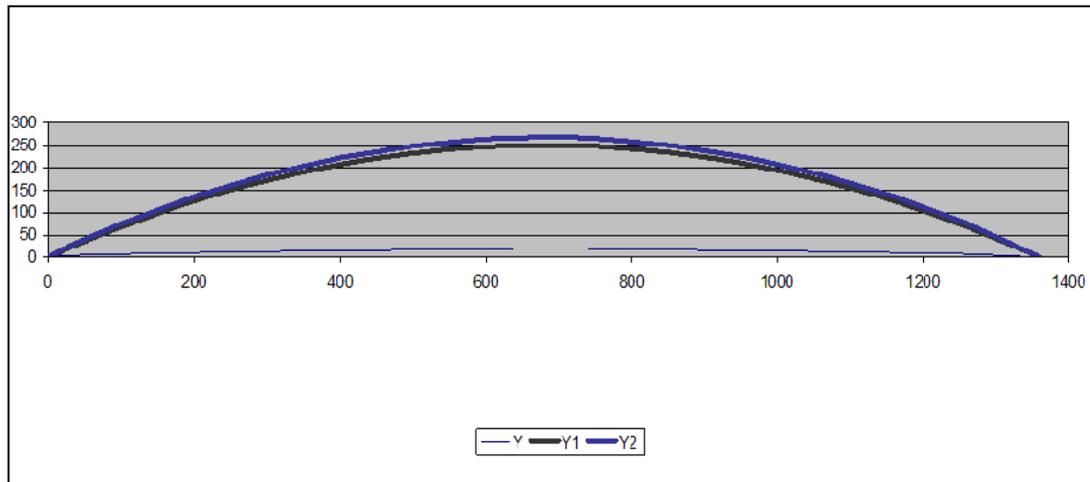
**Fig. 3.4 Contorno de la ballesta delantera**

Fuente: Creación de los autores.

**Tabla 3.5 Coordenadas para obtener el perfil de la ballesta posterior.**

X	Y	Y1	Y2
0	0	0	0
10	2,3515952	7,29595588	9,64755109
25	3,71819849	18,0372243	21,7554228
50	5,25832673	35,3988971	40,6572238
100	7,43639698	68,0955882	75,5319852
200	10,5166535	125,382353	135,899006
300	12,8802174	171,860294	184,740512
400	14,872794	207,529412	222,402206
500	16,6282891	232,389706	249,017995
600	18,2153781	246,441176	264,656555
700	19,6748571	249,683824	269,358681
760	18,2153781	246,441176	264,656555
860	16,6282891	232,389706	249,017995
960	14,872794	207,529412	222,402206
1060	12,8802174	171,860294	184,740512
1160	10,5166535	125,382353	135,899006
1260	7,43639698	68,0955882	75,5319852
1360	0	0	0

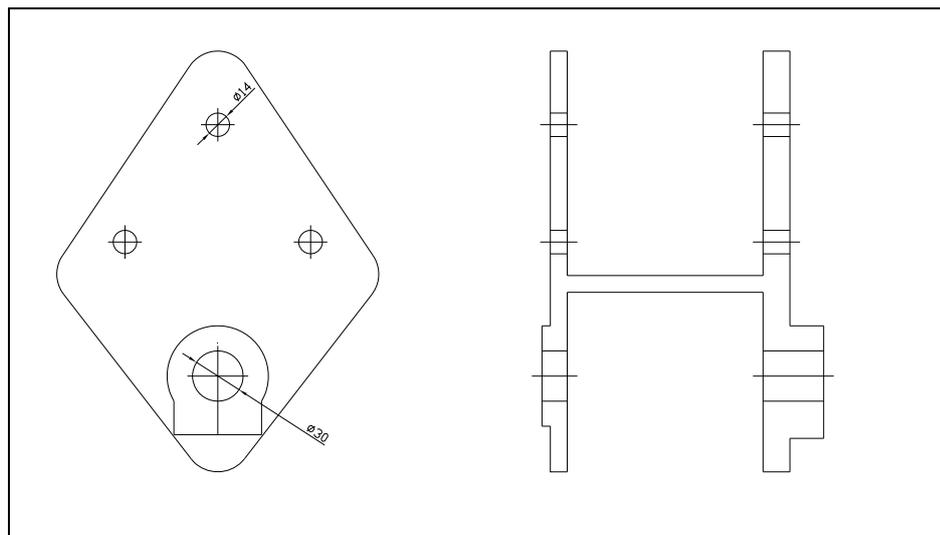
Fuente: Creación de los autores.

**Fig. 3.5 Contorno de la ballesta posterior**

Fuente: Creación de los autores.

**3.2 Verificación del dimensionamiento del soporte de las ballestas.-** Analizando la forma de los soportes se ha notado el máximo cuidado en su diseño por lo que se ha considerado innecesario su análisis, al estar diseñado el chasis para mayor carga de la que soporta.

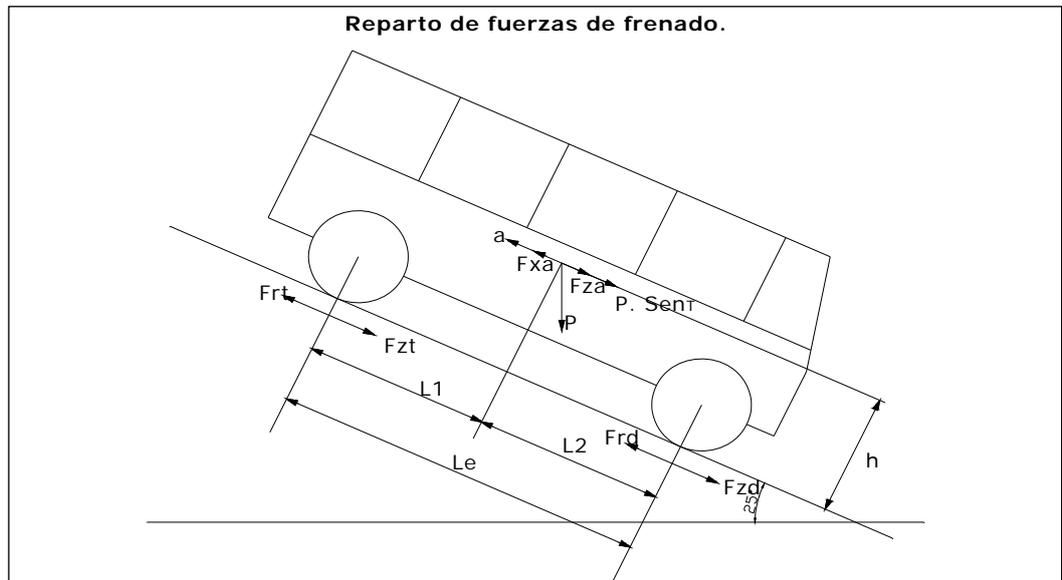
Teniendo en cuenta que las dimensiones de los pasadores que soportan a las ballestas son iguales para las delanteras y posteriores, se analizará únicamente el pasador que se encuentre sometido a mayor esfuerzo.

**Fig. 3.6 Soporte frontal del paquete delantero.**

Fuente: muestra tomada en el Chasis Isuzu FTR 32M.

El análisis de los pasadores se realizará considerando la mayor carga dinámica que se puede generar en el traslado del vehículo, esto es cuando el vehículo está descendiendo por una pendiente con aplicación de los frenos.

Fig. 3.7 Ubicación de las fuerzas que actúan al momento de la frenada.



Fuente: Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicente (1995) *Teoría de los vehículos automóviles*.

Determinaremos las fuerzas de frenado sobre los ejes delantero y posterior mediante las ecuaciones del reparto óptimo de las fuerzas de frenado:<sup>31</sup>

$$F_{zd} = \frac{P * L_2 * \cos\theta + \left(\frac{P}{g} * a_x - P * \text{Sen}\theta - F_{xa}\right) * h}{L_e} \quad \text{Ec. 3.8}$$

$$F_{zt} = \frac{P * L_1 * \cos\theta - \left(\frac{P}{g} * a_x - P * \text{Sen}\theta - F_{xa}\right) * h}{L_e} \quad \text{Ec. 3.9}$$

**Donde:**

Fzd = Fuerza de frenado sobre el eje delantero (N)

Fzt = Fuerza de frenado sobre el eje trasero (N)

P = Peso sobre el chasis (N)

Le = Distancia entre ejes (trocha) (m)

<sup>31</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicente (1995) *Teoría de los vehículos automóviles*. Pàg. 298

$L1$  = Distancia desde el centro de gravedad hasta el eje posterior (m)

$L2$  = Distancia desde el centro de gravedad hasta el eje delantero (m)

$\theta$  = Angulo de inclinación de la carretera ( $25^\circ$ )

$g$  = Aceleración de la gravedad ( $9.8 \text{ m/sg}^2$ )

$a_x$  = Desaceleración del vehículo en frenada ( $\text{m/seg}^2$ )

$F_{xa}$  = Resistencia aerodinámica al avance. (N)

$h$  = Altura del centro de gravedad (m)

Al aplicar estas dos ecuaciones despreciamos la fuerza debida a la resistencia aerodinámica puesto que solo tiene interés como fuerza retardadora a altas velocidades.

Tenemos en primer lugar la deceleración (D):

$$D = u * G \quad \text{Ec.3.10}$$

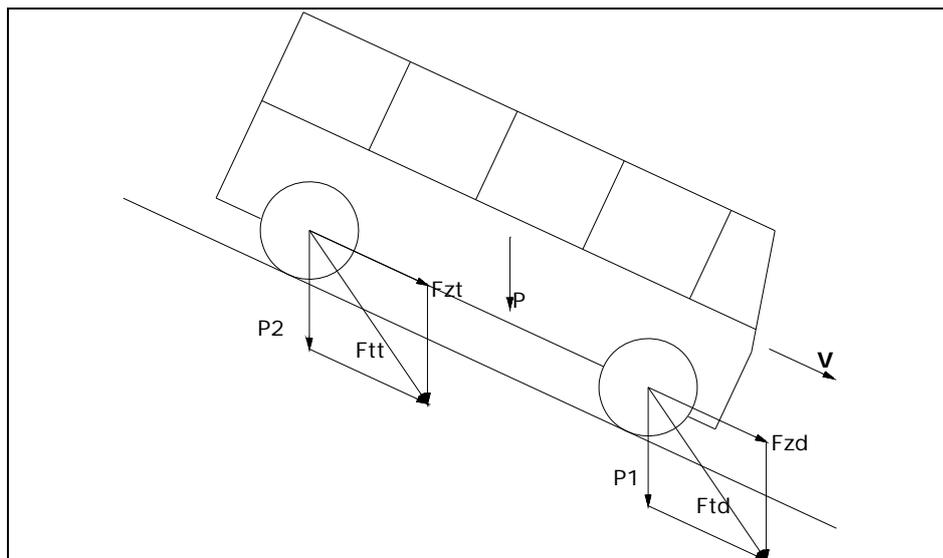
El coeficiente  $u$  toma valores entre 0,3 y 0,6 en condiciones extremas, para nuestro cálculo tomaremos un intermedio (0,4) y  $G 9.81\text{m/s}^2$

Obtenemos entonces:  $D = 3,92\text{m/s}^2$

$$F_{zd} = 64900.5 \text{ N.}$$

$$F_{zt} = 38034.38 \text{ N.}$$

**Fig. 3.8 Fuerzas principales de frenado.**



**Fuente:** Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicente (1995) Teoría de los vehículos automóviles.

Por sumatoria de fuerzas obtenemos las fuerzas totales de frenado sobre los ejes:

$$F_{td} = \sqrt{F_{zd}^2 + P_q1^2} \quad \text{Ec.3.11}$$

$$F_{td} = 74912.3 \text{ N.}$$

$$F_{tt} = \sqrt{F_{zt}^2 + P_q2^2} \quad \text{Ec.3.12}$$

$$F_{tt} = 85129.26 \text{ N.}$$

**Donde:**

$F_{td}$  = Fuerza total de frenado sobre el eje delantero (N).

$F_{tt}$  = Fuerza total de frenado sobre el eje trasero (N).

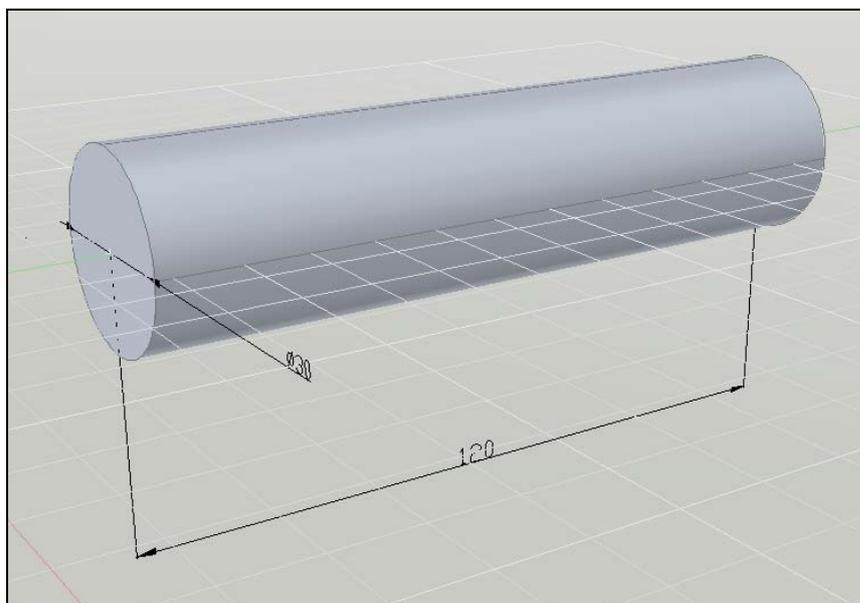
$P_{q1}$  = Carga estática máxima que soporta la ballesta delantera. (N).

$P_{q2}$  = Carga estática máxima que soporta la ballesta posterior. (N).

Es evidente que el mayor peso se encuentra en el eje posterior del vehículo, por lo tanto analizaremos el esfuerzo del pasador de la ballesta posterior.

### 3.3 Cálculo del factor de seguridad del pasador.<sup>32</sup>

**Fig. 3.9 Pasador del paquete de ballestas delantero y posterior.**



**Fuente:** Creación de los autores en base de mediciones realizadas.

<sup>32</sup> SHIGLEY. Joseph y MISCHKE. Charles. (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Pág. 122

**Datos:**

Diámetro ( $\phi$ ): 30 mm.

Material: Acero de transmisión SAE 1018 Laminado en caliente

Resistencia de tensión ( $S_t$ ): 565.06 MPa

Resistencia de fluencia ( $S_y$ ): 482.35 MPa

Dureza Brinell (HB): 163

Carga ( $F_{tt}/2$ ) = 42564.63 N.

Calculamos el esfuerzo permisible ( $\tau_{perm}$ ) a cortante para el pasador:

$$\tau_{perm} = 0.4 * S_y \quad \text{Ec.3.1}$$

$$\tau_{perm} = 193.25 \text{MPa.}$$

**Donde:**

$S_y$  = Resistencia de fluencia (MPa)

$$\tau_{xy} = \frac{P}{2 * A} \quad \text{Ec.3.14}$$

$$A = 706.85 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{xy} = 30.08 \text{MPa.}$$

**Donde:**

$\tau_{perm}$  = Esfuerzo cortante permisible (MPa)

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo cortante en el pasador (MPa)

$A$  = Área del pasador ( $\text{mm}^2$ )

$P$  = Carga en N.

Factor de seguridad ( $\eta$ )

$$\eta = \frac{\tau_{perm}}{\tau_{xy}} \quad \text{Ec.3.15}$$

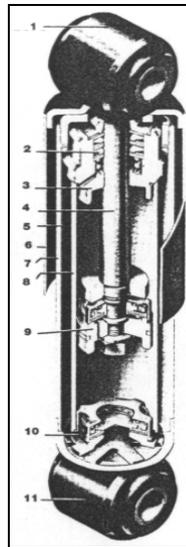
$$\eta = 6.42$$

**Nota:** Obtenemos un factor de seguridad del pasador bastante confiable, razón suficiente para conservar el dimensionamiento de éste en el equipamiento con el sistema de suspensión rediseñado.

