

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y TREN DE RODAJE PARA UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4”

¹Ing. Andrés Cárdenas/²Ing. Edwin Chamba/³Ing. Euro Mena/⁴Ing. Henry Iza

^{3,4} *Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica*

Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n

Latacunga – Ecuador

¹acary_emov@hotmail.es, ²edwinchambamonar@hotmail.es,

³ermena@espe.edu.ec, ⁴hhiza@espe.edu.ec

RESUMEN

El proyecto tiene como objetivo principal diseñar, seleccionar y ensamblar el sistema de tren de potencia de un vehículo blindado 4x4 bi-plaza, que cumpla con los parámetros principales de diseño; adicional, se construirá el sistema de blindaje de neumáticos, de tal forma que se acoplen a las normas de calidad NIJ IIA.

Para esto, se adquirió los componentes mecánicos los cuales fueron ensamblados, así como también aros, neumáticos y el material de construcción para el blindaje del mismo (Runflat). Para posteriormente ensamblarlos y realizar pruebas de ruta.

PALABRAS CLAVES: Vehículos blindados, sistemas de transmisión, diseño y construcción, sistema runflat.

ABSTRACT

The project's main objective is that we design, select and assemble the power train system of a 4x4 armored vehicle bi – square, which fulfills the main design parameters and engages current quality standards, concerning the shield tires with respect to the Standard NIJ IIA .

In this project we acquired all mechanical which were assembling, As well as rings, tires and the construction material for shielding the system. Later, we assemble and test route.

KEYWORDS: Armored vehicles, transmission systems, design and construction, runflat system.

I. INTRODUCCIÓN

La idea del uso de un vehículo blindado 4x4 nace por la facilidad que presentan estos vehículos para realizar travesías, vigilar zonas protegidas y moverse en terrenos de bajo coeficiente de fricción. Por lo que es imprescindible un vehículo de estas características en zonas de alta montaña, desérticas, tropicales y en general en cualquier lugar de difícil acceso.

A. TREN DE POTENCIA

Se basa en todos los elementos mecánicos que proporcionan la transmisión del movimiento, el cual inicia en el volante de inercia y culminará en las ruedas.

Para la selección de los diferentes componentes del tren de potencia se deberá considerar varios factores, entre los primordiales se encuentran:

Facilidad de adquisición de los componentes mecánicos en el mercado nacional, considerando su costo y que no exista la escasez de los mismos.

Al referirse de un prototipo bi-plaza 4X4, se utilizará un motor de combustión interna de 4 cilindros con un rango de cilindrada de 1400 – 1800 cc.

Compatibilidad con ó entre el tren de rodaje 4X4 y el motor de combustión interna.

Se analizará el tamaño de neumático y aro apropiado.

Se investigará los sistemas que existen en el blindaje de los neumáticos y se seleccionará el que presente mayores beneficios.

II. PARÁMETROS DE SELECCIÓN

A. CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA DEL MOTOR

La primera consideración será la potencia mínima para desplazar un vehículo en diferentes tipos de calzada, en este caso arenoso y asfaltado, con la ayuda de las siguientes resistencias:

Resistencia por Rodadura, R_r

Resistencia al Aire, R_a

Resistencia Por Pendiente, R_p

B. CÁLCULO DEL EMBRAGUE SEGÚN EL PAR MOTOR

Consideraciones y límites de un embrague:

Por seguridad.

Por inercia.

Por temperatura.

Por progresivo.

C. SISTEMA DE MANDO MECÁNICO PARA EL EMBRAGUE DE DISCO

La fuerza que ha de ejercer en el pedal del embrague, aunque dependa del mismo, según Cascajosa es del orden de los 15 kg en los camiones y de 8 kg en los turismos.

La relación entre el recorrido del embrague y el del pedal suele estar entre 1:10 y 1:15, y los rendimientos del orden de 0.8.

En el proyecto de la timonería, los desgastes del foro de fricción influyen de forma negativa en los desplazamientos muertos. De tal forma que deben ser ajustados periódicamente, bien de forma manual o automática.

D. CÁLCULO DE LA RELACIÓN DEL GRUPO Y PAR TRANSMITIDO

Se analizará la relación ideal que debe tener el diferencial, con la ayuda de:

Velocidad máxima del neumático.

