

CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN PARA VEHÍCULOS DE CARGA Y TRANSPORTE DE PERSONAS

**Por
Prof. Pablo Osvaldo Storani**

Buenos Aires, Mayo del 2000

ES PROPIEDAD
Este texto se encuentra en ejecución.

INDICE

SUSPENSION (DEFINICION)	2
1 SUSPENSION DE BALLESTAS	2
1.1 ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN DE BALLESTAS	3
1.1.1 BALLESTAS SEMI-ELIPTICAS	3
1.1.2 CARGA MAXIMA ADMISIBLE	4
1.1.3 FRECUENCIA DE OSCILACION.....	5
1.1.4 BALLESTAS PARABOLICAS	6
1.1.5 COMPARACION ENTRE BALLESTAS SEMI-ELIPTICAS Y PARABOLICAS	8
2 SUSPENSION NEUMATICA	9
2.1 DESCRIPCION DE FUNCIONAMIENTO	9
2.2 COMPARACION DE LA SUSPENSION NUEUMATICA CON LA DE BALLESTAS..	11
3 CLASIFICACION DE LAS SUSPENSIONES NEUMATICAS.....	12
3.1 NEUMATICA COMBINADA.....	12
3.2 NEUMATICA DE BRAZO ARRASTRADO	13
3.2.1 VENTAJAS DE LA SUSPENSION DE BRAZO RIGIDO	14
3.2.2 VENTAJAS DE LA SUSPENSION DE BRAZO FLEXIBLE	15
3.3 NEUMATICA PURA (PARALELOGRAMO DEFORMABLE)	16
4 CALCULO DE SUSPENSIONES NEUMATICAS.....	17
4.1 FRECUENCIA DE OSCILACION	17
4.2 CALCULO DE FUELLES (AIR SPRIGS)	20
4.2.1 FUELLES CILINDRICOS	20
4.2.2 FUELLES LOBULARES	21
4.2.3 COMPARACION ENTRE LOBULARES Y CILINDRICOS	22
5 VALVULA DE SUSPENSION NEUMATICA O NIVELADORA	22
6 ELECCION DEL SISTEMA A ADOPTAR PARA CADA PRESTACION	26
7 INFLUENCIA ADICIONAL DE LA TORSION A LOS EJES	29

SUSPENSION

Se denomina "SUSPENSION" al medio elástico que vincula al pavimento con el elemento transportado en un vehículo.

Terminológicamente es el conjunto de órganos físicos de un vehículo interpuestos entre el bastidor y las ruedas y dotados de la necesaria elasticidad para transmitir el peso de aquél a estas, amortiguando los choques debido a las irregularidades del suelo.

1.- SUSPENSIÓN DE BALLESTAS

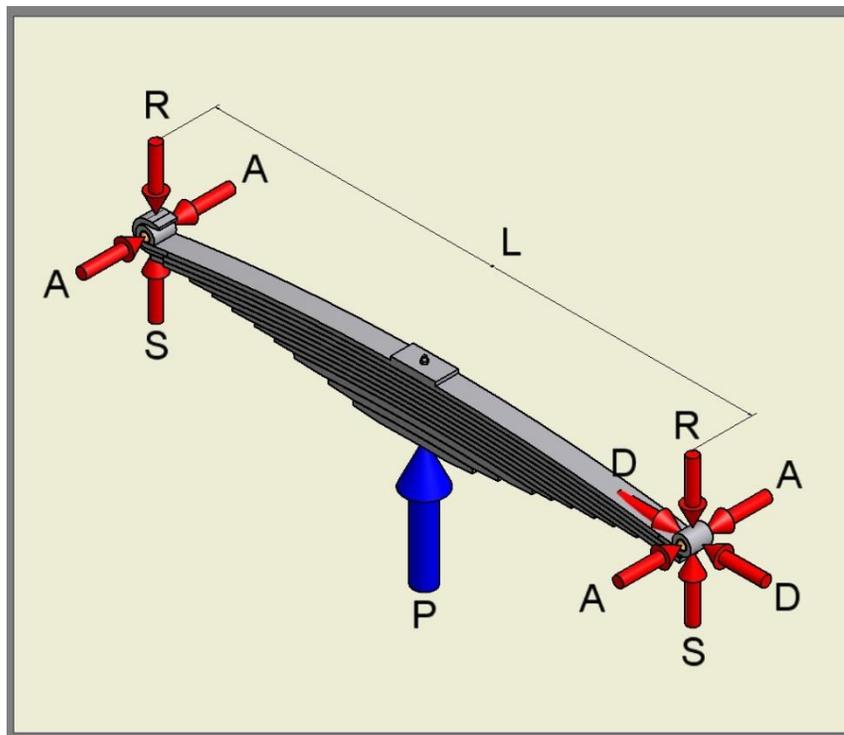


Figura 1

- P = Fuerza que imprime el eje a la ballesta
- A = Fuerzas axiales vinculantes al bastidor
- D = Fuerzas paralelas al eje longitudinal del bastidor
- S = Fuerzas de sujeción
- R = Fuerzas reacción de la maza suspendida
- L = Longitud entre apoyos

La maza suspendida genera las fuerzas “R” que deben ser equilibradas por la fuerza “P” (Figura 1) resultante de la acción de los neumáticos en el pavimento.

Las fuerzas “A” impiden el desplazamiento axial de la ballesta y el eje del vehículo en el sentido transversal del avance del mismo.

Las fuerzas “D” impiden el movimiento de la ballesta con el bastidor. Son las encargadas de absorber el frenado y en el caso de un eje motriz, la tracción.

Las fuerzas “S” sólo existen para impedir la desvinculación de la ballesta con el bastidor en casos extremos.

Debemos observar que en el extremo izquierdo NO existen las fuerzas “D”, esto se debe a que para permitir el libre desplazamiento (por desarrollo) de las hojas de la ballesta, en este extremo la vinculación con el bastidor, deberá ser realizado mediante una biela (ocho o gemelo) u otro sistema que lo permita...

1.1 - ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN DE BALLESTAS

1.1.1 BALLESTAS SEMI-ELIPTICAS

Determinación del momento resistente (W) máximo de un resorte de ballesta semi-elíptica

Si aceptamos que una ballesta (Figura 2) está formada por una cierta cantidad de planchuelas, cortadas de forma tal que permitan al conjunto la máxima flexibilidad, y considerando que cada planchuela puede deslizarse sobre la siguiente sin resistencia entre ellas (caso teórico dado que en la realidad existe un rozamiento por deslizamiento de una hoja sobre otra, originado por la deformación elástica de las mismas), el momento resistente total de dicha ballesta será la suma de todos los momentos resistentes individuales, y no el momento considerando la altura total de la sección. Con este razonamiento tenemos:

$$W_i = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (1)$$

$$W_t = n \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (2)$$

W_i momento resistente individual de cada planchuela
 W_t momento resistente total de la ballesta
 b ancho de la planchuela
 h espesor de la planchuela
 n cantidad de planchuelas

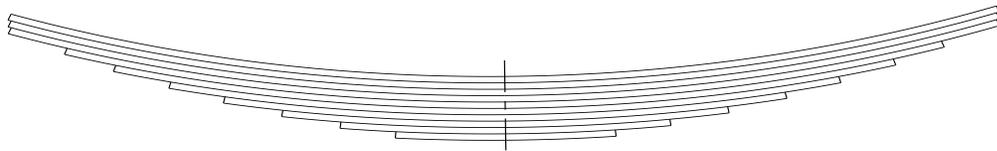


Figura 2

1.1.2 Carga máxima admisible

Considerando una ballesta centrada, el cálculo para determinar el momento flexor máximo es similar a una viga simplemente apoyada en sus extremos, por lo que:

$$M_f = \frac{P \cdot l}{4} \therefore P = \frac{4M_f}{l}$$

considerando que:

$$k_t = \frac{M_f}{W_t} \therefore M_f = W_t \cdot k_t$$

tenemos:

$$P = \frac{4 \cdot W_t \cdot k_t}{l}$$

$$P = \frac{2}{3} \cdot \frac{n \cdot b \cdot h^2}{l} \cdot k_t \quad (3)$$

- Mf momento de flexión máximo (kgmm)
- P carga (kg)
- l longitud total entre apoyos (mm)
- kt coeficiente de trabajo (40 a 50 kg/mm²)

Suspensiones Storani

La flecha que toma la ballesta por el efecto de la carga se determina con la utilización de análisis matemático, valor que se puede establecer utilizando la siguiente ecuación:

$$f = \frac{3}{8} \cdot \frac{P.l^3}{E.n.b.h^3} \quad (4)$$

(Escuela del Técnico Mecánico - Tomo III - Pág. 419)

- f flecha [mm]
- P carga [kg]
- l longitud total entre apoyos [mm]
- n cantidad de hojas
- b ancho de una hoja [mm]
- h espesor de una hoja [mm]
- E módulo de elasticidad (21.000 a 27.000) [kg/mm²]

Los cálculos que se indican precedentemente son aproximados, ya que no se considera el rozamiento entre las hojas. El rozamiento, no susceptible de ser calculado, actúa como un agente de amortiguación que favorece el uso de este elemento (ballesta semi-elíptica) en distintos tipos de suspensiones.

1.1.3 Frecuencia de oscilación

La duración de la oscilación (un ciclo completo) de un resorte o ballesta está determinada por la siguiente ecuación (solo es demostrable mediante la utilización de matemática superior):

$$t = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{m}{c}} = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{f}{g}} \quad \text{segundos}$$

$$Fr = \frac{1}{t} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f}} \quad \text{ciclos/segundos} \quad (5)$$

siendo la constante de la ballesta:

$$c = \frac{P}{f} = \frac{m.g}{f} \quad \text{kg/cm}$$

- t tiempo de duración del ciclo [s] (segundos)
- m masa que actúa sobre la ballesta o resorte [kg.s²/cm]
- c constante de la ballesta [kg/cm]. Esta es la fuerza antagonista específica.
- f flecha que toma la ballesta por acción de la fuerza P [cm]

- g aceleración de la gravedad [cm/s²]
 Fr frecuencia de oscilación [cps]
 P carga admisible del resorte o ballesta [kg]

(Dubbel - Tomo I - Pág. 541- Tomo II - Pág.1006)

Suspensiones Storani

Como se puede observar en la ecuación (5), la frecuencia de oscilación de la ballesta termina dependiendo de la flecha “f” que imprime la carga “P” a la misma. Siendo ésta la única variable, se puede determinar que la frecuencia de oscilación aumenta con la disminución de la flecha, pudiendo originar un severo deterioro en la suspensión del vehículo, por ausencia de carga. Si consideramos un vehículo con suspensión de ballesta y teniendo presente lo indicado precedentemente nos permitiría afirmar que una suspensión que se comporta **bien** para un vehículo plenamente cargado, puede convertirse en **pésima** cuándo dicho vehículo está parcialmente cargado o sin carga. El límite del “confort” o el valor de la máxima amplitud de oscilación vertical admisible para un ser humano ubicado en el interior de un vehículo, se puede observar en la tabla siguiente, teniendo presente que fuera de estos valores **NO** existe confort suficiente.

