

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR PARA VEHÍCULOS DE HASTA TRES TONELADAS A PARTIR DE MATERIAL RECICLADO PROVISTO POR LA EMPRESA PETROBELL INC. OPERADORA EN EL CAMPO TIGÜINO

Edwin Morales  
Félix Manjarrés  
Ramiro Santillán

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE  
Extensión Latacunga  
Quijano Ordoñez y Marqués de Maenza S/N Latacunga, Ecuador

Email: edwin.morales@petrobell.com.ec, fxmanjarres@espe.edu.ec, ersantillan@espe.edu.es

## RESUMEN

El campo de la industria automotriz se ha desarrollado en forma muy acelerada que involucran un sin número de innovaciones tecnológicas en los sistemas que conforman el vehículo, bajo este antecedente se han mejorado la calidad y diseño de los equipos y herramientas que son utilizadas para su mantenimiento. Por lo tanto, se hace necesario la utilización de equipos que realicen su función y presenten características de confiabilidad, seguridad, ergonomía y eficacia.

## ABSTRACT

The field of automotive industry has developed very fast way involving a number of technological innovations in the systems that make up the vehicle, under this background have improved the quality and design of the equipment and tools that are used for maintenance. Therefore, the use of equipment to perform its function and exhibit characteristics of reliability, safety, ergonomics and efficiency is necessary.

## I. INTRODUCCIÓN

El elevador de autos es una estructura móvil que realiza un desplazamiento en forma ascendente y descendente, el mismo que tiene como finalidad levantar un automóvil para realizar un determinado mantenimiento.



Figura 1: Elevador automotriz.

Fuente: Propia.

## II. PARÁMETROS DE DISEÑO Y SELECCIÓN

Tabla 1: Parámetro de diseño.

Parámetro	Dimensión
Capacidad máxima de elevación.	3 Toneladas
Carrera	1800 mm
Distancia entre ejes del vehículo.	3085 mm
Ancho máximo del vehículo.	1760 mm
Distancia mínima entre ruedas.	1510 mm

Fuente: Propia

### III. ANALISIS ESTRUCTURAL

La mayor fuerza generada por el peso del vehículo es soportada por la estructura que forma el elevador de vehículos este peso está distribuido en varios punto de anclaje.

Distribución del peso vehicular.

$$m_{bruta\ del\ vehiculo} = 2690\ kg$$

$$w_{vehicular} = (2690\ kg) (9,81\ m/s^2)$$

$$w_{vehicular} = 26,389\ KN$$

El peso vehicular se divide entre las dos columnas principales de la estructura.

$$W_{columna\ principal} = \frac{w_{vehicular}}{2}$$

$$W_{columna\ principal} = \frac{26388,9\ N}{2}$$

$$W_{columna\ principal} = 13,19\ KN$$

El peso que soporta cada columna se distribuye en el sistema de polipasto entre el punto fijo y la polea ubicada en la parte superior de la viga central.

$$W_{punto\ fijo} = W_{polea} = \frac{W_{columna\ principal}}{2}$$

$$W_{punto\ fijo} = \frac{13194,45\ N}{2}$$

$$W_{punto\ fijo} = 6,6\ KN$$

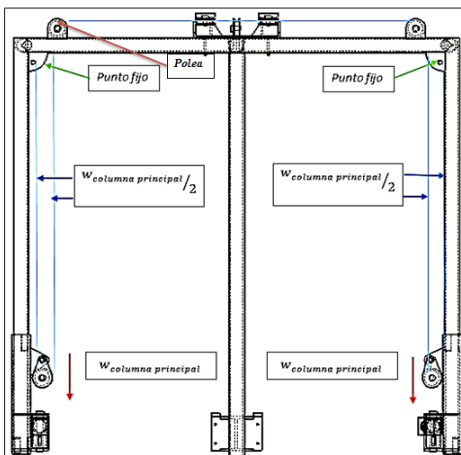


Figura 2: Distribución de fuerzas.

Fuente: Propia

### IV. SIMULACIÓN BAJO FUERZAS.

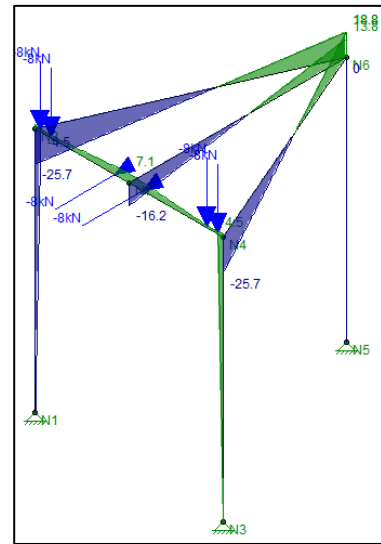


Figura 3: Asignación de fuerzas.

