



ESPE

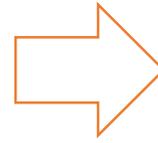
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DE UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4

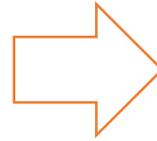
**QUISHPE SACANCELA ALEX DAVID
TOAPANTA PACA FRANKLIN STALIN**

LATACUNGA, NOVIEMBRE 2014

BLINDAJE



SISTEMA DE SUSPENSION



SISTEMA DE DIRECCION



SISTEMA DE FRENOS





ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

OBJETIVO GENERAL

Diseñar, seleccionar e implementar los sistema de suspensión, dirección y frenos para un vehículo blindado 4x4 maniobrable en terrenos poco accesibles para usarse en el ámbito militar, seguridad o de rescate.



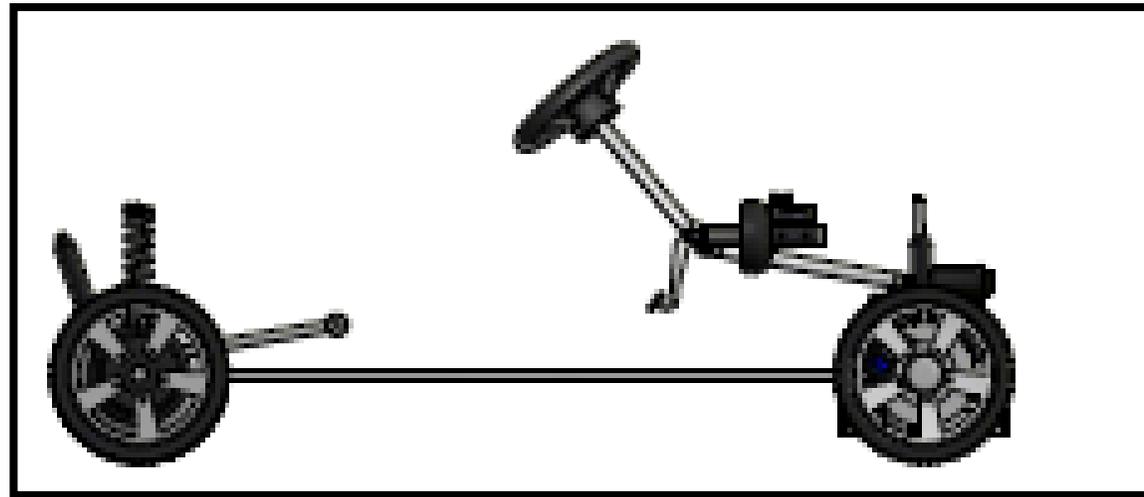
ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- **Proporcionar confort, seguridad y la fácil maniobrabilidad a los ocupantes del vehículo blindado 4x4.**
- **Utilizar software de ingeniería para el diseño y simulación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos.**

SISTEMA DE SUSPENSIÓN



SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El sistema de suspensión para el vehículo blindado 4x4 es un conjunto de dispositivos encargados de absorber los movimientos bruscos que producirán efectos indeseables en el vehículo, por efecto de las irregularidades del terreno proporcionando así una marcha estable y segura. A demás debe proporcionar confort a sus ocupantes.



SISTEMA DE SUSPENSIÓN



TIPOLOGÍA



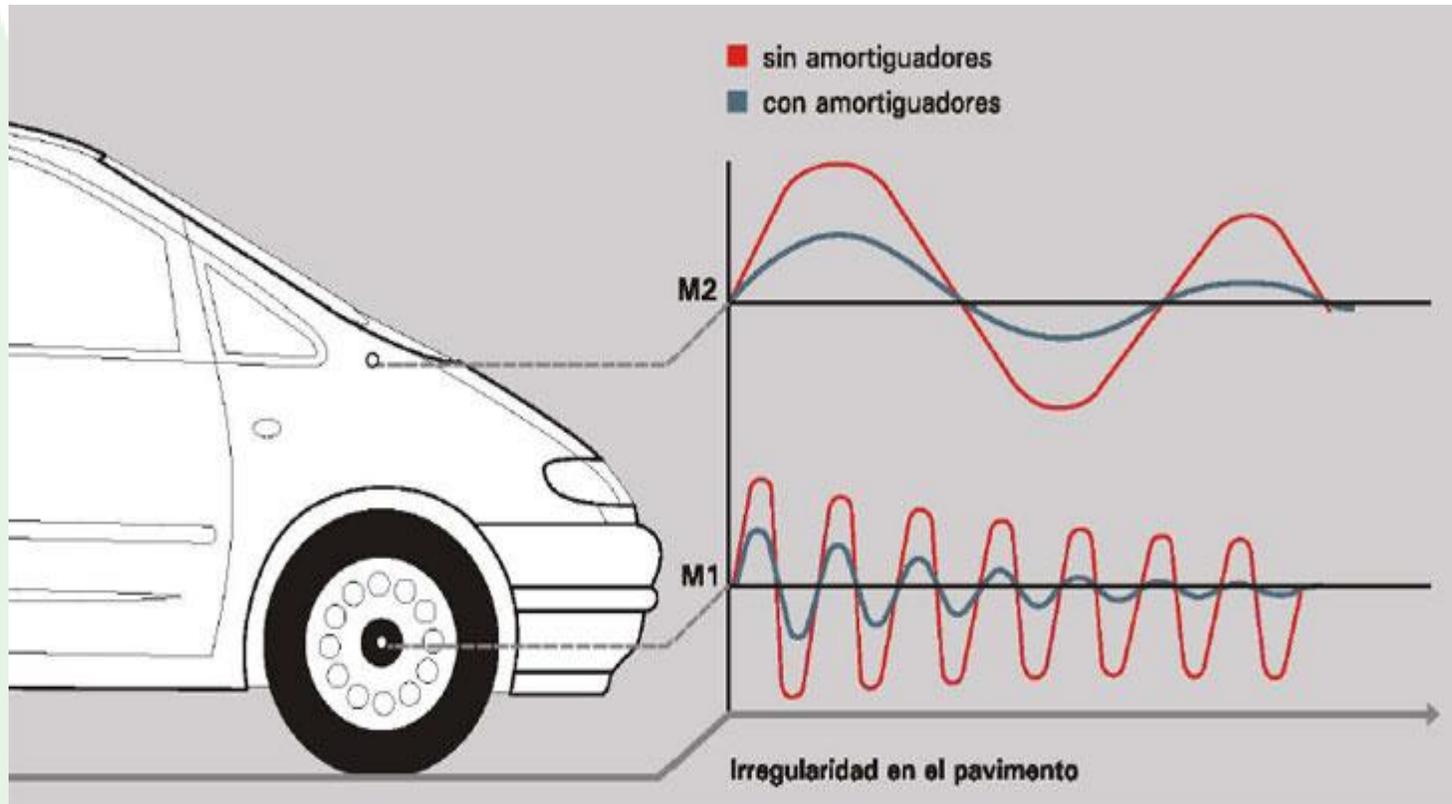
DEPENDIENTES



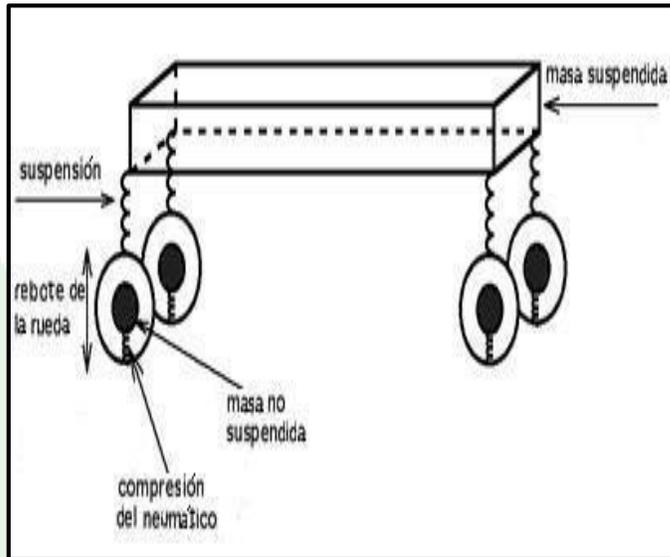
INDEPENDIENTES



OSCILACIONES



Masa no suspendida



Masa suspendida

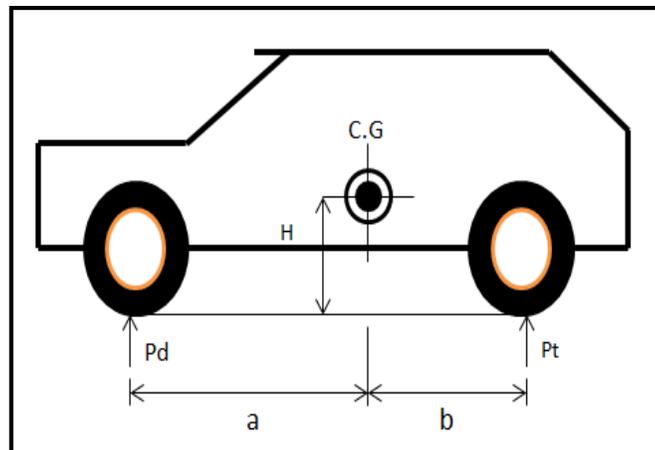
“Es la porción de masa total del vehículo que no está soportada por los resortes de la suspensión, es la que recibe todas las perturbaciones directas desde el asfalto, y la portadora de la energía que los amortiguadores deben disipar”

Es la restante porción de masa del vehículo, aquella que sí es soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo incluye la mayor parte de la masa”



Centro de masa o centro de gravedad

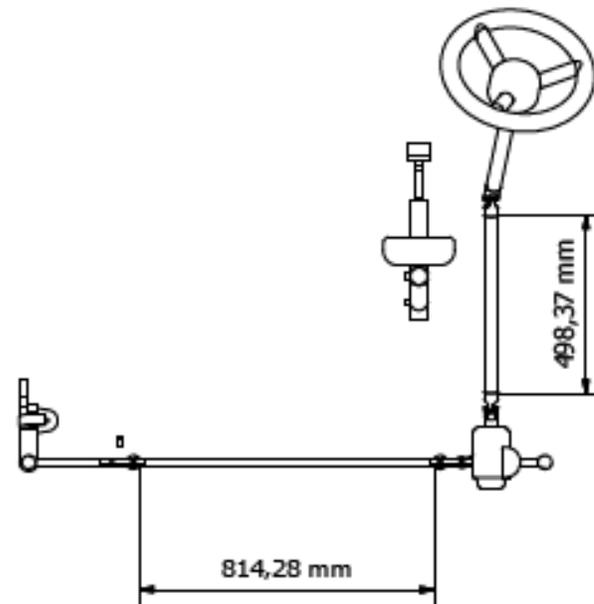
El Centro de Gravedad (CG) es el punto en el cual podríamos concentrar toda la masa del vehículo más piloto sin que cambiase el comportamiento dinámico del mismo. También puede definirse como aquel punto en el que se puede aplicar cualquier fuerza ejercida sobre el vehículo obteniendo el mismo efecto que en la realidad



SISTEMA DE DIRECCIÓN



La función principal del sistema es permitir un control direccional suficientemente preciso para realizar el trazado en las curvas y las maniobras tanto a alta como a baja velocidad, convirtiendo el movimiento de giro que el conductor da al volante en una desviación angular de las ruedas directrices.



SISTEMA DE DIRECCIÓN

Facilidad de conducción

Seguridad

Precisión

Suavidad

Estabilidad

Comodidad



Tipologías del sistema de dirección



Asistida



- Piñón cremallera
- Tornillo sin fin



Hidráulica



Electro-hidráulica

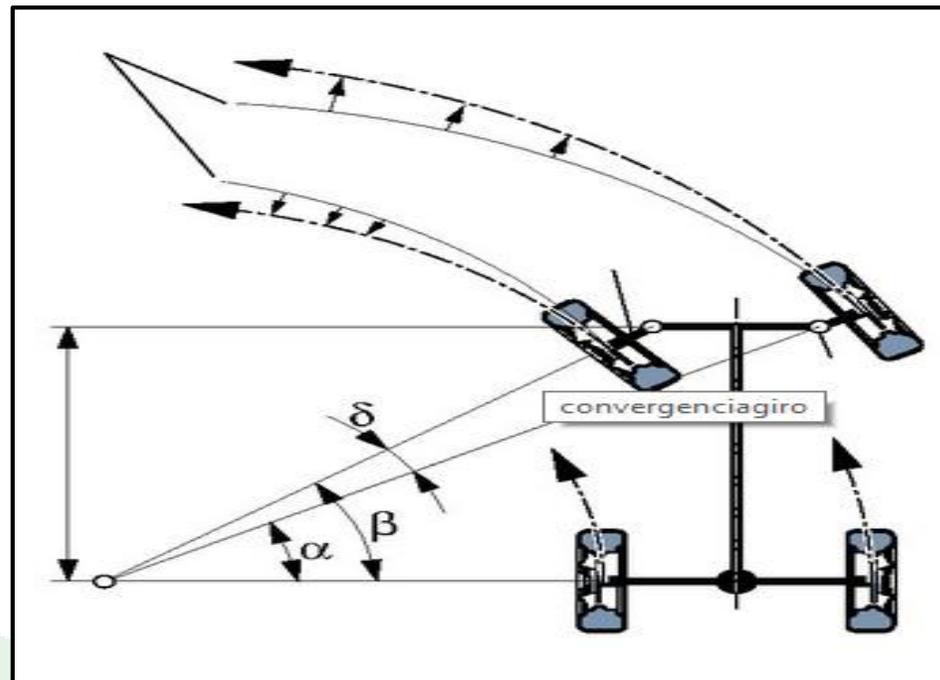


Eléctrica



Condición de Ackerman

La geometría de dirección de Ackerman es una disposición geométrica de los vínculos que intervienen en la dirección de un vehículo diseñado para resolver el problema de las ruedas en el interior y exterior de un ciclo necesario para trazar círculos de diferentes radios.