La alternativa es que la constante de la ballesta (c) sea variable para lograr que la frecuencia de oscilación (Fr) sea constante (difícil de lograr en suspensiones de ballestas).

Frecuencia de oscilación vertical	Máxima amplitud de oscilación vertical
180 ciclos / minuto	7.0 mm
170	7.5 mm
160	8.0 mm
150	8.5 mm
140	10.0 mm
130	13.0 mm
120	18.0 mm
110	22.0 mm
100	27.5 mm
90	37.5 mm
80	50.0 mm
70	68.0 mm
60	95.0 mm
50	125.0 mm

Debemos destacar que la experiencia en “campo” y la investigación, permite catalogar como mala una suspensión que supera los 110 ciclos / minuto, aceptable de 100 a 75, buena de 75 a 50, y mala cuando es inferior a 50 ciclos / minuto.

1.1.4 BALLESTAS PARABOLICAS

Las ballestas denominadas parabólicas son elementos elásticos que por su formato de sección variable, permiten mantener una tensión constante en casi toda su longitud (Figura 3).

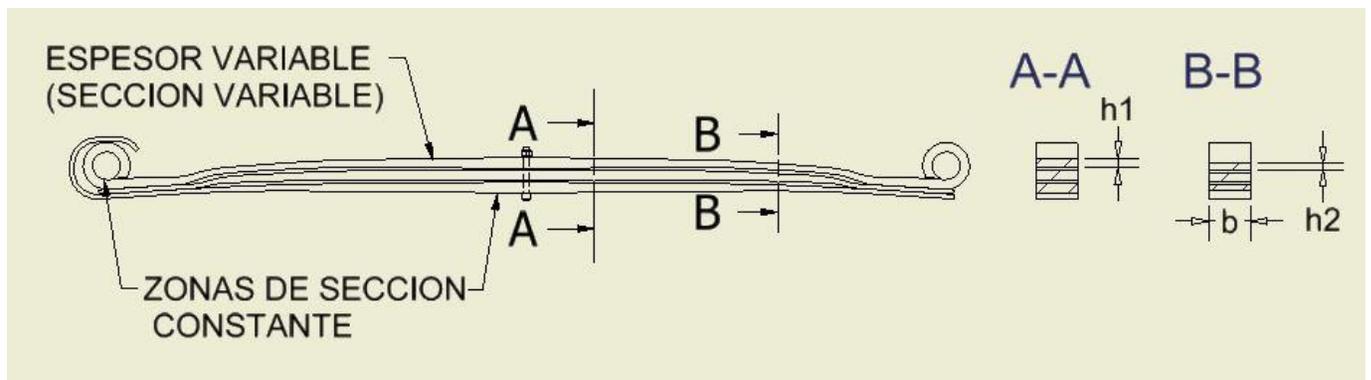


Figura 3

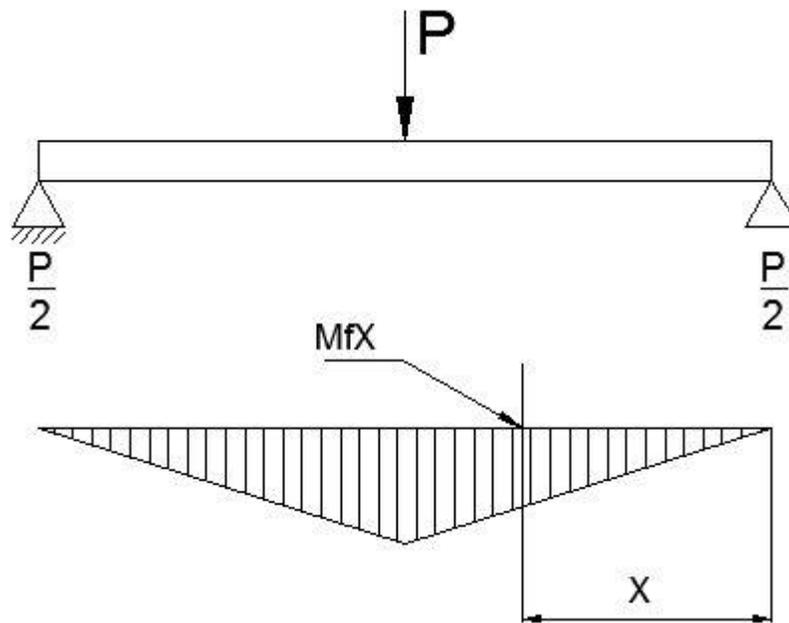


Figura 4

Si consideramos una ballesta parabólica centrada de una sola hoja como una viga simplemente apoyada en sus extremos y sometida a una carga centrada (Figura 4), la determinación de la sección necesaria a una distancia "X" desde uno de los extremos se puede calcular partiendo de:

$$W_x = \frac{Mf_x}{kt} \therefore Mf_x = W_x \cdot kt = \frac{b \cdot h_x^2}{6} \cdot kt = \frac{P}{2} \cdot X \therefore$$

$$h_x = \sqrt{\frac{P \cdot X \cdot 3}{ktb}} \quad (6)$$

W_x Modulo resistente a una distancia "X" [mm³]

- Eliminación de ruido originado por el rozamiento entre las hojas que componen el conjunto, dado que como se puede apreciar en la Figura XX, por el formato de las distintas hojas, se mantiene una separación entre las mismas.
- Eliminación de mantenimiento por lubricación.
- Disminución de masa semi-suspendida, lo que mejora el sistema oscilatorio del conjunto de la suspensión.
- Disminución de la distancia del eje al bastidor, dado que la parte central de las ballestas parabólicas tienen menor altura que las semi-elípticas (ver Figuras XX y XX).
- sss, etc.

2. SUSPENSIÓN NEUMÁTICA

Diversos fueron los motivos que alentaron el continuo desarrollo y perfeccionamiento de la suspensión mecánica, que, dados los cambios, exigencias y necesidades de los mercados, ha encontrado límites a su aplicación. Como consecuencia de ello esas limitaciones se han ido convirtiendo en ventajas significativas en favor del surgimiento de la suspensión neumática.

Entre otros, los beneficios destacables de este sistema son:

- La principal ventaja que nos brinda este tipo de suspensión es que la frecuencia de oscilación es aproximadamente constante para cualquier estado de carga.
- Otra característica es la necesidad de mantener constante la altura del vehículo motivada por condiciones especiales del diseño.
- El transporte de cargas muy frágiles como, por ejemplo: equipos electrónicos, instrumental científico, etc.,

La suspensión neumática ha ido evolucionando en la búsqueda de eliminar y subsanar los inconvenientes propios derivados desde su concepción.

No obstante, el principio fundamental de funcionamiento de esta ha sido siempre el mismo, principio que intentaremos explicar en lo sucesivo.

2.1 Descripción del funcionamiento

Primero, antes de comenzar con la explicación del funcionamiento de la suspensión neumática, es necesario incorporar algunos conceptos y conocer algunos componentes básicos de este sistema.

Parte Neumática	Parte Estructural
Fuelles	Barras rectoras de posicionamiento
Válvula Niveladora de Suspensión	Brazos y bases
Tanque de aire de reserva	Soportes de fijación
Válvula protección de freno (opcional)	Amortiguadores

Esquema neumático de una suspensión

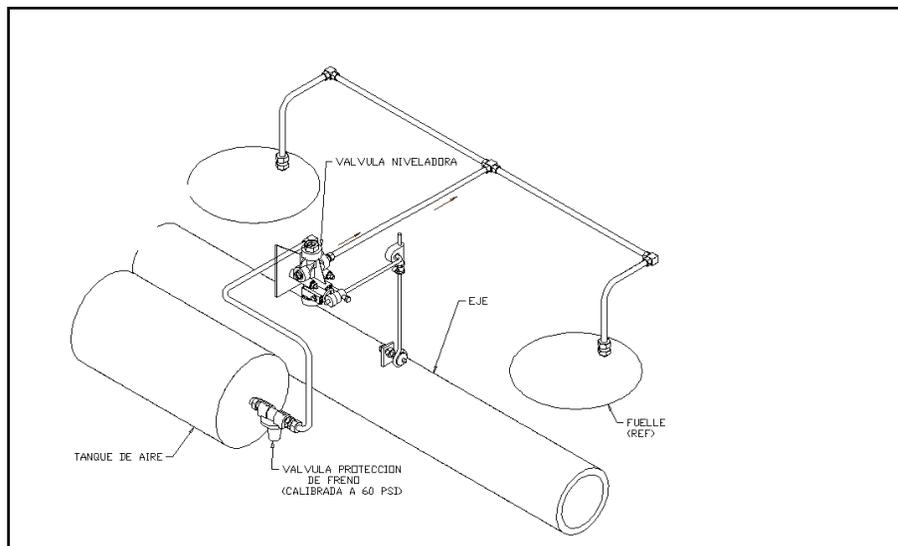


Figura 6

Dentro de las partes más importantes del sistema neumático están las válvulas niveladoras y los fuelles (air spring). Estos son elementos de distintos materiales como plástico, bronce, aluminio, goma etc., que en función de las características elásticas del aire o gas a presión que se encuentra en su interior, generan una fuerza que debe estar en todo momento en equilibrio con lo que definimos como masa suspendida (Q).

En la Figura 7 veremos representado el funcionamiento de los tres estados principales del sistema, pero para comprenderlo correctamente debemos primero conocer el significado de sus componentes más importantes.

Suspensiones Storani

Fuelles: Son los elementos elásticos que vinculan neumáticamente los ejes con el bastidor. Según sean las necesidades impuestas por el servicio al que se destinará el vehículo se utilizarán distintos tipos de fuelles.

Válvula Niveladora: Tiene por función hacer entrar aire a los fuelles o hacer salir aire de los mismos, según el estado de carga del vehículo, de tal modo que la altura y la frecuencia de oscilación permanezcan constantes. Existen diversos diseños de esta válvula. Los mismos pueden incorporar amortiguadores para absorber los pequeños estados de carga (alta frecuencia y baja amplitud), circuitos electrónicos, etc.,

Una vez hecha esta introducción básica a los componentes de la suspensión neumática procederemos a la explicación de sus tres estados principales.

