

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN HIDRÁULICA PARA EL PROTOTIPO DE BUS HÍBRIDO DEL MINISTERIO DE ELECTRICIDAD Y ENERGÍA RENOVABLE.

Ricardo Andrés Morales Corella
Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Campus Politécnico, Av. General Rumiñahui S/N, Sangolquí, Ecuador
E-mail: ricky.morales.c@gmail.com

RESUMEN – El Ministerio de Electricidad y Energía Renovable en su afán de emplear la energía eléctrica generada por las hidroeléctricas que se encuentran en construcción, está desarrollando un proyecto denominado uso de nueva tecnología en el transporte urbano, cuyo fin es crear un prototipo de bus eléctrico urbano el cual parte de uno comercial al que se le retira el motor de combustión interna (MCI) por uno eléctrico de gran potencia. Dicha modificación altera los sistemas que dependen del MCI, como es el sistema dirección asistida, analizándose el comportamiento de los elementos bajo la nueva distribución de cargas del vehículo a fin de plantear los cambios requeridos para que funcione dicho sistema.

Palabras clave: sistema dirección, vehículo eléctrico, prototipo, conjunto mecánico, análisis dinámico.

ABSTRACT – A government agency in an effort to use the electricity generated by hydroelectric plants that are under construction, is developing a project which aims to create a prototype electric urban bus which began from a commercial one which its removed the internal combustion engine (ICE) for a electric one. This modification alters all the ICE's dependent system, such as the power steering system, analyzing the behavior of the elements under the new distribution of vehicle loads to bring the changes required to operate it

Key words: steering system, electric vehicle, loads, mechanical, dynamic study.

I.- INTRODUCCIÓN.

El sistema de dirección asistida original del vehículo se encontraba conectado y sincronizado directamente al MCI del vehículo pero, al retirarse el mismo surge la necesidad de reemplazar la función de asistencia a la dirección, para lo cual se procede a analizar esquemáticamente la distribución de fuerzas desde los neumáticos hasta la caja de dirección, obteniéndose una configuración adecuada para el vehículo.

El prototipo desarrollado por el Ministerio de Energías Renovables necesita de un sistema de dirección que brinde la autonomía necesaria para desplazarse por la ruta que le sea asignada, prestando atención al consumo de energía ya que pero el peso se incrementa al incorporarse una gran variedad de elementos, generándose la necesidad de rediseñar el sistema original para que se adapte a las nuevas condiciones de operación, debe ser económicamente viable y de un mantenimiento nivel técnico, empleando elementos de fácil acceso en el mercado ecuatoriano.

II.- METODOLOGÍA

La toma de medidas entre ejes y el peso que soporta cada neumático se emplean para determinar el centro de gravedad y el estudio de las fuerzas que desarrolla el neumático, figura 1, al reaccionar a las cargas que se encuentra sometido.

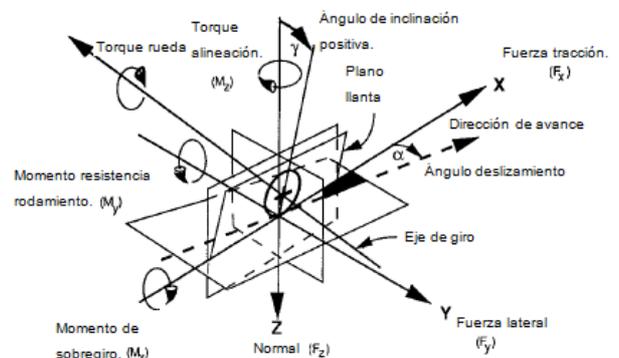


Figura 1 Fuerzas en neumático. (Gillespie, 1992)

la teoría desarrollada y presentada por Gillespie, se determina que el valor del momento está regido por:

$$M_{V(\delta)} = -(F_{yd} + F_{yi}) * d * \sin \lambda \sin \delta + (F_{yd} - F_{yi}) * d * \sin \gamma * \cos \delta$$

Obteniéndose el momento generado por los neumáticos, figura 2, en función del ángulo de giro.