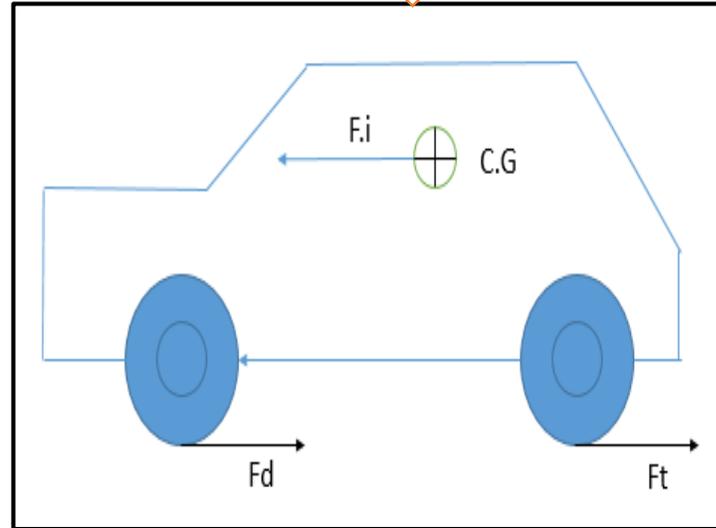


Sistema de frenos

La finalidad del sistema de freno es la conseguir desacelerar o detener la marcha del vehículo en las condiciones que determine el conductor, para de esta manera ser capaz de mantener la velocidad bajo control; para ello, la energía cinética que desarrolla el movimiento del vehículo tiene que ser absorbida, en su totalidad o en parte, por medio de rozamiento es decir transformarla en energía calorífica



Fuerzas generadas por frenado

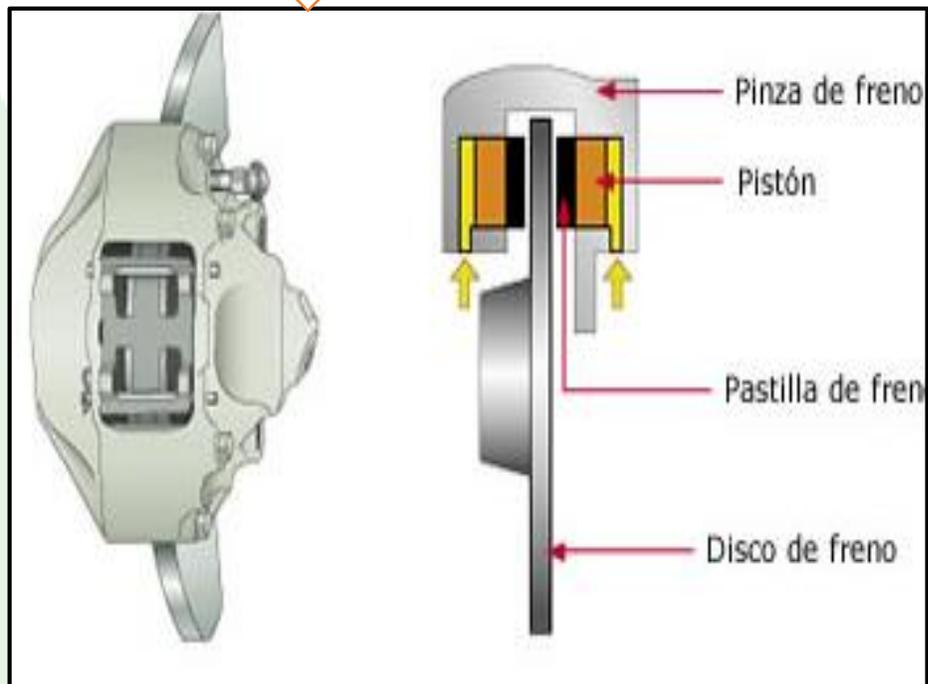


La inercia del vehículo al frenar genera una fuerza (F_i) que actúa sobre el centro de gravedad del vehículo y que al estar este punto situado, normalmente, a mayor altura que el eje de las ruedas, genera un par de cabeceo en el vehículo que modifica el reparto de cargas sobre los ejes.



Tipología del sistema de freno

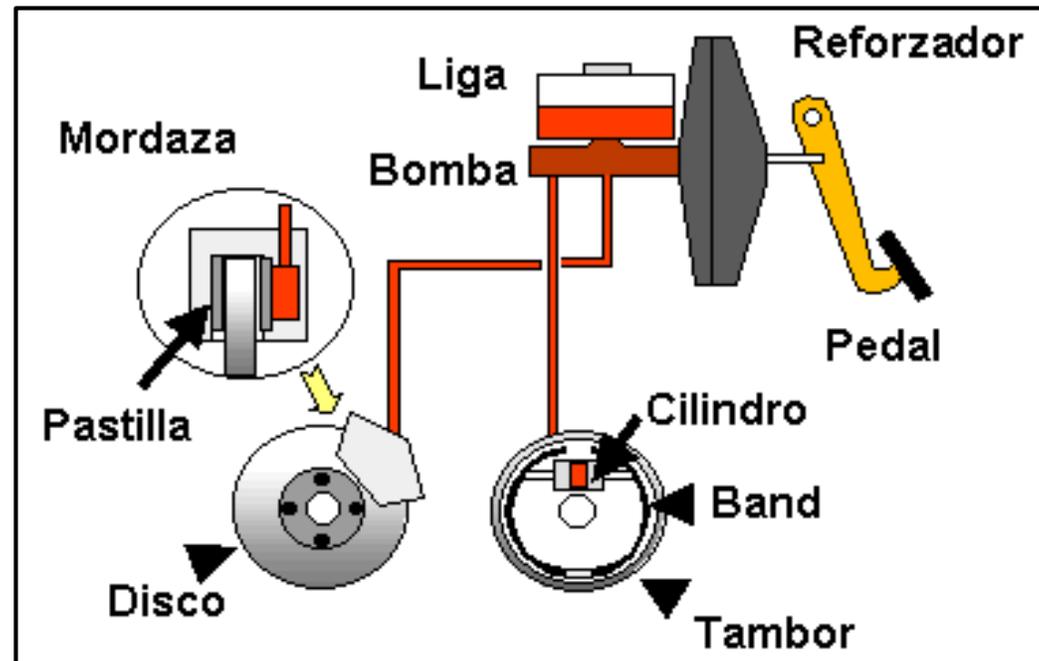
frenos de disco



frenos de tambor



Componentes del sistema de freno

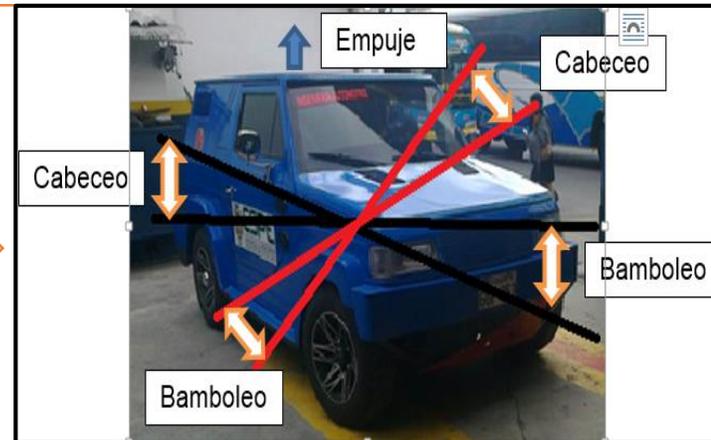


Parámetros de diseño de las suspensión

Cargas que soporta el vehículo blindado 4 x 4

Empuje: se produce al pasar por terreno ondulado
Cabeceo: debido a las frenadas bruscas
Bamboleo: se genera al tomar curvas a alta velocidad

Masa Total del Vehículo	1600 kg
Ancho de Vía	1.4 m
Batalla	2.2 m



Cargas vivas



Masa de Cargas Muertas	Masa (Kg)
Masa del vehículo	1325
Masa del tanque de combustible	45
Total	1370

$$m_{cm} = m_v + m_{tc}$$

$$F_{cm} = m_{cm} * g$$

$$F_{cm} = 1370 \text{ Kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{cm} = 13426 \text{ N}$$

$$F_t = F_{cm} + F_{cv}$$

$$F_t = 15682.3 \text{ N}$$

Cargas muertas



Masa de Cargas Vivas	Masa (Kg)
Masa de piloto	90
Masa del copiloto	90
Masa del baúl	50
Total	230

$$m_{cv} = m_p + m_c + m_b$$

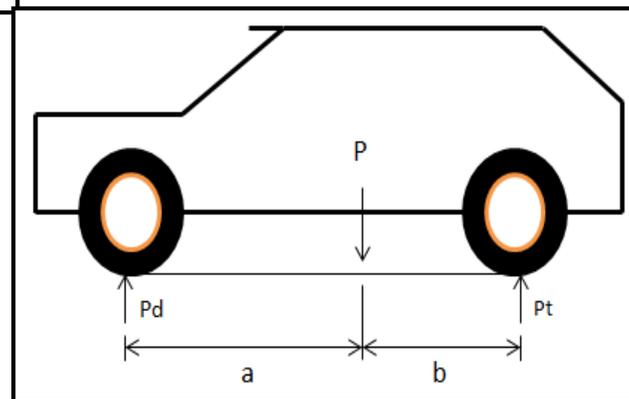
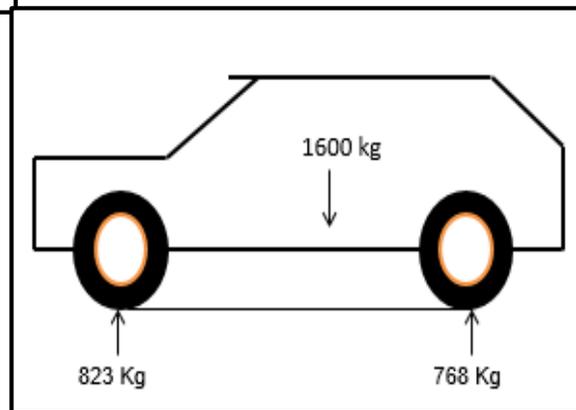
$$F_{cv} = m_{cv} * g$$

$$F_{cv} = 230 * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

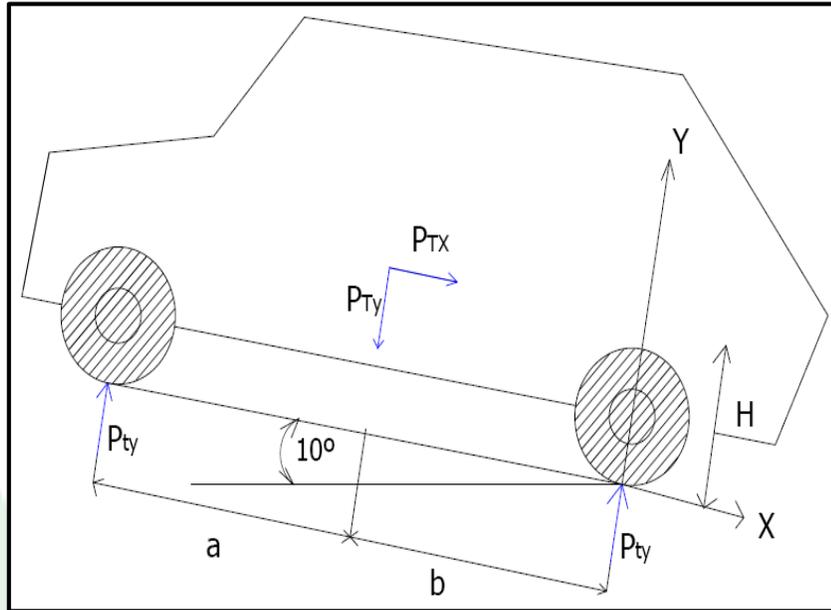
$$F_{cv} = 2256.3 \text{ N}$$



Distribución estática de pesos



Cálculo del centro de gravedad



$$m_d = 832 \text{ Kg}$$

$$m_t = 768 \text{ Kg}$$

$$m_d = m_T * \frac{b}{B}$$

$$m_t = m_T * \frac{a}{B}$$

$$a = 1,2 \text{ m}$$

$$b = 1,0 \text{ m}$$

$$B = a + b$$

$$m_T x = \sin(10^\circ) * m_T = 277,83 \text{ Kg}$$

$$P_{Tx} = m_T x * g = 2725,51 \text{ N}$$

$$m_T y = \cos(10^\circ) * m_T = 1575,69 \text{ Kg}$$

$$P_{Ty} = m_T y * g = 15457,51 \text{ N}$$

$$m_d y = \cos(10^\circ) * m_d = 819,36 \text{ Kg}$$

$$P_{dy} = m_d y * g = 8037,91 \text{ N}$$

$$m_t y = \cos(10^\circ) * m_t = 760,33 \text{ Kg}$$

$$P_{ty} = m_t y * g = 7451,21 \text{ N}$$

$$144,47 + 133,36 - 277,83 = 0$$

$$+\curvearrowright \sum Fy = 0$$

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

$$\downarrow + \sum Mo = 0$$

$$(-P_{dy} * B) + (P_{Ty} * b) - (P_{Tx} * H) = 0$$

$$H = 800 \text{ mm}$$



Velocidad de vuelco

$$v = \sqrt{g * R * \frac{\frac{S}{2H} + \tan \zeta}{1 - \frac{S}{2H} * \tan \zeta}}$$