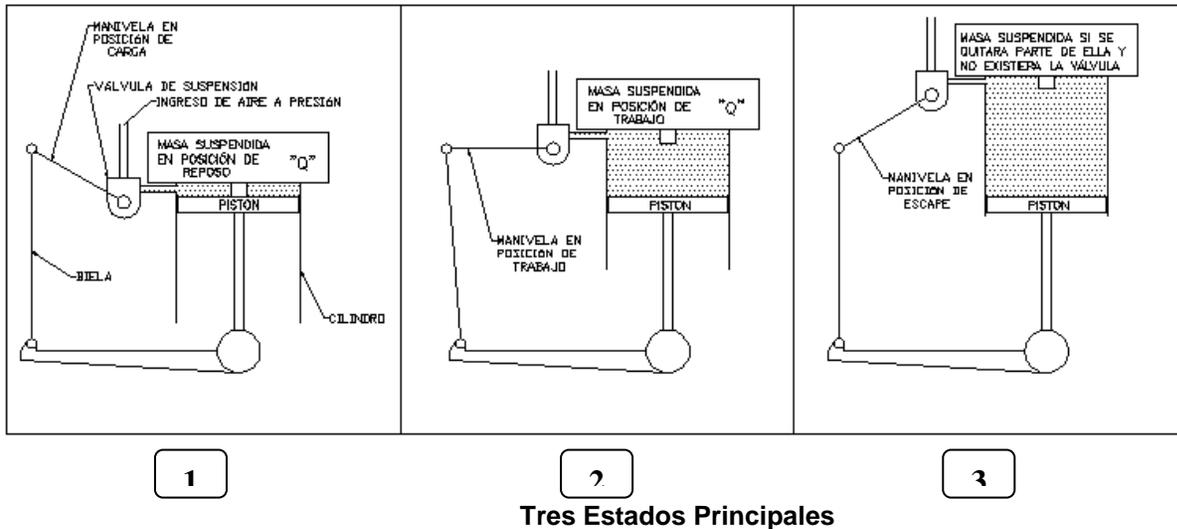


Figura 7

Estado 1

Sucede en estado de reposo al cargar el vehículo, este se hunde junto con la válvula niveladora que está sujeta a la masa suspendida (Q). En consecuencia, la manivela de accionamiento es desplazada hacia arriba con lo que el aire comprimido fluye del depósito de aire hacia el cilindro (fuelle). Con ello la masa suspendida (Q) se levanta junto con la manivela de la válvula hasta la posición horizontal donde queda cerrado el paso de aire iniciando el segundo estado de equilibrio del vehículo con los fuelles.

Estado 2

Aquí la carga que ejerce la masa suspendida (Q) está en equilibrio con la presión existente en los fuelles, la válvula niveladora se encuentra entonces en posición central o de trabajo donde la entrada y la salida de aire están bloqueadas.

Estado 3

Si por alguna razón la masa suspendida (Q) disminuye permaneciendo constante la presión dentro de los fuelles, la estructura se elevará junto con la manivela de la válvula niveladora provocando entonces el escape del aire comprimido de los mismos acercándose a la presión de trabajo o Estado 2 donde nuevamente se equilibran la masa suspendida (Q) y la presión de los fuelles

Podríamos concluir esta explicación con una demostración matemática del fenómeno antes descrito.

- p = Presión
- Q = Carga
- S = Sección

Dada:

$$p = Q / S$$

Despejamos Q

$$Q = p \cdot S$$

Entonces, sabiendo que la sección (S) permanece constante la única forma que la carga (Q) se equipare con la presión (p) es aumentando o disminuyendo ambas lo que mantiene la igualdad de la ecuación.

Esto indica entonces que cuando aumenta la carga la válvula deja pasar aire para aumentar la presión y mantener el equilibrio; en cambio cuando la carga disminuye la válvula deja salir el aire para disminuir la presión y nuevamente alcanzar el equilibrio.

Amortiguadores: El amortiguador, elemento que está siempre presente en todo sistema de suspensión, interviene reduciendo la magnitud de la oscilación (amplitud), sin modificar en absoluto la frecuencia de oscilación natural.

La selección del tipo de amortiguador adecuado se realiza en base al conjunto de suspensión y el tipo deseado (confort, tenida, carrera, etc.) para lograr un grado de amortiguación acorde a los requerimientos establecidos.

2.2 Comparación de la suspensión neumática con la de ballestas

Ventajas de la suspensión neumática

- .1- Baja frecuencia natural de oscilación de la masa suspendida (independiente de la misma)
- .2- Nivel constante del piso a la infraestructura
- .3- Rápida acción anti-rolido
- .4- Posibilidad de utilizar la presión de aire de los fuelles como señal para ajustar la capacidad de los frenos de acuerdo a la carga.

Ventajas de la suspensión de ballesta

- .1- Absorción de fuerzas longitudinales, transversales y pares de rotación originados por el frenado y la tracción.
- .2- La fuerza actuante se descompone en dos puntos de apoyo del bastidor, favoreciendo una distribución de cargas sin concentración de tensiones
- .3- Posible eliminación de los amortiguadores en el diseño. Se utiliza la fricción entre hojas como amortiguador (este punto no es válido para ballestas parabólicas).
- .4- Mantenimiento simple

3. CLASIFICACIÓN DE LAS SUSPENSIONES NEUMÁTICAS

Si bien no existe una clasificación de las suspensiones neumáticas, universalmente reconocida, podemos establecer la siguiente clasificación.

3.1 Neumática Combinada

Este modelo fue uno de los primeros en desarrollarse. Dada la necesidad indicada de mantener constante la frecuencia de oscilación y la alineación de los ejes, se procedió a combinar las ventajas de ambos sistemas de suspensión (ballesta y neumática). Mediante el uso de la ballesta se controla la alineación de los ejes con el vehículo, y con el sistema neumático se logra controlar la frecuencia natural de la masa suspendida. Para aclarar el concepto podemos decir que con las ballestas se absorbe parte de la masa suspendida (generalmente la parte que es constante, es decir sin variación), y con los fuelles parte y/o todo lo que representa la masa suspendida variable (Figura 8).

Un ejemplo puede ser el siguiente:

Se diseña un vehículo para transporte de personas y se calculan las ballestas para la totalidad de la masa suspendida sin pasajeros, esto permitirá una frecuencia natural de oscilación buena (75 a 50 ciclos / minuto). Se instalan fuelles para la masa suspendida agregada al vehículo (pasajeros, equipaje, etc.), los que mediante la acción de las válvulas niveladoras que regulan la presión del aire equilibrando automáticamente las diferentes condiciones de carga, y logrando así mantener la frecuencia indicada anteriormente.

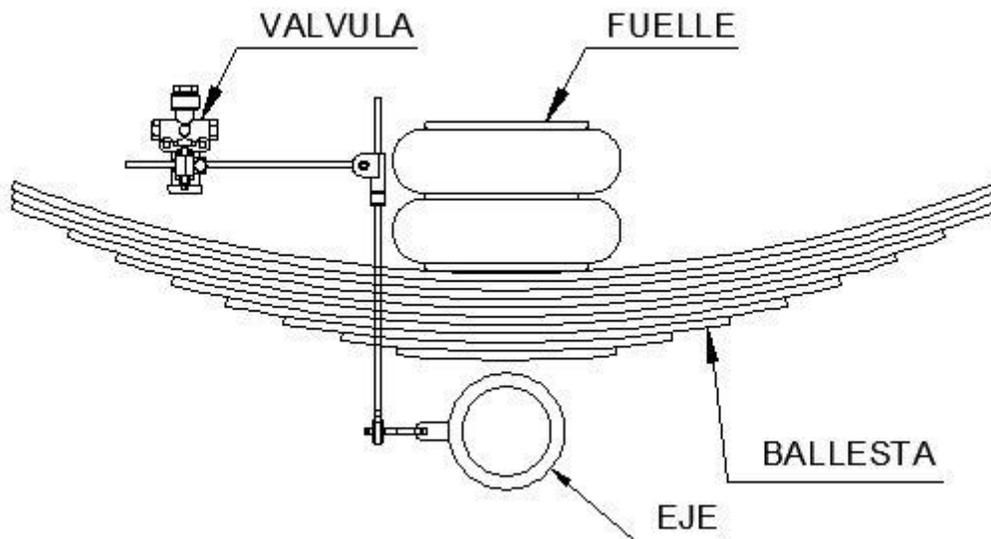


Figura 8

3.2 Neumática De Brazo Arrastrado

En este caso podemos hacer una primera subclasificación y distinguimos dos modelos:

a.- Brazo Rígido (figura 9)

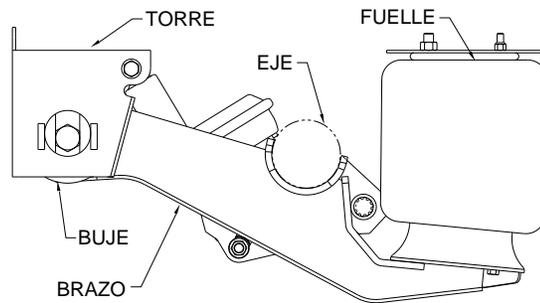


Figura 9

b.- Brazo flexible (figura 10)

En ambos modelos la vinculación del eje al vehículo se logra con el uso de un brazo metálico (ver figuras)

Suspensiones Storani

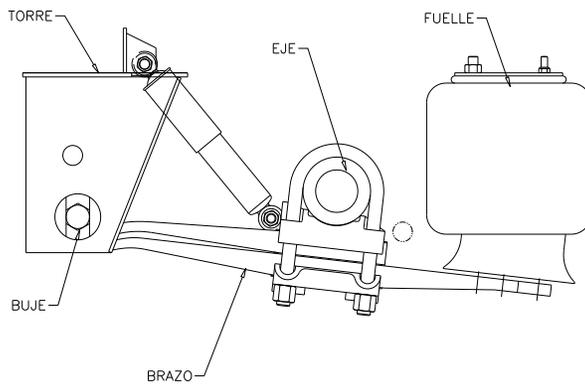


Figura 10

3.2.1 Ventajas de la Suspensión de Brazo Rígido

1. Utiliza el eje como barra de torsión, lo que permite una función anti rolado de la unidad.
2. En el momento de frenado no sufre vibraciones por deformación del brazo.
3. Permite detectar daños sin que la unidad salga de servicio (ante eventuales sobrecargas pueden aparecer fisuras o deformaciones sin llegar a la rotura instantánea)

3.2.2 Ventajas de la suspensión de Brazo Flexible

1. Permite movimientos angulares entre los ejes de un tandem, sin transmitir cargas al bastidor de la unidad.
2. Es de simple construcción, dado que el brazo es conformado en una sola pieza de acero.
3. No somete al eje a esfuerzos de torsión.