Radio bajo carga del neumático.

Número máximo de vueltas de árbol de transmisión.

E. DEFINICIÓN DE LAS RELACIONES DE LA CAJA DE CAMBIOS. DIAGRAMA DE VELOCIDADES

La potencia que entra en la caja de cambios es igual a la que sale de ella. Esto se deduce cuando dos piñones al engranar tienen la misma velocidad tangencial, y por tanto el esfuerzo tangencial es el mismo en ambos.

Determinación de la caja de cambios.

Para esto se realizará un estudio de ingeniería, el cual nos presenta los siguientes parámetros para calcular.

Velocidad máxima y mínima del vehículo en todas sus reducciones.

Velocidad máxima y mínima del vehículo en todas sus reducciones,

cuando el vehículo funciona con su par máximo.

Cálculo de la pendiente superable con cada velocidad máxima.

Cálculo de la pendiente cuando el motor funciona con su par máximo.

Cálculo de la velocidad máxima del vehículo, en condiciones extremas.

Ángulo de inclinación máximo después de una parada en una pendiente.

F. CÁLCULO DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN

La American Society of Mechanical Engineers (A.S.M.E.), es la autora de una norma para el cálculo de árboles que se basa, en la suposición de que el árbol esté construido de un material dúctil cuya resistencia a la rotura por tracción es doble de la resistencia a la rotura por corte. Para este caso, el cálculo del diámetro del árbol se rige por la teoría de la máxima tensión tangencial, independientemente de la relación del momento torsor al momento flector.

Parámetros a considerar:

Factores de choque.

Cálculo del diámetro del árbol de transmisión.

Velocidad crítica.

Velocidad límite de rotación.

Cálculo de la articulación cardan.

Desplazamiento del vehículo en línea recta.

G. SELECCIÓN DEL NEUMÁTICO Y SISTEMA PARA BLINDARLO

Características fundamentales:

Tipo de servicio y recorrido.

Designación de velocidad máxima.

Posición.

Medida correcta.

Capacidad de carga.

Clase de neumático.

H. DISEÑO DEL RUNFLAT

Para esto se basa en el tipo y forma de aro, diámetro, perímetro.



Figura 1. Consideraciones run flat.

Con el procedimiento anterior se puede realizar el diseño del perfil del aro en un programa cad.

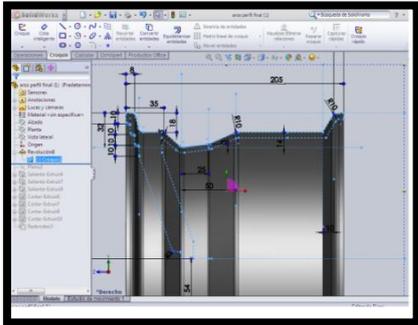


Figura 2. Perfil aro.

Para después llevar a cabo el respectivo ensamble del neumático, aro y run flat, con los diferentes parámetros de seguridad.

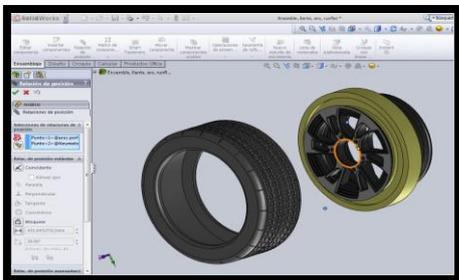


Figura 2. Perfil aro.

I. CONSUMO DE COMBUSTIBLE
Según la matemática aplicada a la técnica del automóvil GTZ, es aquel que se determina, en un tramo largo de carretera con circulación normal.

III. MONTAJE DEL TREN DE POTENCIA

En este capítulo se ejecutará el proceso de ensamble del tren de potencia; siguiendo debidos procedimientos de seguridad establecidos por el manual del fabricante.

Se realizó en la siguiente secuencia:

A. MONTAJE DE LA TRANSMISIÓN

En esta parte se especificará todo en detalle con respecto al ensamble de la transmisión en el vehículo.