Fuente: Propia.

#### a. DETERMINACIÓN DE LA SECCIÓN CRÍTICA

La viga central es un elemento que por su diseño está sometido al mayor número de fuerzas, por lo cual se estableció un análisis riguroso de esta sección para verificar que su comportamiento, sea adecuado bajo las cargas aplicadas, y usarlos en los elementos estructurales posteriores que conforman el elevador de vehículos

Tabla 2: Análisis de la viga bajo cargas con acero N80.

VERIFICACIÓN DE RESULTADOS				
Dimensiones	Longitud	Material	Límite de fluencia	Factor de esbeltez
$\phi_c = 88.9\ mm$ $e = 6.35\ mm$	2600 mm	API-N80	552 MPa	87.237

Fuente: Programa RISA

## V. ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS

### a. BRAZO FRONTAL

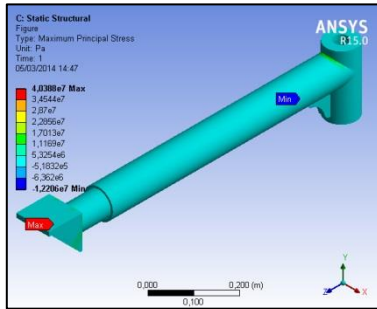


Figura 4: Brazo frontal

Fuente: Propia

El esfuerzo máximo del brazo frontal del elevador de vehículos se produce en la zona cercana del empotramiento el cual es de 70,388 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (552 MPa).

### b. BRAZO POSTERIOR

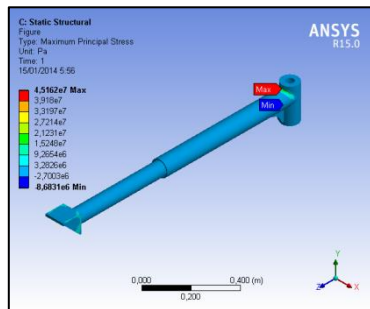


Figura 5: Brazo frontal

Fuente: Propia

El esfuerzo máximo del brazo posterior del elevador de vehículos se produce en la zona cercana del empotramiento el cual es de 45,162 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (552 MPa).

### c. SOPORTE-CAMISA

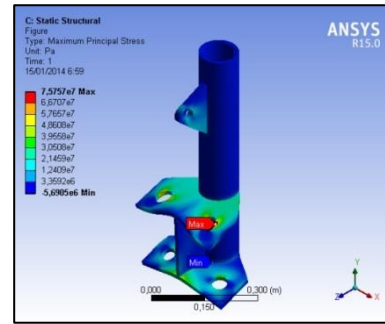


Figura 6: Soporte-camisa.

Fuente: Propia

El esfuerzo máximo del conjunto soporte-brazo del elevador de vehículos se produce en la zona cercana del empotramiento de los brazos posteriores el cual es de 75,757 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa).

## VI. MODELACIÓN

Modelación CAD se basa en técnicas de modelado paramétrico. Los usuarios comienzan diseñando piezas que se pueden combinar en ensamblajes, corrigiendo piezas y ensamblajes pueden obtenerse diversas variantes.

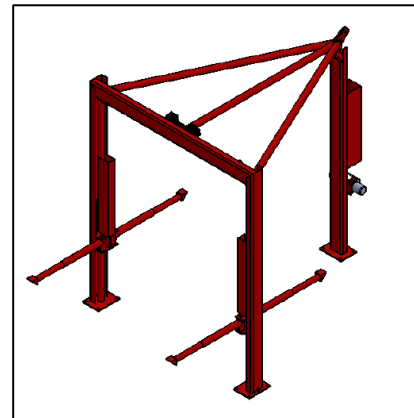


Figura 7: elevador de vehículos.

Fuente: Propia.

## VII. CÁLCULO DE LOS FACTORES GEOMÉTRICOS DE LA PLACA BASE.

Para este cálculo se utiliza dimensiones equivalentes de la placa base, bajo esta condición se especificara el espesor mínimo de la placa base para soportar las cargas.