S = Ancho entre ruedas o vía (m)

H : Altura del centro de Gravedad de la Masa Suspendida(m)

g = Gravedad (m/s^2)

ζ = Peralte(grados)

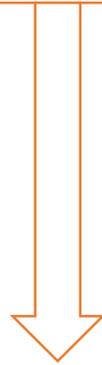
R = Radio de Curvatuda(m)

Vv = Velocidad de vuelco

$$Vv = \sqrt{9.81 * 8 * \frac{\frac{1.6}{2 * 0.80} + \tan 7^\circ}{1 - \frac{1.40}{2 * 0.80} * \tan 7^\circ}}$$
$$Vv = 9,89 \frac{m}{s}$$
$$Vv = 35,60 \frac{Km}{h}$$



Transferencia longitudinal de carga por frenado



$$TLoCf = a * m_T * \frac{H}{B}$$

$$TLoCf = 0.8g * 1600 * \frac{0.80}{2.200}$$
$$TLoCf = 1024 N$$

Transferencia de carga en aceleración brusca



$$a_{m\acute{a}x} = g$$

$$a_{m\acute{a}x} = 9,81$$

$$a_{m\acute{a}x} = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$W_a = \frac{a_{m\acute{a}x} * m_T * H}{B}$$

$$W_a = \frac{9,81 * 1600 * 0,8}{2,2}$$

$$W_a = 6278,4 N$$



Selección del sistema de suspensión

Alternativa 1

Suspensión McPherson brazo triangular

En la práctica, este diseño de eje es notable por los elevados niveles de confort de marcha y la excelente seguridad que proporciona en el momento de conducir. Las ventajas del eje McPherson son una menor masa no suspendida, una amplia base de apoyo, fuerzas reducidas y un diseño más compacto.



Análisis de alternativas

Criterio económico

Se debe orientar a un sistema estable de suspensión, de un costo admitido que tenga la posibilidad de adquirirla y sea capaz de montarla de acuerdo a la necesidad del vehículo blindado 4x4.

Criterio técnico

Ergonomía: En el vehículo blindado 4x4 se busca obtener un balanceo, estabilidad, confort, tolerables que no ocupe mucho espacio y sobre todo un buen sistema de suspensión que sea capaz de proporcionar al conductor como a los ocupantes comodidad al momento de conducir ya que la masa total del vehículo blindado es de 1600 Kg.

Peso: En este punto es muy importante acotar que se debe tomar en cuenta la masa que tiene todo el sistema de suspensión y ver la robustez del sistema.



Evaluación de alternativas



Las alternativas planteadas serán sometidas a una evaluación en base a los criterios técnicos y económicos. Existen diferentes puntos de comparación, donde a cada propuesta se le asignara un valor entre (1 a 5), dependiendo de cómo satisfaga la propuesta al punto en mención, siendo 1 malo y 5 excelente. A los puntos de comparación también se les asignara un peso de (1 a 3), dependiendo de cuanta trascendencia tengan con el desarrollo del proyecto, este peso será denominado como el factor de importancia siendo 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.



Evaluación Económica

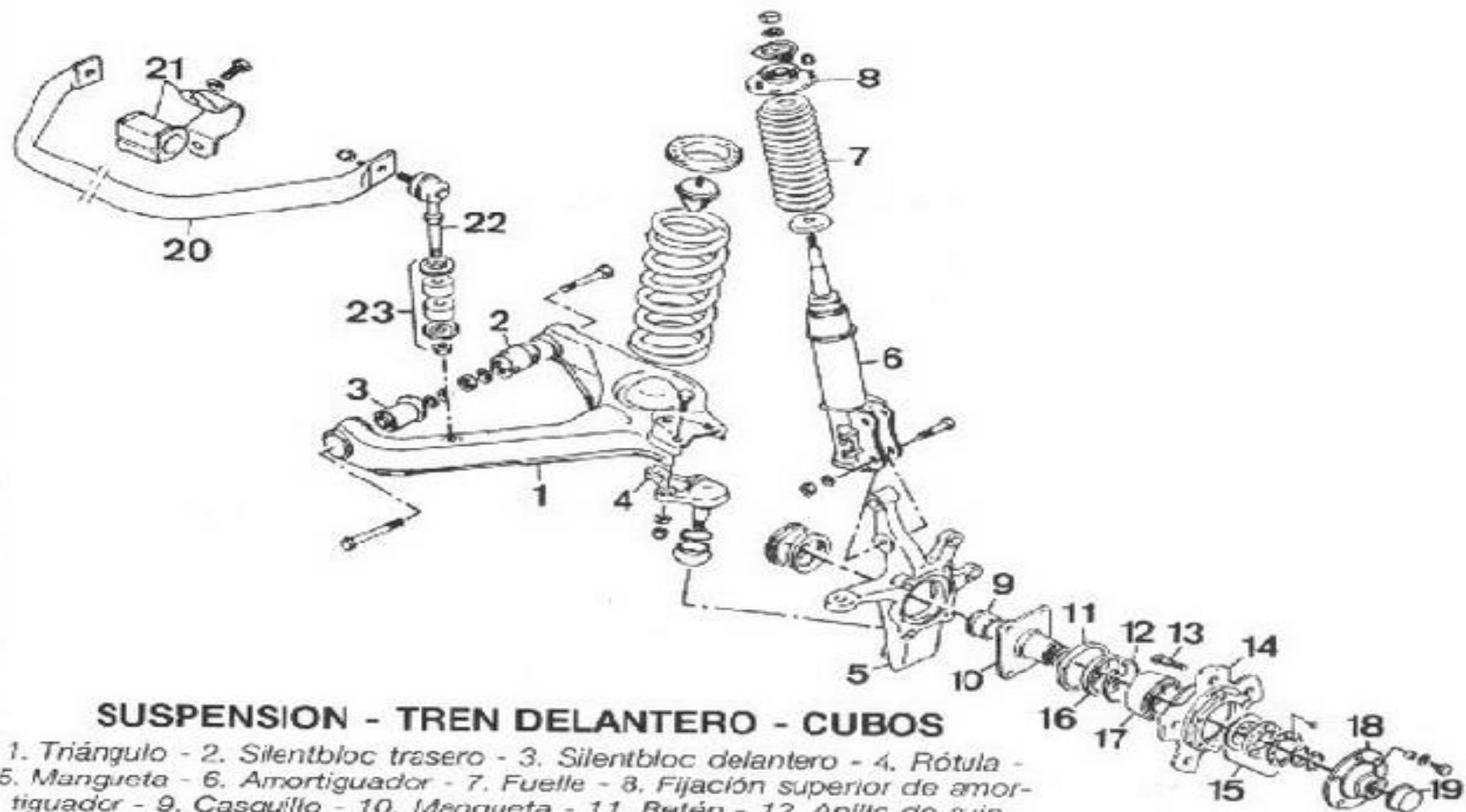
	Puntos de Evaluación	Factor de Importancia .(fi)	Alternativa 1	Alternativa 2	Puntaje Ideal
1	Materiales	3	4	3	5
2	Fuentes de Energía	2	4	3	5
3	Costos de Adaptación	3	4	3	5
4	Mantenimiento	3	5	4	5
$Total = \sum (fi * pi)$			47	39	55
Coeficiente Económico=P total/P ideal			85,45%	70,90%	100%



Evaluación Técnica

	Puntos de Evaluación	Factor de Importancia (f_i)	Alternativa 1	Alternativa 2	Puntaje Ideal
1	Estabilidad	3	5	4	5
2	Seguridad	3	5	4	5
3	Confort	2	4	4	5
4	Movimientos indeseables	3	4	4	5
5	Peso	3	4	3	5
6	Espacio	2	5	3	5
$Total = \sum (f_i * p_i)$			82	67	90
Coeficiente económico=P total/P ideal			91,11%	74,44%	100%





SUSPENSION - TREN DELANTERO - CUBOS

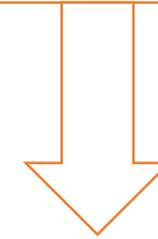
1. Triángulo - 2. Silentbloc trasero - 3. Silentbloc delantero - 4. Rótula - 5. Mangueta - 6. Amortiguador - 7. Fuelle - 8. Fijación superior de amortiguador - 9. Casquillo - 10. Mangueta - 11. Retén - 12. Anillo de sujeción - 13. Espárrago - 14. Cubo - 15. Arandelas - 16. Retén - 17. Rodamiento - 18. Arrastre - 19. Tapón - 20. Barra estabilizadora - 21. Cojinete - 22. Bieleta - 23. Silentbloc.

Sistema de suspensión dependiente con brazo longitudinal inferior y resorte.



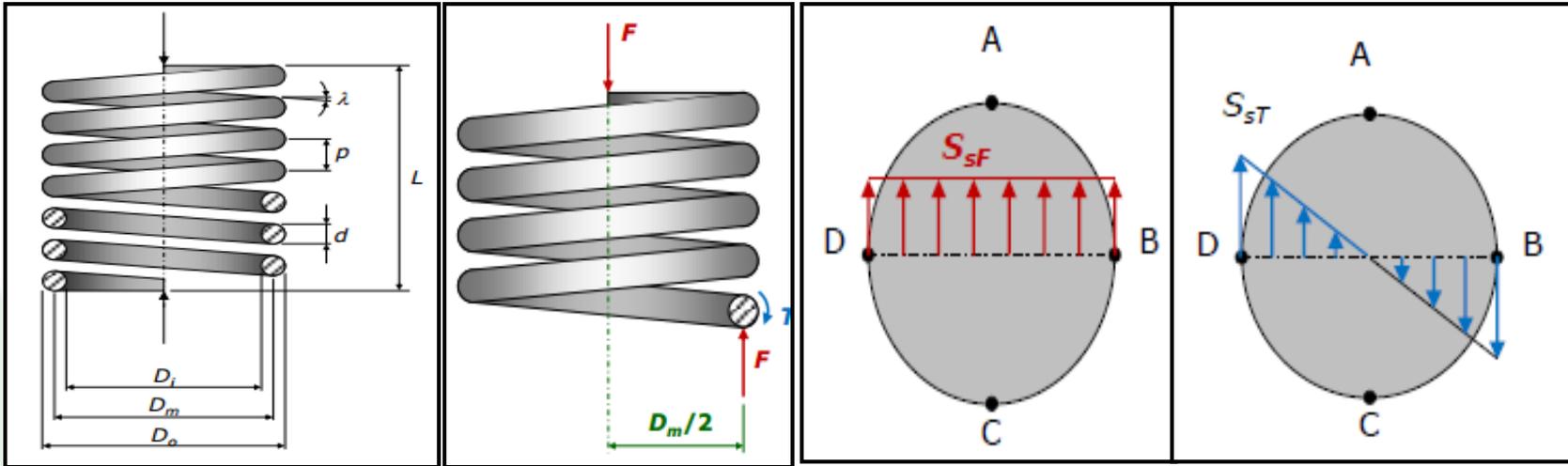
		Puntaje (pi)			
Puntos de Evaluación	Factor de Importancia (fi)	Alternativa 1	Alternativa 2	Puntaje Ideal	
1	Materiales	3	5	3	5
2	Fuentes de Energía	2	4	3	5
3	Costos de Adaptación	3	3	3	5
4	Mantenimiento	3	5	4	5
Total = $\sum (fi * pi)$		47	39	55	
Coficiente Económico=P total/P ideal		85,45%	70,90%	100%	