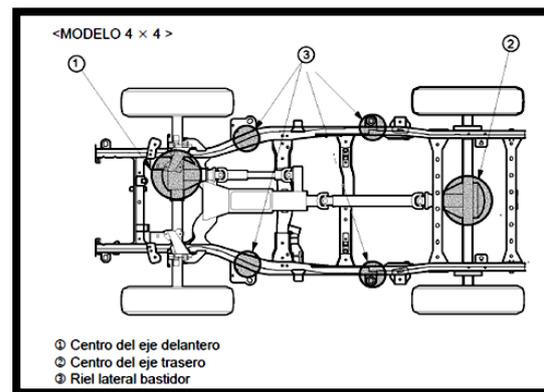


Figura 3. Puntos de anclaje.

- Ensamble de la transmisión.
- Instalación kit de embrague.
- Ensamble del árbol de transmisión y juntas cardán.
- Ensamble de junta universal.

Conjunto del eje trasero del propulsor.

Eje frontal del propulsor.

Conjunto de diferencial.

Tracción delantera.

Diferencial delantero.

Eje de accionamiento del eje frontal.

Cubo y disco delantero.

Conjunto del embrague.

Conjunto de cubo y disco.

Montaje de la caja de cambios.

Palancas de control del cambio.

Montaje de la palanca del transfer.

B. MONTAJE DEL SISTEMA RUN FLAT EN EL ARO

Como primer paso, se retirará las ruedas del vehículo.



Figura 4. Instalación del Sistema.

Se desinfla el neumático.



Figura 5. Instalación del Sistema

Ubíquela en la máquina monta neumáticos para desmontar el neumático.



Figura 6. Instalación del Sistema

Junto con el aro, ayudado de una palanca que al hacer fuerza le deje el espacio para poder soltar el run flat de la siguiente manera:

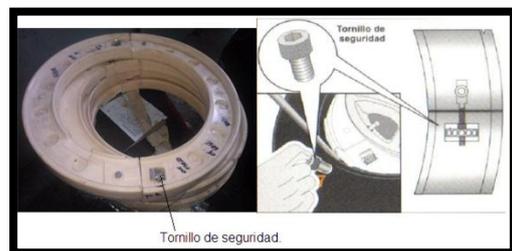


Figura 7. Instalación del Sistema

Luego con un destornillador de estrella o de punta, se afloja la

tuerca en sentido contrario a las manecillas del reloj. Repita la operación de la misma forma con el cierre.

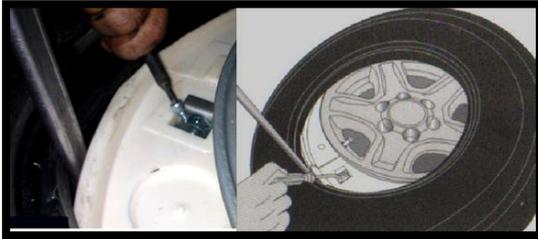


Figura 8. Instalación del Sistema

IV. TABULACIONES

Se procede a comparar los resultados reales obtenidos después de realizar pruebas de ruta en los diferentes tipos de terrenos, detallando las velocidades máximas en estos, tanto en línea recta, como en pendiente.

A. VELOCIDADES MÁXIMAS OTORGADAS POR LA TRANSMISIÓN EN LÍNEA RECTA

Tabla 1. Comparación de Velocidades en Línea Recta.

MARCHA	VELOCIDAD TEÓRICA ($\frac{Km}{h}$)	VELOCIDAD REAL ($\frac{Km}{h}$)
1 ^{ra}	$V'_1 = 26,52$	$V_1 = 22$
2 ^{da}	$V'_2 = 50,55$	$V_2 = 44$
3 ^{ra}	$V'_3 = 71,38$	$V_3 = 64$

4 ^{ta}	$V'_4 = 98,43$	$V_4 = 90$
5 ^{ta}	$V'_5 = 113,9$	$V_5 = 108$

B. VELOCIDAD MÁXIMA EN LÍNEA RECTA DEL VEHÍCULO EN TERRENO ARENOSO

Tabla 2. Velocidad Máxima en Terreno Arenoso.