La segunda subclasificación que podemos hacer en este tipo de suspensiones es:

- a.- El brazo se encuentra ubicado sobre el eje (overslung). Fig.11
- b.- El brazo se encuentra ubicado en la zona inferior del eje (underslung). Fig.12

Suspensiones Storani

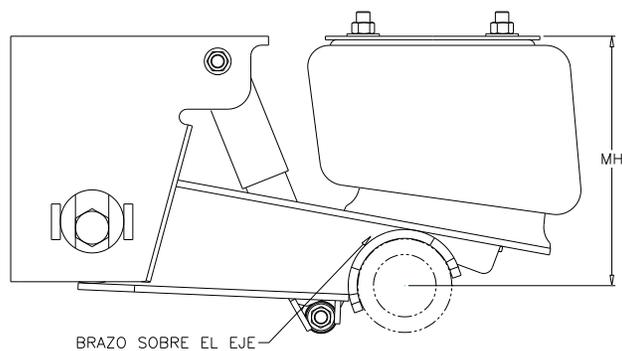


Figura 11

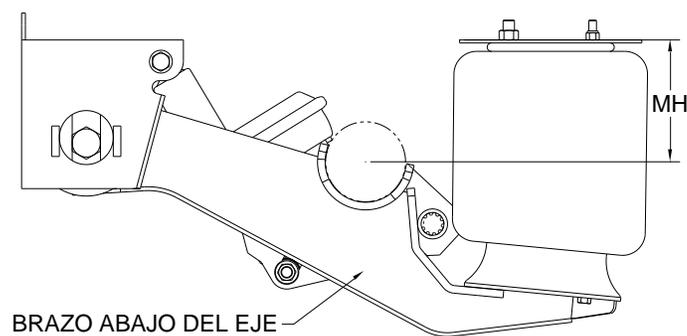


Figura 12

Como se puede observar la diferencia en la utilización depende de la altura de montaje del diseño de la unidad, indicada como cota MH (Mountig Height).

Ventajas de la Suspensión Overslung

- 1.- Permite ubicar el fuelle en una zona cercana al eje, logrando que la mayor parte de la carga sea absorbida por el mismo.
- 2.- Libera al buje de cargas radiales
- 3.- Reduce el espacio longitudinal en su instalación

Ventajas de la Suspensión Underslung

- 1.- Permite pequeñas alturas de montaje (el eje puede llegar al bastidor de la unidad)

3.3 Neumática Pura o Paralelogramo deformable

Este sistema es el único que permite que toda la masa suspendida en encuentre “flotando” en un colchón de aire.

La ubicación del eje respecto a la unidad se logra con la utilización de barras rectoras, que sólo permiten la libertad de accionamiento vertical (Figura 13).

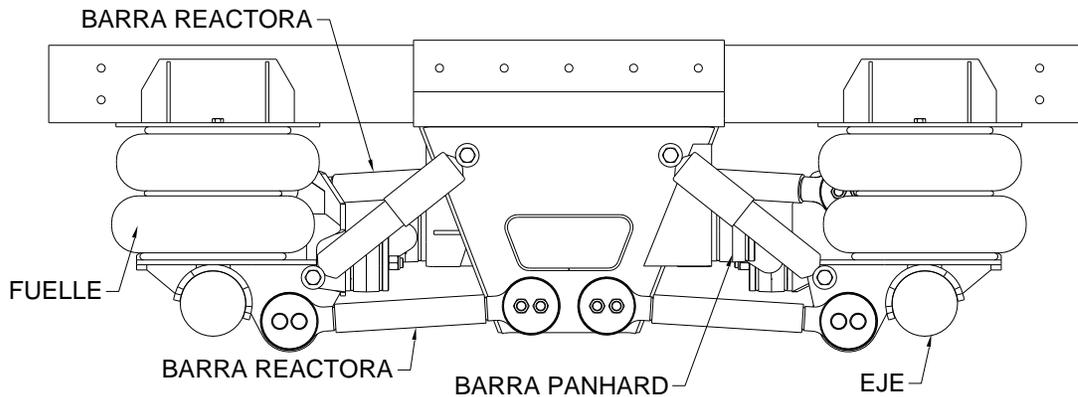


Figura 13

4. CÁLCULO EN SUSPENSIONES NEUMÁTICAS

4.1 Frecuencia de oscilación

Para determinar la frecuencia de oscilación de un sistema de suspensión neumática vamos a tomar un ejemplo (Figura 14) con datos reales de una suspensión con capacidad de carga de 11.340 kg (25.000 lbs), la cual mantiene una amplitud de 50.8 mm (2") en la oscilación de su eje (25.4 mm hacia arriba y 25.4 mm hacia abajo), como se puede observar en la figura. Para proceder se deben considerar los parámetros de funcionamiento de los fuelles (air spring), que son ofrecidos por los fabricantes de los mismos, quienes luego de diversos ensayos y mediciones, nos ofrecen dichos valores para nuestros diseños. Existen diferentes formas de abordar el tema, pero yo pasaré a exponer un método sencillo y rápido para la determinación objeto de este capítulo.

Si consideramos un brazo de la suspensión (Figura 14) como una viga simplemente apoyada y sometida a una carga "P" = 12000 lbs (5443 kg), originada por el eje y los neumáticos en su contacto con el pavimento, tendremos dos reacciones "Fp" (fuerza actuante en el perno pivot) y "Fs" (fuerza actuante en el fuelle), elementos estos (perno pivot y fuelle) que se encuentran vinculados al bastidor de la unidad, y si aplicamos momentos para determinar los valores de estas fuerzas, podemos decir:

$$\sum M = 0$$

$$466.7 \times P = 775.1 \times F_s \therefore F_s = \frac{466.7 \times 12000}{775.1} = 7225 \text{ lbs}$$

Considerando este valor podemos determinar la carga sobre el perno pivot:

$$F_p = P - F_s = 12000 - 7225 = 4775 \text{ lbs}$$

La capacidad del buje pivot (en este caso) es de 20.000 lbs

M	Momentos (lbsmm)
P	Carga (lbs)
Fs	Fuerza en el fuelle (lbs)
Fp	Fuerza en el perno pivot (lbs)

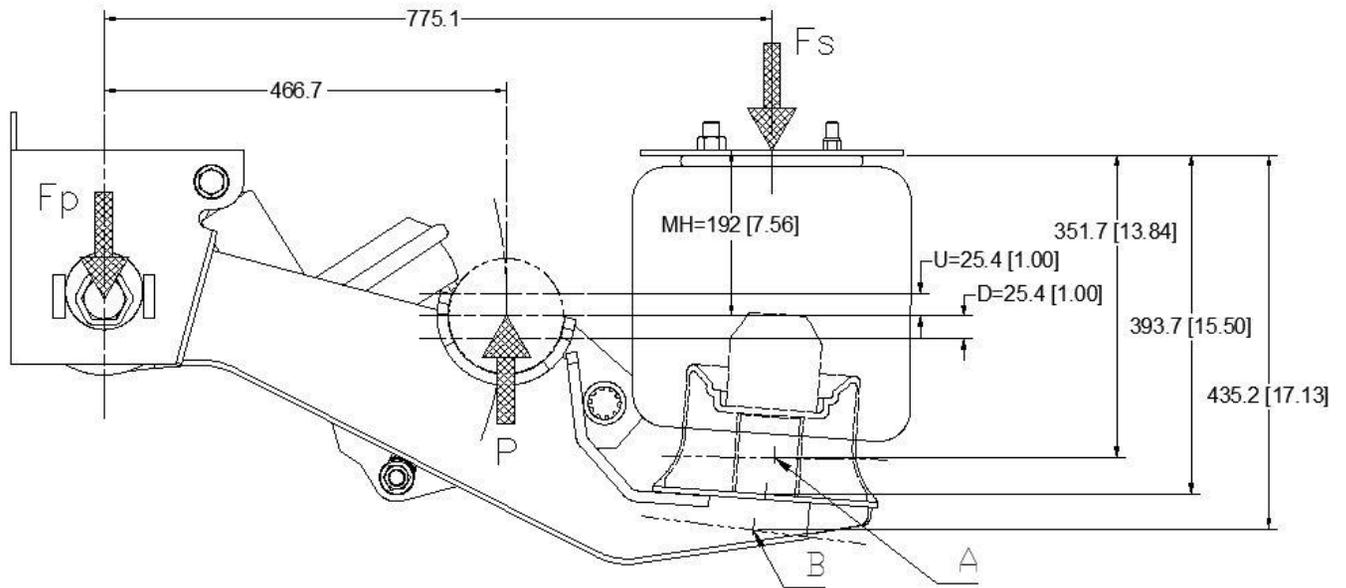


Figura 14

Si tomamos los valores de la Figura 15 “Cargas dinámicas Vs. Deflexión” (datos proporcionados por el fabricante del fuelle), podemos observar que en la curva de 100 Psi y la altura correspondiente a 393.7 mm (15.5”) obtenemos la carga aproximada $F_s=3277.2$ kg (7225 lbs), y si consideramos una deflexión de +/- 25.4 (1”) podemos observar que el fuelle cambiará su altura entre los puntos “A” y “B”, considerando esta variación obtendremos los siguientes valores:

EJE	Ht del Fuelle	Carga Dinámica (Fuelle)	Carga en el Eje
U (1" Up)	351.7 (13.84")	3855.5 kg (8500 lbs)	6403.3 kg (14117 lbs)
MH (0")	393.7 (15.50")	3277.2 kg (7225 lbs)	5443.1 kg (12000 lbs)
D (1" Down)	435.2 (17.13")	2766.9 kg (6100 lbs)	4595.3 kg (10131 lbs)

Para obtener los valores de la columna “Carga en el Eje” se aplicó la ecuación de momentos siguiente:

$$\sum M = 0$$

$$466.7 \cdot xP = 775.1 \cdot xFs \therefore P = \frac{775.1 \cdot xFs}{466.7}$$

Pasamos a determinar la constante de suspensión (Suspensión Spring Rate):

$$K_s \cong \frac{\Delta.c \text{ arg a.de.eje}}{\Delta.deflexión.de.leje} = \frac{14117 - 10131}{2} = 1993 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg adas}}$$