Sistema de suspensión dependiente ballestas



Puntos de Evaluación	Factor de Importancia (fi)	Alternativa 1	Alternativa 2	Puntaje ideal	
1	Estabilidad	3	5	4	5
2	Seguridad	3	5	4	5
3	Confort	2	4	4	5
4	Movimientos indeseables	3	4	4	5
5	Peso	3	4	3	5
6	Espacio	2	5	3	5
Total = $\sum (fi * pi)$		82	67	90	
Coficiente Económico=P total/P ideal		91,11%	74,44%	100%	

Resorte helicoidal



$T = \text{Torsión (N.m)}$

$F = \text{Fuerza Cortante (N)}$

$D_m = 99,80 \text{ mm}$

$d = 14,2 \text{ mm}$

$L_T = 2554,88 \text{ mm}$

$S_sF = \text{Distribución de Esfuerzos Cortantes Producida por una Fuerza}$

$S_sT = \text{Esfuerzos Cortantes Producido Por un Par de Torsión}$

$$F = m_d * a$$

$$F = 832 * 9,81 \left(\text{Kg} * \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$F = 8161,92 \text{ N}$$

$$T = \frac{F * D_m}{2}$$

$$T = \frac{8161,91 * 0,0988}{2} \text{ (N * m)}$$

$$T = 403,19 \text{ N * m}$$

$$A = p * L$$

$$p = \pi * d$$

$$p = \pi * 0,0142 \text{ m}$$

$$p = 0,044 \text{ m}$$

$$S_sF = \frac{F}{A}$$

$$S_sF = \frac{8161,92}{0,112} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

$$S_sF = 0,72 \text{ Mpa}$$

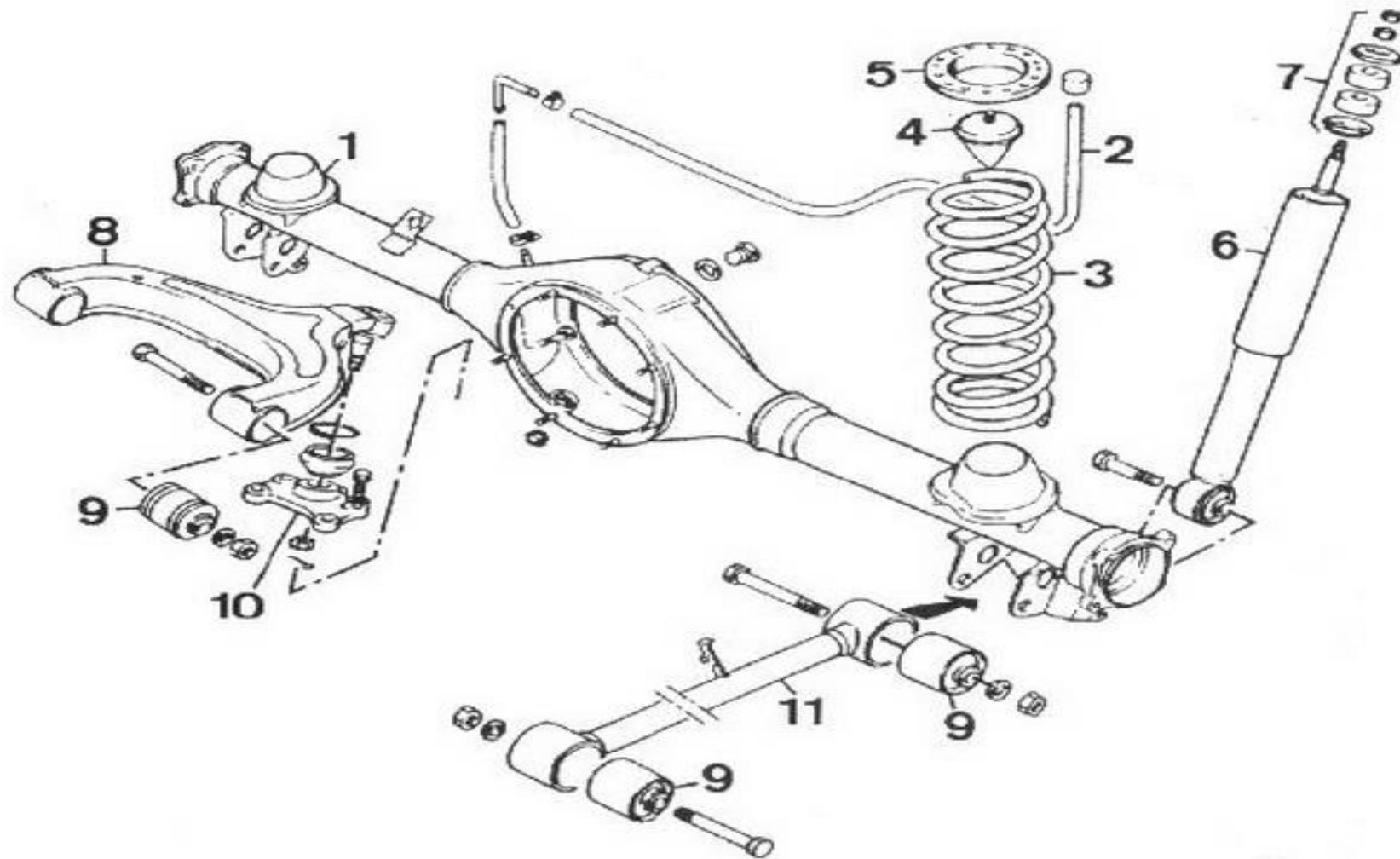
$$S_sT = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$S_sT = 717,15 \text{ Mpa}$$



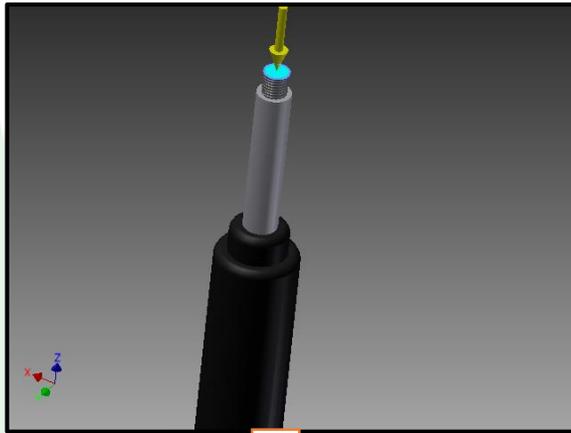
SUSPENSION - TREN TRASERO - CUBOS

1. Puente - 2. Respiradero - 3. Muelle - 4. Tope - 5. Copela - 6. Amortiguador - 7. Topes elásticos - 8. Triángulo - 9. Silentbloc - 10. Rótula central - 11. Tirante longitudinal.

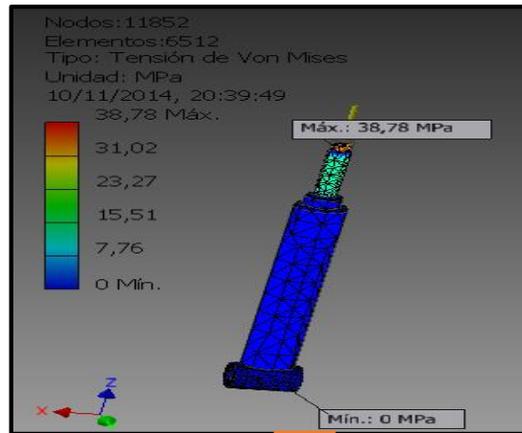


Simulación en Autodesk Inventor

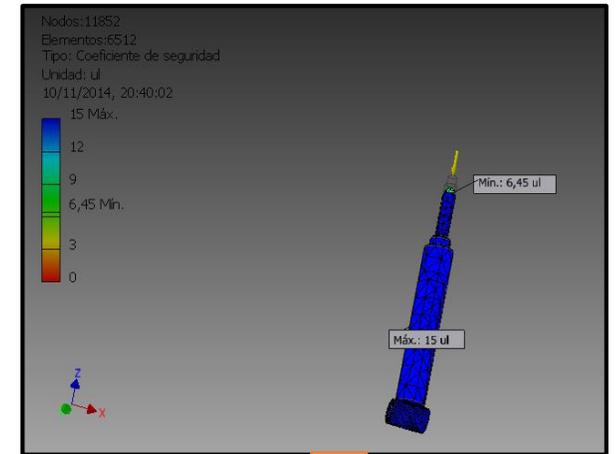
Análisis del amortiguador



Se aplicara una fuerza de 1224,28 N para la simulación

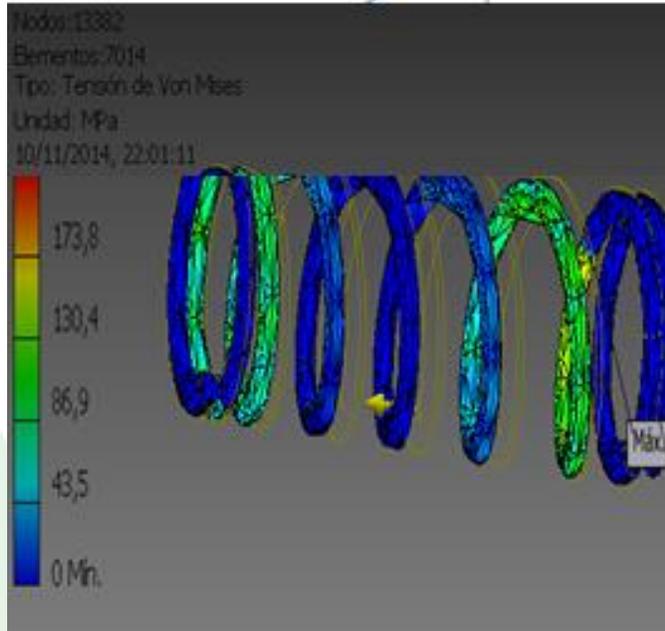


El valor de tensión de Von Mises es 38,78 MPa y el material utilizado es Acero ASTM A-500 redonda grado B seleccionado.



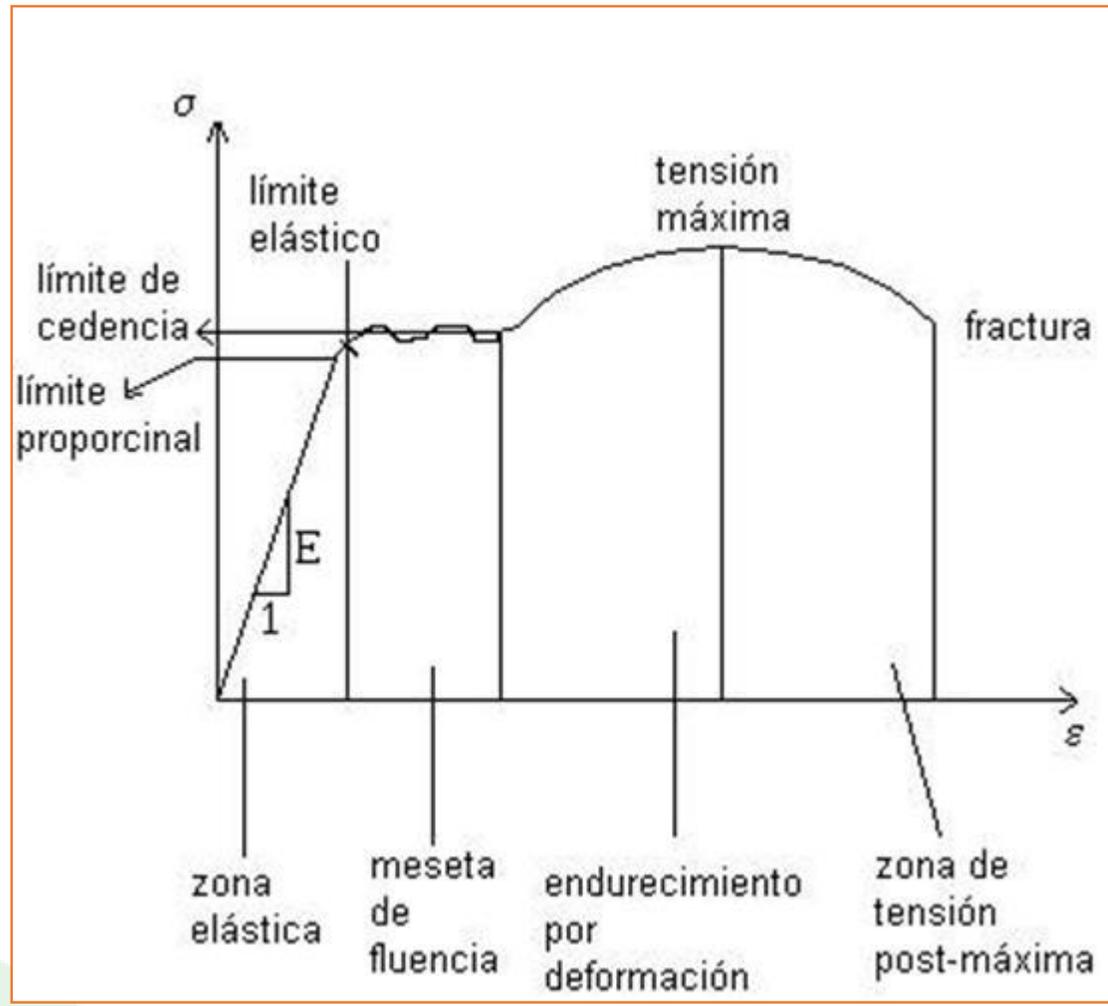
$$\sigma_{V:M} = \frac{S_y}{N}$$
$$S_y = \sigma_{V:M} * N$$
$$S_y = 38,78 * 6,45$$
$$S_y = 250,13 \text{ Mpa}$$