El material utilizado en la placa base es un Acero ASTM A-36 con un límite de fluencia de 36 ksi, la columna tiene una sección circular con un diámetro de  $3.5 \times 1/4$  pulgadas, una resistencia del concreto de 3 ksi y una masa de 1345 kg que será aplicada en la columna.

**Datos:**

$$F_y = 36 \text{ ksi} = 250 \text{ Mpa}$$

$$m = 1345 \text{ kg}$$

$$f_c = 3 \text{ ksi} = 20,68 \text{ Mpa}$$

$$d = 3.5 \text{ pulgadas} = 0,0889 \text{ m}$$

$$b_f = 3.5 \text{ pulgadas} = 0,0889 \text{ m}$$

$$N = 0,4 \text{ m}$$

$$B = 0,4 \text{ m}$$

De la ecuación se obtiene el valor geométrico  $m$ :

$$m = \frac{N - 0,95d}{2}$$

$$m = 0,16 \text{ m}$$

De la ecuación se obtiene el valor geométrico  $n$ :

$$n = \frac{B - 0,8b_f}{2}$$

$$n = 0,11 \text{ m}$$

De la ecuación se obtiene el valor geométrico  $X$ :

$$X = \frac{4 d b_f}{(d + b_f)^2}$$

$$X = 1$$

Para el factor  $\lambda$  se toma el valor mayor que es de:

$$\lambda = 1$$

De la ecuación se obtiene el valor geométrico  $\lambda n$ :

$$\lambda n = \frac{1 \sqrt{db_f}}{4}$$

$$\lambda n = 0,0222 \text{ m}$$

El espesor de las placas se determina usando el mayor valor entre  $m, n, \lambda n$  es:

$$= 0,16 \text{ m}$$

Se incrementa un factor de seguridad porcentual del 20% (269 kg) a la masa que soportara la placa base, obteniendo un valor de cálculo de 1614 kg.

$$P_u = m * g = 15833,34 \text{ N}$$

$$t = \ell \sqrt{\frac{2P_u}{0.9 F_y B N}}$$

$$t = 5,48 \text{ mm}$$

Con los cálculos obtenidos se verifica que es necesario un espesor de 5,48 mm para la placa base.

**VIII. SELECCIÓN DE PERNOS PARA LA PLACA BASE**

**a. DISTANCIAS A BORDES DE TORNILLOS**

Bajo las especificaciones LRFD la distancia mínima reducida que debe cumplir desde los extremos del ángulo hacia el centro del perno es de 1 1/4 pulgadas.

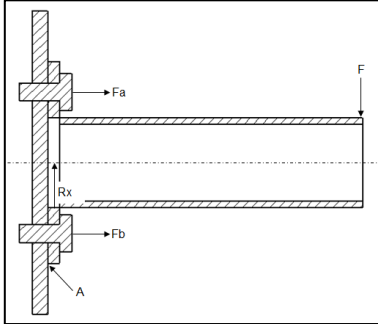
**IX. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE**

**a. DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS EN LOS PERNOS**

Datos:

$$R_x = -1.328 \text{ kN}$$

La fuerza  $F$  aplicada en el extremo de la columna causa un efecto de giro en el punto  $A$  dando lugar a la presencia de las fuerzas de tensión en los pernos  $A$  y  $B$ .



**Figura 8: Fuerzas aplicadas en la columna y placa base**  
Fuente: Propia

**b. PROCESO DE CÁLCULO**

De la figura 4 se obtiene el cálculo de la fuerza aplicada en el extremo de la columna:

$$\sum F = 0$$

$$F = R_x$$

$$\sum M = 0$$

$$F_{sd} * 3,4m = F_B * 0,032 + F_B * 0,032 + F_A * 0,268 + F_A * 0,268 + F_A * 0,268$$

Con un factor mínimo de seguridad de 6 basado en la resistencia de prueba, se obtiene una sobrecarga de diseño para aplicarlo en la suma de los momentos con respecto al punto  $A$ :

**Dónde:**

$$F_{sd} = n * F$$

$$F_{sd} = 7.968 \text{ kN}$$

**Remplazando:**

$$F_A = 4F_B$$

$$F_A = 33.038 \text{ kN}$$

El esfuerzo del perno está dado por:

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

$$A = 146.84 \text{ mm}^2$$

Al consultar la tabla 3 se encuentra que un tamaño estándar apropiado de perno de clase SAE 4.6 es  $M 16 \times 2$  para el cual  $A = 157 \text{ mm}^2$ .