	VELOCIDAD TEÓRICA ($\frac{Km}{h}$)	VELOCIDAD REAL ($\frac{Km}{h}$)
5 ^{ta}	$V'_5 = 120,04$	$V_5 = 109$

C. VELOCIDAD MÁXIMA EN PENDIENTE DEL VEHÍCULO EN TERRENO ARENOSO

Tabla 3. Velocidad en Pendiente – Terreno Arenoso

VELOCIDAD TEÓRICA ($\frac{Km}{h}$)	VELOCIDAD REAL ($\frac{Km}{h}$)
$V_{max} = 56,64$	$V_{max} = 49$

D. VELOCIDAD MÁXIMA EN LÍNEA RECTA DEL VEHÍCULO EN TERRENO ASFALTADO

Tabla 4. Velocidad Máxima en Terreno Asfaltado.

MARCHA	VELOCIDAD TEÓRICA $\left(\frac{Km}{h}\right)$	VELOCIDAD REAL $\left(\frac{Km}{h}\right)$
5 ^{ta}	$V'_5 = 140,90$	$V'_5 = 122$

E. VELOCIDAD MÁXIMA EN PENDIENTE DEL VEHÍCULO EN TERRENO ASFALTADO

Tabla 5. Velocidad en Pendiente – Terreno Asfaltado.

VELOCIDAD TEÓRICA $\left(\frac{Km}{h}\right)$	VELOCIDAD REAL $\left(\frac{Km}{h}\right)$
$V_{max} = 75,06$	$V_{max} = 74$

V. PRUEBA Y RENDIMIENTO DEL MOTOR

Parámetro normal de medición tendrá que ser superior a 100 PSI.

Presión por cilindro

Tabla 4. 1 Presión de Compresión.

Cilindro	Presión (PSI)
1	130
2	130
3	135
4	130

Vacío del motor

Especificación de vacío (al nivel del mar): 52,6 – 72,3 KPa (7,63 – 10,49

PSI) a la velocidad de ralenti especificada.

Presión de aceite

Según el manual del fabricante la especificación de presión de aceite será entre 47,86 – 62,37 PSI (3,3 – 4,3 Kg/cm²) a 4000 rpm.

Antes de volver a instalar el interruptor de presión de aceite, se deberá envolver las roscas con cinta selladora y apretar el interruptor al par especificado por el fabricante, 14 N.m (1,4 Kg-m).

VI. CONCLUSIONES

- De acuerdo a las investigaciones pertinentes en la selección de los componentes mecánicos se optó por los que posee el Chevrolet Vitara básico por compatibilidad con respecto a la teoría, ensamble y por fácil adquisición de los mismos.
- Con respecto al análisis matemático para el cálculo de velocidades fue exitoso ya que existió similitud con lo obtenido en las pruebas de ruta en los diferentes tipos de terreno tanto

en línea recta y calzadas con inclinación.

- El motor G16, posee fuerza y gran desempeño para cualquier tipo de terrenos, por la eficiencia al recorrer con un consumo mínimo de combustible.
- Al ejecutar el diseño del sistema run flat para neumáticos se puede apreciar que éste es único para los diferentes aros existentes en el mercado nacional.
- Se puede concluir además que al montar el run flat en el neumático debe existir un espacio prudente donde cabe la válvula de ingreso de aire teniendo mucho en cuenta que al inflar el neumático de acuerdo a los PSI indicados por el fabricante siempre se aumentará de 3 a 5 PSI más.
- Es primordial al momento de realizar el diseño del tren de potencia del vehículo blindado conocer las prestaciones de los diferentes componentes, en especial la potencia, par-torque a sus máximas r.p.m. y lo fundamental la carga que soportará el vehículo
- Al ejecutar el montaje del tren de potencia se debe tomar mucho en cuenta precauciones de seguridad industrial, tanto en la posición simétrica de motor como la alineación del eje de transmisión con la caja de cambios y embrague.
- Al montar los semiejes rígidos tener en cuenta que exista alineación entre el delantero como el posterior.
- Para su respectivo mantenimiento preventivo y correctivo nos guiaremos básicamente con el manual del fabricante.
- Tomar en cuenta que el sistema run flat funcionará después de

VII. RECOMENDACIONES

un atentado, es decir únicamente se reemplazará el neumático y los tornillos de sujeción del run flat.