Diseño del sistema de suspensión



	Unidad
$F=4080,96$	N
$\sigma_{VM}=173,8$	MPa
$N=6$	S/U

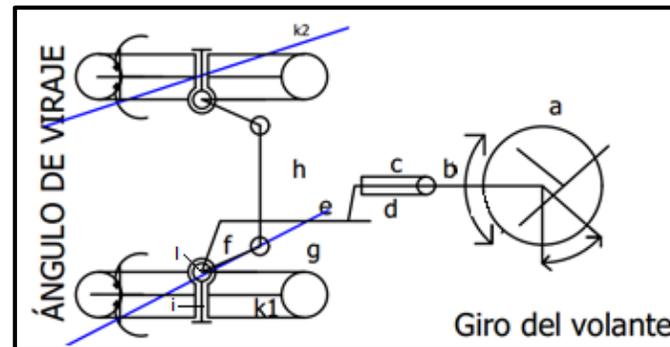
$$\sigma_{VM} = \frac{S_y}{N}$$
$$S_y = \sigma_{VM} * N$$
$$S_y = 173,8 * 6,3$$
$$S_y = 1094,94 \text{ Mpa}$$



PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA DIRECCIÓN

Relación de transmisión de entre volante y rueda

Desmultiplicación del giro del volante de dirección para que el conductor pueda direccionar las ruedas



$$i_d = \frac{\beta}{\alpha}$$

i_d = Relación de transmisión entre volante y rueda

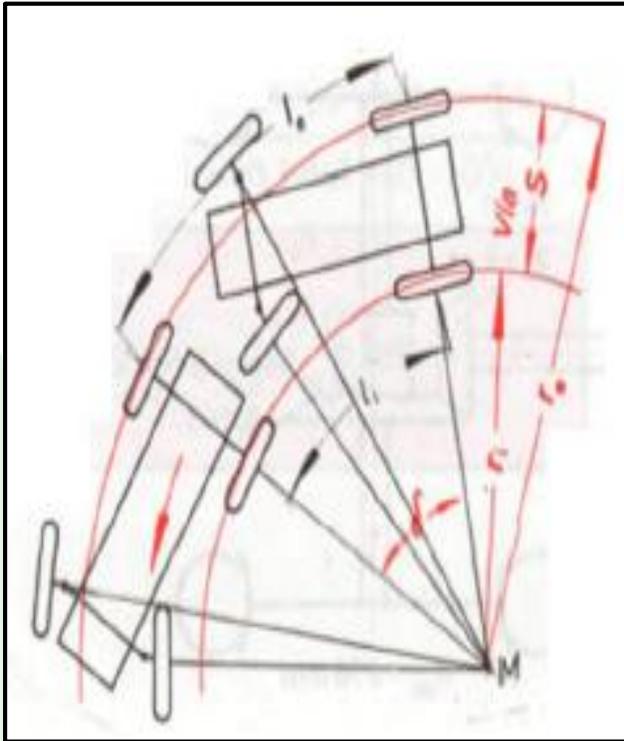
β = Ángulo de giro del volante (°)

α = Ángulo de viraje de las ruedas delanteras (°)

Nota: La relación de transmisión es 18,5:1 es un dato basado en especificaciones técnicas de la caja de dirección del vitara 3 puertas.



Recorrido de las ruedas en curvas



$$l_e = \frac{r_e * \pi * \delta}{180^\circ} \quad l_e = 8,38 \text{ m}$$

$$r_i = r_e - S$$

$$l_i = \frac{r_i * \pi * \delta}{180^\circ} \quad l_i = 6.91 \text{ m}$$

r_e = Radio de las trayectoria de las ruedas exteriores (m).

S = Ancho entre ruedas o vía (m).

l_e = Longitud recorrida por las ruedas exteriores (m).

δ = Ángulo del arco recorrido ($^\circ$).

β = Ángulo de giro del volante ($^\circ$).

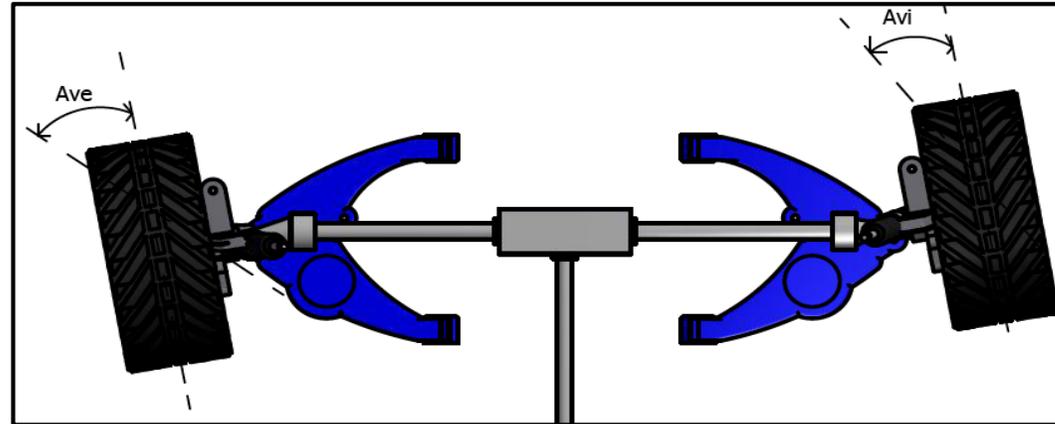
α = Ángulo de viraje de las ruedas delanteras ($^\circ$).



Ángulo de guiado

Solamente en el caso de una dirección paralela se cumplirá que los ángulos de guiado son iguales, en el vehículos 4x4 que incorpora una geometría basada en la condición de Ackermann, aunque algo modificado, se verifica que el ángulo interior sea mayor que el exterior.

Radio mínimo de giro en los vehículos es el doble de la batalla.



$$R = 2B = 4,4 \text{ m}$$

$R =$ Radio de giro mínimo (m)
 $B =$ Batalla o distancia entre ejes(m)

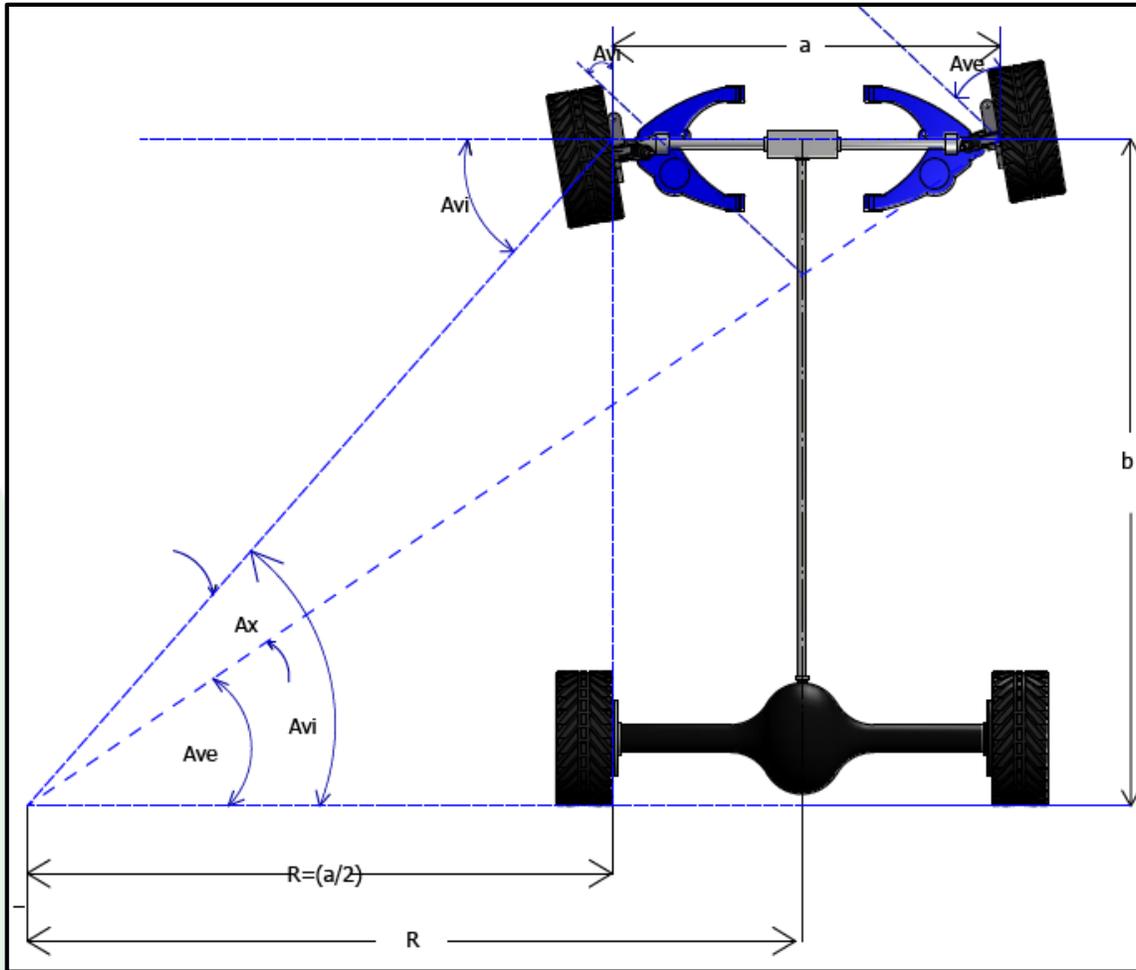
$$\tan(Avi) = \frac{2B}{4B - S}$$

$$Avi = 30,74^\circ$$

$$\tan(Ave) = \frac{2B}{4B + S}$$

$$Ave = 23.33^\circ$$





Los ángulos de guiados pueden ser modificados.

En el diseño del sistema de dirección tan importante como conocer los ángulos de guiado teóricos es evaluar o controlar como varia en función de las acciones dinámicas y como afecta esta variación al control y estabilidad direccional.



SELECCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Maniobrabilidad, Seguridad.

Alternativa 1: Dirección de cremallera

Alternativa 2: Caja de dirección de bolas recirculantes

Análisis de alternativas

Criterio económico

Criterio técnico

Puntos de comparación, donde a cada propuesta se le asignara un valor entre (1 a 5), dependiendo de cómo satisfaga siendo 1 malo y 5 excelente. A los puntos de comparación también se les asignara un peso de (1 a 3), dependiendo de cuanta trascendencia tengan con el desarrollo del proyecto, será denominado como el factor de importancia siendo 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

		Puntaje (pi)		
Puntos de Evaluación	Factor de Importancia (fi)	Alternativa 1	Alternativa 2	Puntaje Ideal
1	Rigidez	3	4	5
2	Ergonomía	3	5	5
3	Distancia Total	2	4	4
4	Altura	3	3	4
5	Peso	3	4	4
6	Salida del Ocupante	3	5	5
7	Apariencia	2	4	4
8	Espacio	2	4	5
$Total = \sum (f_i * p_i)$		87	95	103
Coeficiente Económico=P total/P ideal		84,46%	92,23 %	100%



DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Para obtener un comportamiento dinámico óptimo del vehículo blindado 4x4 los ángulos de deriva de los diferentes neumáticos deben ser lo menores posible, con ello se pretende que la capacidad de general fuerza de adherencia en los contactos ruedas-cazada no se consuma de forma innecesaria.

Geometría de dirección de Ackermann, al utilizar esta condición en el vehículo blindado 4x4, u otros vehículos expuestos a aceleraciones laterales bajas, es seguro que todas las ruedas giren libremente porque las ruedas son direccionadas para tomar un centro de curvatura común.

Para el análisis inciden factores: La suspensión, dirección, neumáticos, y como de su entorno: peralte, superficie de rodadura, efectos aerodinámicos.

Los ángulos de deriva pueden adquirir valores distintos de cero siempre y cuando actúe una fuerza lateral sobre el vehículo la cual es compensada mediante fuerzas de adherencia entre el neumático y la calzada.