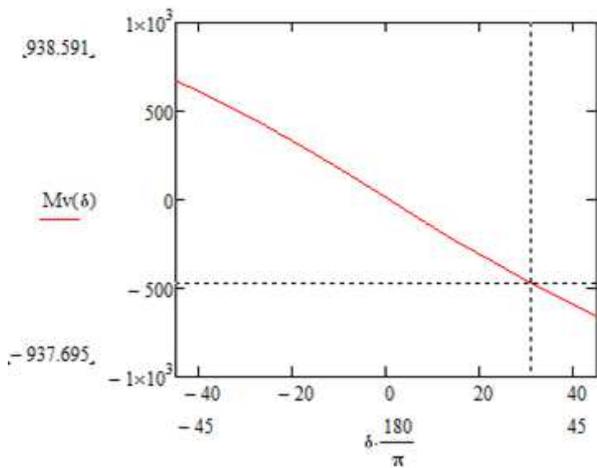


Figura 2 Momento total generado por neumáticos.

Se verifica que el rango se encuentra entre 475Nm y -475 Nm, entre los ángulos -30° a 30° aplicado en el eje XZ.

Con estos datos iniciales se despeja las fuerzas que actúan en el punto de giro del neumático, P, aplicadas desde la barra de ataque del mecanismo, Fe, figura 3.



Figura 3 Puntos P y Fe.

Se estudia el comportamiento dinámico y estático del sistema a fin de determinar la variación de la fuerza Fe en función del ángulo de giro, determinándose la figura 4.

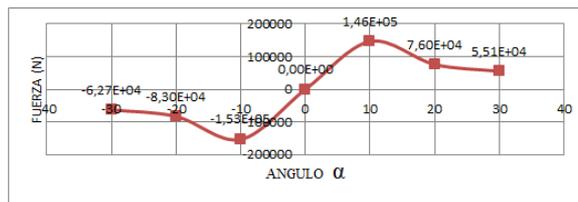


Figura 4 Variación fuerza Fe en función de α

Una grafica similar se obtiene del estudio con el vehículo deteniéndose, lo que incrementa la carga en el eje delantero, los resultados se resumen en la tabla 1.

RESUMEN ANALISIS FUERZAS					
ITEM	CARGA MÁXIMA		PESO NOMINAL		
	$a_c = 0$		$a_c = 0$		$a_i = -4 \frac{m}{s^2}$
Normal	24120,5	N	21852,2	N	24997,12
$F_{e,max}$	168705,6	N	152859,5	N	105032,1
$F_{e,min}$	0	N	0	N	0

Tabla 1 Resumen cálculos.

Determinada la fuerza a ejercer el estudio se concentra en el análisis del mecanismo del sistema de dirección, verificándose la variación de la relación Ackerman, figura 5.

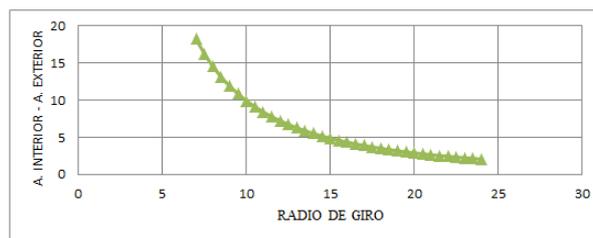


Figura 5 Relación Ackerman

Se procede a analizar el mecanismo obteniéndose cuyo comportamiento se simula digitalmente, figura 6.

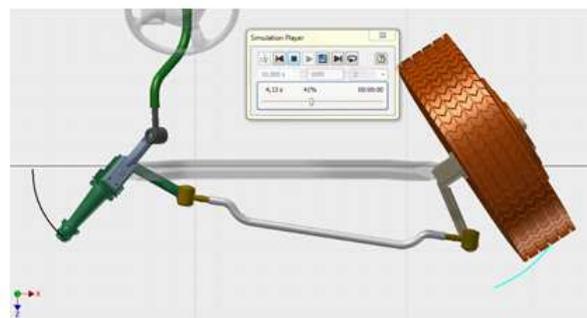


Figura 6 Simulación mecanismo

Determinándose curvas características del mismo, tanto de la trayectoria del acoplador, figura 7, como de la ventaja mecánica, figura 8, entre otras.