**Tabla 3: Dimensiones básicas de tornillo.**

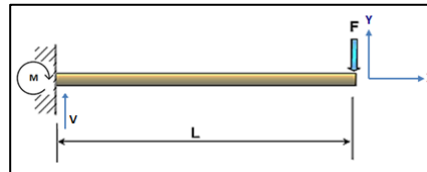
Diámetro nominal $d$ (mm)	Roscas de paso basto		Roscas de paso fino	
	Paso $p$ (mm)	Área de esfuerzo $A_t$ (mm <sup>2</sup> )	Paso $p$ (mm)	Área de esfuerzo $A_t$ (mm <sup>2</sup> )
3	0.5	5.03		
3.5	0.6	6.78		
4	0.7	8.78		
5	0.8	14.2		
6	1	20.1		
7	1	28.9		
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
14	2	115	1.5	125
16	2	157	1.5	167
18	2.5	192	1.5	216
20	2.5	245	1.5	272
22	2.5	303	1.5	333
24	3	353	2	384
27	3	459	2	496
30	3.5	561	2	621
33	3.5	694	2	761
36	4	817	3	865
39	4	976	3	1030

Nota: Las roscas métricas se identifican con el diámetro y el paso como "M8 x 1.25".

Fuente: Robert C. Juvinall

**X. CÁLCULO DE SOLDADURAS**

Se realiza un cálculo de soldadura en un elemento crítico del elevador de vehículos, para la selección de un electrodo adecuado que cumpla con los requerimientos del diseño.



**Figura 9: Distribución de fuerzas.**  
Fuente: Propia.

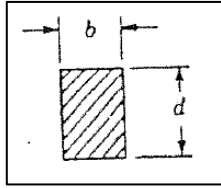
$$F = 7916(N)$$

$$L = 0.8 (m)$$

**El esfuerzo es:**

$$\sigma = \frac{1.414 \times Mf}{b \times d \times h}$$

Con base en la figura 11 se obtiene los valores de  $b$  y  $d$ :



**Figura 10. Sección de la viga**  
Fuente: Diseño de ingeniería mecánica Shigley.

$$b = 88,9 \text{ mm}$$

$$d = 88,9 \text{ mm}$$

Se obtiene la reacción del momento  $M$ :

$$\sum M_f = 0$$

$$M_f = F \times d$$

$$M_f = 6332,8 \text{ Nm}$$

Reemplazando los valores de  $b$ ,  $d$  y  $M_f$  en la fórmula del esfuerzo normal se obtiene:

$$\sigma = \frac{1,414(6332,8 \text{ Nm})}{(0,0889)(0,0889)(6,35 \times 10^{-3})}$$

$$\sigma = 178,43 \text{ MPa}$$

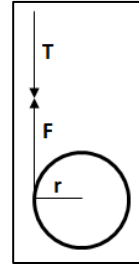
Un electrodo 7018 tiene un límite de fluencia de 414 MPa, dando un factor de seguridad en la soldadura de.

$$n = \frac{414 \text{ MPa}}{178 \text{ MPa}}$$

$$n = 2,3$$

Este valor calculado al ser mayor que uno cumple satisfactoriamente al encontrarse sobre el valor requerido.

## XI. CÁLCULO DEL MOTOR ELECTRICICO



**Figura 11. Diagrama de cuerpo libre en el eje del motor**  
Fuente: Propia

$$T = m(g + a) + m(g + a)$$

$$F = M = I \times \alpha$$

**Momento de inercia de un cilindro hueco de pared delgada:**

$$I = m_{eje} \times r^2$$

**La aceleración angular:**

$$\alpha = \frac{a}{r}$$

**Reemplazando en la ecuación del momento se obtiene:**

$$M = I \times \alpha$$

$$F = m_{eje} \times a$$

$$m_{eje} \times a = m_v(g + a) + m_v(g + a)$$

Se calcula la masa del eje:

$$\rho_a = \frac{m}{v}$$

$$\rho_a = \text{Densidad del acero} (7850 \text{ kg/m}^3)$$

El volumen de un cilindro hueco es:

$$D = 63 \text{ mm} = 0,063 \text{ m}$$

$$d = 50,3 \text{ mm} = 0,0503 \text{ m}$$

$$h = 244 \text{ mm} = 0,244 \text{ m}$$

$$V = \frac{\pi}{4} h(D^2 - d^2)$$

$$V = 2,7122 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Reemplazando la densidad y el volumen del acero se obtiene:

$$m = 2,13 \text{ kg}$$

Aplicando estos valores en la ecuación se obtiene:

$$m_{eje} \times a = m_v(g + a) + m_v(g + a)$$

$$a = -9.81 \text{ m/s}^2$$

Se calcula la velocidad final del cuerpo, considerando que se parte del reposo  $V_0 = 0$ :

$$V_f^2 = V_0 + 2 \times a \times d$$

$$V_f = 5.7 \text{ m/s}$$

Aplicando la siguiente ecuación se obtiene el trabajo realizado por el eje:

$$W = \Delta E_c + \Delta E_p$$

$$W = 52527.63(J)$$

Aplicando un factor de seguridad 1.5 (26263.815J) al valor obtenido,

$$W = 78791,445(J)$$

Obtenido el trabajo realizado, se estima un tiempo de elevación de 25 segundos para aplicarlos en la ecuación de potencia:

$$P = \frac{T}{t}$$

$$P = 3151.6578 \text{ Watts}$$

$$P = 4.22 \text{ Hp}$$

El valor obtenido, es la potencia mínima necesaria del motor eléctrico para elevar el peso del vehículo.

## XII. PRUEBAS Y RESULTADOS

Se estableció un protocolo de pruebas, para verificar el correcto funcionamiento de los diferentes sistemas del elevador bajo las condiciones de carga para el cual fue diseñado.



**Figura 12: Vehículo en prueba.**

Fuente: Propia.



**Figura 13: Vehículo en prueba.**

Fuente: Propia.

## CONCLUSIONES

- El diseño del elevador tiene su principio en la forma estructural de un elevador de dos columnas adicionándole una tercera en su parte posterior, obteniendo una estructura triangular rígida, segura y funcional.
- Se diseñó y construyó el sistema de elevación fusionando la forma estructural de tres columnas descrita anteriormente y un sistema de elevación que es muy utilizado para el mantenimiento de pozos en el ámbito petrolero denominado Workover
- Al realizar la simulación estructural en el software RISA, con las cargas establecidas para el diseño, genero resultados, de la relación de esbeltez acordes a los parámetros establecidos para columnas y vigas bajo normas LRDF.

- *Mediante el software ANSYS se determinó los esfuerzos generados en los brazos y el conjunto soporte-camisa, verificando que estos elementos tienen un factor de seguridad de 1.2 a 2.4 acorde a los requerimientos, necesidades y recomendaciones que satisface el diseño del equipo.*
- *Se puede utilizar como material alternativo de manufactura en la estructura triangular del elevador, el acero ASTM A-36 al encontrarse dentro de los parámetros de diseño para vigas y columnas de las normas LRDF.*
- *El uso del acero ASTM A-36 en la manufactura de los brazos del elevador, está restringido ya que presenta fallas en la simulación con el software y no cumple con un factor de seguridad mayor a uno.*
- *El diseño de forma triangular que posee el elevador ofrece ergonomía al operario para realizar cualquier tipo de mantenimiento sin ningún problema, ya que se ha considerado los parámetros funcionales y estéticos en el diseño del equipo.*
- *Jack C. McCormac, (2002). Diseño de Estructuras de Acero. Mexico D.F. Alfaomega.*

### **XIII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- *Robert L. Norton, (1999). Diseño de Máquinas. México D.F. Pearson.*
- *Robert C. Juvinall, (1999). Fundamentos de diseño para Ingeniería Mecánica. México D.F. Lumisa.*
- *Robert L. Mott, (2006). Diseño de elementos de máquinas. México D.F. Pearson.*
- *Joseph E. Shigley, (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica. México D.F. McGrawHill.*
- *Peter R.N Childs, (2014). Mechanical Desing Engineering Handbook. USA. Elsevier Ltd.*



## **BIOGRAFÍA**



*Edwin Morales, nació en Quito, Ecuador, Ingeniero Automotriz presta sus servicios profesionales como Técnico en el Área de mantenimiento y facilidades de la empresa Petrobell Inc. Grantmining S.A.*



*Ernesto Santillán M. nació en Riobamba. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo-Ecuador, cuenta con una Maestría en Dirección de Empresas Mención Proyectos, Maestrante en el programa de Diseño Producción y Automatización Industrial en la Escuela Politécnica Nacional, Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2010. Consultor Individual en proyectos de desarrollo e inversión.*



*Félix Manjarrés, nació en Guayaquil – Ecuador, Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, Maestrante en la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, en el programa de Diseño, Producción y Automatización industrial. Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2010. Consultor de proyectos en el área de Ingeniería Industrial y Mecánica.*