Evaluación del comportamiento direccional



Cálculo de la fuerza necesaria para direccionar las ruedas del vehículo y así elegir la dirección apropiada.
 400 N fuerza que aplica el conductor sin ningún esfuerzo.

$$F_R = \text{Fuerza de la rueda (N)}$$

$$F_V = \text{Fuerza ejercida por el conductor (N)}$$

$$i_d = \text{Relación de transmisión}$$

$$F_R = F_V * i_d$$

$$F_R = 7400 \text{ N}$$

Calculamos si la fuerza de 7400 N es necesaria para poder direccionar las ruedas.

$$\Sigma F = F_R * F_f$$

$$F_f = N * \mu_s$$

$$N = m_d * g$$

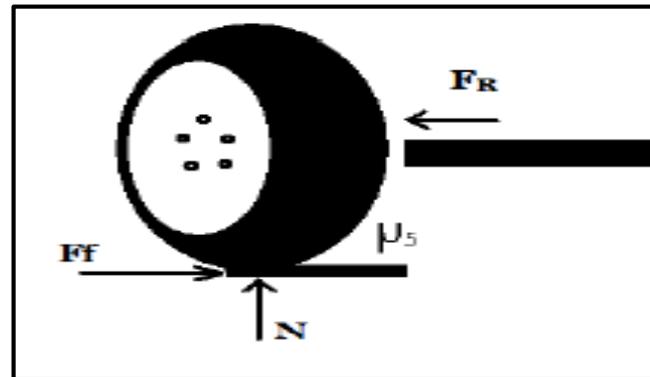
$$N = 8161,92 \text{ N}$$

$$F_f = 6529,53 \text{ N}$$

$$F_R = \text{Fuerza en la rueda (N)}$$

$$N = \text{Peso que actua en el neumático (N)}$$

$$\mu_s = \text{Coeficiente de rozamiento neumático – pavimento}$$



$$\leftarrow +\Sigma F = 7400 \text{ N} - 6529,53 \text{ N}$$

$$\Sigma F = 870,46 \text{ N}$$

Resultando la sumatoria de fuerzas positiva o mayor que la fuerza F_f que es la que ofrece resistencia al movimiento, entonces se dice que la rueda podrá moverse sin que el conductor realice un esfuerzo extra a lo normal.



Geometría del sistema de dirección

Ángulo de convergencia

El ángulo de convergencia sirve para contrarrestar la deformación producida en la suspensión cuando el vehículo está en movimiento.

$$\gamma = \text{Ángulo de convergencia}$$

$$Ave = \text{Ángulo de viraje exterior } (^\circ)$$

$$Avi = \text{Ángulo de viraje interior } (^\circ)$$

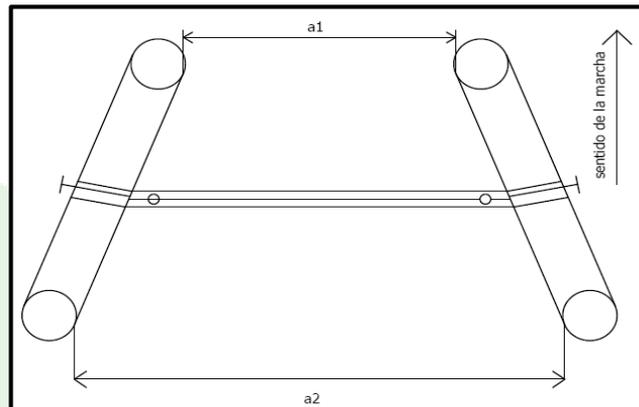
$$\gamma = Avi - Ave$$

$$\gamma = 30,74^\circ - 23,33^\circ$$

$$\gamma = 7,4^\circ$$

Convergencia

La convergencia o paralelismo de las ruedas delanteras es la posición que ocupan las dos ruedas con respecto al eje longitudinal del vehículo.



$$c = a_2 - a_1$$

$$c = 1195 \text{ mm} - 1193 \text{ mm}$$

$$c = 2 \text{ mm}$$

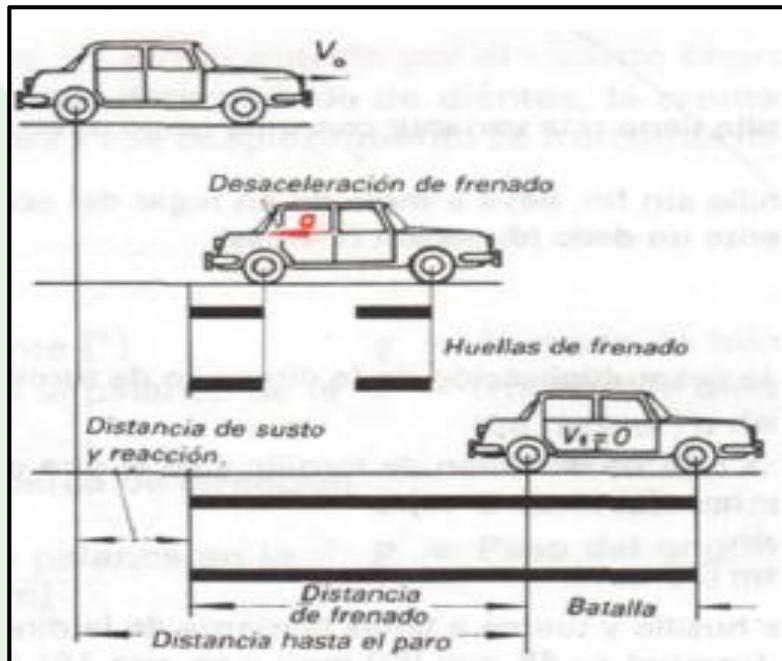


PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

Desaceleración Es la reducción a de la velocidad por unidad de tiempo por efecto de la aplicación de los frenos.

Tiempo de frenado Es el intervalo t de tiempo durante el cual están actuando los frenos.

Distancia de frenado La distancia de frenado se define como la longitud necesaria para detener un vehículo desde que se aplican los frenos hasta que se detiene completamente.



Distancia hasta el paro

- El tiempo que demora en reaccionar el conductor (fracción de segundos) que se denomina tiempo de susto.
- El tiempo de reacción de los frenos desde que se aplican hasta que ejercen toda su acción.

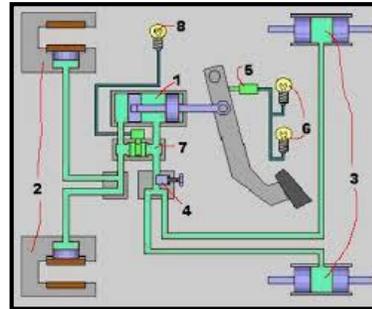


SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DEL SISTEMA DE FRENOS

Alternativa 1: Sistema de freno hidráulico asistido



Alternativa 2: Sistema de freno neumático



Análisis de alternativas

Criterio económico

Criterio técnico



DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

Distribución de pesos del vehículo

Conocido el valor de la masa correspondiente a cada eje se puede calcular el porcentaje de pesos distribuidos para cada uno de los ejes en condiciones estáticas de la siguiente forma.

$$\text{Distribución } m_d = \frac{m_d}{m_T} * 100 \qquad \text{Distribución } m_t = \frac{m_t}{m_T} * 100$$

$$\text{Distribución } m_d = \frac{832}{1600} * 100 \qquad \text{Distribución } m_t = \frac{768}{1600} * 100$$

$$\text{Distribución } m_d = 52\% \qquad \text{Distribución } m_t = 48 \%$$

$m_d =$ Masa soportado eje delantero

$m_t =$ Masa soportado eje trasero

$m_T =$ Masa del vehiculo



Se calcula la posición horizontal del centro de gravedad (CG), el cual está función de la geometría del vehículo:

$$CG_{dx} = \frac{m_t}{m_T} * S$$

$$CG_{dx} = \frac{832 \text{ Kg}}{1600 \text{ Kg}} * 2,2 \text{ m}$$

$$CG_{dx} = 1.448 \text{ m}$$

$$CG_{tx} = \frac{m_d}{m_T} * S$$

$$CG_{tx} = \frac{768}{1600} * 2,2 \text{ m}$$

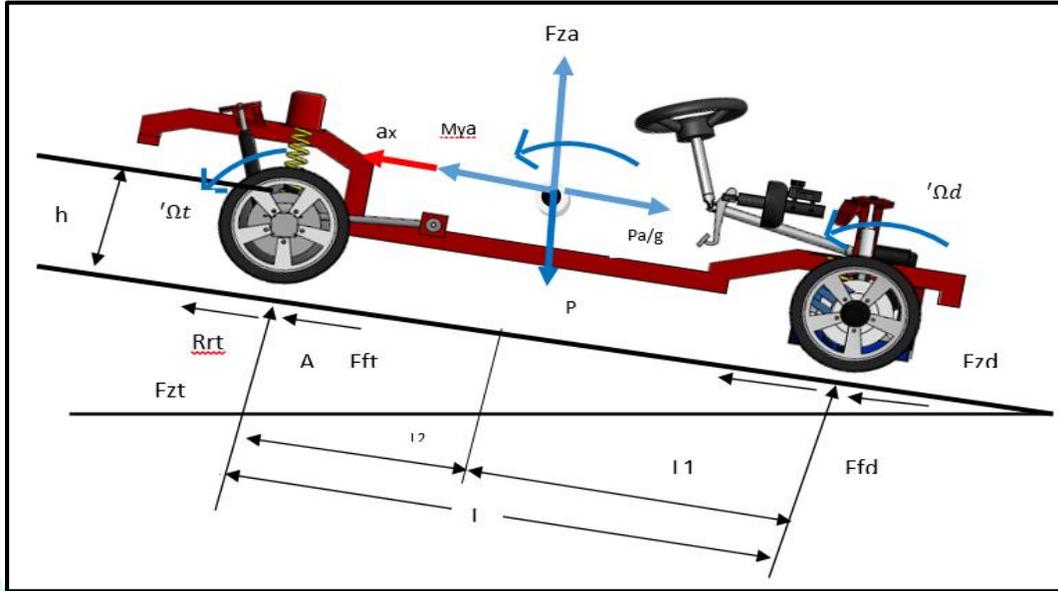
$$CG_{tx} = 1,057 \text{ m}$$

CG_{dx} = Distancia del centro de gravedad desde el eje delantero (m)

CG_{tx} = Distancia del eje de gravedad desde el eje trasero (m)



Efectos de la desaceleración sobre el vehículo



Cuando se origina una desaceleración en el vehículo sucede que la fuerza efectiva neta o peso ejercido en cada rueda se modifique, mientras que el peso total del vehículo se mantiene constante, la fuerza ejercida sobre el eje delantero aumentará mientras que la del eje trasero disminuirá en la misma medida este fenómeno se conoce como movimiento de cabeceo.

$$TP = \left(\frac{a_v}{g} \right) \left(\frac{H}{L} \right) * m_T$$

$TP =$ Transferencia de peso (N)

$g =$ Gravedad $\left(\frac{m}{s^2} \right)$

$H =$ Altura del centro de gravedad al suelo (m)

$$TP = \left(\frac{(0,8G's) \left(9,8 \frac{m}{s^2} \right)}{9,8 \frac{m}{s^2}} \right) \left(\frac{0,8 m}{2,2 m} \right) (1600 Kg) \left(9,8 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$TP = 2850,91 N$$



Fuerza aplicada sobre cada uno de los ejes:

$$P_{dd} = m_d * g + TP$$

$$P_{dd} = \left(832Kg * 9,8 \frac{m}{s^2} \right) - 2850,91 N$$

$$P_{dd} = 5302,69 N$$

$$P_{td} = m_t * g + TP$$

$$P_{td} = \left(768Kg * 9,8 \frac{m}{s^2} \right) - 2850,91 N$$

$$P_{td} = 4675,49 N$$

P_{dd} = Peso en el eje delantero durante la desaceleración (N)

P_{td} = Peso en el eje trasero durante la desaceleración (N)



Efectos producido por la transferencia de peso sobre los neumáticos

Al experimentar el vehículo una transferencia de pesos, la capacidad de frenada de cada eje se ve alterada. Bajo condiciones estáticas, la fuerza máxima de frenado que un eje es capaz de producir viene definido por:

$$F_{fd} = \mu * P_{dd}$$

F_{fd} = Fuerza de frenado del eje delantero (N)

$$F_{fd} = 0,5 * 5302,69 \text{ N}$$

F_{ft} = Fuerza de frenado del eje trasero (N)

$$F_{fd} = 2651,34 \text{ N}$$

$$F_{m\acute{a}x} = F_{fd} + F_{ft}$$

μ = Fuerza de rozamiento neumático – pavimento

$$F_{ft} = \mu * P_{td}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 2651,34 \text{ N} + 2337,74 \text{ N}$$

$F_{m\acute{a}x}$ = Fuerza Máxima de frenado (N)

$$F_{ft} = 0,5 * 4675,49 \text{ N}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 4989,08 \text{ N}$$

$$F_{ft} = 2337,74 \text{ N}$$

De acuerdo a estos resultado obtenidos la transferencia de peso incrementa la capacidad de frenada del eje delantero y disminuye la del eje trasero, el μ asumido durante el cálculo es constante durante todo el proceso de desaceleración.