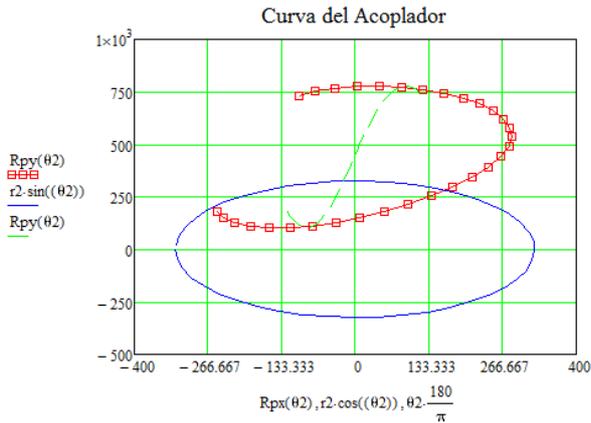


Figura 7 Curva de acoplador

$$A1(\beta2) := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r12y(\beta2) & r12x(\beta2) & -r32y(\beta2) & r32x(\beta2) & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r43y(\beta2) & -r43x(\beta2) & r23y(\beta2) & -r23x(\beta2) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & r34y(\beta2) & -r34x(\beta2) & -r14y(\beta2) & r14x(\beta2) & 0 \end{pmatrix}$$

La cual al ser evaluada con las incógnitas presenta la variación del torque en carga nominal y máxima que se empleara para determinar la fuerza de la caja de dirección, la cual será similar a la figura 9

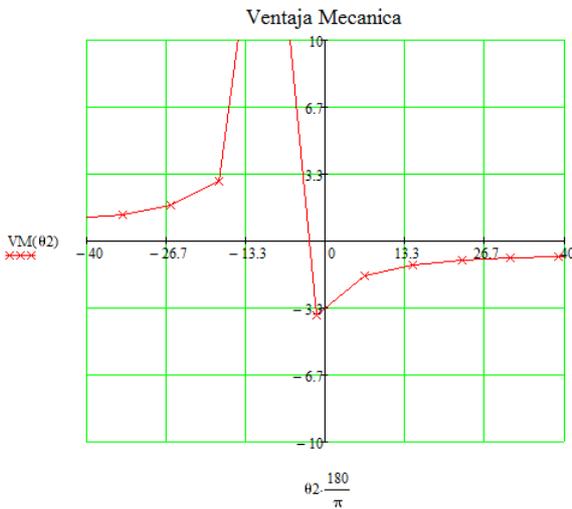


Figura 8 Ventaja mecánica

Los valores de la velocidad, aceleración y ventaja mecánica se resumen en la tabla 2

VARIACIÓN ACELERACIÓN				
θ2	ACELERACIÓN	ÁNGULO TRANSMISIÓN	VELOCIDAD	VENTAJA MECÁNICA
-42,08	-23,00	58,37	-0,26	2,00
-33,97	-29,67	51,81	-0,34	2,37
-25,86	-34,69	46,04	-0,40	3,13
-17,75	-37,10	41,35	-0,43	5,33
-9,63	-36,25	38,12	-0,42	37,71
-1,52	-32,37	36,72	-0,38	6,53
6,59	-26,74	37,36	-0,31	3,03
14,70	-21,04	39,94	-0,25	2,08
22,82	-16,32	44,13	-0,19	1,68
30,93	-12,81	49,54	-0,15	1,50
39,04	-10,34	55,84	-0,12	1,41
PROMEDIO	-25,49	45,39	-0,30	2,91

Tabla 2 Resumen de cálculos.

