



*Optimización estructural y análisis a fatiga de una plataforma de cama alta para transporte de carga a granel mediante simulación computacional*

*Structural optimization and fatigue analysis of a high-bed platform for bulk cargo transportation using computational simulation*

*Otimização estrutural e análise de fadiga de uma plataforma elevada para transporte de carga a granel utilizando simulação computacional*

Edwin Rodolfo Pozo-Safla <sup>I</sup>  
[edwin.pozo@esPOCH.edu.ec](mailto:edwin.pozo@esPOCH.edu.ec)

<https://orcid.org/0000-0002-8931-3577>

Sócrates Miguel Aquino-Arroba <sup>II</sup>  
[saquino@esPOCH.edu.ec](mailto:saquino@esPOCH.edu.ec)

<https://orcid.org/0000-0002-6393-9408>

Luis Santiago Choto-Chariguaman <sup>III</sup>  
[lchoto@esPOCH.edu.ec](mailto:lchoto@esPOCH.edu.ec)

<https://orcid.org/0000-0003-2499-3337>

Javier Edmundo Albuja-Jácome <sup>IV</sup>  
[javier.albuja@esPOCH.edu.ec](mailto:javier.albuja@esPOCH.edu.ec)

<https://orcid.org/0009-0005-5044-3373>

**Correspondencia:** [edwin.pozo@esPOCH.edu.ec](mailto:edwin.pozo@esPOCH.edu.ec)

Ciencias Técnicas y Aplicadas  
Artículo de Investigación

\* **Recibido:** 02 de enero de 2025 \* **Aceptado:** 13 de febrero de 2025 \* **Publicado:** 20 de marzo de 2025

- I. Ingeniero Mecánico, Magíster en Diseño, Producción y automatización industrial Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Carrera de Ingeniería Automotriz, Grupo de Investigación GIEBI, Chimborazo, Ecuador.
- II. Ingeniero Mecánico, Magíster en Diseño, Producción y automatización industrial Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Carrera de Ingeniería Automotriz, Grupo de Investigación GIEBI, Chimborazo, Ecuador.
- III. Ingeniero Automotriz, Magíster en Manufactura y Diseño Asistidos por Computador, Ingeniero Automotriz, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, Grupo de Investigación GIEBI, Chimborazo, Ecuador.
- IV. Ingeniero Automotriz, Magíster en Diseño Mecánico, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Chimborazo, Ecuador.

## Resumen

En el presente trabajo se realizó el modelado y la simulación de la estructura de una plataforma de cama alta para transporte de carga a granel, con el propósito de desarrollar una solución estructural óptima, de alta capacidad de carga y accesible en términos de costos de fabricación. El estudio tiene como objetivo proporcionar una referencia técnica útil para estudiantes y profesionales en proyectos similares. Se analizaron los componentes estructurales, las principales solicitaciones mecánicas y los parámetros de diseño relevantes para este tipo de sistemas. Se utilizó el software ANSYS Workbench para simular condiciones reales de operación y validar el diseño ante las cargas normativas, incluyendo carga viva, sobrecarga, impactos y viento. El modelo consideró el comportamiento del acero A-36 ante esfuerzos de Von Mises y ciclos de fatiga mediante curvas S-N, permitiendo comparar el desempeño de materiales y evaluar el factor de seguridad en zonas críticas. Los resultados muestran que, si bien el diseño propuesto cumple con los límites de deformación permisibles, presenta regiones con factores de seguridad estáticos inferiores al ideal, lo cual abre oportunidades para su optimización estructural. Esta investigación destaca el potencial del análisis por elementos finitos en la mejora de estructuras de transporte pesado, tanto en funcionalidad como en economía y manufactura.

**Palabras Claves:** simulación estructural, plataforma de carga, ANSYS, elementos finitos, análisis de fatiga, acero A-36, optimización estructural.