Ks Constante de la suspensión (lbs/pulgadas)

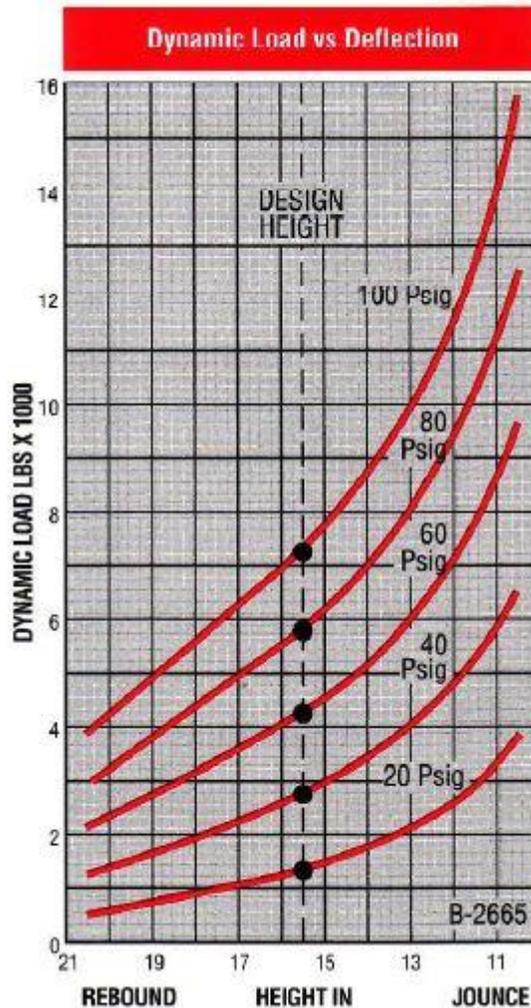
Si consideramos la carga máxima admisible de 11.340 kg (25.000 lbs) para esta suspensión, tendremos una carga por brazo de 5669.9 kg (12.500 lbs), y con este dato pasamos a determinar la Frecuencia Natural de Oscilación (Suspensión Natural Frequency) de la misma:

$$F_n = 188 \cdot \sqrt{\frac{K_s}{P}} = 188 \cdot \sqrt{\frac{1993}{12500}} = 75 \text{cpm} = 1.25 \text{Hz}$$

F_n Frecuencia Natural de Oscilación (cpm)

P Carga (lbs)

K_s Constante de la suspensión (lbs/pulgadas)



El diagrama representado en la Figura 15 corresponde a un fuelle Firestone 1T15M-9 con pistón M-6

Si repetimos los cálculos para las distintas presiones indicadas en el gráfico de la Figura 15, obtenemos los valores de las diferentes frecuencias de oscilación, y podemos decir que disminuyendo la presión actuante en los fuelles se disminuye la misma. Esto se debe considerar cuando se procede al diseño dado que si se logra disminuir la presión actuante para la carga máxima (aumentando el diámetro de los fuelles, cantidad de fuelles, variando la relación de momentos, etc.), se logrará mejorar la calidad de la suspensión (recordemos que se considera buena para valores entre 75 y 50 cpm). Las unidades de los valores indicados están en libras (kg = lb/2.2046)

Psi	Carga Dinámica Fuelle			Carga en el Eje			Ks	Fn
	U (1" Up)	MH (0")	D (1" Down)	U (1" Up)	MH (0")	D (1" Down)		
100	8500	7225	6100	14117	11999	10131	1993	75
80	7250	5800	4900	12041	9633	8138	1951	74
60	5400	4250	3600	8968	7058	5979	1495	65
40	3600	2750	2200	5979	4567	3654	1163	57
20	1900	1300	1000	3156	2159	1661	747	46

4.2 Consideraciones sobre cómo abordar el cálculo en los fuelles

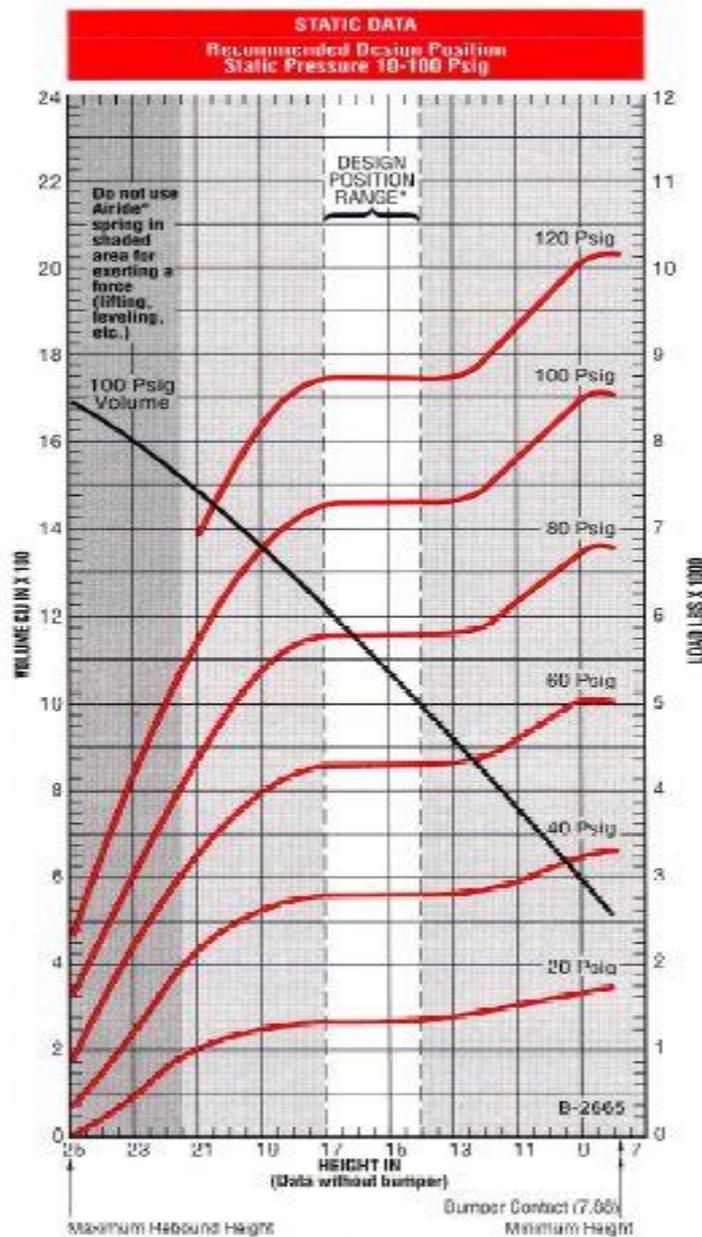
4.2.1 Fuelles cilíndricos

Si bien los fuelles en su mayoría se asemejan a un cilindro, de una o más secciones, estos no tienen un comportamiento similar. Se debe considerar que su sección es variable de acuerdo a su altura de trabajo.

Si observamos la Figura 16, podemos decir que en un fuelle "tubular" el diámetro a considerar en la sección para el cálculo está dada por la sucesión de los centros "C" del radio "R" que se forma cuando la goma envuelve al pistón base dando lugar a un diámetro "D" (Figura 16), que es el que tenemos que tomar a efectos del cálculo de la sección efectiva. Considerando lo antes descrito y analizando al Figura 17, veremos como ejemplo que para una altura de fuelle de 16.5", con una presión de 80 Psi corresponde una fuerza de aproximadamente 5.750 lbs. Si disminuimos la altura del fuelle a 9", con la misma presión, obtenemos una fuerza de aproximadamente 6.750 lbs. Esto ocurre porque la goma del fuelle comenzó a enfundarse en la parte del pistón que aumenta su diámetro, por lo que aumenta el valor de "D".

Figura 16

Asimismo, si aumentamos la altura del fuelle a 21", y manteniendo la misma presión de 80 Psi, obtenemos una fuerza de 4.500 lbs, originada porque la parte inferior del fuelle comenzó el abandono del pistón aumentando el radio "R" y consecuentemente disminuyendo el diámetro "D".

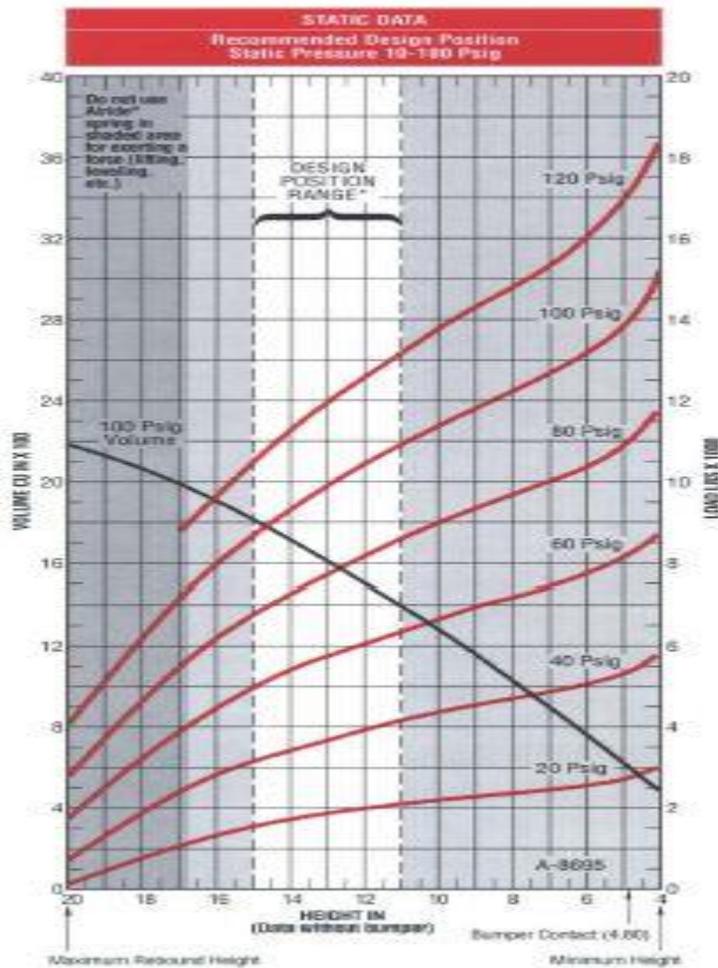


1T15M-9 con pistón M-6 Figura17

4.2.2 Fuelles lobulares

En el caso de los fuelles “lobulares” el radio “R” está dado por la forma de la curva del lóbulo del fuelle, y considerando que este radio varía permanentemente con la altura del fuelle, la curva de presión mantiene una pendiente (Figura 18 y 19), lo que nos indica que la fuerza varía permanentemente y en dependencia con la altura.