### 3.4 Cálculo y selección de los amortiguadores.

A nivel de fabricación, la comprobación de amortiguadores se realiza mediante un banco de pruebas dinamométrico especial, donde se obtienen las curvas características de amortiguación, este tipo de comprobadores dinamométricos no son de aplicación en el taller de mantenimiento, la máquina es demasiado costosa y los amortiguadores se deben desmontar para su control. Además, para analizar los resultados, se debería disponer de los datos de referencia del fabricante, y estos datos no son publicados.<sup>33</sup>

**Fig. 3.10** Despiece de un amortiguador.



**Fuente:** Gabriel Cuesta Ferrer, (2003) *Camiones y Vehículos Pesados*, p.188.

1. Fijación superior.
2. Retén de la varilla de pistón.
3. Casquillo guía.
4. Vástago.
5. Cámara de reserva exterior.
6. Tubo de protección.
7. Tubo exterior.
8. Tubo interior (cilindro).
9. Pistón con vástago.
10. Válvula interior.
11. Fijación interior.

Un amortiguador destinado al recambio es diferente al que se monta en origen, las características del amortiguador original son definidas por el fabricante del vehículo, en tanto que los amortiguadores para segundo equipo están específicamente

<sup>33</sup> [www.Autocity.com/documentos/tecnicas/in](http://www.Autocity.com/documentos/tecnicas/in).

diseñados para compensar el desgaste de otras piezas. Algunos fabricantes de amortiguadores incrementan, siempre que es posible y esté justificado, la dimensión del tubo exterior del amortiguador proporcionándole mayor durabilidad y mejor disipación del calor.<sup>34</sup>

**3.4.1 Amortiguamiento en función de la velocidad.**<sup>35</sup>- Si (V) representa a la velocidad de la masa suspendida con respecto a la masa no suspendida y ( $\zeta$ ) el coeficiente de amortiguamiento, la reacción del amortiguador es igual al producto del coeficiente de amortiguamiento y la velocidad. Como la velocidad varía en sentido inverso de la elongación, la reacción total es el resultado de la suma de las dos. La ley de amortiguamiento es tal que la acción inicial del amortiguador es igual a la acción final del resorte. Se deduce que:

$$\zeta = \sqrt{\frac{m_a * k}{2}} \quad (\text{N} \cdot \text{s/m}) \quad \text{Ec.3.16}$$

**Donde:**

$\zeta$  = Coeficiente de amortiguamiento.

$m_a$  = Masa que soporta el eje.

$K$  = Rigidez total del sistema de suspensión.<sup>36</sup>

$$K = \frac{K_1 * K_2}{K_1 + K_2} \quad (\text{N/m}) \quad \text{Ec.3.17}$$

**Donde:**

$K_1$  = rigidez del resorte.

$K_2$  = rigidez del neumático (70000N/m) a una presión de inflado de 45 Psi.)<sup>37</sup>

$$\psi = R * V \quad (\text{N}) \quad \text{Ec.3.18}$$

**Donde:**

<sup>34</sup> www.autopropulsados.com.

<sup>35</sup> CHARLOTEAUX. M. (1975) *Suspensión y Dirección Marcomba Boixarev Editores*, Pag. 97

<sup>36</sup> CHARLOTEAUX. M. (1975) *Suspensión y Dirección Marcomba Boixarev*, Pag. 15

<sup>37</sup> CHARLOTEAUX. M. (1975) *Suspensión y Dirección Marcomba Boixarev* Pag. 23

$\psi$  = Reacción del amortiguador.

$$V = 2 * \pi * A_n * N \text{ (m/s)} \quad \text{Ec.3.19}$$

**Donde:**

$A_n$  = Amplitud.

$N$  = Frecuencia.

En nuestro caso para la instalación de los amortiguadores nuevos, hemos escogido los especificados por el fabricante COFAP que son los usados por la Marca Mercedes Benz, para buses de transporte urbano<sup>38</sup>, estos cumplen con dimensiones y desplazamiento de trabajo.

**Tabla 3.6 Datos y resultados de las características de los amortiguadores.**

Datos	Amortiguadores delanteros	Amortiguadores posteriores
Rigidez de las ballestas (K1)	252056 N/m.	513128 N/m.
Rigidez de los neumáticos (K2)	700000 N/m.	1400000 N/m.
Carga sobre los ejes (M)	37522.53 N.	76159.62 N.
Carga transferida ( $M_{\text{transf.}}$ )	48688.94 N.	64885.8 N.
Frecuencia del sistema (N)	1.83 Hz.	1.83 Hz.
Amplitud ( $A_n$ )	0.1367 m.	0.1367 m.
Rigidez total ( $K_{\text{tot}}$ )	183191.4 N/m.	375499.93 N/m.
Coefficiente estático ( $\zeta_{\text{estat.}}$ )	41929.49 (N .s/m.)	84549.99 (N .s/m.)
Coefficiente con transferencia de	59599.97(N .s/m.)	78400 (N .s/m.)
Velocidad (V)	1.57 (m/seg.)	1.57 (m/seg.)
Reacción ( $\psi_{\text{Estat.}}$ )	64977.03 (N.)	132639.96 (N.)
Reacción ( $\psi_{\text{transf.}}$ )	93569.91 N.	123079.96 N.

**Fuente: Creación de los autores.**

<sup>38</sup> <http://www.asistenciatecnica@marellicofap.com.ar>

**3.4.2 Amortiguador delantero.**

Deformación máxima delantera 153.43 mm.

Código del amortiguador:

Marca	Cofap Suspensao
Serie	384 323 7460
Tipo	L 1244 8 62367
Código	- B - 05

**3.4.3 Amortiguador posterior.**

Deformación máxima posterior. 141.03mm

Código del amortiguador:

Marca	Cofap Suspensao
Serie	384 326 7500
Tipo	6605 7 45136
Código	- B - 05

**3.4.4 Dimensiones de los amortiguadores.**

**Tabla 3.7 Características de los amortiguadores delanteros.**

Longitud total	560 mm.
Longitud comprimido	190 mm.
Diámetro de cilindro	51 mm.
Diámetro de la funda	60 mm.
Desplazamiento de trabajo	185 mm.

**Fuente: En base de muestras tomadas en amortiguadores para autobús.**

**Tabla 3.8 Características de los amortiguadores posteriores.**

Longitud total.	582 mm
Longitud comprimido	215 mm
Diámetro de cilindro	51mm
Diámetro de la funda	60 mm
Desplazamiento de trabajo.	183,5 mm

**Fuente:** En base de muestras tomadas en amortiguadores para autobús.

### 3.4.5 Dimensiones de los agarres de los amortiguadores.

**Tabla 3.9 Dimensiones de los agarres de los amortiguadores.**

Agarres	Delantero	Posterior
Superior	Con espárrago de 100 mm	Con oreja de sujeción diámetro 38 mm
Inferior.	Con oreja de sujeción diámetro 38mm	Con oreja de sujeción diámetro 38 mm

**Fuente:** En base de muestras tomadas en amortiguadores para autobús.

Un amortiguador Cofap posee válvulas de doble acción que controlan de forma progresiva el pasaje del fluido de una cámara a otra. Las mismas ofrecen una restricción al desplazamiento del fluido que se adapta automáticamente al tipo de piso y a la velocidad del vehículo, siempre de acuerdo con las especificaciones del proyecto original.

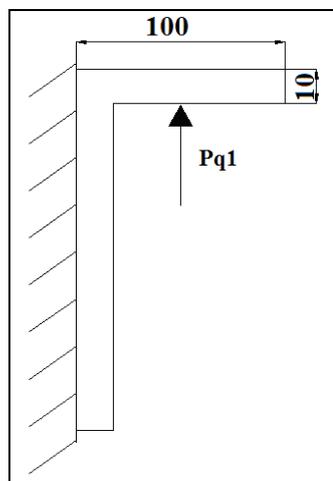
**3.4.6 Cálculo de los soportes de los amortiguadores.**<sup>39</sup>.- El soporte delantero superior se representa en la figura 3.11 y el inferior en la figura 3.12, los posteriores son los mismos, superior como inferior y están representados en la figura 3.13. Hechos de un acero 950X (d) y 905C (d) para el soporte superior y soporte inferior respectivamente, tabla 2 (anexos). Los datos para el cálculo se dan en la tabla 3.10 y los resultados en la tabla 3.11

<sup>39</sup> Shigley. Joseph. Mischke. Charles. (2002) *Diseño en Ingeniería mecánica*. p. 351.

**Tabla 3.10 Datos para el cálculo de los soportes.**

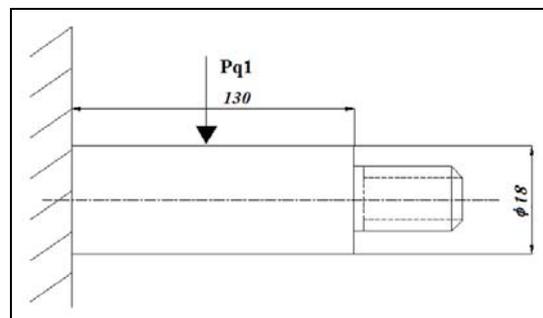
Resistencia de fluencia del soporte superior ( $S_y$ )	440 MPa.
Resistencia de fluencia del pasador inferior ( $S_y$ ) Acero 1018 Lc	482.35 MPa
Carga estática sobre los soportes delanteros ( $P_{q1}$ ) ( $R_a$ )	18707.4 N.
Carga transferida en pendiente sobre los soportes delanteros ( $F_{td}$ )	37456.5 N.
Carga estática sobre los soportes posteriores ( $P_{q2}$ )	38080.2 N.
Carga transferida en pendiente sobre los soportes posteriores ( $F_{tt}$ )	42564.7 N.

Fuente: tablas de materiales y cálculos por los autores.

**Fig 3.11. Vista lateral del soporte superior del amortiguador delantero.**

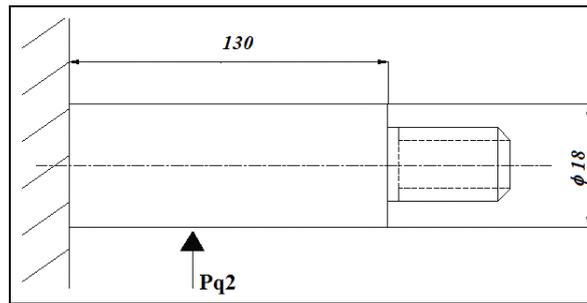
Fuente: Creación de los autores basada en medias realizadas en taller "INMAY"

\*El ancho del soporte es de 50 mm.

**Fig. 3.12 Vista lateral del soporte inferior del amortiguador delantero y de los soportes posteriores.**

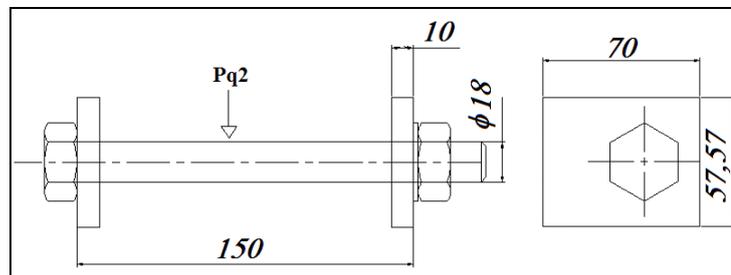
Fuente: Creación de los autores basada en medias realizadas en taller "INMAY"

Fig. 3.13. Vista lateral del soporte superior del amortiguador posterior.



Fuente: Creación de los autores basada en mediadas realizadas en taller "INMAY"

Figura 3.14 Pasador del Soporte inferior



Fuente: Creación de los autores basada en mediadas realizadas en taller "INMAY"

### \*Cálculos

El esfuerzo de torsión y factor de seguridad al que se someten los soportes de los amortiguadores se calculan para los dos estados de carga que se presentan, carga estática y carga con peso de transferencia:

#### – Esfuerzo cortante ( $\tau$ )

$$\tau = \frac{Q}{A}; \tau = \frac{Q}{2A} \quad \text{Ec.3.20}$$

#### Donde:

Q = Carga

A = Área de aplicación

**Tabla 3.11 Resultados de esfuerzo cortante.**

Denominación	Soportes Delanteros		Soportes Posteriores	
	Superior	Inferior	Superior	Inferior
Esfuerzo cortante con carga estática ( $\tau_{est.}$ )	18.7 MPa	73.51MPa	149.6MPa	74.8MPa
Esfuerzo cortante con carga de transferencia ( $\tau_{transf}$ )	37.45MPa	147.2 MPa	167.2MPa	83.63MPa

Fuente: Creación de los autores

– **Factor de seguridad ( $\eta$ )**

$$\eta = \frac{\tau_{perm}}{\tau} \quad \text{Ec.3.21}$$

**Donde:** $\tau_{perm.}$  = Esfuerzo permisible (0.4Sy) $\tau$  = Esfuerzo de torsión.**Tabla 3.12 Resultados de factor de seguridad.**

Denominación	Soportes Delanteros		Soportes Posteriores	
	Superior	Inferior	Superior	Inferior
Factor de seguridad con carga estática ( $\eta_{est.}$ )	9.4	2.6	1.28	2.57
Factor de seguridad con carga de transferencia ( $\eta_{transf}$ )	4.6	1.3	1.15	2.3

Fuente: Creación de los autores

**3.5 Cálculo de las barras estabilizadoras.-** Para el cálculo para la barra delantera recalculamos el factor seguridad manteniendo el mismo diámetro, verificando que soporte, en la barra posterior suponemos un diámetro de 0.056 m, deducimos el esfuerzo verificamos si éste cumple con el factor de seguridad aplicando la teoría de esfuerzos combinados y con una velocidad de 40 Km/h que es la velocidad máxima estimada para una curva normal.

**Nota:**

En los cálculos de las características de la barra delantera en el segundo capítulo, se verificó que la barra presenta un factor de seguridad aceptable de 1.16 por

consiguiente se realizará el recálculo únicamente de la barra posterior buscando un diámetro que cumpla con un factor similar al de la barra delantera.

### 3.5.2 Cálculo de la barra posterior.

#### Datos:

$$W \text{ fuera }_{(40)} = 67222.4 \text{ N.}$$

$$M_{xa(40)} = 1345.81 \text{ N.}$$

$$M_{za(40)} = 807.408 \text{ N.}$$

$$L_b = 0.4 \text{ m.}$$

$$l_b = 1 \text{ m.}$$

$$\beta = 27^\circ$$

$$G = 205 \text{ GPa.}$$

$$\alpha = 22^\circ$$

#### Datos impuestos.

Diámetro de la barra ( $\phi$ )	56 mm.
---------------------------------	--------

#### – Cálculo del ángulo de torsión de la barra ( $\delta$ ).

$$\delta = \frac{\left(\frac{M_{xa} + M_{za}}{2} + (W_f * L_b)\right) * l_b * \cos \beta * 32}{G * \Pi * \phi^4} \quad \text{Ec. 2.31}$$

$$\delta = 0.12^\circ$$

#### Donde:

$W_f$  = Peso transferido (N)

$\delta$  = Ángulo de torsión de la barra.<sup>40</sup> (°)

$M_{xa}$  = Momento aerodinámico de vuelco. (N.m)

$M_{za}$  = Momento aerodinámico de guiñada. (N.m)

$\beta$  = Ángulo de torsión del brazo de la barra. (°)

$l_b$  = Longitud de la barra. (m)

$L_b$  = Longitud del brazo de la barra. (m)

$G$  = Módulo de elasticidad a la torsión del material = 2/5 E

$\phi$  = Diámetro de la Barra estabilizadora. (m)

<sup>40</sup> Aparicio Izquierdo Francisco, Vera Álvarez Carlos, Díaz López Vicente (1995) *Teoría de los vehículos automóviles* Pág. 377

– **Cálculo de momento polar de inercia ( $J_o$ ).**

$$J_o = \frac{\Pi * \phi^4}{32} \quad \text{Ec. 2.30}$$

$$J_o = 9.65 \text{ E}^{-7} \text{ m}^4$$

**Donde:**

$J_o$ = Momento polar de inercia ( $\text{m}^4$ ).

$\phi$ = Diámetro de la Barra estabilizadora. (m)

$$\Pi = 3.1416$$

– **Cálculo del par de reacción de la barra (Nt)**

$$Nt = \frac{G * J_o * l_b * \alpha}{(L_b)^2} \quad \text{Ec. 2.29}$$

$$Nt = 188031 \text{ N*m}$$

**Donde:**

Nt = Par de reacción de la barra.