Con el análisis del mecanismo de dirección se analiza la conexión entre la caja de dirección y la barra de ataque que activa al mecanismo, Obteniéndose un sistema de ecuaciones matriciales que despejan las fuerzas y el torque que intervienen en el sistema.

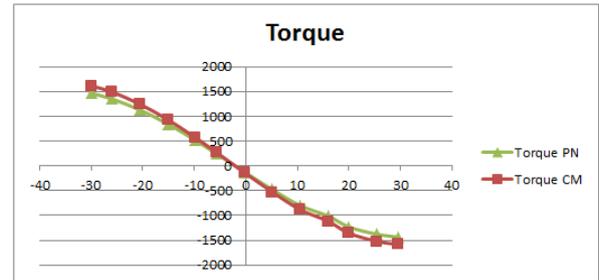


Figura 9 Variación torque.

La tabla 3 resume el análisis de fuerzas y presiones de la caja de dirección

β2	Fuerza		Presión	
	Deg	Rad	N	N/m ² Bar
-30,00	-0,52	82204,47	12424736,2	124,25
-25,94	-0,45	75623,66	11430085,1	114,30
-21,89	-0,38	66712,88	10083271,9	100,83
-20,54	-0,36	63261,38	9561596,37	95,62
-16,48	-0,29	51615,29	7801356,58	78,01
-13,77	-0,24	42908,73	6485409,86	64,85
-9,72	-0,17	28746,47	4344864,87	43,45
-5,66	-0,10	13686,91	2068698,3	20,69
-1,61	-0,03	1751,22	264687,195	2,65
-0,25	0,00	6888,24	1041118,9	10,41
2,45	0,04	17028,36	2573738,74	25,74
6,51	0,11	31609,70	4777625,55	47,78
7,86	0,14	36226,98	5475502,01	54,76
10,56	0,18	44990,76	6800096,51	68,00
15,97	0,28	60197,22	9098466,88	90,98
18,68	0,33	66425,83	10039884,9	100,40
20,03	0,35	69158,57	10452923,5	104,53
22,73	0,40	73820,81	11157594,4	111,58
24,08	0,42	75738,20	11447397,2	114,47
26,79	0,47	78725,37	11898891,2	118,99
28,14	0,49	79791,16	12059978,9	120,60
29,49	0,51	80571,34	12177898,8	121,78

Tabla 3 Fuerza y presión en pistón

Se compara los valores presentados con los datos del sistema original para determinar la viabilidad del uso de los componentes, figura 10

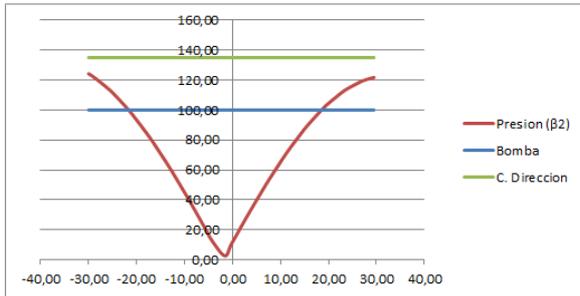


Figura 10 Presiones máximas de operación sistema original

Se aprecia la variación de la presión comparados con los límites de operación de la caja de dirección y la bomba hidráulica verificándose que la caja original soporta las nuevas presiones pero la bomba debe ser reemplazada por una que soporte las nuevas condiciones de operación.

Con lo que se analiza y determina el tipo de bomba y el conjunto mecánico que cumpla con las condiciones de operación.

Del análisis realizado se determina una variación en el mecanismo del sistema de dirección que incrementa la ventaja mecánica del mismo lo que a su vez disminuye el requerimiento de energía del sistema, fundamental en este tipo de vehículos donde la autonomía es limitada.

Para ello se parte de 2 condiciones iniciales:

- Una variación en la geometría del mecanismo pero que mantenga la relación de Ackerman mencionada, no genera un incremento significativo en la ventaja mecánica original del sistema, ya que la nueva configuración sería geoméricamente semejante a la original, lo que hace que las propiedades trigonométricas y mecánicas de la misma se mantengan.