Figura 18



Fuelle 333 Figura 19

4.2.3 Comparación entre fuelles “lobulares” y “cilíndricos”

Los fuelles cilíndricos poseen la ventaja de que, en la altura de trabajo de diseño, los pequeños incrementos y/o decrementos de la altura NO varían la fuerza del mismo.

Estos fuelles permiten mayores alturas de trabajo que los lobulares, dado que ello depende del pistón y la altura de la goma.

En el caso de los fuelles lobulares, considerando que en su construcción cuentan con anillos separadores de los lóbulos, mantienen su forma y geometría armónica aún en malas condiciones de trabajo, y por lo mismo permiten mayores diámetros que los cilíndricos, los que con el aumento del diámetro y la altura tienden a deformarse (tipo globo). Asimismo, los fuelles lobulares, que no tienen pistón, permiten menores alturas de trabajo.

5 Válvula de Suspensión Neumática o Niveladora

Si bien hablamos precedentemente de la válvula de la suspensión neumática o niveladora, ahora veremos cómo funciona la misma.

Partimos del estado inicial cuando los pulmones de suspensión se encuentran sin presión de aire en su interior. La unidad se encuentra apoyada en sus tacos de límite de carrera con la

menor distancia desde el bastidor (donde se encuentra montada la válvula de suspensión) al eje. Recordemos que la biela (8) en su parte inferior es solidaria a dicho eje (Fig.20).

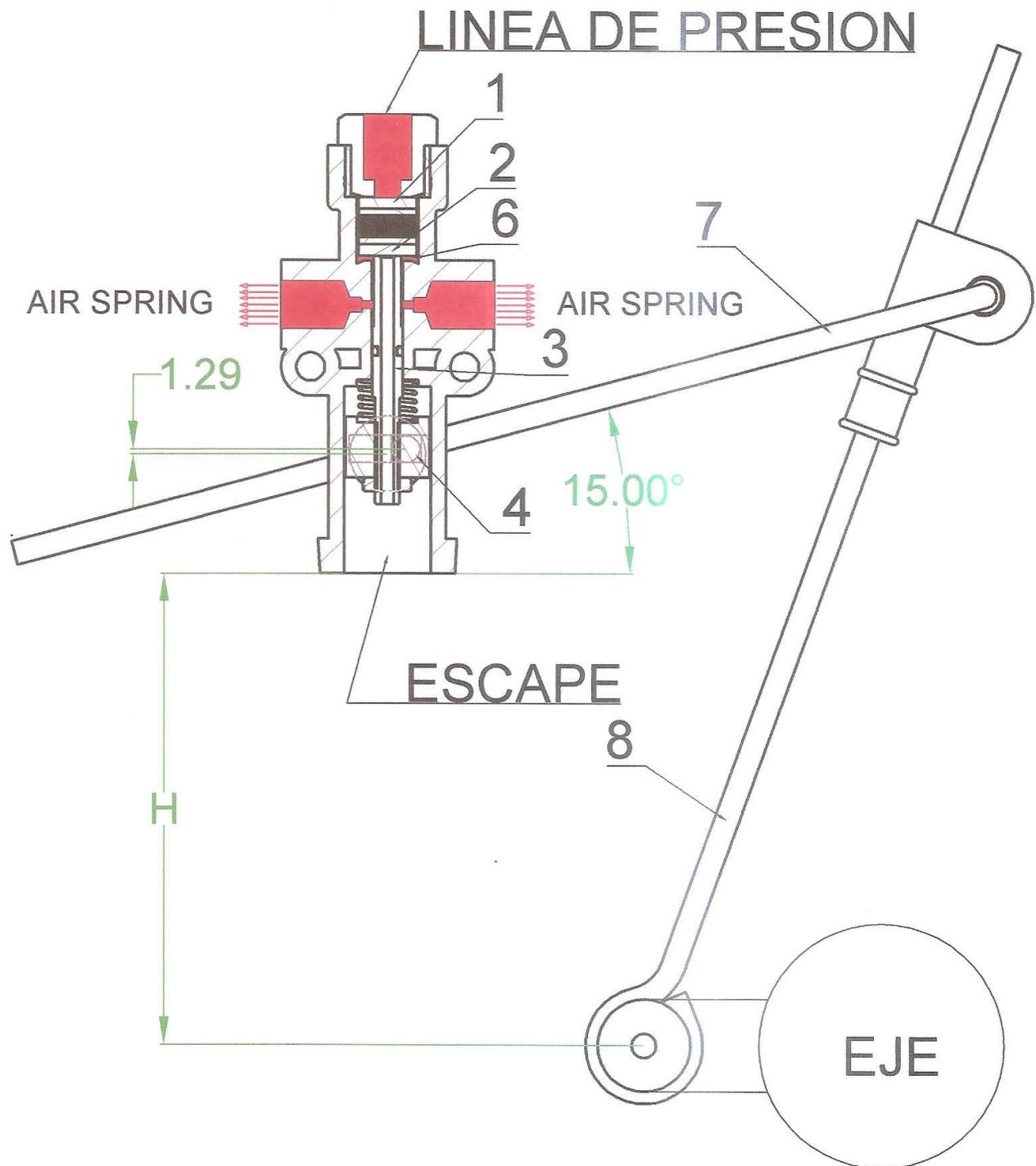


Figura 20

El aire con presión ingresa venciendo la válvula (1) (de retención) pasando a la cavidad (6). Como el tubo (3) se encuentra elevado por la acción del excéntrico (4) accionado por el cilindro (9) (figura 21), el brazo (7) y la biela (8), el aire con presión se dirige a las salidas hacia los pulmones de suspensión, aumentando los mismos presión y elevando la unidad hasta que el brazo se encuentra horizontal, el tubo descende dejando que la válvula (2) se asiente en el cuerpo del conjunto y sellando el paso del aire. La válvula (2), el tubo (3) y la base del cuerpo se encuentran en el mismo nivel. El sistema está en equilibrio (masa suspendida = fuerza de los pulmones de aire)

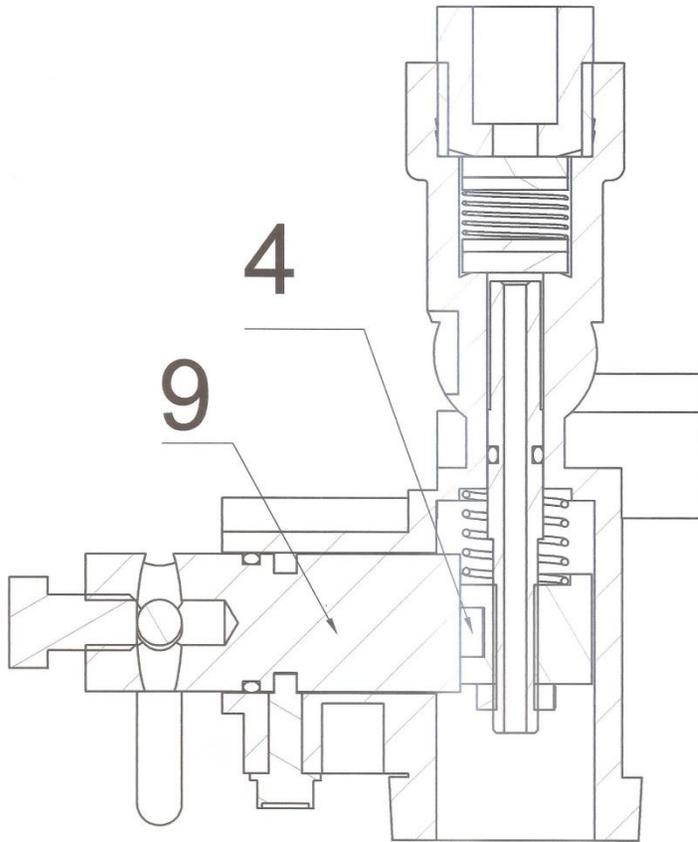


Figura 21

Si se aumenta la masa suspendida, se repite el proceso hasta lograr un nuevo equilibrio. Analicemos ahora la Figura 22.

Cuando se quita parte de la masa suspendida, la fuerza de los pulmones de suspensión eleva la misma originando un alejamiento entre el bastidor y el eje de la unidad (ver diferencias entre las cotas "H" y "H1"). El brazo cambia a un valor angular negativo y obliga a descender el tubo central por la actuación de la biela (8), el propio brazo (7), el cilindro (9) y el excéntrico (4). Como se observa en la Figura 22 con la válvula (2) asentada en el cuerpo del conjunto el aire fluye desde los pulmones de suspensión hacia la cámara (5), y desde allí por el centro del tubo (3) al exterior hasta que el brozo tome nuevamente su posición horizontal, y el sistema vuelva a estar en equilibrio.