$l_b$ = Longitud de la barra. (m)

$L_b$ = Longitud del brazo de la barra. (m)

$\alpha$ = Angulo de torsión de la carrocería. ( $^\circ$ )

$J_o$ = Momento de inercia polar. ( $\text{m}^4$ )

G= Módulo de elasticidad a la torsión del material =  $2/5 \text{ E}$

E = Modulo de elasticidad= 205 GPa Acero 4142 T8R 600°F<sup>A</sup>

### 3.5.3 Cálculo del factor de seguridad por medio de la teoría de falla de Von Misses.

Se presentan dos esfuerzos, esfuerzo axial y esfuerzo por torsión, aplicamos la fórmula de esfuerzos combinados para la determinación del factor seguridad.

En la tabla 3.13 se dan los datos para el cálculo de la barra estabilizadora

---

<sup>A</sup> Shigley, Joseph. Mischke, Charles. (2002) *Diseño en Ingeniería mecánica*. Tabla E-23. Propiedades esfuerzos-deformación media monótonas y cíclicas de aceros seleccionados

**Tabla 3.13 Datos para el cálculo de la barra.**

Datos.	Barra posterior.
Sy	1720 (MPa.) Acero 4142
r	0.028 (m.)
$\phi$	0.056 (m.)
Wf	67222.4 (N.)
X	0.1 (m.)
Y	0.4 (m.)
C = r	0.028(m.)
$M_{xa(40)}$	1345.81/2 N.
$M_{za(40)}$	807.408 N.

Fuente: Creación de los autores

– **Cálculo del esfuerzo flexionante ( $\sigma_f$ )**

$$\sigma_f = \frac{\sum M * C}{I} \quad \text{Ec.3.25}$$

**Donde:**

M = Momento flector. (N\*m.)

C = Distancia del centro a la fibra más lejana. (m)

I = Momento de inercia (m<sup>4</sup>)

Variable	Barra posterior
Esfuerzo flexionante ( $\sigma$ )	475.75 MPa.

– **Cálculo del momento flector (M)**

$$M = Wf * x \quad \text{Ec.3.26}$$

**Donde:**

Wf = Fuerza de la carga que se traslada (N)

x = Distancia de la fibra al eje de aplicación de la fuerza. (m)

Variable	Barra posterior
Momento flector (M)	8202.55 N.m

– **Cálculo del momento de inercia (I)**

$$I = \frac{\pi * r^4}{4} \quad \text{Ec.3. 27}$$

**Donde:**

r = Radio de la barra.

$\pi = \text{pi} = 3.1416$

Variable	Barra posterior
Momento de inercia (I)	4.83 E <sup>-7</sup> m <sup>4</sup>

– **Cálculo del esfuerzo de torsión ( $\tau$ )**

$$\tau = \frac{T * r}{J_o} \quad \text{Ec. 3.28}$$

**Donde:**

T= Torque (N\*m.)

J<sub>o</sub> = Momento polar de inercia. (m<sup>4</sup>)

r = Radio de la barra. (m)

Variable	Barra posterior
Esfuerzo de torsión ( $\tau$ )	822.72 MPa.

– **Cálculo del Torque (T)**

$$T = W_f * y \quad \text{Ec. 3.29}$$

**Donde:**

W<sub>f</sub> = Fuerza de la carga que se traslada (N)

y = Longitud del brazo. (m)

Variable	Barra posterior
Torque (T)	28369.3 N.m

**Cálculo del momento polar de inercia (J<sub>o</sub>)**

$$J_o = \frac{\pi * \phi^4}{32} \quad \text{Ec. 3.30}$$

**Donde:**

$\phi$  = Diámetro (mm.)

$\pi = \text{pi} = 3.1416$

Variable	Barra posterior
Momento polar de inercia (J)	9.65 E <sup>-7</sup> m <sup>4</sup>

– **Cálculo del esfuerzo máximo ( $\sigma_x$ )**

$$\sigma_x = \sigma_f + \sigma \quad \text{Ec. 3.31}$$

**Donde:**

$\sigma_f$  = Esfuerzo flexionante. (MPa.)

$\sigma$  = Esfuerzo normal axial. (MPa.) = 0

Variable	Barra posterior
Esfuerzo máximo ( $\sigma_x$ )	475.75 MPa.

– **Cálculo del esfuerzo de Von Misses ( $\sigma'$ )**

$$\sigma' = \left( \sigma_x^2 + \sigma_x * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2 \right)^{\left(\frac{1}{2}\right)} \quad \text{Ec. 3.32}$$

**Donde:**

$\sigma_x$  = Esfuerzo máximo. (MPa.)

$\sigma_y$  = Esfuerzo máximo. (MPa.)

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo a torsión. (MPa.)

Variable	Barra posterior
Esfuerzo de Von Misses ( $\sigma'$ )	1502.31 MPa.

– **Cálculo del factor de seguridad ( $\eta$ )**

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. 3.33}$$

**Donde:**

$\sigma'$  = Esfuerzo de Von Mosses, esfuerzo completo. (MPa.)

$S_y$  = Resistencia de fluencia del material. (MPa.)

Variable	Barra posterior
Factor de seguridad ( $\eta$ )	1.15

En una curva con descenso, el peso del vehículo se transfiere hacia la parte delantera provocando variaciones en las cargas que soportan los ejes en consecuencia se calcula otro factor de seguridad con la variación de la carga. Utilizamos el cálculo que se realiza en las ballestas al transitar el vehículo por una pendiente y se adiciona una curva a la pendiente con lo cual comprobamos si la barra resiste los esfuerzos que actúan en ese momento.

La fuerza aplicada en el eje delantero y posterior es  $W_t$ , en una pendiente de  $25^\circ$  se estima una velocidad máxima de 20 Km/h.

En las tablas 3.14 y 3.15 se dan los resultados de cálculo de las barras estabilizadoras en situación de curva con pendiente.

**Tabla 3.14 Datos y respuestas de la barra delantera**

Fl	9634.7 N
Wl	7038.7 N
Wt	74912.9 N
W fuera	44494.3N
$\sigma$	831 MPa
$\tau$	982.1 MPa
$\sigma_x$	831. MPa
$\sigma'$	1807.7 (MPa)
$\eta$	$0.96 \approx 1$

**Fuente: Creación de los autores**

**Tabla 3.15 Datos y respuestas de la barra posterior.**

Fl	10948.8 N
Wl	7998.88 N
Wt	85129.4 N
W fuera	50563.6 N
$\sigma$	$2.93 \text{ E}^8 \text{ Pa}$
$\tau$	$5.86 \text{ E}^8 \text{ Pa}$
$\sigma_x$	$2.93 \text{ E}^8 \text{ Pa}$
$\sigma'$	1050 (MPa)
$\eta$	1.63

**Fuente: Creación de los autores.**

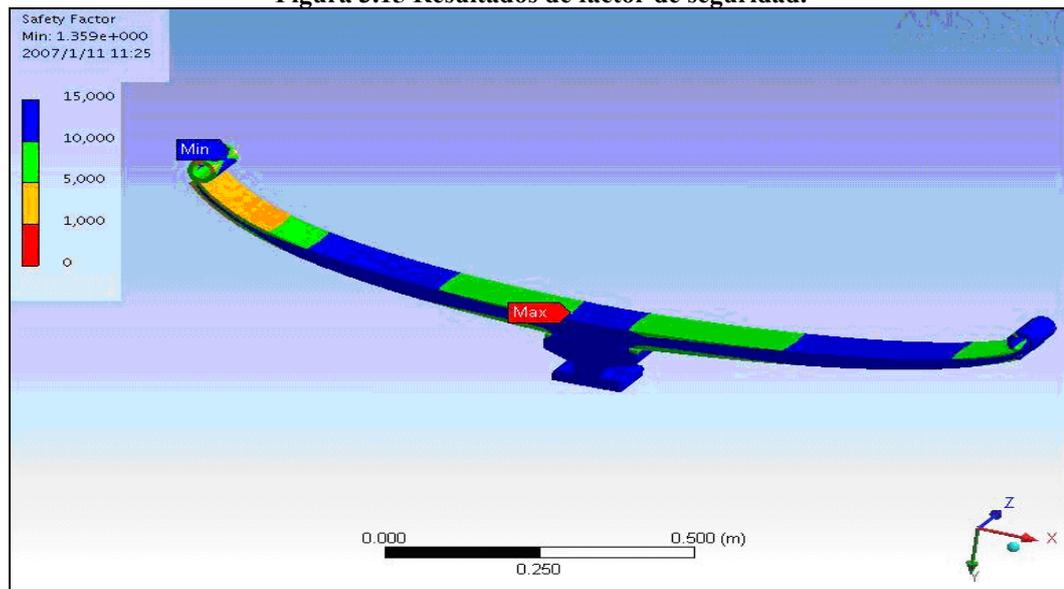
En consecuencia la barra sí soporta los esfuerzos a los que está sometida, pues está dentro del rango de factor de seguridad permitido (1 a 2).

### 3.6 Simulación.

La simulación se realiza con dos programas de computadora, el primero es INVENTOR el cual sirve para realizar el dibujo de los elementos en tres dimensiones, luego se exporta al programa de simulación ANSYS 10.0.

**3.6.1 Ballesta delantera.-** La figura 3.15 muestra el conjunto de elementos que conforman el paquete de ballestas delantero en la cual se aprecia el factor de seguridad mediante el código de colores, la zona con el máximo factor de seguridad se indica con el color rojo y está ubicada sobre el soporte inferior que representa al puente delantero. El mínimo factor de seguridad de color azul se presenta en franjas a lo largo del paquete, estando el valor mínimo cercano a la zona del soporte frontal. Los resultados de la simulación de la ballesta delantera y posterior se expresan en la tabla 3.16 y 3.17 respectivamente.

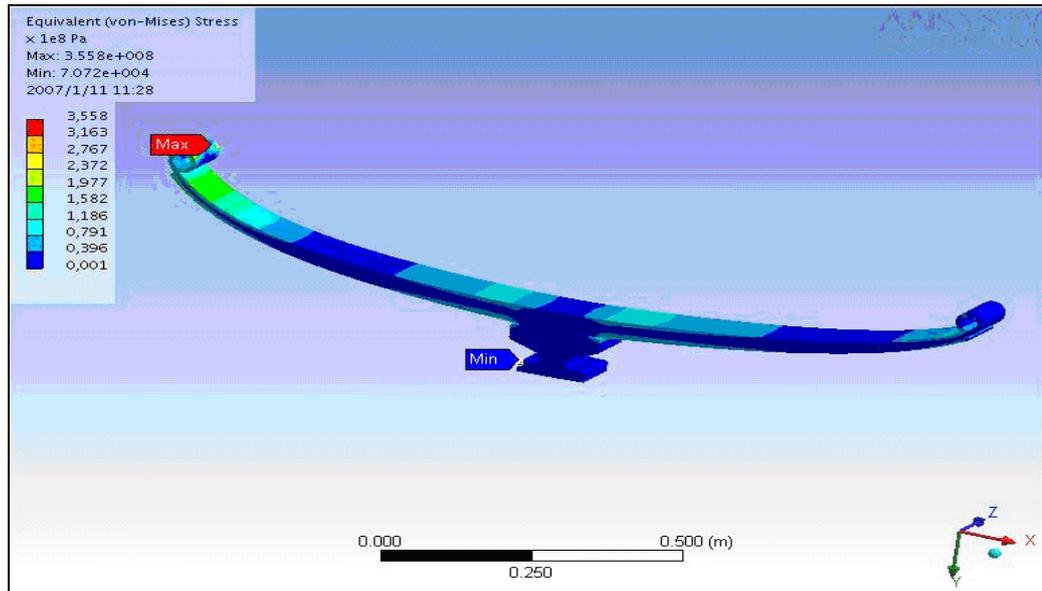
**Figura 3.15 Resultados de factor de seguridad.**



**Fuente: Programa de simulación ANSYS.**

La figura 3.16 revela los puntos con los esfuerzos máximos y mínimos, analizados mediante la teoría del esfuerzo equivalente de Von Mises, puntos que a su vez corresponden a los de factor de seguridad de la figura anterior. Como valor máximo de esfuerzo se tiene  $3558 \text{ E}^8 \text{ Pa}$  y el valor mínimo corresponde a  $7072 \text{ E}^8 \text{ Pa}$ ,

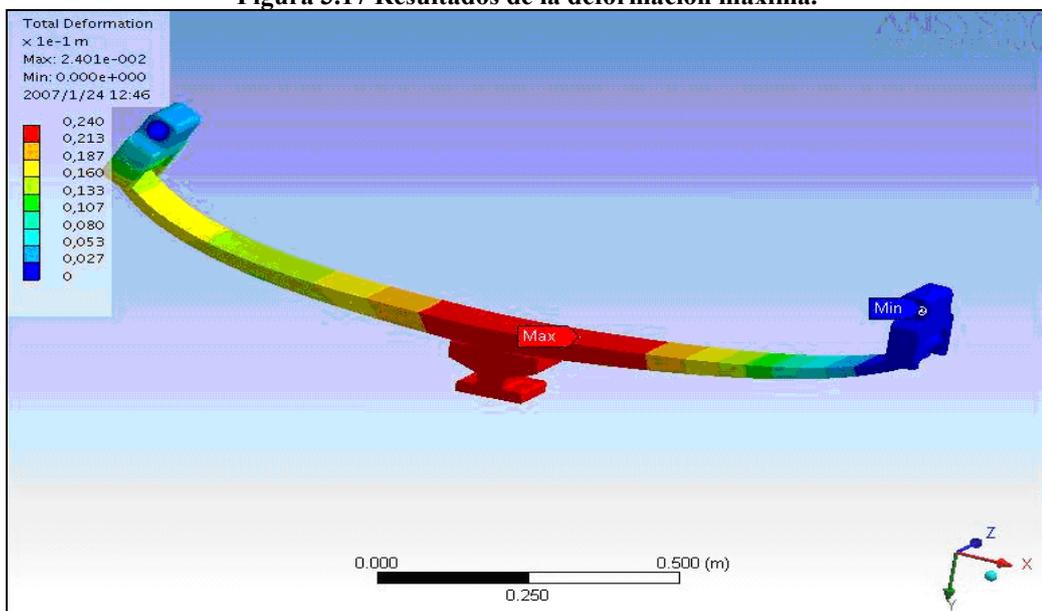
**Figura 3.16** Resultados de esfuerzo máximo.



Fuente: Programa de simulación ANSYS

La deformación total que alcanza el sistema simulado es de 0.2401 metros

**Figura 3.17** Resultados de la deformación máxima.



Fuente: Programa de simulación ANSYS.

Tabla 3.16 Respuestas de la ballesta posterior.

Table 3.3.1.1. Values						
Name	Scope	Minimum	Maximum	Minimum Occurs On	Maximum Occurs On	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	All Bodies In "Model"	72,786.56 Pa	$3.56 \times 10^8$ Pa	soporte punta:1	ballesta delantera:1	None
"Total Deformation"	All Bodies In "Model"	0.0 m	$2.5 \times 10^{-3}$ m	soporte punta:1	ballesta delantera:1	None
Name	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria		
"Stress Tool"	All Bodies In "Model"	Safety Factor	1.36	None		

Fuente: Programa de simulación ANSYS.

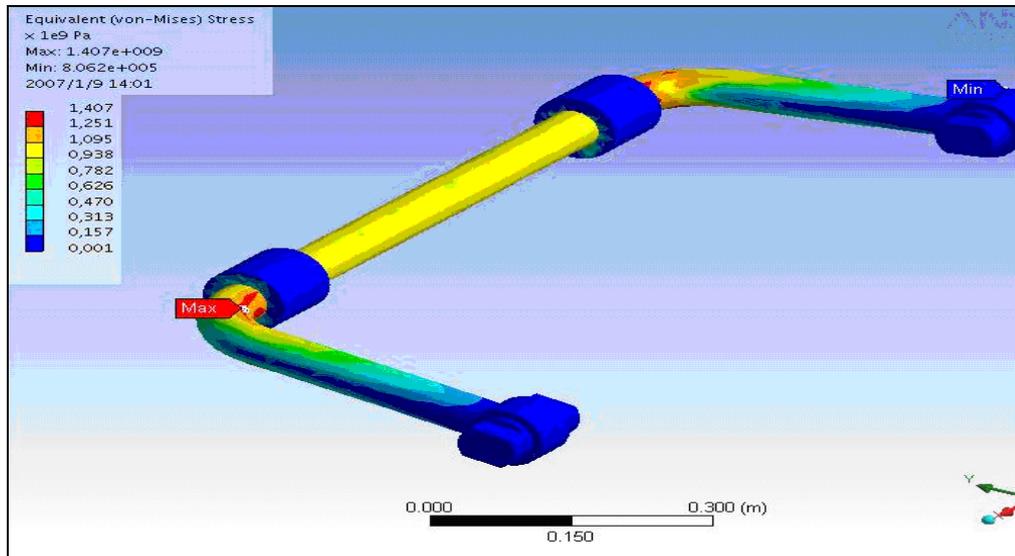
Tabla 3.17 Respuestas de la ballesta delantera.