- Para que el incremento sea significativo se debe variar la longitud del acoplador, ya que es él quien rige directamente en la ventaja mecánica que se genera en el mecanismo, a mayor longitud del acoplador, mayor la ventaja del conjunto.

Se analizaron las gráficas de 3 valores posibles de acoplador a fin de generar conclusiones acorde a lo que estamos observando, los valores tomados fueron 0.05, 0.1, 0.2 y 0.25 m adicionales al valor original del sistema.

Determinándose que el valor que genera un incremento en la ventaja mecánica más

significativo es el de 0,2 m adicionales a la longitud original, como lo demuestra la figura 11

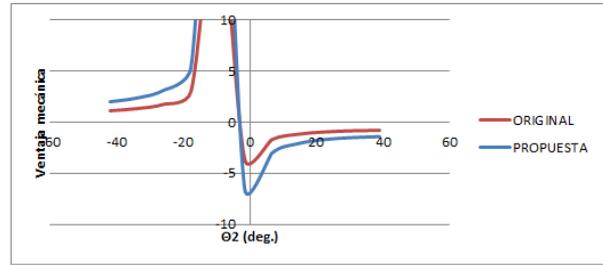


Figura 11 Variación ventaja mecánica.

Para una mejor visualización se presenta la figura 12 que incluye la variación en valores absolutos.

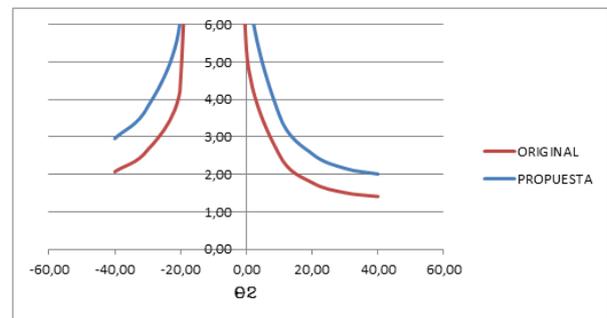


Figura 12 Ventaja mecánica (Valor absoluto)

Los valores se resumen e la tabla 4.

VENTAJA MECÁNICA			
θ2	Original	Propuesta	Incremento
-42,08	1,12	2,00	0,88
-33,97	1,33	2,37	1,04
-25,86	1,76	3,14	1,38
-17,75	3,00	5,35	2,35
-9,63	21,24	37,83	16,59
-1,52	3,68	6,55	2,87
6,59	1,71	3,04	1,33
14,70	1,17	2,08	0,91
22,82	0,95	1,69	0,74
30,93	0,84	1,50	0,66
39,04	0,80	1,42	0,62
PROMEDIO	3,42	6,09	

Tabla 4 Variación ventaja mecánica.

Analizando la gráfica 12 y la tabla 4, se determina que el comportamiento de la ventaja mecánica parte desde un valor máximo ubicado en la posición central, disminuye conforme se incrementa el ángulo de dirección, determinándose un valor promedial de la VM=2.5 debido a que el rango de trabajo constante del

vehículo se encuentra determinado en valores de $-30 < \theta < 30$

De igual modo se analiza el efecto en la trayectoria del acoplador, obteniéndose la figura 13

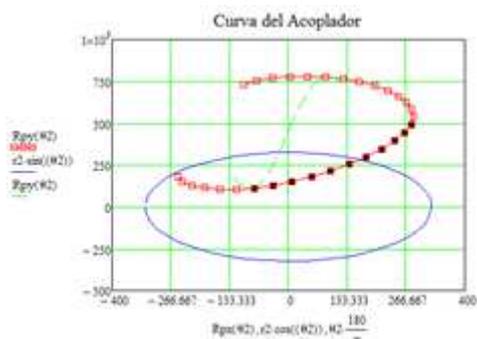


Figura 13 Trayectoria de acoplador

Se aprecia que el recorrido del mismo, marcado con color negro, es ms lineal comparado con el sistema original, pero su implementación en el vehículo no sería factible ya que requiere de un rediseño del sistema de suspensión para que no exista interferencia entre los mismos. Como se aprecia en la figura 14.