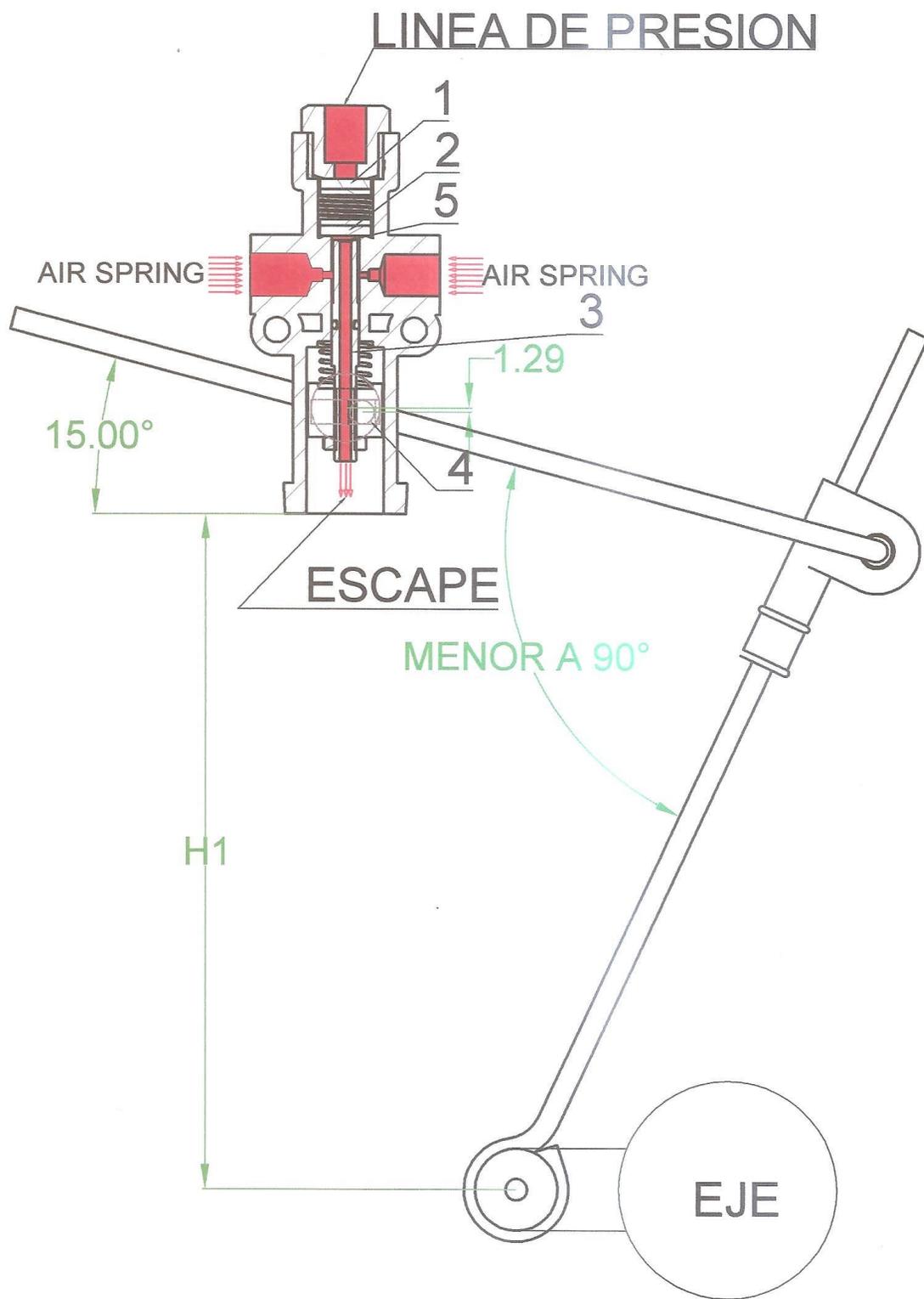


Figura 22

Todo el proceso descrito anteriormente se repite constantemente, sea por variación de la masa suspendida o por la variación de la altura "H" debida a la irregularidad del pavimento (movimiento del eje de la unidad).

Existen diferentes tipos de válvulas de suspensión o niveladoras. Las mismas pueden ser como la estudiada en este caso o eléctricas. Asimismo, pueden poseer amortiguadores que permiten absorber las altas frecuencias de movimiento, descender la unidad o elevarla a voluntad del operador.

También debemos indicar que ayudan a la estabilidad del vehículo colaborando en la corrección del rolado del mismo, al aumentar o disminuir la presión de los pulmones de suspensión de acuerdo a su disposición y mejorando su estabilidad.

6. ELECCION DEL SISTEMA A ADOPTAR PARA CADA PRESTACION

Certificaciones

Todo fabricante de suspensiones para vehículos para transporte de personas o cargas generales que transiten por carreteras, debe estar certificado.

El proceso de elección del sistema a adoptar para cada prestación requiere la siguiente información del fabricante del vehículo:

DATOS DEL CLIENTE

NOMBRE o RAZON SOCIAL :

FECHA

DIRECCION :

CIUDAD:

PAIS:

C. POSTAL

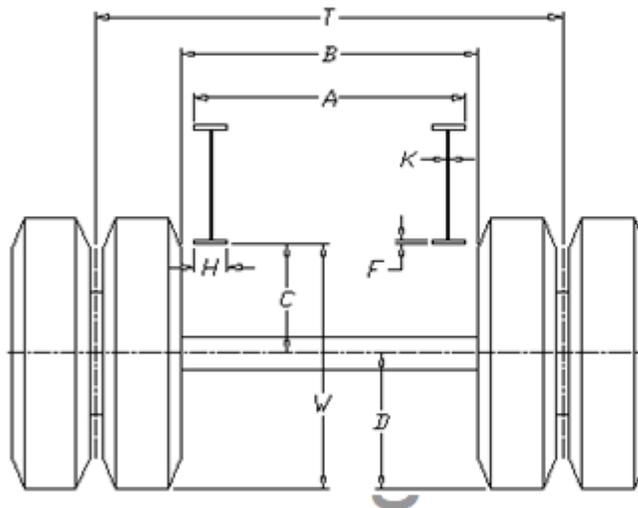
TELÉFONOS :

CUIT

E-MAIL :

NOMBRE DEL RESPONSABLE TECNICO:

DATOS DE LA UNIDAD



Las dimensiones deberán ser tomadas en la posición de trabajo (enganchada al tractor) y en el lugar donde será ubicada la suspensión.



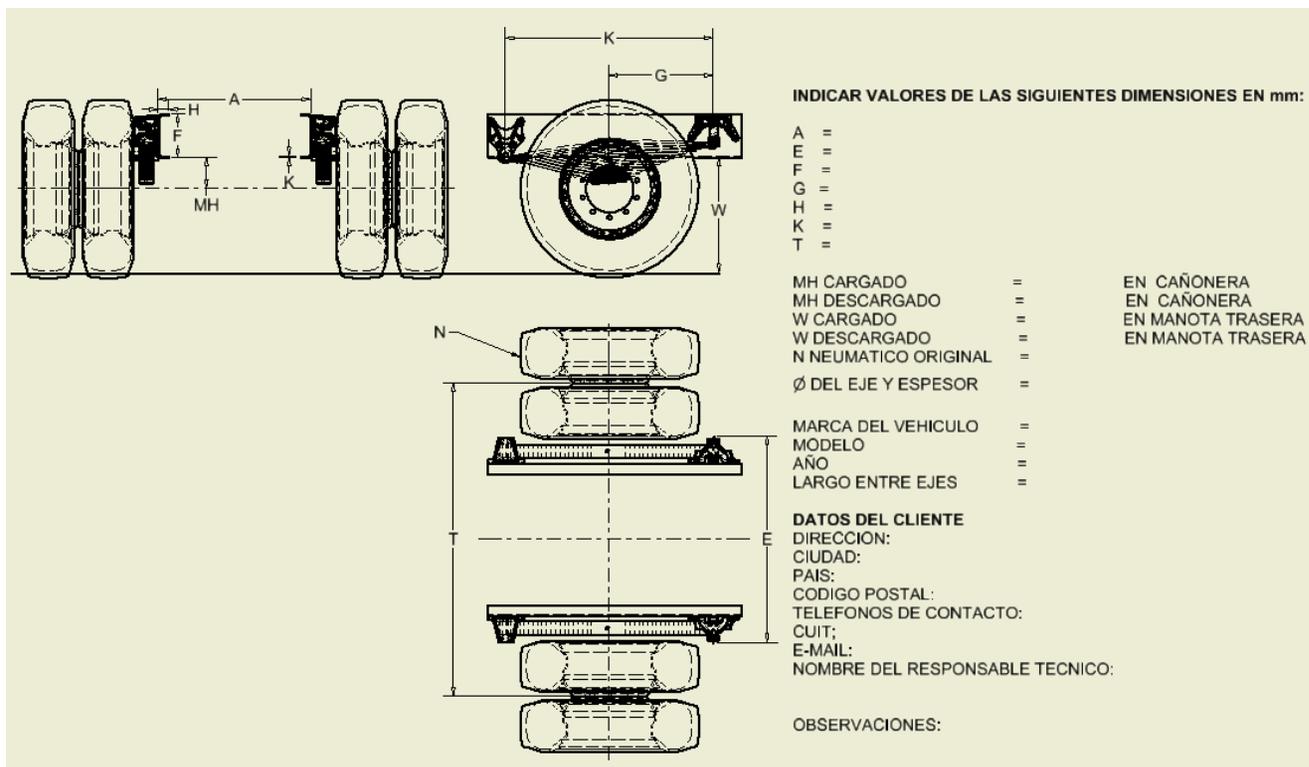
Por favor complete estos datos

CAPACIDAD DE CARGA:	A:	K:
RECORRIDO :	B:	M:
CONDICIÓN (CARGADO / DESCARGADO):	C:	P:
APLICACIÓN :	D:	T:
NUEMÁTICO TIPO:	F:	▼ (sin carga):
EXISTE PRODUCTO STD INDICAR NRO DE PLANO:	H:	▼ (con carga):

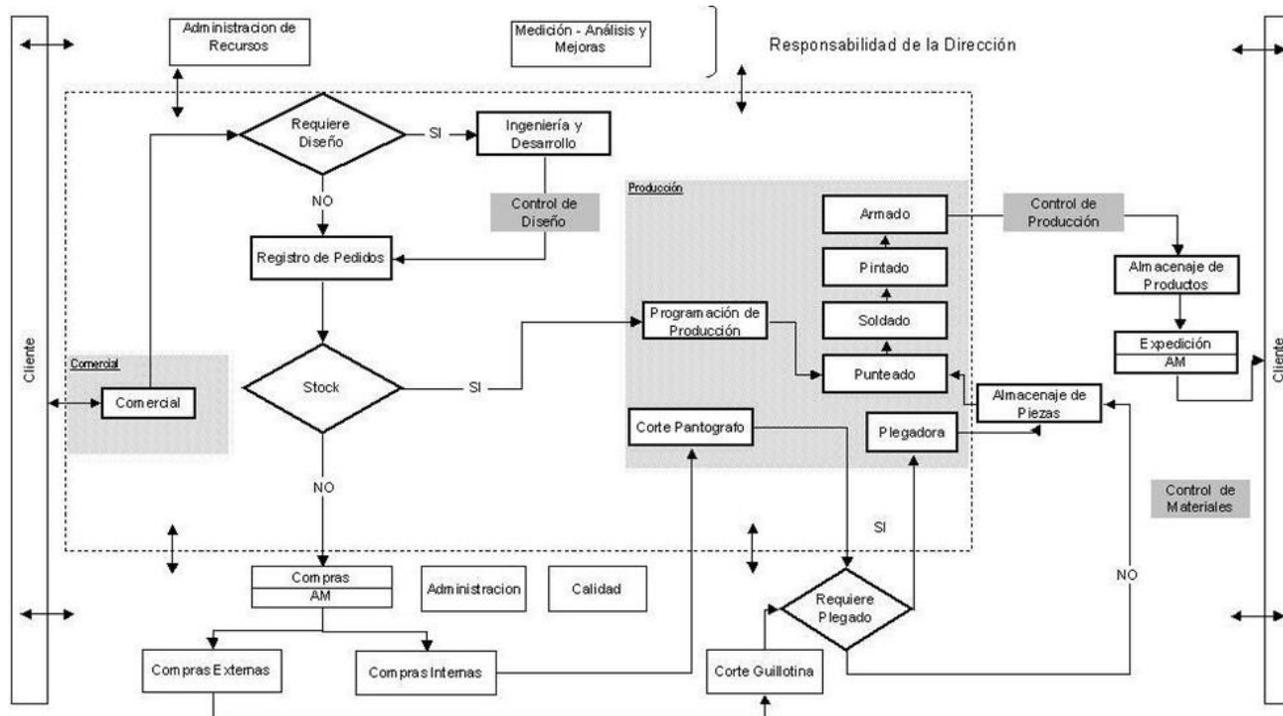
Firma del cliente

Cabe destacar que en el caso de clientes habituales y para vehículos iguales, esta solicitud es requerida una sola vez. Asimismo, dicha solicitud puede ser reemplazada por un intercambio de dibujos.