Por lo que el par de frenado de oposición al movimiento del vehículo se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos de la siguiente forma:

$$N_d = F_{fd} * R_d$$

$$N_d = 2651,34 \text{ N} * 0,205 \text{ m}$$

$$N_d = 543,52 \text{ Nm}$$

$$N_t = F_{ft} * R_t$$

$$N_t = 1710,545 \text{ N} * 0,205 \text{ m}$$

$$N_t = 479,23 \text{ Nm}$$

$$N_d = \text{Par de frenado delantero (Nm)}$$

$$N_t = \text{Par de frenado trasero (Nm)}$$

$$R_d = \text{Radio nominal del neumático delantero (Brazo del momento)(m)}$$

$$R_t = \text{Radio nominal del neumático trasero (Brazo del momento)(m)}$$



Cálculo del balanceo óptimo de frenado

Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, o alcanzar una eficacia del 100%, el cociente entre las fuerzas de frenado de cada eje entre las fuerzas verticales delanteras y traseras respectivamente deben ser el mismo.

$$\frac{F_{fd}}{P_{dd}} = \frac{F_{ft}}{P_{td}}$$

$$\frac{2651,34 \text{ N}}{5302,69 \text{ N}} = \frac{2337,74 \text{ N}}{4675,49 \text{ N}}$$

$$0,5 = 0,5$$

En base a ello se puede concluir que el coeficiente de las fuerzas de frenado delanteras y traseras es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los distintos componentes que forman el sistema de frenado, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y traseras es una variable basada en la desaceleración y geometría del vehículo.



Dimensionamiento del disco de freno.

$$D_{disco} = \frac{N_{m\acute{a}x}}{F_{m\acute{a}x}}$$

$$D_{disco} = \frac{1607,2 \text{ Nm}}{7840 \text{ N}}$$

$$D_{disco} = 0,205 \text{ m}$$

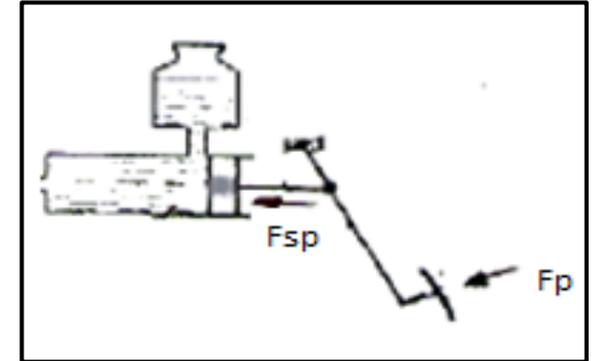
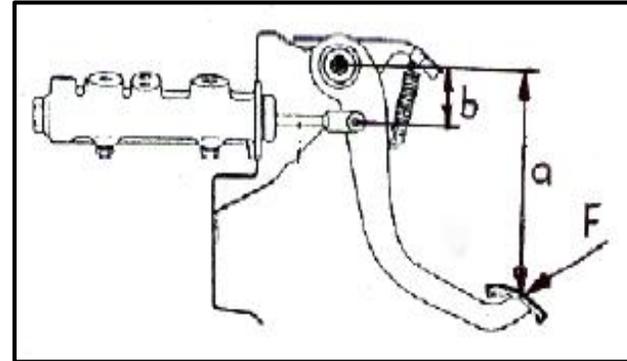
Presi3n del liquido dentro del circuito

$$P_{ldc} = \frac{F_{sp}}{A_b}$$

$$P_{bdc} = \frac{4 * 670,6 \text{ N}}{\pi * (21 \text{ mm})^2}$$

$$P_{ldc} = 1,936 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Fuerzas de apriete en el pedal de freno



$$F_{sp} = F_{ep} * \frac{a}{b}$$

$$F_{sp} = 200 \text{ N} * \frac{28,5 \text{ cm}}{8,5 \text{ cm}}$$

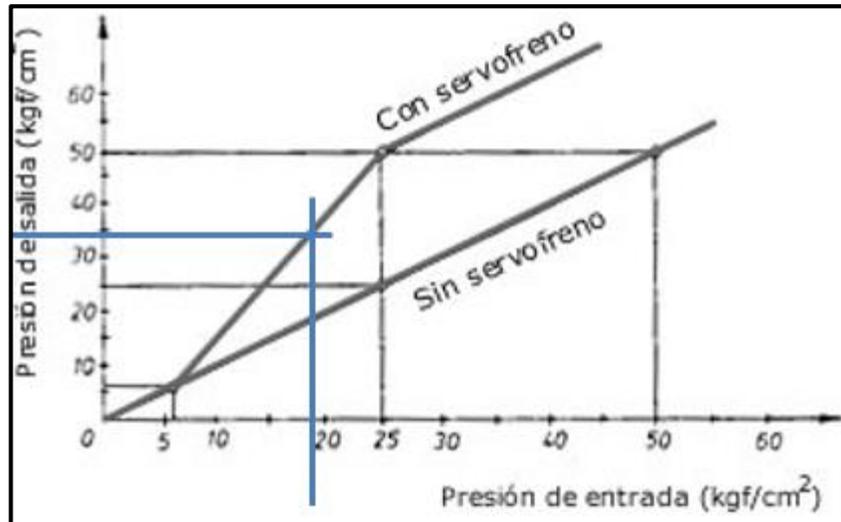
$$F_{sp} = 670,6 \text{ N}$$

$$P_{ldc} = \text{Presi3n del l\acute{u}ido dentro del circuito} \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$A_b = \text{\u00c1rea del pist3n de la bomba (mm}^2\text{)}$$



Como el prototipo de vehículo blindado 4x4 está constituido por un servofreno, aplicamos la gráfica de presión de frenado de la figura para determinar la presión de salida de la bomba de freno.



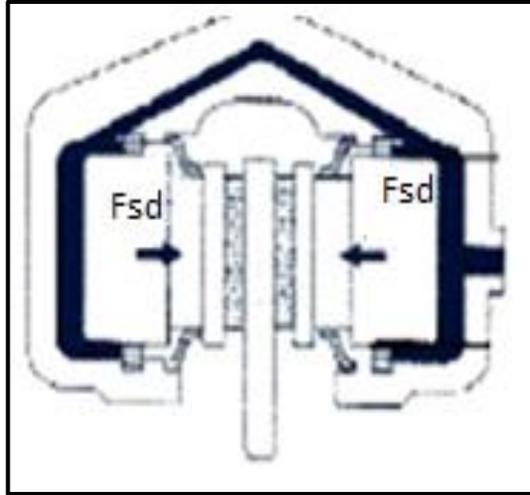
$$P_{ldc} = 1,936 \text{ MPa} = 19,74 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \text{ (sin servofreno)}$$

$$P_{ldc} = 36,4 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 3,6 \text{ MPa}$$

$$P_{ldc} = \text{Presión del líquido dentro del circuito} \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$A_b = \text{Área del piston de la bomba (mm}^2\text{)}$$





$$F_{sd} = P_{ldc} * A_{bd}$$

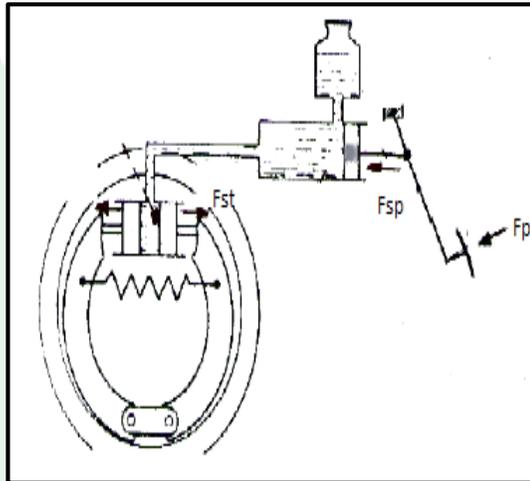
$$F_{sd} = P_{ldc} * \frac{\Phi_{rd} * \pi}{4}$$

$$F_{sd} = 3,6 \frac{N}{mm^2} * \frac{(48 mm)^2 * \pi}{4}$$

$$F_{sd} = 6514,41 N$$

F_{sd} = Fuerza en el cilindro delantero (N)

Φ_{rd} = Diámetro cilindro delantero (mm)



$$F_{st} = P_{ldc} * A_{bt}$$

$$F_{st} = P_{ldc} * \frac{\Phi_{rt} * \pi}{4}$$

$$F_{st} = 3,6 \frac{N}{mm^2} * \frac{(24 mm)^2 * \pi}{4}$$

$$F_{st} = 1628,6 N$$

F_{st} = Fuerza en el cilindro trasero (N)

Φ_{rt} = Diámetro cilindro trasero (mm)



Distribución de presiones generadas por la bomba de freno

La función que debe desarrollar cada bomba de freno es la de transformar la fuerza aplicada por el conductor en el pedal de freno en presión, la cual se transmitirá a través del sistema hidráulico.

Para hallar la presión generada por la bomba de freno suponemos que los líquidos son totalmente incompresibles y los conductos son infinitamente rígidos, con todo ello tendremos que la presión generada por la bomba de freno es:

$$P_{bd} = \frac{F_{sd}}{A_b}$$

$$P_{bt} = \frac{F_{st}}{A_b}$$

$$P_{bd} = \frac{4 * 6514,41 \text{ N}}{\pi * (21 \text{ mm})^2}$$

$$P_{bt} = \frac{4 * 1628,6 \text{ N}}{\pi * (21 \text{ mm})^2}$$

$$P_{bd} = 18,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$P_{bt} = 4,70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$P_b =$ Presión hidráulica generada por la bomba

$A_b =$ Área del pistón dela bomba



$$P_{pistón} = P_b$$

Distribución de presiones en el interior de los conductos

$$P_{pistón d} = 18,81 \text{ Mpa}$$

$$P_{pistón t} = 4,70 \text{ Mpa}$$

Fuerzas de rozamiento entre elementos frenantes

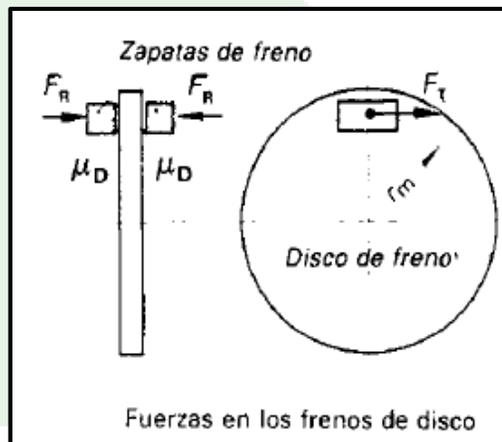
La misión del contacto disco-pastilla y tambor-zapatillas es la de conseguir una fuerza de rozamiento o fuerza periférica que se oponga al sentido de rotación tanto del disco como del tambor.

Y depende de:

- La fuerza de aprieto
- El rozamiento entre el forro, el tambor y el disco

F_{fd} = Fuerza de fricción delantera entre elementos frenantes (N)

μ_D = Coeficiente de fricción dinámico pastilla y zapata de freno(-)



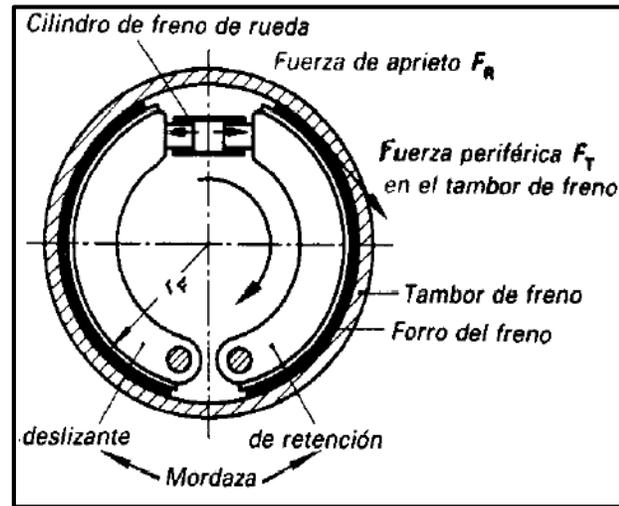
$$F_{fd} = 2 * F_{sd} * \mu_D$$

$$F_{fd} = 2 * F_{sd} * \mu_D F_{fd} = 2 * 6514,41 \text{ N} * 0,44$$

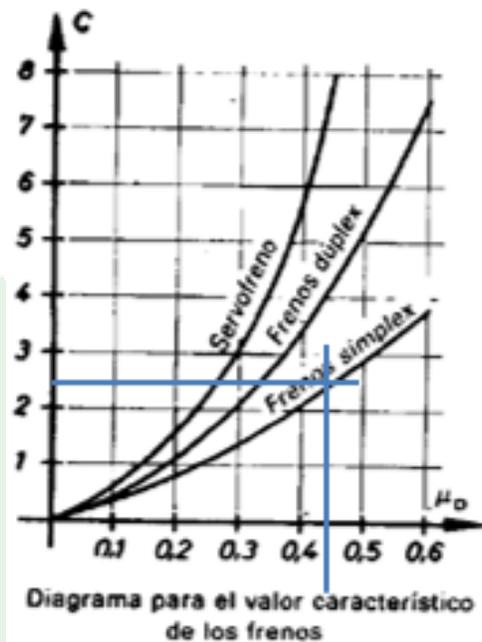
$$F_{fd} = 5732,68 \text{ N}$$

Nota: 2 porque los discos constan de 2 pares de rozamiento





Se seleccionó un coeficiente de rozamiento dinámico 4.5 Carbón-Grafito/ Hierro Fundido-Acero



$$F_{ft} = C * F_{st}$$

$$F_{ft} = 2,3 * 1628,6 N$$

$$F_{ft} = 3745,78 N$$

$C =$ Valor característico del freno (-)