Figura 13 Interferencia acoplador y suspensión.

Las pruebas realizadas al sistema con el conjunto mecánico propuesto, el cual consta de un motor unido a un reductor para incrementar el torque que activa la bomba demostraron la factibilidad de su diseño.

Como son las pruebas de presión en el sistema, figura 14, y de fuerza que debe ejercer el operador, figura 15.

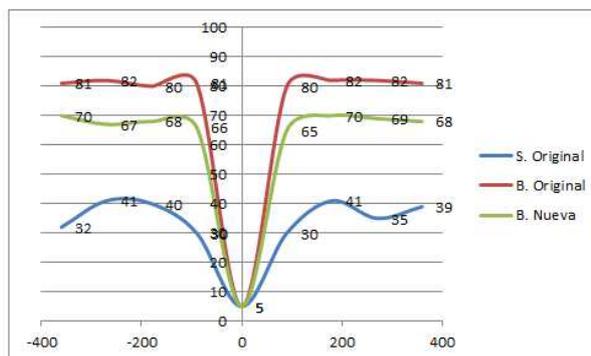


Figura 14 Comportamiento presión.

En la que se aprecia que la variación de la misma es mínima a lo largo del giro pero su incremento, a partir del reposo, es inmediato debido a que la fuerza a ejercer es la mayor en dicho rango.

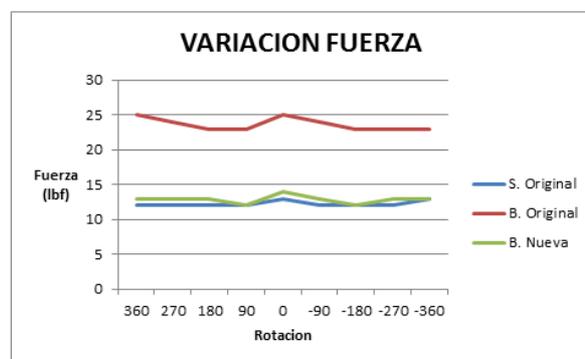


Figura 15 Variación fuerza

En la que se verifica que la bomba nueva al trabajar en un rango de presión más elevado y lejos de su límite de operación, mantiene la fuerza original que se debe aplicar al sistema para que se active, reduciendo el esfuerzo que debe generar el operador del prototipo.

Con estos resultados y el análisis presentado se verifica y determina que tanto la bomba como el sistema que la activan son los adecuados para el presente requerimiento.

CONCLUSIONES

- El rediseño propuesto se analizó e implementó en el vehículo al que se realizaron pruebas descritas en el proyecto validando su funcionamiento.
- El análisis de la configuración geométrica determinó el comportamiento de las fuerzas en el sistema obteniéndose valores máximos y mínimos los cuales son considerados para el estudio de las cargas en el circuito hidráulico.
- El resumen de cálculos del análisis realizado presenta el rango de valores de las fuerzas

que actúan en el sistema, de igual modo el valor promedial de la ventaja mecánica del mecanismo con lo que se determinó una propuesta de mejora del mismo.

- Herramientas tecnológicas fueron empleadas en el desarrollo de cálculos y simulaciones de comportamiento del sistema.
- El estudio de los elementos del sistema original determina que la caja de dirección soporta la carga a la que se encuentra expuesta, pero la bomba que la alimenta no se encuentra acorde a las nuevas condiciones de operación desarrolladas, por lo cual es reemplazada.
- La implementación del conjunto mecánico propuesto se validó con el protocolo de pruebas desarrollado para tal fin, obteniéndose resultados satisfactorios.
- Las bajas revoluciones que se obtienen del conjunto motor – reductor, se compensan con una bomba de mayor caudal, que alimenta adecuadamente al actuador hidráulico.
- Dentro del estudio se propone una variación en la longitud del acoplador del mecanismo genera un incremento en la ventaja mecánica del mecanismo y por ende en el consumo energético. Dicha modificación puede ser realizada variando la configuración del sistema de suspensión del vehículo.