En el caso de un vehículo para instalación de un tercer eje, la información requerida es la siguiente;



Con estos datos se procede según el siguiente esquema (o similar):



7. INFLUENCIA ADICIONAL DE LA TORSION A LOS EJES

Torsión sobre el eje

Los esfuerzos de torsión del eje se registran en todas las suspensiones de brazo arrastrado, pero particularmente en las de brazo rígido, las de brazos flexibles dicha torsión, es mayormente absorbida por la ballesta. Esta torsión se origina cuando una de las ruedas sube o baja, y la otra permanece en la altura de montaje del sistema (Fig.11). Los ejes utilizados en el mundo tienen un diámetro exterior de 127; 133 y 146 mm, y pueden tener un espesor de 10; 16; 19 y 22 mm.

Procedimiento de soldadura del eje

Cuatro métodos pueden ser utilizados para soldar la suspensión al eje:

- Shield Metal Arc (Electrodos)
- Gas Metal Arc (Mig, alambre sólido)
- Gas Tugsten Arc (Tig)
- Flux Cored Arc (Alambre tubular)

La clasificación y especificación de la “American Welding Society” (AWS) para estos cuatro métodos, son mostradas en la Tabla 1.

TABLA 1		
SOLDADURA DE ACEROS AL CARBONO Y DE BAJA ALEACIÓN	AWS CLASIFICACION DE ELECTRODOS	AWS ESPECIFICACIONES
SHIELDED METAL ARC	E70XX	A5.1/A5.5
GAS METAL ARC	ER70S-X	A5.18
GAS TUNGSTEN ARC	ER70S-X	A5.18
FLUX CORED ARC	E70T-X	A5.20

Sea cual fuere el método usado debe desarrollar una soldadura con una tensión mínima de kg/cm^2 (70.000 PSI), se deben usar las indicaciones recomendadas por el fabricante del consumible (electrodo o alambre), respecto a los valores de tensión, corriente y método de soldadura para el diámetro que se utilizará, para que se pueda tener la mejor fusión y propiedades mecánicas. Si es utilizado el método “Shielded Metal Arc”, los electrodos deben estar limpios, secos y deben provenir de un stock que haya sido comprado y almacenado respetando las normas AWS sección 4.5.2 bajo hidrógeno (especificación de almacenaje de electrodos)

Preparación del eje

El área a soldar debe estar libre de grasa, suciedad, pintura, escoria y otros contaminantes. Nunca suelde cuando el eje está frío. El eje y el asiento del mismo se deben ubicar en posición plana u horizontal, y deben estar a una temperatura mínima de 15.6° Celsius (60° F) antes de comenzar el proceso de soldadura. La zona del área a soldar se debe pre-calentar según las indicaciones del fabricante del eje. Esto minimizará la posibilidad de formación de estructuras Martensíticas o pequeños trozos de estructuras metálicas en la línea de fusión, o la zona afectada por el calentamiento (si corresponde) que puede contribuir a una prematura falla de fatiga en servicio. En todo momento se debe priorizar las indicaciones del fabricante del eje. Todas las soldaduras y los soldadores deben estar certificados por AWS D1.1 Sección 5

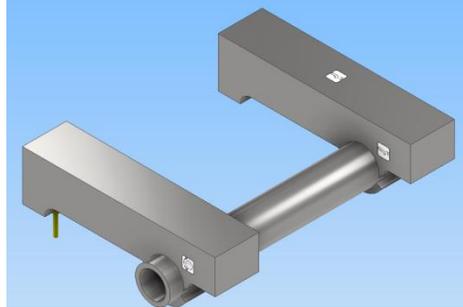


Fig. 23

Abordamos el cálculo con una suspensión de brazo rígido y un eje de 127 x 19 mm, considerando la Fig.11 con una carga de 100.000 N (10.197 kg), tenemos según el *Manual del Constructor de Máquinas (H. Dubbel de la Editorial Labor año 1969)* tomo 1 página 516 un módulo resistente de:

$$W = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a}$$

Adoptamos un tubo de 127 mm x 19 mm y tenemos:

$$W = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{12.7^4 - 8.9^4}{12.7} \text{ (cm}^3\text{)}$$

$$W = 0.1963 \times \frac{26014 - 6274}{12.7} \cong 305 \text{ cm}^3$$

Procedemos a calcular el momento torsor, que considerando la suspensión de la Fig. 1 es:

$$M_T = 46.6 \times 10797 = 500810 \text{ kgcm}$$

Tenemos:

$$k_t = \frac{500810}{305} = 1642 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ (Tensión máxima en la periferia)}$$

Considerando que el acero utilizado para estos tubos (generalmente SAE 1527 templado y revenido) tienen un límite elástico de 490 Mp (4997 kg/cm²), y tomando el valor más bajo, tenemos un coeficiente de seguridad de:

$$\gamma = \frac{4997}{1642} \cong 3$$

En la Fig.20 al realizar el cálculo por el **método de los elementos finitos** (MEF en español o FEM en inglés) se observa la zona sometida a torsión.

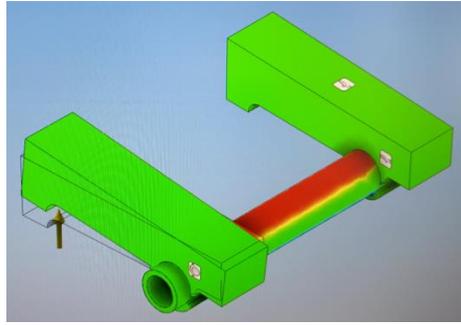


Fig. 24

9. LUGARES CON MAYOR SOLICITACIÓN DE UN SISTEMA SUSPENSION-EJE

Neumática De Brazo Arrastrado Rígido

Si consideramos lo tratado en el punto anterior se debe tener especial atención en la soldaduras realizadas sobre el eje, si observamos la Fig. 14; 15; 16; 17;18 y 19 se pueden ver los lugares críticos que se deben controlar.

En estos puntos (comienzo y final de las zonas soldadas) se debería verificar la ausencia de fisuras. Una forma práctica de realizarlo es utilizando tintas penetrantes que son simples de obtener en el mercado.

Es aconsejable realizar este procedimiento en todas las soldaduras que se realizan sobre los ejes. En las integradas (suspensiones en las que el eje es parte de la misma) se debería verificar el eje en las terminaciones de las camisas que lo abrazan (Fig.22; 23; 24; 25 y 26).

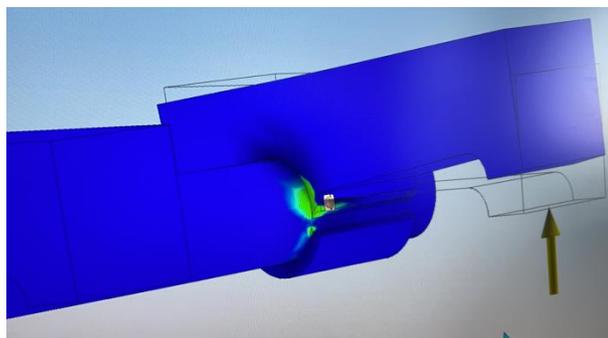


Fig. 25

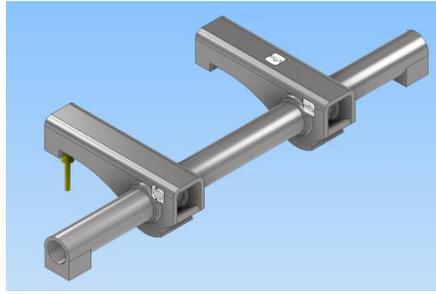


Fig. 26

Torsión, ver zonas rojas

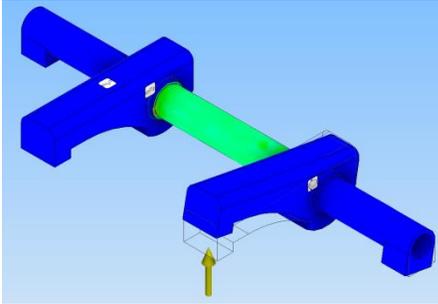


Fig.27

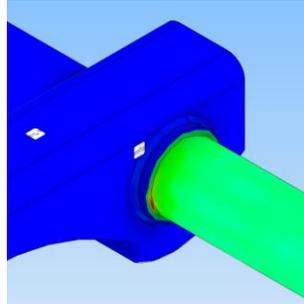


Fig.28

Flexión, ver zonas rojas

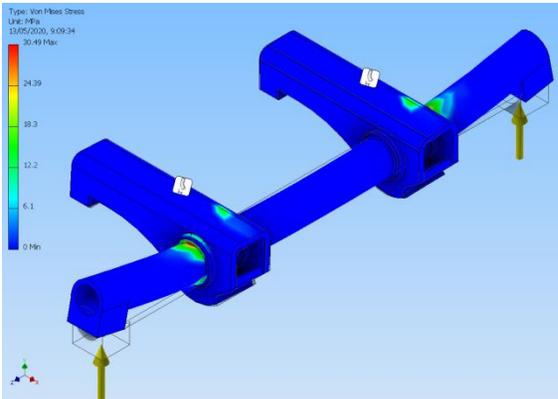


Fig.29

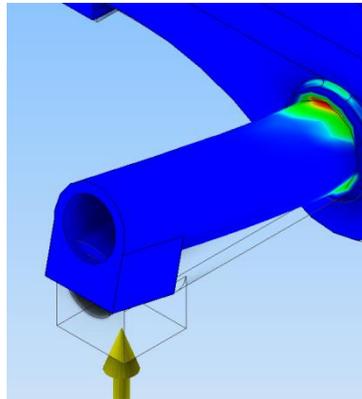


Fig. 30