Table 3.3.1.1. Values						
Name	Scope	Minimum	Maximum	Minimum Occurs On	Maximum Occurs On	Alert Criteria
"Total Deformation"	All Bodies In "Model"	0.0 m	0.13 m	soporte punta:1	soporte:1	None
"Equivalent Stress"	All Bodies In "Model"	167,753.77 Pa	$6.6 \times 10^8$ Pa	soporte:1	ballesta tracera:1	None
Name	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria		
"Stress Tool"	All Bodies In "Model"	Safety Factor	1.1	None		

Fuente: Programa de simulación ANSYS.

**3.6.2 Barra posterior.-** Al analizar los resultados de esfuerzo, podemos apreciar que el valor máximo se encuentra ubicado en la parte interior de la curvatura de la barra, esfuerzo que asciende al valor de  $1.407 \text{ E}^9$  Pa. Los resultados de la simulación de la barra delantera y posterior se expresan en la tabla 3.18 y 3.19 respectivamente.

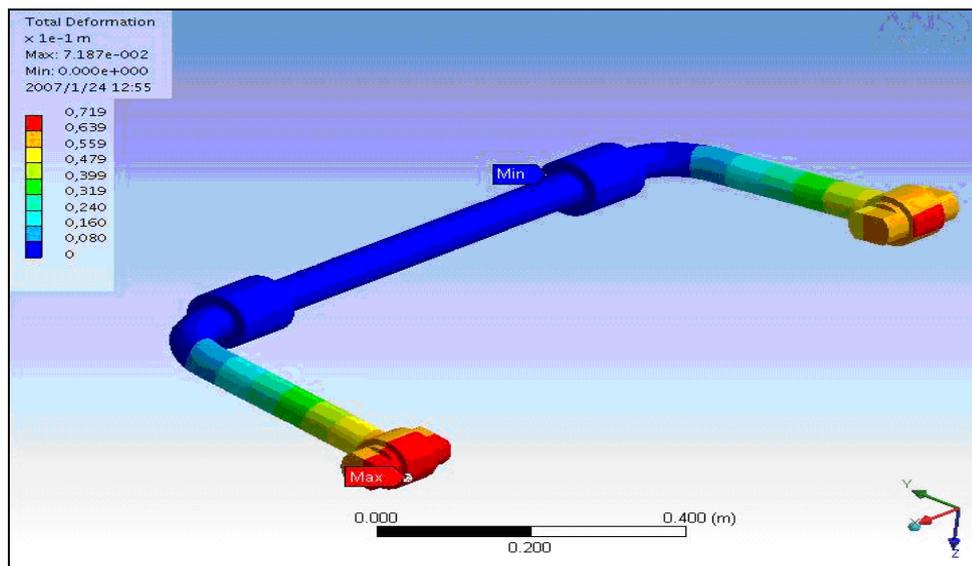
**Figura 3.18 Resultados de esfuerzo máximo.**



Fuente: Programa de simulación ANSYS

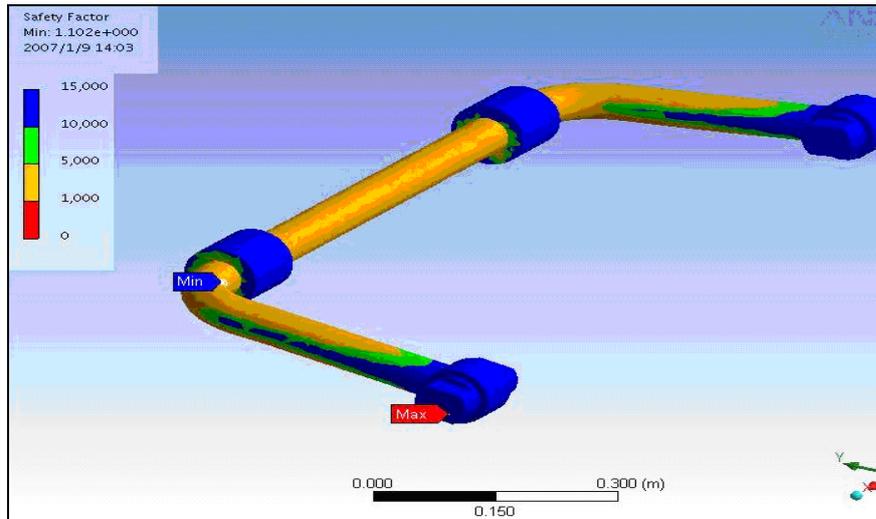
La deformación que se presenta en la barra debido a la inclinación de la carrocería del vehículo alcanza el valor máximo de 0.0719 metros, ofreciendo un factor de seguridad de 1.102 que se representa en la figura 3.20.

**Figura 3.19 Resultados de la deformación máxima**



Fuente: Programa de simulación ANSYS.

**Figura 3.20 Resultados de factor seguridad.**



**Fuente: Programa de simulación ANSYS.**

**Tabla 3.18 Respuestas de la barra delantera.**

Table 3.3.1.1. Values						
Name	Scope	Minimum	Maximum	Minimum Occurs On	Maximum Occurs On	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	All Bodies In "Model"	$1.39 \times 10^6$ Pa	$2.51 \times 10^{10}$ Pa	soportes pu delanteros:1	soportes pu delanteros:2	None
"Total Deformation"	All Bodies In "Model"	0.0 m	$9.4 \times 10^{-2}$ m	soporte barra delantera:1	soportes pu delanteros:2	None
Name	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria		
"Stress Tool"	All Bodies In "Model"	Safety Factor	1.16	None		

**Fuente: Programa de simulación ANSYS.**

**Tabla 3.19 Respuestas de la barra posterior.**

Table 3.3.1.1. Values						
Name	Scope	Minimum	Maximum	Minimum Occurs On	Maximum Occurs On	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	All Bodies In "Model"	806,189.24 Pa	$1.41 \times 10^9$ Pa	ejes soportes barra posterior:1	barra posterior:1	None
"Total Deformation"	All Bodies In "Model"	0.0 m	$7.19 \times 10^{-2}$ m	soporte barra posterior:1	barra posterior:1	None
Name	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria		
"Stress Tool"	All Bodies In "Model"	Safety Factor	1.1	None		

**Fuente: Programa de simulación ANSYS.**

## CAPÍTULO IV

### MANTENIMIENTO.

La eficiencia y la vida útil del sistema de suspensión dependen en gran medida de la forma en la que se desarrolle el programa de mantenimiento, por ello en el presente capítulo se tratará sobre este tema recabando información de diferentes fuentes.

#### 4.1 Mantenimiento Preventivo.

##### 4.1.1 Engrase del sistema.

###### – Ballestas.<sup>41</sup>

Las ballestas parabólicas tienen hojas en forma de parábola, se distinguen porque sus hojas no se tocan entre sí, se intercalan entre ellas unos separadores de material compuesto o nylon. Las ballestas semielípticas tienen el inconveniente del rozamiento constante entre ellas, lo que hace necesario una lubricación periódica. En las parabólicas este problema no existe debido a la ausencia de contacto entre hojas, y el mantenimiento es casi nulo, por consiguiente no existe desgaste por roce entre hojas, lo que se toma en cuenta es el engrase de los ojos y grilletes para lo cual vienen incorporados engrasadores en los casquillos metálicos. Valdría mencionar que se debe evitar la pulverización con gasoil de las partes de goma pues esto produce su resequedad y acortan la vida útil de las mismas.

El engrase de los bujes de los ojos de las ballestas se debe realizar cada 20000 Km como máximo, pues de esto depende la vida útil de los mismos, figuras 4.1 y 4.2.

---

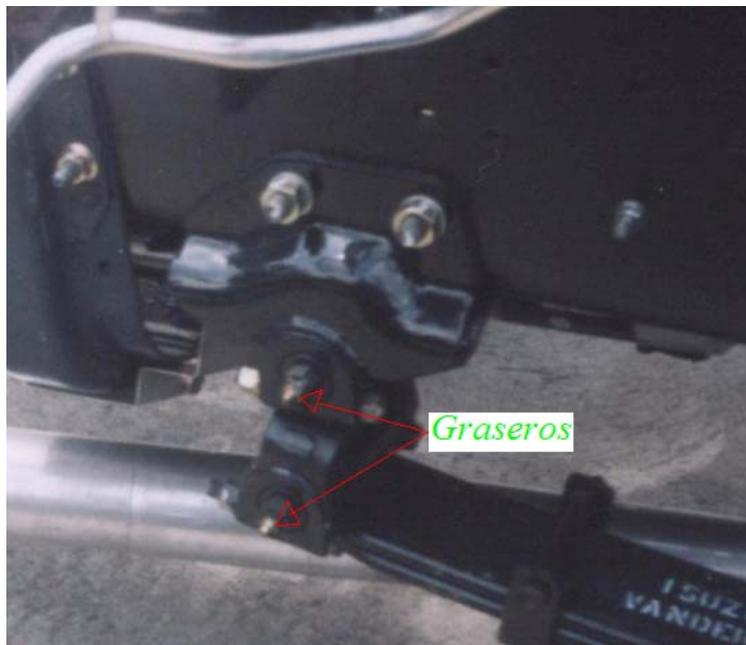
<sup>41</sup> Cuesta Ferrer D. Gabriel, (2003) *Camiones y Vehículos Pesados* Pág. 184.

**Figura 4.1 Graseros del paquete de ballestas posterior.**



**Fuente:** Foto tomada en auto diesel y modificada por los autores.

**Figura 4.2 Graseros del paquete delantero.**

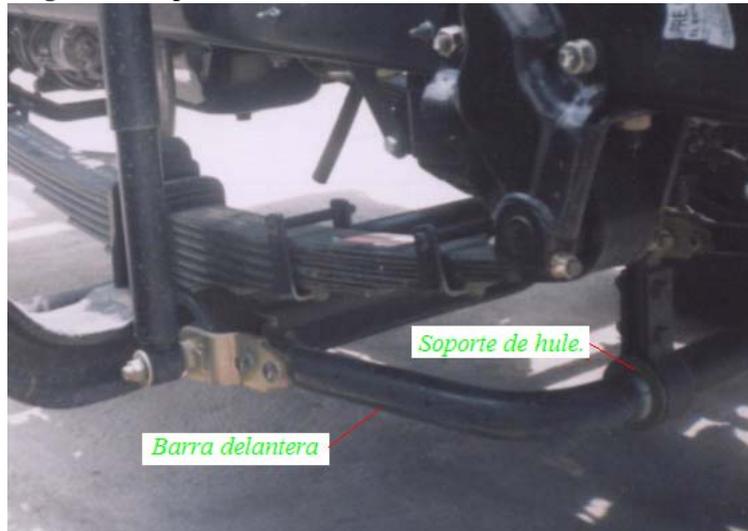


**Fuente.** Foto tomada en Auto diesel.

– **Barras estabilizadoras.**<sup>42</sup>

Al estar sometidas las barras estabilizadoras a torsión, en su movimiento se presentan fuerzas que actúan sobre los apoyos de Hule en el bastidor, (Figura 4.3), el mantenimiento básico implica realizar una inspección visual del estado de los mismos, además, verificar el estado de los agarres en los extremos de la barra estabilizadora con el puente transversal, este mantenimiento debe hacerse cada 20000 Km. de recorrido.

**Figura 4.3 Soporte de hule de la barra estabilizadora delantera.**



**Fuente Fotos tomadas en Autodiesel.**

– **Amortiguadores.**<sup>43</sup>

El amortiguador es el elemento más importante de la suspensión, su mal funcionamiento reflejaría el desgaste prematuro de las diferentes partes que conforman el sistema de suspensión, incluso afectaría a la seguridad de los ocupantes del vehículo. Obviamente, el mayor o menor desgaste de los amortiguadores depende de diversos factores, como son la calidad de fabricación, la forma de conducción, el estado de las carreteras, el número de kilómetros y las condiciones de carga y peso del automóvil, entre otros factores. Lo que ocurre es que dicho desgaste no es medible por el usuario. Según la calidad del amortiguador y en condiciones normales

<sup>42</sup> León Humberto, Skaynety, [www. Autocity.com/documentos/tecnicas/in](http://www.Autocity.com/documentos/tecnicas/in). Acceso: 3 de Agosto del 2006

<sup>43</sup> León Humberto, Skaynet, [www.autocity.com/documentos-tecnicos/](http://www.autocity.com/documentos-tecnicos/) Acceso: 29 de Septiembre del 2006.

de funcionamiento, la vida media útil podría establecerse de 80.000 a 100.000 kilómetros.

Por lo general, los amortiguadores no presentan averías de funcionamiento, y las posibles deficiencias suelen manifestarse por desgaste o rotura de los componentes. No obstante, a nivel de mantenimiento, se recomienda una inspección visual cada 20.000 kilómetros o, al menos, una vez al año.

Las pruebas alternativas para comprobar la eficacia de los amortiguadores de un automóvil son las siguientes:

- Inspección visual.

En la inspección visual se pueden detectar pérdidas de aceite, ruidos de funcionamiento, juntas defectuosas y posibles deformaciones que indiquen daños físicos de los amortiguadores.

Las sensaciones al conducir un automóvil con una amortiguación defectuosa pueden ser muy indicativas para un especialista, como por ejemplo, rebotes incontrolados en zonas muy bacheadas, excesivo balanceo en curvas o influencia del viento lateral.

- Diagnóstico por el método de balanceo.

Este método consiste en presionar fuertemente sobre las aletas del automóvil para desplazar verticalmente la carrocería, y observar a continuación las oscilaciones generadas. Debe indicarse que esta prueba, únicamente tiene validez en los casos extremos de una amortiguación nula, porque la excitación manual y la observación visual de la amplitud, número y duración de las oscilaciones, no permiten conocer de forma precisa el estado de la suspensión y de los amortiguadores, tanto en la compresión como en la extensión.

Se trata de una diagnosis subjetiva para casos de amortiguación muy deficiente.

- Diagnóstico mediante los comprobadores de suspensiones.

Los equipos de comprobación de placas oscilantes se basan en el método recomendado por la Asociación Europea de Fabricantes de Amortiguadores denominado como EUSAMA (*Europeas Shock Absorber Manufacturer Association*).

Estos equipos permiten comprobar la eficacia de la suspensión rueda por rueda, y la asimetría de la suspensión entre las ruedas de un mismo eje.

El equipo mide el peso dinámico constantemente y selecciona el valor mínimo encontrado, que es dividido por el peso estático medido en reposo y multiplicado por 100 para obtener la eficacia por rueda en %.

En este tipo de comprobadores, las condiciones del ensayo, como por ejemplo la presión de inflado correcta de los neumáticos, pueden afectar notablemente a los valores obtenidos. Además, se recomienda hacer esta comprobación “en caliente”, es decir, después de que el automóvil haya circulado durante un tiempo determinado. De esta forma el aceite de los amortiguadores se ha calentado y es menos viscoso, y su fluidez será mayor, obteniendo así las condiciones más adecuadas a las habituales de la marcha.

Aquí presentamos algunas recomendaciones:

- Si en alguna ocasión se observa que los amortiguadores están defectuosos por golpes o fugas de aceite, proceder al cambio de los mismos.
- Al sustituir amortiguadores, cambiar siempre los dos de cada eje para no desequilibrar el comportamiento dinámico del automóvil.
- No dañar el vástago cromado del pistón con las herramientas utilizadas en el montaje, se deterioraría el retén provocando pérdidas de aceite, siendo ésta avería una de las causas más habituales de defectos en los amortiguadores.
- Cebear el amortiguador nuevo varias veces antes de su instalación, para favorecer el correcto funcionamiento del mismo.
- La fijación superior e inferior de los amortiguadores, deberá apretarse al valor establecido, después que el automóvil asiente sobre las ruedas. De esta forma la suspensión se comprime hasta su posición estática normal, evitando una compresión excesiva en las gomas de montaje al apretar las tuercas.

- En el montaje de los nuevos amortiguadores, utilizar siempre una llave dinamométrica para apretar las tuercas y tornillos al par de apriete especificado.