RECOMENDACIONES.

- Para el desarrollo final del vehículo se puede emplear la variación propuesta en el análisis del mecanismo a fin de incrementar la ventaja mecánica del mismo, y por ende el consumo de energía del sistema.
- El análisis desarrollado en el proyecto sirve como base para mejoras en el sistema de control del mismo, pudiéndose generar un modelo mecatrónico que se encuentre conectado con el cerebro del vehículo.
- Debido a que el vehículo sigue en desarrollo no es factible definir la ubicación final del conjunto, por lo que él mismo fue desarrollado para ser móvil, la determinación de la ubicación definitiva facilitaría el desarrollo de proyectos en dicho sistema.
- El estudio de la carga máxima del vehículo determino que soporta la carga de los 20 pasajeros, pero se encuentra cerca de la máxima del chasis, por lo que se recomienda estudiar una variación en la carrocería a fin de incrementar la carga que soporta dicho eje y a su vez el numero de pasajeros que podría transportar.

Bibliografía

- Bachman, T. (1998). WECHSELWIRKUNGEN IM PROZEß DER REIBUNG ZWISCHEN REIFEN UND FAHRBAHN. *Reihe 12 360, Fortschritt-Berichte VDI*.
- Breitfeld, C., Fogan, W., Gulder, J., Müller, S., & Schmidt, W. (2002). Actuator principles for integrated chassis control system a comparison. *3rd. International fluid power conference.*, (págs. 399-418). Aachen.
- Dixon, J. C. (1996). *Tires, Suspension and Handling*. Warrendale: SAE.
- Ecuador, B. C. (2014). *Cifras del sector petrolero Ecuatoriano N. 84-2014*. Recuperado el 2014, de <http://www.bce.fin.ec/index.php/hidrocarburos>
- Ecuador, B. C. (2014). *Reporte del Sector Petrolero, III Trimestre 2013*. Recuperado el 2014, de <http://www.bce.fin.ec/index.php/hidrocarburos>
- Europea, D. O. (2014). *Derecho de la Union Europea*. Obtenido de <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2011:084:0001:0045:ES:PDF>
- Gillespie, T. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: SAE.
- Johansen, O. (2004). *Introduccion a la teoria de sistemas*. Limusa: Rústica.
- MEER. (2014). *Valores, Mision, Vision: Ministerio de Electricidad y Energia Renovable*. Obtenido de <http://www.energia.gob.ec/valores-mision-vision/>
- Normalizacion, I. E. (2010). *Vehiculos Atomotores. Bus urbano. Requisitos*. Quito: INEN.
- Norton, R. (2005). *Diseno de Maquinaria, Sintesis y analisis de maquinas y mecanismos*. Mexico: McGraw-Hill.
- Norton, R. L. (2011). *Diseno de maquinas: Un enfoque integrado*. Mexico: Pearson.
- Ray, L. (1997). *Non linear tire force estimaton and road friction identification: simulaion and experiments*. Londres: Pergamon.
- Renovable, M. d. (2011). Proyecto "Uso de nuevas tecnologias en el transporte urbano". Quito.
- Roca, F. (2006). *Oleohidraulica Basica. Diseño de circuitos*. Mexico: Alfaomega.
- Rösth, M. (2007). *Hydraulic power steering system desing in road vehicles. Analysis, testing and enhanced functionality*. Linköping: LTAB Linköping Tryckeri.
- Sandor, A. E. (1998). *Diseño de mecanismos: Analisis y Sintesis*. Mexico: Prentice Hall Hispanoamerica.
- Schulz, E. J. (1982). *Diesel Equipment II*. Estados Unidos: McGraw-Hill.

Sullivan, K. (2006). *Manual CEAC del automovil*. Madrid: CEAC.

TRW. (1981). Hydrapower integral power steering gear. United States: TRW Inc.

TRW. (2009). *Integral hydraulic power steering gear*. TRW Inc.