$F_{ft} =$ Fuerza de fricción trasera entre elementos frenantes (N)



Pares de frenado generados por el contacto disco - pastilla y tambor - zapata

El disco constituye el principal elemento del sistema de frenado para disipar el calor del mismo. Pero además gracias a él se generará un esfuerzo de torsión en función de la fuerza de fricción obtenida de su contacto con la pastilla de freno, lo cual permitirá obtener el par de frenada que se necesita para detener el vehículo.

$$N_{fdel} = F_{fd} * R_{efd}$$

$$N_{fdel} = 5732,68 \text{ N} * 0,145 \text{ m}$$

$$N_{fdel} = 831,24 \text{ Nm}$$

$$N_{ftras} = F_{ft} * R_{eft}$$

$$N_{ftras} = 3745,78 \text{ N} * 0,11 \text{ m}$$

$$N_{ftras} = 412,04 \text{ Nm}$$

N_{fd} = Par de frenado delantero (Nm)

N_{ft} = Par de frenado trasero (Nm)

R_{efd} = Radio efectivo del disco de freno (m)

R_{eft} = Radio efectivo del tambor (m)



Con los resultados anteriores se puede calcular el par de frenado total que se ejerce en cada eje, únicamente multiplicando los resultados por 2, debido a que en el eje delantero se instaló 2 conjuntos disco-pastilla y en el trasero 2 conjuntos tambor-zapatatas.

$$N_{fed} = 2 * N_{fd}$$

$$N_{fed} = 2 * 831,24 \text{ Nm}$$

$$N_{fed} = 1662,48 \text{ Nm}$$

$$N_{fet} = 2 * N_{ft}$$

$$N_{fet} = 2 * 412,04 \text{ Nm}$$

$$N_{fet} = 824,08 \text{ Nm}$$



Pares y fuerzas en cada uno de los neumáticos

Asumiendo que existe una tracción adecuada (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure la frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor dependerá de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada la podemos hallar del siguiente modo:

$$F_{frd} = \frac{N_{fd}}{R_{Neumático}}$$

F_{fr} = Fuerza de reacción entre el neumático y la calzada (N)

$$F_{frd} = \frac{831,24 \text{ Nm}}{0,205 \text{ m}}$$

$R_{Neumático}$ = Radio nominal del neumático (m)

$$F_{frd} = 4054,83 \text{ N}$$

$FUERZA_{TOTAL}$ = Fuerza de reacción entre el vehículo y la calzada (N)

$$F_{frt} = \frac{N_{ft}}{R_{Neumático}}$$

Estos valores corresponden a la fuerza en una de las ruedas delanteras y en una de las ruedas traseras, sin embargo, nuestro sistema de frenado está compuesto por 2 conjuntos disco-pinza y tambor-zapata que actúan frenando las 4 ruedas por lo que la fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada la hallaremos de la siguiente manera:

$$F_{frt} = \frac{412,04 \text{ Nm}}{0,205 \text{ m}}$$

$$FUERZA_{TOTAL} \sum F_{neumatico_{DD,DI,TD,TI}} = 2 * 4054,83 \text{ N} + 2$$

$$F_{frt} = 2009,95 \text{ N}$$

$$* 2009,95 \text{ N}$$

$$FUERZA_{TOTAL} = 12129,56 \text{ N}$$



Desaceleración en el vehículo

Aplicando la segunda ley de Newton hallamos la desaceleración de le vehículo blindado 4x4 conociendo la masa y la fuerza de frenado total calculados anteriormente:

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_T}$$

$$a_v = \frac{12129,56 \text{ N}}{1600 \text{ Kg}}$$

$$a_v = 7,58 \frac{m}{s^2}$$

$$a_v = \text{Desaceleración del vehiculo} \left(\frac{m}{s^2}\right)$$

$$m_T = \text{Masa total del vehículo}$$



Distancia de frenado

$$D_f = \frac{v^2_v}{2 * a_v}$$

$$D_f = \frac{\left(27,78 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(7,58 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$D_f = 50,90 \text{ m}$$



PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS



PRUEBAS EN EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN



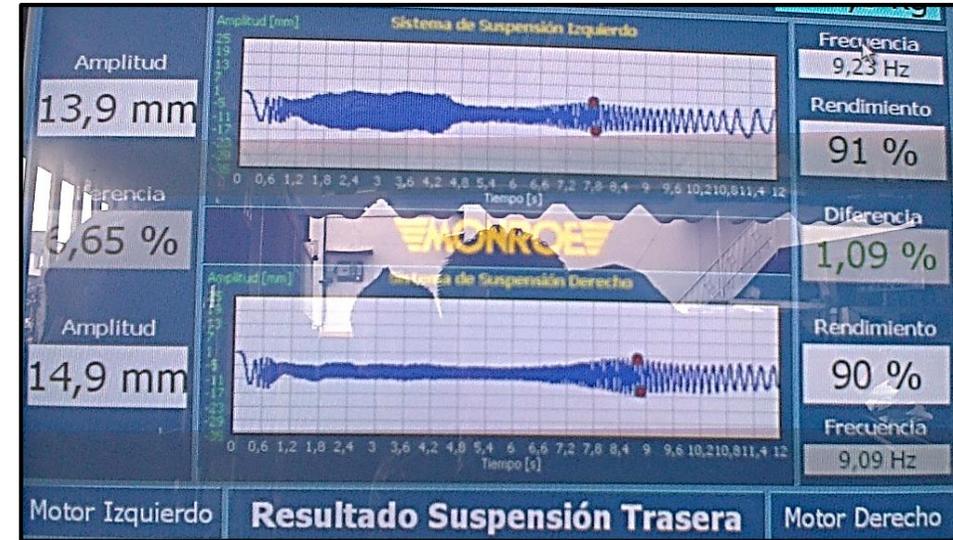
BANCO DE SUSPENSIONES EJE DELANTERO			
Peso del Eje Izquierdo	347 Kg	Peso del Eje Derecho	338
Peso Total : 685 Kg			
Amplitud	12.4 mm	Amplitud	13 mm
Frecuencia	11.6 HZ	Frecuencia	10,7 Hz
Rendimiento	93.9 %	Rendimiento	93.2 %
Desequilibrio: 0.666 %			



- Eficacia suspensión en la rueda izquierda eje delantero $x \geq 60 \%$.
- Eficacia suspensión en la rueda derecha eje delantero $x \geq 60 \%$
- Desequilibrio de suspensión en el eje delantero $0 \leq x \leq 15 \%$.



BANCO DE SUSPENSIONES EJE TRASERO			
Peso del Eje Izquierdo	285 Kg	Peso del Eje Derecho	273 Kg
Peso Total : 558 Kg			
Amplitud	13.9 mm	Amplitud	14,9 mm
Frecuencia	9.23 Hz	Frecuencia	9.09 Hz
Rendimiento	91 %	Rendimiento	90 %
Desequilibrio: 1.09 %			



- Eficacia suspensión en la rueda izquierda eje trasero $x \geq 50 \%$.
- Eficacia suspensión en la rueda derecha eje trasero $x \geq 50 \%$.
- Desequilibrio de suspensión en el eje trasero $0 \leq x \leq 15 \%$.



PRUEBAS EN EL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Reglaje de los Ángulos de Giro		
Rueda Exterior	$32^\circ \pm 3^\circ$	30.43°
Rueda Interior	$30^\circ \pm 3^\circ$	32.27°



GEOMETRÍA VEHÍCULO BLINDADO 4X4 (LH)		
Ángulo Rueda Izquierda	Rango	Blindado
Avance de pivote	$1.05^\circ \pm 1^\circ$	1.08°
Caída de Rueda	$0,5^\circ \pm 0.1^\circ$	0.43°
Paralelismo (Convergencia)	0.33° a 1°	0,42°

GEOMETRÍA VEHÍCULO BLINDADO 4X4 (RH)		
Ángulo Rueda Derecha	Rango	Blindado
Avance de pivote	$1.05^\circ \pm 1^\circ$	0.98°
Caída de Rueda	$0,5^\circ \pm 0.1^\circ$	0.41°
Paralelismo (Convergencia)	0.33° a 1°	0,41°

Luego de la alineación se realiza la prueba en una alineadora al paso el cual genera un dato de 2 m/km esto indica que el vehículo posee convergencia en las ruedas.

- Alineación primer eje convergencia $0 \leq x \leq 7$ (m/km).



PRUEBAS EN EL SISTEMA DE FRENOS



FUERZA DE FRENADO EJE DELANTERO

Fuerza de Frenado	Izq.	Der.	Total Eje	Diferencia
Resistencia a la Rodadura	0.23 kN	0.22 kN		
Fuerza de Frenado Max.	2.97 kN	2.82 kN	5.70 kN	5 %
Ovalidad	6 %	8 %		
Peso Eje Estático	350 kg	340 kg	690 kg	2 %
Peso Eje Dinámico	373 kg	387 kg	760 kg	9 %
Eficacia	Izq.	Der.	Total Eje	
Eficacia Estática	87 %	85 %	86 %	2 %
Eficacia Dinámica	83 %	80 %	81.5 %	3 %

FUERZA DE FRENADO EJE TRASERO

Fuerza de Frenado	Izq.	Der.	Total Eje	Diferencia
Resistencia a la Rodadura	0.19 kN	0.21 kN		
Fuerza de Frenado Max.	2.51 kN	2.64 kN	5.15 kN	5 %
Ovalidad	4%	6 %		
Peso Eje Estático	320 kg	340 kg	680 kg	2 %
Peso Eje Dinámico	355 kg	387 kg	695 kg	9 %
Eficacia	Izq.	Der.	Total Eje	
Eficacia Estática	80 %	79 %	79.5 %	1%
Eficacia Dinámica	75 %	74 %	74.4 %	1%



FUERZA DE FRENADO TOTAL		
Peso Estático	1370 kg	2 Ejes
Peso Dinámico	1455 kg	2 Ejes
	Fuerza de frenado Máx.	Diferencia
Freno de Servicio	10.85 kN	10 %
Freno de Mano	2.25 kN	10 %
	Eficacia Estática	Eficacia Dinámica
Freno de Servicio	82 %	78 %
Freno de Mano	34%	33 %

- Eficacia de frenado $x \geq 60\%$
- Desequilibrio de frenado en el eje delantero $0 \leq x \leq 15 \%$
- Desequilibrio en el eje trasero $0 \leq x \leq 15 \%$.
- Eficacia del freno de mano $X \geq 20\%$



CONCLUSIONES

- Se ha realizado el diseño, selección e implementación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos, mediante parámetros de diseño, normas SAE y seleccionando adecuadamente los elementos mecánicos que van a estar en funcionalidad con el vehículo blindado 4x4.
- Con el software Autodesk Inventor se pudo construir los sistemas, llevarlos a un análisis de fuerza y simularlos para determinar su funcionamiento con condiciones reales.
- Se logró un comportamiento excelente en los sistemas brindando al conductor confort en la suspensión, maniobrabilidad en la dirección, seguridad al momento de frenar, también haciendo espacio suficiente en los sistemas para poder blindar las partes más susceptibles a daños por medio de armas.



RECOMENDACIONES

- Se debe realizar un mantenimiento preventivo a los sistemas de suspensión, dirección y frenos para no tener inconvenientes con el vehículo blindado 4x4 ya que si se daña algunos de estos sistemas puede ser muy perjudicial para los ocupantes ya que el vehículo está diseñado para brindar seguridad a los ocupantes.
- Es necesario utilizar software de diseño mecánico como Autodesk Inventor el que fue utilizado en este caso para simular el comportamiento de los sistemas en condiciones más cercanas a la realidad, también existen otros programas que se pueden utilizar, eso depende del desenvolvimiento de cada estudiante.
- Para un proceso similar a este trabajo se recomienda un estudio muy detallado con normas de seguridad internacional, tener en cuenta que los elementos mecánicos existan en el mercado nacional, también calcular bien el centro de gravedad ya que es un parámetro muy importante, como también saber exactamente el peso que va a soportar el vehículo blindado 4x4.



GRACIAS POR SU ATENCIÓN



GRACIAS POR SU ATENCIÓN