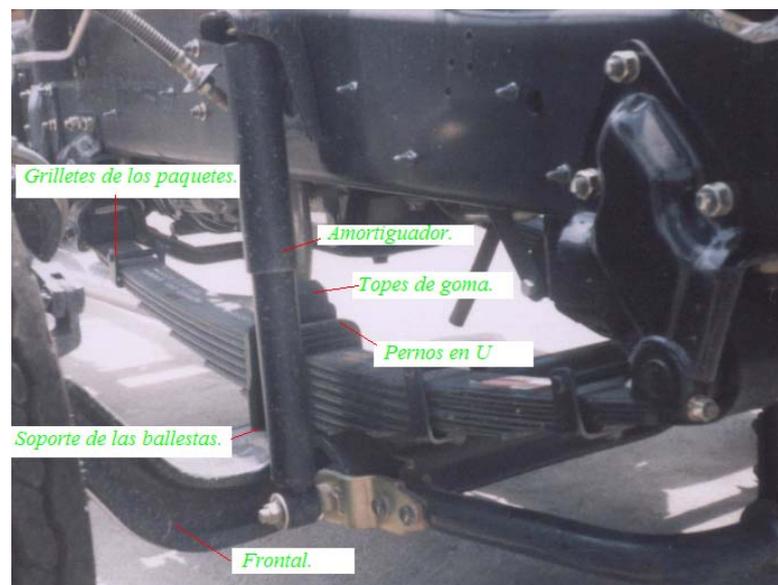
Una vez sustituidos los amortiguadores, comprobar el correcto reglaje de las cotas direccionales: convergencia o divergencia, avance y caída. En la tabla 4.1 se puede apreciar los trabajos que se realizan en una suspensión.

**Tabla 4.1 Trabajos de mantenimiento.**

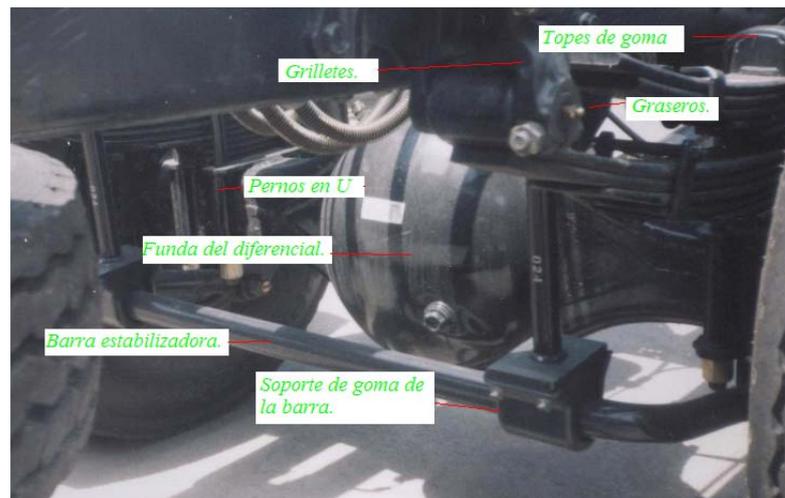
TRABAJOS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO. Fig. 4.3	Kilometraje.
Verificación de los neumáticos.	300
Verificación de los rodamientos	5000
Verificación del anclaje de la barra	20000
Verificación del estado de la barra.	20000
Verificación de Silentbloc (apoyos) de barra estabilizadora superior e inferior	20000
Verificación de los amortiguadores	20000
Verificación de las ballestas.	20000
Verificación de los pernos en u, grilletes y soportes de la ballesta.	20000
Verificación del perno guía y topes de goma.	20000
Verificación de los grilletes y bulones	20000
Verificación de los apoyos de los paquetes al chasis.	20000
Verificación del estado de la funda del diferencial y el frontal.	20000
Engrase de Casquillos y bulones.	2500
Engrase de manguetas.	2500

**Fuente: Conocimientos de los autores.**

**Figura 4.4 Suspensión delantera.**



**Fuente: Fotos tomadas en Autodiesel.**

**Figura4.5 Suspensión posterior.**

Fuente: Fotos tomadas en Autodiesel.

## 4.2 Mantenimiento Correctivo.

**Tabla 4.2 Trabajos de mantenimiento correctivo.**

TRABAJOS DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO.
Cambio de apoyos (Silentbloc) de barra estabilizadora del anclaje superior e inferior
Cambio de los amortiguadores
Cambio del paquete de ballestas
Cambio del perno guía.
Cambio de casquillos y bulones
Cambio de Abrazaderas.
Cambio de grilletes o gemelas.
Cambio de los pernos en u o Abarcones.
Cambio de los soportes de las ballestas.
Cambio de una ballesta
Cambio de los anclajes de la barra estabilizadora.

Fuente: Creación de los autores.

#### 4.2.1 Cambio de los amortiguadores<sup>44</sup>

– **Desmontaje:**

1. Desconectar los amortiguadores de sus fijaciones inferiores.
2. Desconectar los amortiguadores de sus fijaciones superiores.
3. Desmontar los amortiguadores.

Nota: no es necesario desmontar los neumáticos ni embancar el bus.

– **Montaje:**

1. Purgar los amortiguadores nuevos.
2. Engrasar los bujes de hule.
3. Conectar los amortiguadores en la parte superior.
4. Conectar los amortiguadores en la parte inferior.

#### 4.2.2 Cambio de bujes.

– **Desmontaje.**

4. Aflojar las tuercas de ruedas
5. Levantar el vehículo por la parte central del eje delantero.
6. Poner caballetes en el bastidor para que el eje quede colgado.
7. Desmontar la rueda del lado correspondiente.
8. Aflojar los soportes de la barra estabilizadora. Si monta.
9. Desmontar la barra estabilizadora.
10. Desmontar el anclaje superior.
11. Desmontar el Anclaje al puente.
12. Desmontar los apoyos de hule de los dos anclajes.
13. Colocar un gato hidráulico debajo del eje para impedir que caiga.
14. Desconectar los amortiguadores de sus fijaciones inferiores.
15. Aflojar los abarcones de ballesta de manera que se separen del puente.
16. Bajar el gato hidráulico y el eje.
17. Desmontar el tornillo de sujeción del soporte delantero de ballesta.

---

<sup>44</sup> Cuesta Ferrer D. Gabriel, (2003) *Camiones y Vehículos Pesados* Pág. 219.

18. Desmontar el tornillo de sujeción de la gemela de ballesta.
19. Recuperar la ballesta y los separadores.
20. Desmontar en una prensa hidráulica los bujes y casquillos de la ballesta

– **Montaje.**

1. Posicionar la ballesta sobre el eje delantero.
2. Montar y apretar ligeramente el tornillo de sujeción de la gemela de ballesta.
3. Montar y apretar ligeramente el tornillo de sujeción del soporte delantero de ballesta
4. Montar los abarcones y los separadores de ballesta.
5. Subir el eje con el gato hidráulico.
6. Apretar provisionalmente los abarcones de ballesta al cuerpo de eje.
7. Montar los apoyos de hule de los anclajes.
8. Montar el anclaje superior de la barra.
9. Montar el anclaje inferior de la barra
10. Apretar provisionalmente los soportes de barra estabilizadora, si monta.
11. Montar los amortiguadores y apretarlos provisionalmente.
12. Montar la rueda.
13. Bajar el vehículo y dejar apoyar todo el peso sobre el eje.
14. Apretar definitivamente la rueda.
15. Mover le vehículo un poco hacia delante y hacia atrás, frenando para asentar todas las piezas.
16. Apretar definitivamente los abarcones, soportes de ballesta, gemelas, soportes de barra estabilizadora y amortiguadores, con el vehículo sobre sus ruedas.

#### **4.2.3 Desmontaje y montaje de una ballesta posterior.**

– **Desmontaje.**

1. Aflojar las tuercas de la rueda.
2. Levantar el vehículo por debajo de las ballestas: NO apoyar nunca el gato en la parte central del puente.
3. Poner caballetes en el bastidor para que el eje quede colgando.
4. Desmontar la rueda del lado correspondiente.

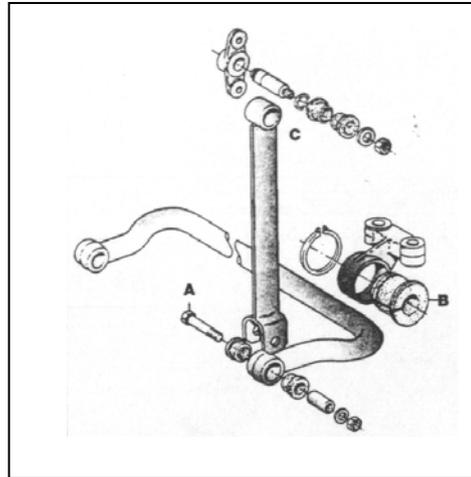
5. Aflojar los soportes de barra estabilizadora, si monta.
6. Desmontar la barra estabilizadora.
7. Desmontar el anclaje superior.
8. Desmontar el anclaje al puente.
9. Desmontar los apoyos de hule de los dos anclajes.
10. Colocar un gato hidráulico debajo del eje para impedir que caiga , con cuidado de que la transmisión no salga de su estriado.
11. Desconectar los amortiguadores de sus fijaciones inferiores.
12. Aflojar los abarcones de ballestas de manera que se separen del puente.
13. Bajar el gato hidráulico y el eje.
14. Desmontar el tornillo de sujeción de la gemela de ballesta.
15. Recuperar la ballesta y los separadores.

– **Montaje.**

1. Posicionar la ballesta sobre la funda del diferencial.
2. Montar y apretar ligeramente el tornillo de sujeción de la gemela de ballesta.
3. Montar y apretar ligeramente el tornillo de sujeción del soporte delantero de ballesta
4. Montar los abarcones y los separadores de ballesta.
5. Subir el eje con el gato hidráulico.
6. Apretar provisionalmente los abarcones de ballesta al cuerpo de eje.
7. Montar los soportes de hule de los anclajes.
8. Montar el anclaje superior de la barra.
9. Montar el anclaje inferior de la barra.
10. Apretar provisionalmente los apoyos soportes de barra estabilizadora, si monta.
11. Montar los amortiguadores y apretarlos provisionalmente.
12. Montar la rueda.
13. Bajar el vehículo y dejar apoyar todo el peso sobre el eje.
14. Apretar definitivamente la rueda.
15. Mover le vehículo un poco hacia delante y hacia atrás, frenando para asentar todas las piezas.
16. Apretar definitivamente los abarcones, soportes de ballesta, gemelas, soportes de barra estabilizadora y amortiguadores, con el vehículo sobre sus ruedas.

#### 4.2.4 Cambio de los casquillos elásticos.

Figura 4.6 Despiece de la barra estabilizadora



- A. Soporte inferior.
- B. Anclaje al puente.
- C. Anclaje superior al bastidor.

Fuente. Camiones y vehículos pesados (2000) *Manual de la Técnica del Automóvil*

#### – **Desmontaje.**

1. Aflojar las tuercas de soporte inferior
2. Desmontar el anclaje al Puente
3. Desmontar el anclaje al Chasis.
4. desmontaje de la barra.
5. Desmontar el soporte inferior.
6. Con la ayuda de un aprensora hidráulica se desmontan los casquillos elástico.

#### – **Montaje.**

1. Montar los casquillos nuevos.
2. Montar la barra estabilizadora.
3. Montar el soporte inferior sin apretar los pernos
4. Montar el anclaje al chasis.
5. Montar el anclaje al puente
6. Apretar los pernos del soporte inferior.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

- Se rediseñó el sistema de suspensión original del vehículo, cambiando de ballestas semielípticas a parabólicas para proporcionar confort a los ocupantes y prolongar la vida útil de la carrocería.
- Con la utilización de un software de diseño mecánico se comprobaron los resultados lo cual indica un buen comportamiento del sistema de suspensión
- Para una prueba más real, un prototipo sería de vital importancia.
- Los neumáticos se deben mantener a la presión apropiada para el transporte de pasajeros, de esto depende la vida útil de los componentes de la suspensión
- Se determinó que la carga para la que está diseñada el sistema de suspensión original del vehículo es superior a la que en realidad transporta, lo cual se verifica con la deducción de las características del sistema.
- Se recomienda dotar de bibliografía especializada a la biblioteca de la Universidad, específicamente a cálculos y diseño de los diferentes elementos automotrices.
- Profundizar sobre técnicas de comprobación de resultados teóricos en software de cálculo de maquinaria automotriz.
- Promover la investigación sobre componentes mecánicos de los vehículos buscando mejorar los diseños para reducir la agresión al medio ambiente.

## BIBLIOGRAFIA

### REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. CASCAJOSA Manuel. *Ingeniería del vehículo, Sistemas y Cálculos*. México, Alfaomega Grupo editor, 2005, 557.
2. CHARLOTEAUX M. *Suspensión y Dirección*, España, Mar comba Boixarev Editores. 1995, 205.
3. CUESTA Ferrer D. Gabriel, *Camiones y Vehículos Pesados*, Madrid -España, Edita Cultural. S.A. (2003) España
4. DÍAZ LÓPEZ Vicente, VERA ÁLVAREZ Carlos. *Master en Ingeniería de Vehículos y Automotores*. Argentina. Edita Universidad de Belgrano-Argentina. (1997). 594. Primera edición.
5. IZQUIERDO Aparicio, VERA ÁLVAREZ Carlos, DÍAZ LÓPEZ Vicente *Teoría de los Vehículos Automóviles*. España. Madrid. Editorial Sección de publicación de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales Universidad Politécnica de Madrid. 1997. 580.
6. LUQUE Pablo, ÁLVAREZ Daniel, VERA ÁLVAREZ Carlos. *Ingeniería del Automóvil. Sistemas de comportamiento dinámico*. España. Editorial Thomson. 2004. 513. Primera Edición.
7. SHIGLEY Joseph y MISCHKE Charles. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México. Editorial MacGraw-Hill. 2002. 1257. Sexta edición.
8. SANZ Gonzales Angel. *Tecnología de la Automocion 2.2*. Barcelona. Editorial Bruño. 1981. 305. única edición.
9. QUEZADA Cerna Wilson, QUEZADA Cerna Carlos Jhony. *Autodesk Inventor Profesional 11*. Perú. Editorial Megabyte. 2006. 696. Primera edición.
10. GUITIAN Arias-Paz Manuel. *Manual de Automóviles*. España. Editorial CIE DOSSAT 2001. 2004. 986. 54ª Edición.