- Se recomienda llevar en la caja de herramientas de auxilio mecánico la herramienta que permite ajustar o aflojar los tornillos que sujetan el run flat.
- La velocidad máxima que alcanza el tren de potencia supera lo establecido por la Agencia Nacional de Tránsito, por lo que no es recomendable a altas velocidades en el mismo.

VIII. BIBLIOGRAFÍA

- [1] [10] [13] Cascajosa, M. (2005). Ingeniería de Vehículos.
- [19] Company Bueno, J. (1986). Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil. En *GTZ Tomo 2* (págs. 413-423). Barcelona - España : Reverté S.A. .
- [17] Company Bueno, J. (1986). Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil. En *GTZ*

(págs. 160-161). Barcelona - España : Reverté S.A. .

- [3] Luque, P., Alvarez, D., & Vera, C. (2005). Ingeniería del Automóvil. En *Sistemas y Comportamiento Dinámico* (pág. 31). Madrid - España: International Thomson Ediciones Spain Paraninfo S.A.
- [3] Luque, P., Alvarez, D., & Vera, C. (2005). Ingeniería del Automóvil. En *Sistemas y Comportamiento Dinámico* (pág. 16). Madrid - España : International Thomson Ediciones Spain Paraninfo S.A.
- [18] Suzuki, M. (s.f.). Japón : 1 st Ed. Septiembre, 1998 / 2nd Ed. Octubre, 2001.

IX. NETGRAFÍA

- [8] [9] Armor International S.A., I. S. (s.f.). *Rolling Armor*. Obtenido de Runflat Systems: <http://armorinternational.com/es/productos/fabricacion/rollingarmor.html>. [Revisado el 14 – 11 – 2013]
- [4][5] [6] Guerrero Jaramillo, J. E. (2008). *Diseño y Construcción de*

- una Máquina Enderezadora de Aros de Autos Semiautomática.* Obtenido de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/266/1/15T00399.pdf>. [Revisado el 12 – 12 – 2013]
- [2] [7] Males Alcoser, L. J., & Morales Lema, D. D. (Octubre de 2007). *Manual de Diagnóstico de Fallas de Funcionamiento de Maquinaria Pesada de Construcción Civil.* Obtenido de <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/557/1/CD-1066.pdf>. [Revisado el 16 – 01 – 2014]
 - [11] TIRE, G. (s.f.). Obtenido de <http://www.contiveracruz.com/info.htm> [Revisado el 14 – 04 – 2014]
 - [12] Odetto, I. (s.f.). *Mecánica Eléctrica Industrial.* Obtenido de http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/mecanica_electrica/arb.pdf. [Revisado el 25 – 02 – 2014]
 - [16] TIRE, G. (s.f.). <http://www.contiveracruz.com/info.htm>. [Revisado el 10 – 05 – 2014]
 - [14] [15] Villena Roblizo, M. D., & Sánchez Serna, C. (s.f.). *Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil.* Obtenido de <https://www.google.co.in/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CB4QFjAA&url=http%3A%2F%2Fiesparearques.net%2Ftecnobloques%2520de%2520Contenidos%2520agosto%25202011%2FMeccanismos%2FDocumentos%2F14-%2520ESTUDIO%2520DE%2520LA%2520TRA> [Revisado el 20 – 03 – 2014]

BIOGRAFÍA



Andrés Cárdenas, nació en Machachi. Provincia de Pichincha –

Ecuador. Es Ingeniero Automotriz estudió en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, presta sus servicios profesionales en asesoramiento en sistemas automotrices.



Edwin Chamba, nació en Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, estudió en la

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, presta sus servicios profesionales en asesoramiento de sistemas automotrices.



Euro Mena, nació en Quevedo Los Ríos- Ecuador.

Ingeniero Automotriz, Docente de la Universidad de las Fuerzas Armadas

ESPE desde 1997. Coordinador de Investigación del Departamento de Mecánica.



Henry Iza, nació Quito Ecuador es Ingeniero Automotriz, dispone estudios de Posgrado en Autotrónica,

Docencia Universitaria, Cursando una Maestría en Sistemas Automotrices. Docente Tiempo Parcial de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

Registro de la publicación

Fecha de recepción 08 de Julio de 2014

Fecha de aceptación 10 de Julio de 2014

Revisado por: Ing. Euro Mena
Ing. Henry Iza