## REFERENCIAS ELECTRONICAS

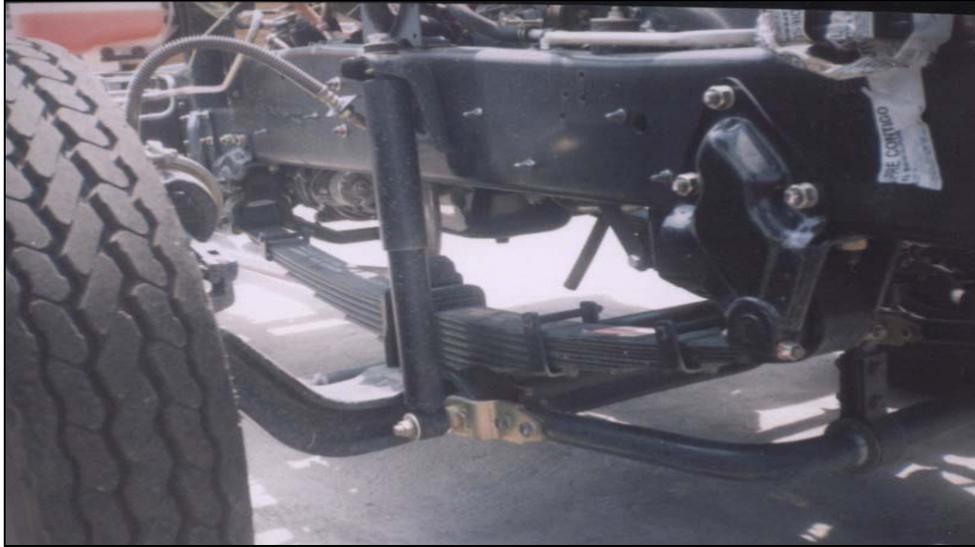
1. [www.monografias.com/trabajos13/neumat/neumat](http://www.monografias.com/trabajos13/neumat/neumat)
2. [www.eis.uva.es/~macromol/curso03\\_04/automovil/paginas/El\\_neumatico](http://www.eis.uva.es/~macromol/curso03_04/automovil/paginas/El_neumatico)
3. [www.fulda.com/fulda\\_es\\_es/our\\_tires](http://www.fulda.com/fulda_es_es/our_tires)
4. <http://www.bilstein.de>
5. <http://commerce.sage.com/pluspower>
6. [www.racecar-engineering.com](http://www.racecar-engineering.com)
7. [www.elettrorava.es/español/docum/MOI-CG/secc-2htm](http://www.elettrorava.es/español/docum/MOI-CG/secc-2htm)
8. [www.uazuay.edu.ec/bibliotecas/uda.htm](http://www.uazuay.edu.ec/bibliotecas/uda.htm)
9. [www.google.com](http://www.google.com). Amortiguadores \_ Documentos Técnicos, manuales de reparación.htm
10. [www.Chevrolet.com.ec](http://www.Chevrolet.com.ec)
11. [http://www.cea-online.es/area\\_tecnica/neumaticos3.asp](http://www.cea-online.es/area_tecnica/neumaticos3.asp)
12. [www.todocoche.com](http://www.todocoche.com).
13. [www.sanluiscorp.com/new\\_2003/suspension](http://www.sanluiscorp.com/new_2003/suspension)
14. [www.Autocity.com/documentos/tecnicas/in](http://www.Autocity.com/documentos/tecnicas/in).
15. [www.cochedesegundamano.net/informacion/suspension.htm](http://www.cochedesegundamano.net/informacion/suspension.htm)
16. [www.autopropulsados.com](http://www.autopropulsados.com).
17. [www.marellicofap.com.ar](http://www.marellicofap.com.ar).
18. [www.autocity.com/documentos-tecnicos/](http://www.autocity.com/documentos-tecnicos/)
19. [www.marca.com/edicion/noticia/0,2458,229488,00.html](http://www.marca.com/edicion/noticia/0,2458,229488,00.html).
20. [www.carbi.net/tecnica/newpage10.html](http://www.carbi.net/tecnica/newpage10.html)
21. [www.el-mundo.es/motor/99/MV125/MV125 analisis.html](http://www.el-mundo.es/motor/99/MV125/MV125 analisis.html)
22. [www.cochedesegundamano.net/informacion/motor.htm](http://www.cochedesegundamano.net/informacion/motor.htm)
23. [www.cea-online.es/area\\_tecnica/neumaticos3.asp](http://www.cea-online.es/area_tecnica/neumaticos3.asp)
24. [www.google.com.ec/search?q=norma+2631+a%C3%B1o+1985&hl=es&start=0&sa=N](http://www.google.com.ec/search?q=norma+2631+a%C3%B1o+1985&hl=es&start=0&sa=N) (sobre vibraciones)
25. [www.google.com.ec/search?hl=es&q=ISO+2631&btnG=Buscar+con+Google&meta=lr%3Dlang\\_es](http://www.google.com.ec/search?hl=es&q=ISO+2631&btnG=Buscar+con+Google&meta=lr%3Dlang_es) ( 6 Vibraciones)

## ANEXOS

### Anexos 1.

#### Figuras A. Fotos de los elementos que conforman la suspensión.

Fig. A 1.- Paquete, amortiguador y agarre delanteros.



Fuente: Foto tomada en AutoDiesel, Cuenca – Ecuador.

Fig. A 2- Agarre trasero del paquete posterior.



Fuente: Foto tomada en AutoDiesel, Cuenca – Ecuador.

**Fig. A 3.- Agarre delantero del paquete posterior.**



**Fuente: Foto tomada en AutoDiesel, Cuenca – Ecuador.**

**Fig. A 4.- Barra estabilizadora posterior.**



**Fuente: Foto tomada en AutoDiesel, Cuenca – Ecuador**

**Fig. A 5.- Barra estabilizadora delantera.**



**Fuente: Foto tomada en AutoDiesel, Cuenca – Ecuador**

**Figuras B. Fotos de las pruebas realizadas a los paquetes de Ballestas.**

**Fig. B 1.- Prueba de la ballesta**



**Fuente: Foto tomada en “Taller Cedillo”, Cuenca – Ecuador**

**Fig. B 2.- Ballesta a media carga.**



**Fuente: Foto tomada en “Taller Cedillo”, Cuenca – Ecuador**

**Fig. B 3.- Prueba del ballestín en la prensa hidráulica.**



**Fuente: Foto tomada en “Talleres Chacón”, Cuenca – Ecuador.**

**Fig. B 4.- Ballestín en compresión.**



**Fuente: Foto tomada en “Talleres Chacón”, Cuenca – Ecuador**

Anexos 2

**Tabla E-23**

Propiedades esfuerzo-deformación media monótonas y cíclicas de aceros seleccionados (continuación)

Fuente: ASM Metals Reference Book, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983, p. 217.

Grado (a)	Orientación (e)	Descripción (f)	Dureza HB	Resistencia a la tensión		Reducción en área, %	Deformación verdadera a la fractura, $\epsilon_f$	Módulo de elasticidad, E		Coeficiente de resistencia a la fatiga, $\sigma_f$		Exponente de resistencia a la fatiga, b	Coeficiente de ductilidad a la fatiga, ef	Exponente de ductilidad a la fatiga, c
				MPa	ksi			GPa	10 <sup>4</sup> psi	MPa	ksi			
4140	L	T&R, DAT	310	1 075	156	60	0.69	200	29.2	1 825	265	-0.08	1.2	-0.59
4142	L	DAT	310	1 060	154	29	0.35	200	29	1 450	210	-0.10	0.22	-0.51
4142	L	DAT	335	1 250	181	28	0.34	200	28.9	1 250	181	-0.08	0.06	-0.62
4142	L	T&R	380	1 415	205	48	0.66	205	30	1 825	265	-0.08	0.45	-0.75
4142	L	T&R y deformado	400	1 550	225	47	0.63	200	29	1 895	275	-0.09	0.50	-0.75
4142	L	T&R	450	1 760	255	42	0.54	205	30	2 000	290	-0.08	0.40	-0.73
4142	L	T&R y deformado	475	2 035	295	20	0.22	200	29	2 070	300	-0.082	0.20	-0.77
4142	L	T&R y deformado	450	1 930	280	37	0.46	200	29	2 105	305	-0.09	0.60	-0.76
4142	L	T&R	475	1 930	280	35	0.43	205	30	2 170	315	-0.081	0.09	-0.61
4142	L	T&R	560	2 240	325	27	0.31	205	30	2 655	385	-0.089	0.07	-0.76
4340	L	HR, A	243	825	120	43	0.57	195	28	1 200	174	-0.095	0.45	-0.54
4340	L	T&R	409	1 470	213	38	0.48	200	29	2 000	290	-0.091	0.48	-0.60
4340	L	T&R	350	1 240	180	57	0.84	195	28	1 655	240	-0.076	0.73	-0.62
5160	L	T&R	430	1 670	242	42	0.87	195	28	1 930	280	-0.071	0.40	-0.57
52100	L	SH, T&R	518	2 015	292	11	0.12	205	30	2 585	375	-0.09	0.18	-0.56
9262	L	A	260	925	134	14	0.16	205	30	1 040	151	-0.071	0.16	-0.47
9262	L	T&R	280	1 000	145	33	0.41	195	28	1 220	177	-0.073	0.41	-0.60
9262	L	T&R	410	565	227	32	0.38	200	29	1 855	269	-0.057	0.38	-0.65
950C (d)	LT	Placa HR	159	565	82	64	1.03	205	29.6	1 170	170	-0.12	0.95	-0.61
950C (d)	L	Barra HR	150	565	82	69	1.19	205	30	970	141	-0.11	0.85	-0.59
950X (d)	L	Canal placa	150	440	64	65	1.06	205	30	625	91	-0.075	0.35	-0.54
950X (d)	L	Placa HR	156	530	77	72	1.24	205	29.5	1 005	146	-0.10	0.85	-0.61
950X (d)	L	Canal placa	225	695	101	68	1.15	195	28.2	1 055	153	-0.08	0.21	-0.53

Notas: (a) grado ANSI/SAE, a menos que se indique lo contrario. (b) Designación ASTM. (c) Designación propietaria. (d) Grado SAE HSLA. (e) Orientación de eje de la probeta, relativa a la dirección de laminado; L es longitudinal (paralelo a la dirección de laminado); LT es transversal largo (perpendicular a la dirección de laminado). (f) STA, solución tratada y envejecida; HR, laminado en caliente; CD, laminado en frío; T&R, templado y revenido; CDSR, estrado en frío aliviado de deformaciones; DAT, estrado a temperatura; A, recoado.

SHIGLEY. Joseph y MISCHEKE. Charles. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México. Editorial MacGraw-Hill. 2002. 1257. Sexta edición.

## Anexos 3

Tabla A.1 Constante (W) para el cálculo de las ballestas

Nº total de hojas	Hojas de refuerzo	W	W'
1	0	1,00	1,00
2	0	1,12	1,12
2	1	1,00	1,00
3	0	1,20	1,20
3	1	1,06	1,15
4	0	1,25	1,26
4	1	1,12	1,22
5	0	1,29	1,29
5	.1	1,17	1,27
6	0	1,31	1,32
6	1	1,20	1,30
7	0	1,34	1,34
7	1	1,24	1,33
8	0	1,35	1,36
8	1	1,26	1,35
8	2	1,19	1,33
9	0	1,37	1,37
9	1	1,28	1,36
9	2	1,21	1,35
10	0	1,38	1,38
10	1	1,30	1,37
10	2	1,23	1,36
11	1	1,31	1,38
11	2	1,25	1,37
12	1	1,32	1,39
12	2	1,27	1,38
13	1	1,33	1,40
13	2	1,28	1,39
14	1	1,34	1,41
14	2	1,29	1,40
15	1	1,35	1,41
15	2	1,30	1,41
16	1	1,36	1,42
16	2	1,31	1,41
17	1	1,37	1,42
17	2	1,32	1,42
18	1	1,37	1,43
18	2	1,33	1,42
19	1	1,38	1,43
19	2	1,33	1,43
20	1	1,38	1,43
20	2	1,34	1,43

Fuente: Cascajosa Manuel, *Ingeniería de vehículos – sistemas y cálculos-* pág. 375.

## ANEXOS 4.

### EXTRACTO DE LA NORMA ISO 2631.\*

Las normas ISO 2631 (85) establecía curvas límite en función de tres criterios de afectación para la salud: límite exposición, límite de capacidad reducida por fatiga límite de confort reducido. Se podía tomar el valor de la zona valle de la curva límite de capacidad reducida por fatiga para los tiempos de exposición dados y compara con los valores medidos en cada eje.

La ACGIH (American Conference of Governmental Industrial Hygienists) entidad de reconocido prestigio por lo que atañe a la higiene industrial, si que daba niveles limite de aceleración y tiempos de aceleración para ambos tipos de aceleración, por lo que la evolución se basaba en la combinación de las anteriores ISO y los criterios de la ACGIH. Para la WBV se recomendaba un límite de aceleración ponderada global de  $0,5 \text{ m/s}^2$  para exposiciones de 8 horas. mientras para la HAV el límite era de  $4 \text{ m/s}^2$  para 4 horas, pudiendo llegar al nivel límite de  $12 \text{ m/s}^2$ , en el caso de tiempos de exposición inferior a una hora.

La exposición a vibraciones de cuerpo completo pueden causar daño físico permanente e incluso lesiones en el sistema nervioso también pueden afectar a la presión sanguínea y al sistema urológico.

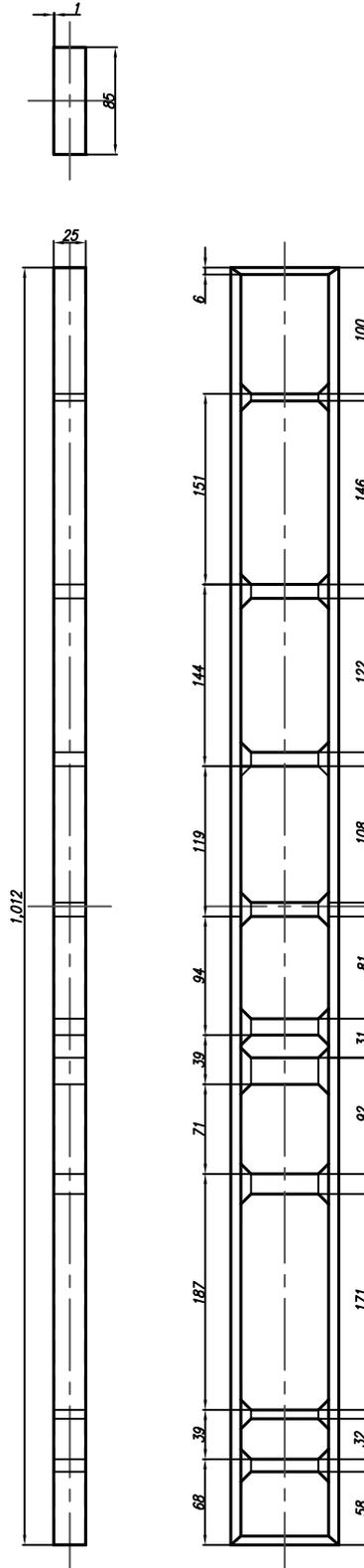
Los síntomas más comunes que aparecen tras un periodo de exposición son fatiga, insomnio, dolor de cabeza y temblores.

La Norma ISO 2631 trata esencialmente de las vibraciones transmitidas al conjunto del cuerpo por la superficie de apoyo, que puede ser los pies o la pelvis. Su campo de aplicación se centra en las vibraciones transmitidas al cuerpo humano por superficies sólidas en un rango de frecuencia entre 1 Hz a 80 Hz, para vibraciones periódicas, aleatorias, o no periódicas de espectro de frecuencia continuo.

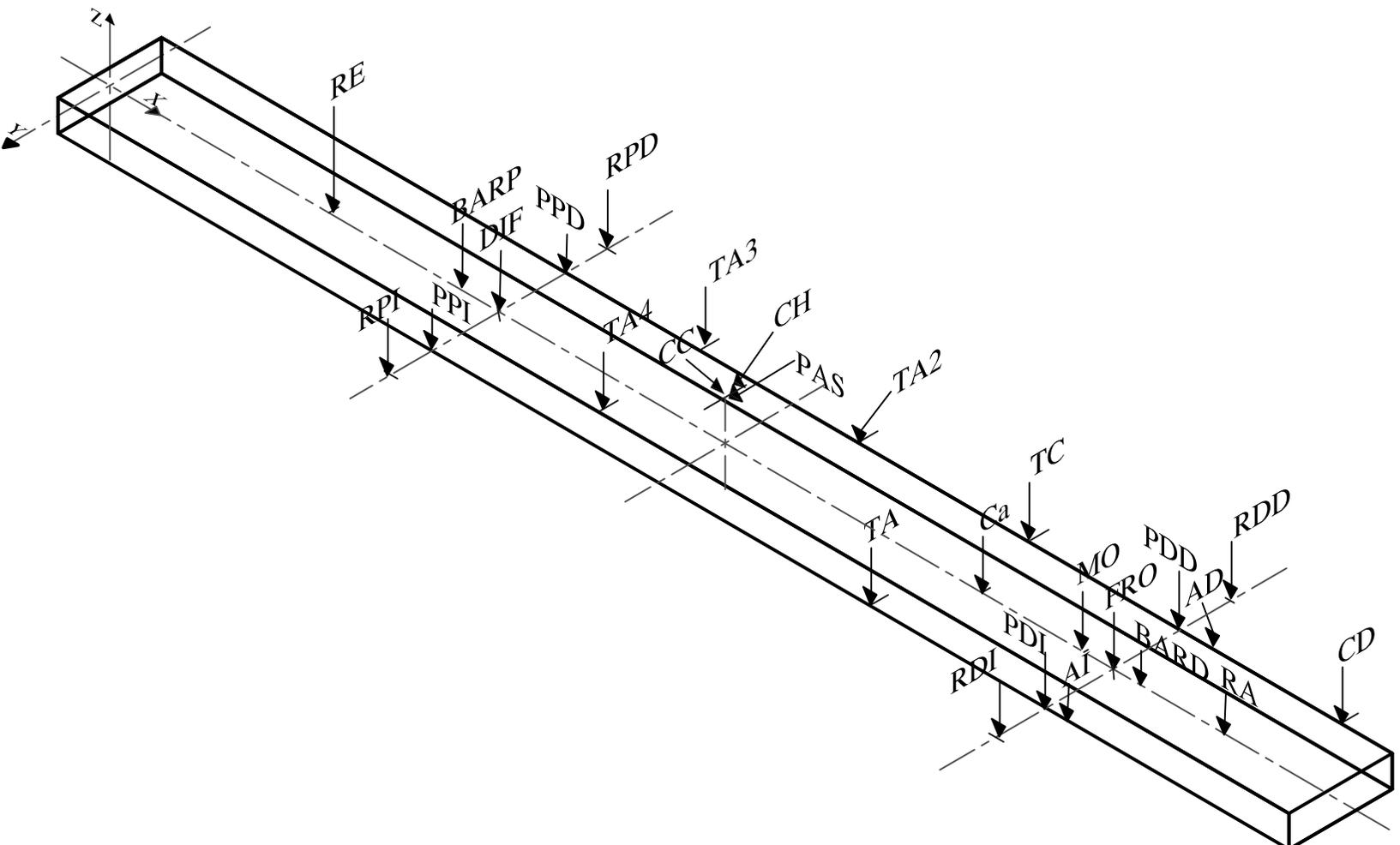
---

1. \* [www.google.com.ec/search?q=norma+2631+a%C3%B1o+1985&hl=es&start=0&sa=N](http://www.google.com.ec/search?q=norma+2631+a%C3%B1o+1985&hl=es&start=0&sa=N)  
(sobre vibraciones)

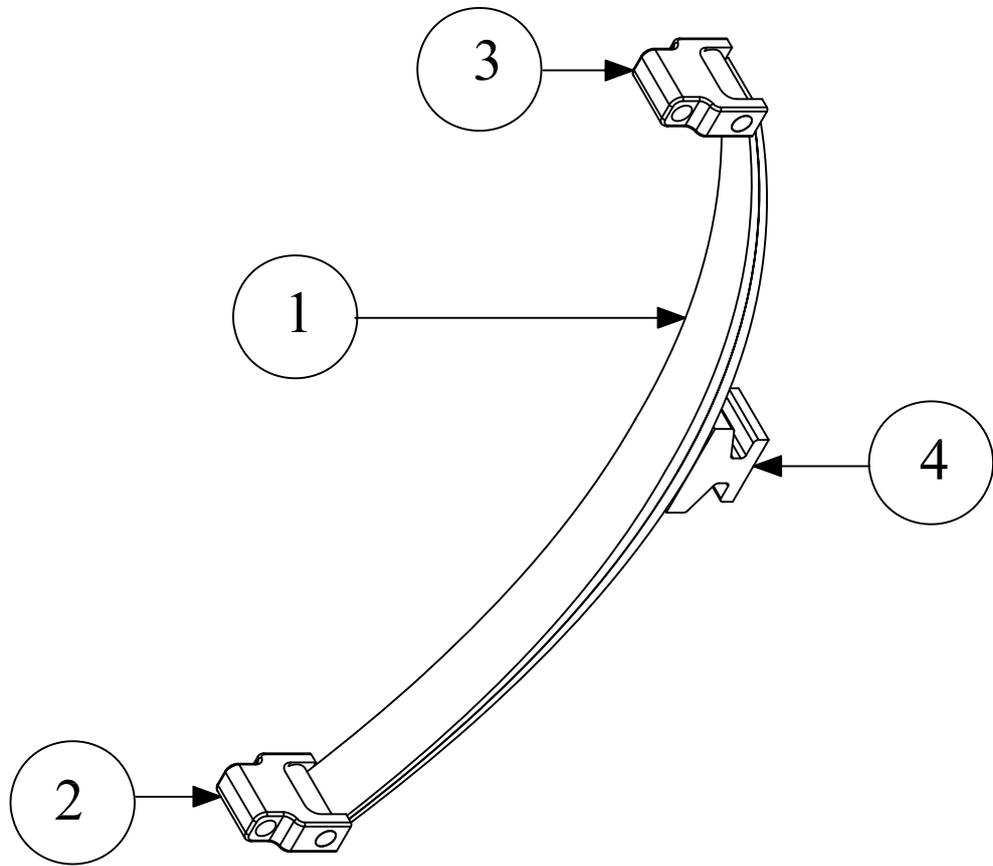
Dado que las vibraciones no son igualmente perjudiciales en cualquier dirección que se produzcan, la citada Norma define tres ejes que, de forma imaginaria, orientan el cuerpo humano en el espacio tridimensional. De esta forma, las aceleraciones deben medirse en la dirección de eje Z (verticales) y en la dirección de los ejes X e Y (laterales).



1	1	Chasis			
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS
<i>Escala:</i> <b>100:1</b>		<i>Fecha:</i> 2007-21-01		<b>U.D.A</b>	
<i>Dimensiones del Chasis.</i>			<i>Dibujó:</i> José Cullquicondor. Humberto León.		<i>Monografía</i>
			<i>Especialidad:</i> Mecánica Automotriz.		Nº 2.1



1	1	Chasis				
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS	
Escala: 1:100		Fecha: 2007-21-01				
Calf:		Dibujo: José Culligamondor: Humberto León.				
Ubicación de los componentes del chasis		Especialidad: Mecánica Automotriz.				
		Monografía Nº 2.2				



4	1	Soporte Frontal.			
3	1	Grillete Posterior.			
2	1	Grillete delantero			
1	1	Paquete delantero.			
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS

Escala: **1:100**

Fecha: 2007-21-01

Calif:

**U.D.A**

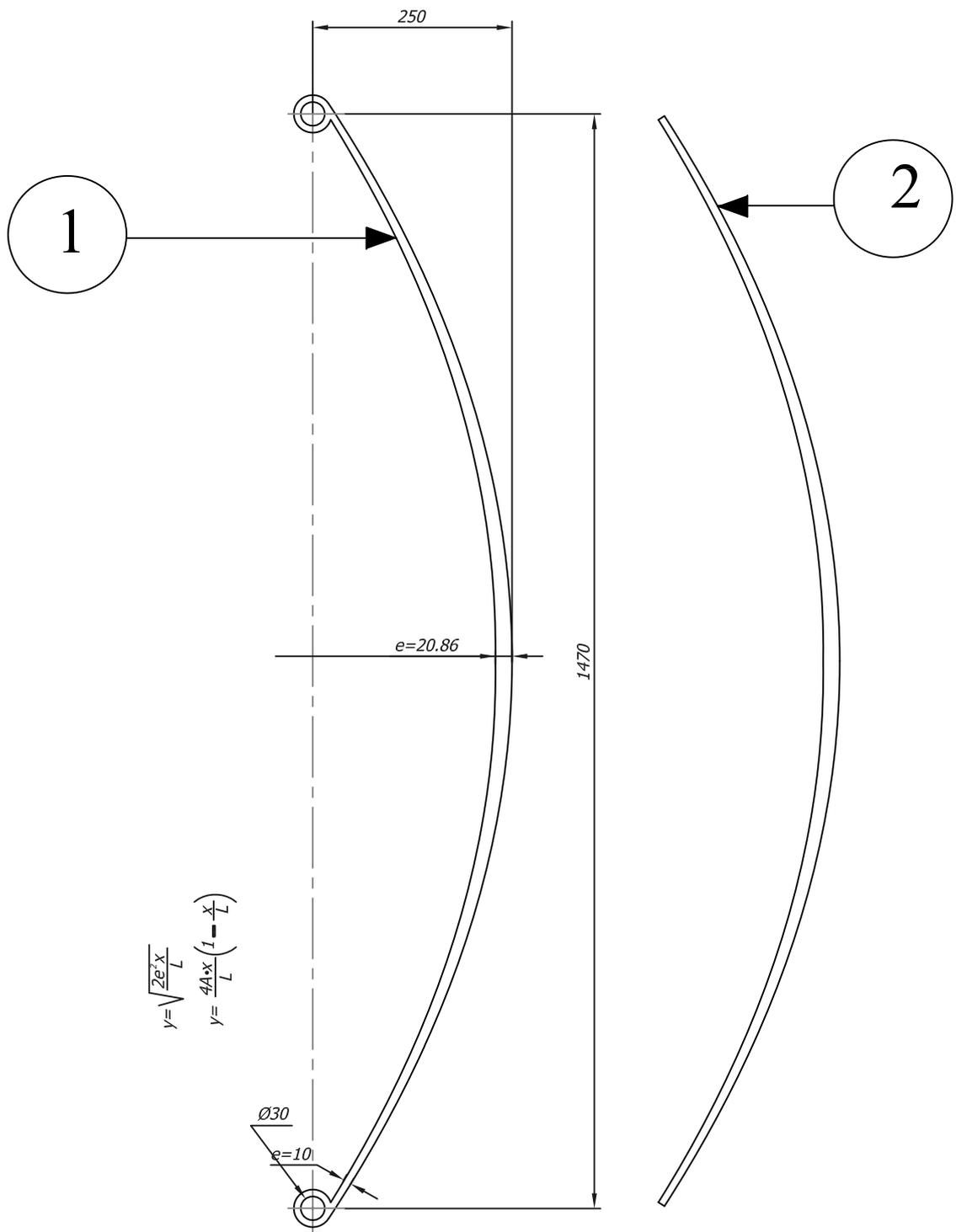
*Paquete de ballestas  
delantero*

*Dibujo: José Cullquecondor.  
Humberto León.*

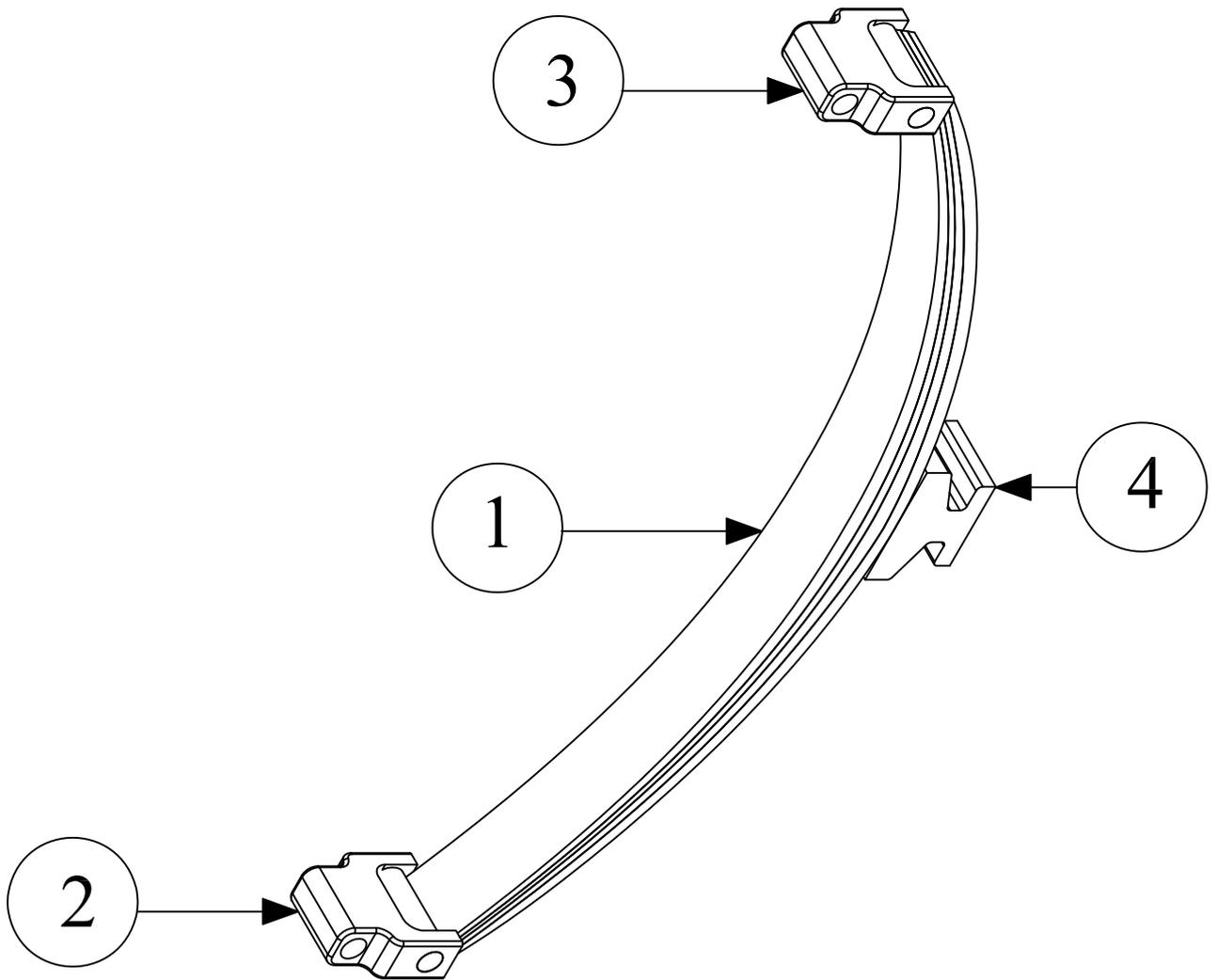
*Monografía*

*Especialidad: Mecánica Automotriz.*

*Nº 3.1*



2	1	Ballesta secundaria.			
1	1	Ballesta principal.			
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS
Escala: <b>1:100</b>		Fecha: 2007-21-01	Calif:	<b>U.D.A</b> Dibujo: José Cullquecondor. Humberto León. Monografía Especialidad: Mecánica Automotriz. Nº 3.2	
<b>Dimensiones de las ballestas delanteras.</b>					



1	1	Soporte posterior.			
1	1	Grillete posterior			
1	1	Grillete delantero			
1	1	Paquete posterior			
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS

Escala: **1:100**

Fecha: 2007-21-01

Calif:

**U.D.A**

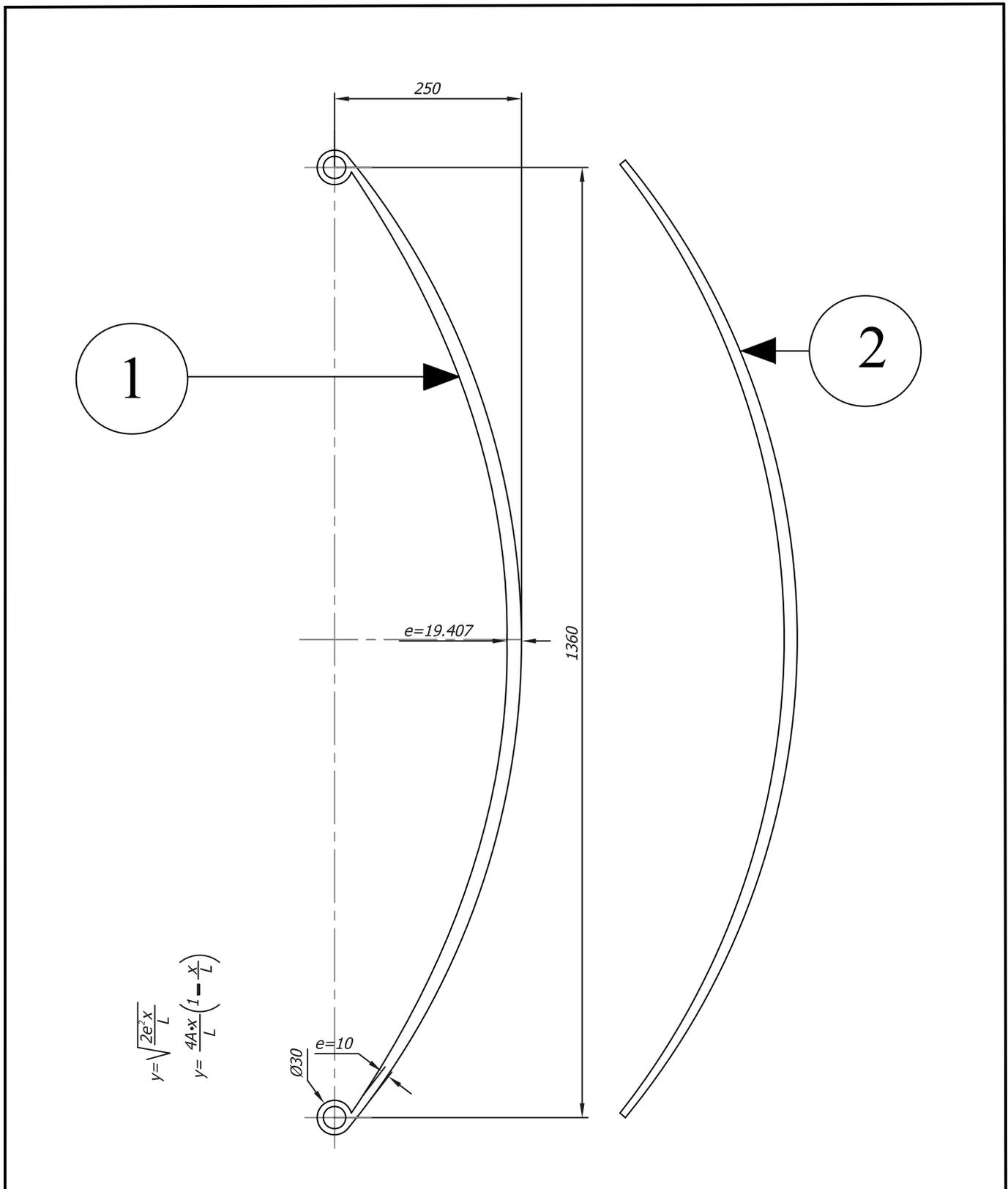
*Paquete de ballestas posterior.*

Dibujo: José Cullquecondor.  
Humberto León.

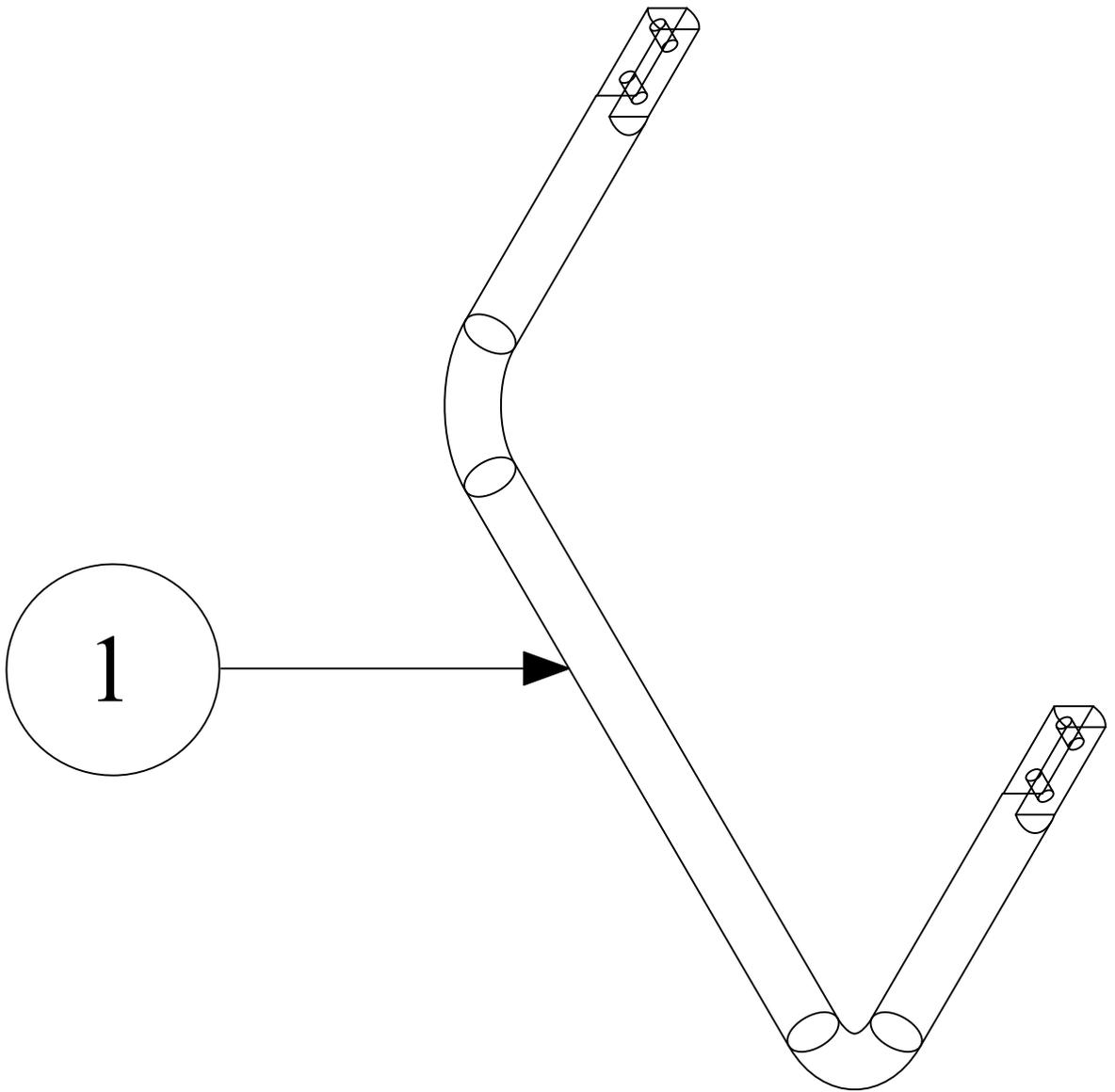
Monografía

Especialidad: Mecánica Automotriz.

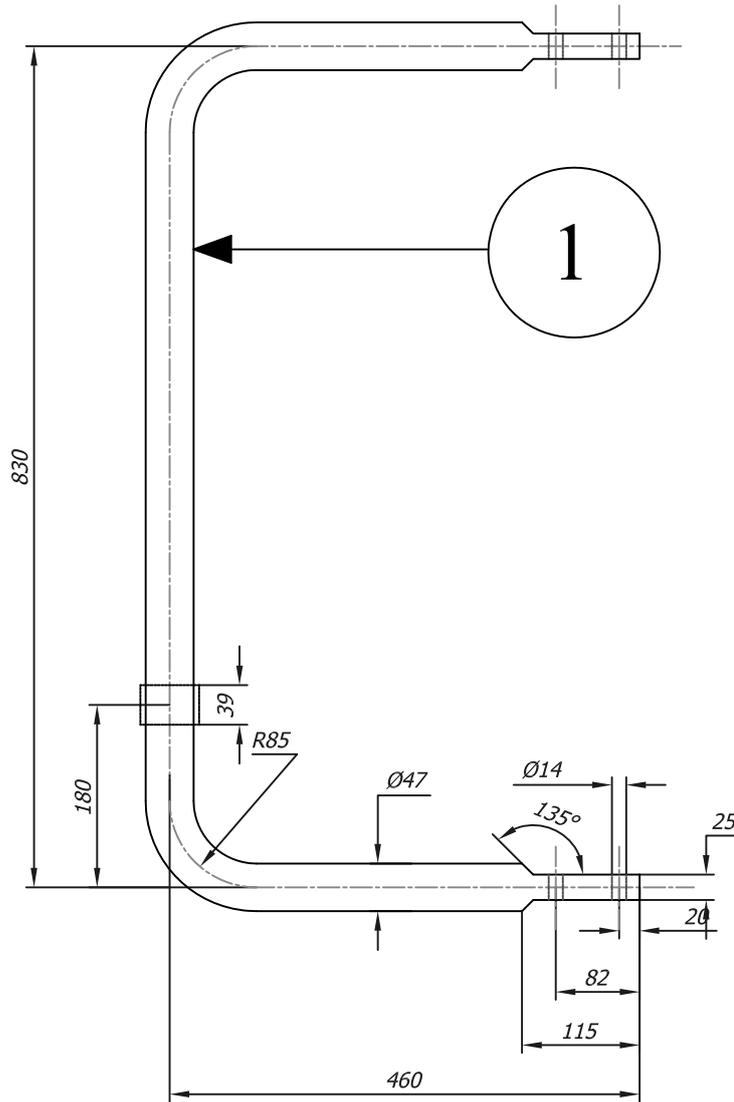
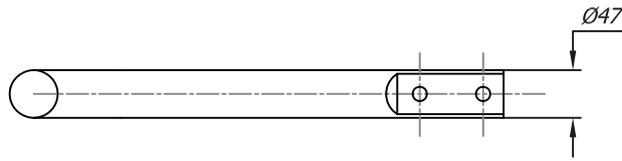
Nº 3.3



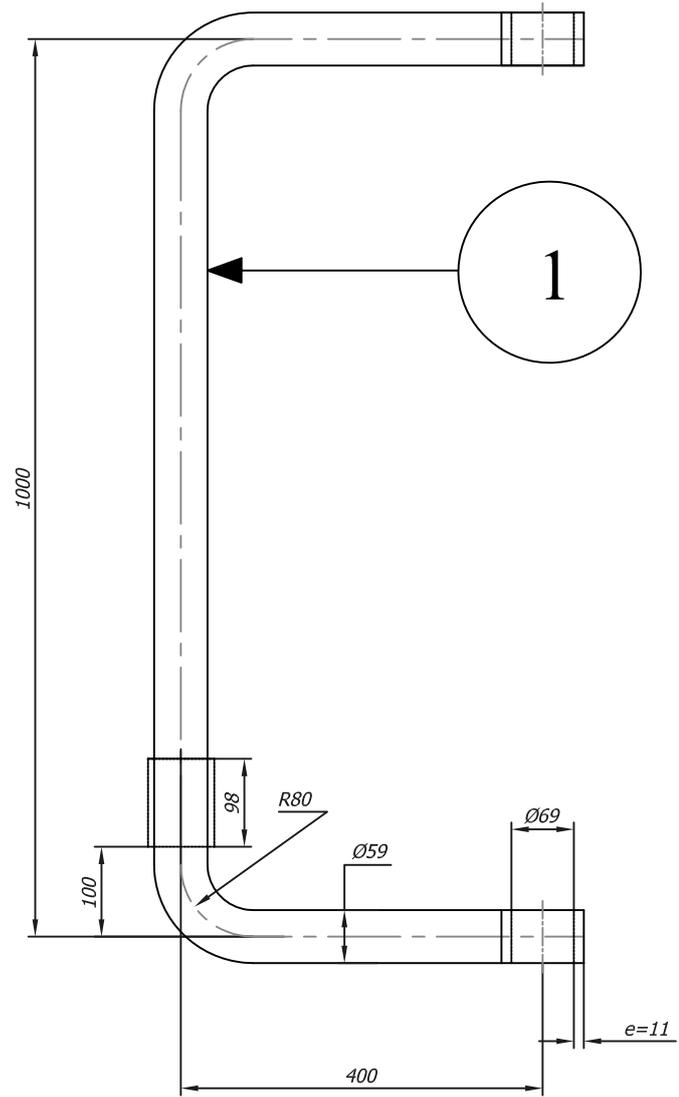
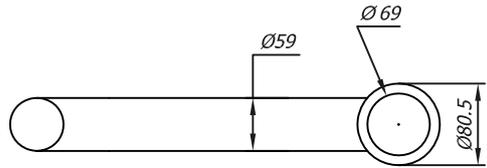
2	3	Ballesta secundaria			
1	1	Ballesta principal.			
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS
Escala: <b>1:100</b>		Fecha: 2007-21-01	Calif:	<b>U.D.A</b>	
<i>Dimensiones de lasballetas posteriores.</i>			Dibujo: José Cullquecondor. Humberto León.		Monografía
			Especialidad: Mecánica Automotriz.		Nº 3.4



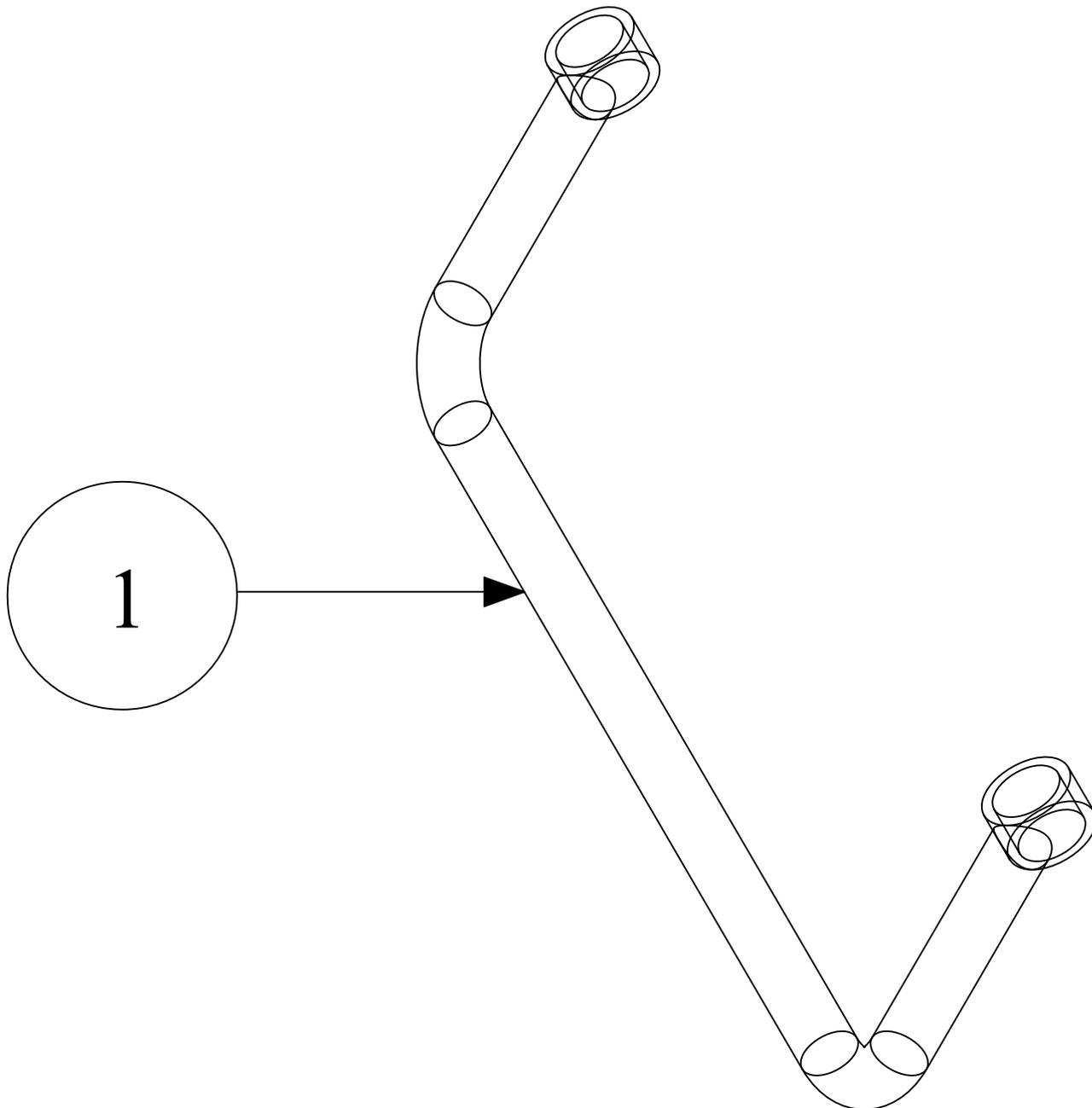
1	1	Barra delantera			
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS
<i>Escala: 1:100</i>		<i>Fecha: 2007-21-01</i>	<i>Calif:</i>	<b>U.D.A</b>	
<i>Barra estabilizadora delantera.</i>			<i>Dibujo: José Cullquecondor. Humberto León.</i>		<i>Monografía</i>
			<i>Especialidad: Mecánica Automotriz.</i>		<i>Nº 3.5</i>



1	1	Barra delantera				
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS	
<i>Escala:</i> <b>1:100</b>		<i>Fecha:</i> 2007-21-01	<i>Calif:</i>	<b>U.D.A</b> <i>Dibujo: José Cullquecondor.</i> <i>Humberto León.</i> <i>Especialidad: Mecánica Automotriz.</i>		
<i>Dimensiones de la Barra estabilizadora delantera.</i>			<i>Monografía</i>			
			<i>Nº 3.6</i>			



1	1	Barra posterior.			
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS
<i>Escala: 1:100</i>		<i>Fecha: 2007-21-01</i>	<i>Calif:</i>	<b>U.D.A</b>	
<i>Dimensiones de la barra estabilizadora posterior.</i>			<i>Dibujo: José Cullquecondor. Humberto León.</i>		<i>Monografía</i>
			<i>Especialidad: Mecánica Automotriz.</i>		<i>Nº 3.8</i>



1	1	Barra posterior.			
POS.	CANT.	DENOM.	NORMA	MATERIAL	NOTAS
<i>Escala: 1:100</i>		<i>Fecha: 2007-21-01</i>	<i>Calif:</i>	<b>U.D.A</b>	
<i>Barra estabilizadora posterior.</i>			<i>Dibujo: José Cullqucondor. Humberto León.</i>		<i>Monografía</i>
			<i>Especialidad: Mecánica Automotriz.</i>		<i>Nº 3.7</i>