## Abstract

In this work, the modeling and simulation of a high-deck platform structure for bulk cargo transportation was carried out, aiming to develop an optimal structural solution with high load capacity and affordable manufacturing costs. The study aims to provide a useful technical reference for students and professionals working on similar projects. The structural components, main mechanical stresses, and relevant design parameters for this type of system were analyzed. ANSYS Workbench software was used to simulate real-life operating conditions and validate the design under standard loads, including live load, overload, impact, and wind loads. The model considered the behavior of A-36 steel under Von Mises stresses and fatigue cycles using S-N curves, allowing for comparison of material performance and evaluation of the safety factor in critical areas. The results show that, although the proposed design meets the permissible deformation limits, it

presents regions with lower-than-optimal static safety factors, which opens up opportunities for structural optimization. This research highlights the potential of finite element analysis for improving heavy-duty transport structures, both in terms of functionality and economics and manufacturability.

**Keywords:** structural simulation, loading platform, ANSYS, finite element analysis, fatigue analysis, A-36 steel, structural optimization.

## Resumo

Neste trabalho, foi modelada e simulada a estrutura de uma plataforma alta para transporte de cargas a granel, com o objetivo de desenvolver uma solução estrutural ótima, com alta capacidade de carga e custos de fabricação acessíveis. O estudo tem como objetivo fornecer uma referência técnica útil para estudantes e profissionais em projetos semelhantes. Foram analisados os componentes estruturais, as principais tensões mecânicas e os parâmetros de projeto relevantes para este tipo de sistema. O software ANSYS Workbench foi usado para simular condições operacionais do mundo real e validar o projeto sob cargas regulatórias, incluindo carga ativa, sobrecarga, impacto e cargas de vento. O modelo considerou o comportamento do aço A-36 sob tensões de Von Mises e ciclos de fadiga usando curvas S-N, permitindo a comparação do desempenho do material e a avaliação do fator de segurança em áreas críticas. Os resultados mostram que, embora o projeto proposto atenda aos limites de deformação permitidos, ele apresenta regiões com fatores de segurança estática abaixo do ideal, o que abre oportunidades para otimização estrutural. Esta pesquisa destaca o potencial da análise de elementos finitos para melhorar estruturas de transporte pesado, tanto em funcionalidade quanto em termos de economia e capacidade de fabricação.

**Palavras-chave:** simulação estrutural, plataforma de carga, ANSYS, elementos finitos, análise de fadiga, aço A-36, otimização estrutural.

## Introducción

El diseño y análisis estructural de sistemas de transporte de carga a granel constituye un desafío técnico relevante dentro de la ingeniería mecánica aplicada, debido a la necesidad de garantizar resistencia estructural, optimización de peso y cumplimiento normativo. En el presente proyecto, titulado *Diseño y Simulación de un Transporte de Carga a Granel*, se lleva a cabo un estudio

investigativo que abarca desde la selección adecuada de perfiles estructurales hasta la elección del material óptimo, priorizando el uso de acero estructural por sus propiedades mecánicas y disponibilidad en el sector industrial.

El desarrollo metodológico se apoya en herramientas bibliográficas especializadas y en la aplicación de tecnologías de análisis asistido por computadora (CAE), particularmente el Método de Elemento Finito (MEF), reconocido por su eficacia en la simulación del comportamiento estructural bajo diversas condiciones de carga. Este enfoque permite evaluar con precisión tanto el desempeño estructural estático como la resistencia a fatiga, siendo el análisis estático el eje central de esta investigación.

Para establecer las condiciones de carga y validar el diseño conforme a los requisitos normativos, se ha recurrido a la normativa ecuatoriana NTE INEN 1323 [1], la cual regula el diseño de carrocerías de vehículos y recomienda el uso del método de cálculo LDFR (*Load and Resistance Factor Rating*), una técnica que presenta ventajas significativas en la estimación de cargas vivas y muertas. Esta norma proporciona además criterios de selección de materiales, orientando hacia el uso de acero A-36 como opción preferente por su resistencia y ductilidad [2]. Adicionalmente, el diseño se ha contextualizado en el tipo de vehículo sobre el cual se monta la plataforma, específicamente un camión de dos ejes para carga a granel, clasificado conforme a la NTE INEN 2656 como vehículo de categoría N2, es decir, vehículos de transporte de mercancías con masa máxima superior a 3.5 toneladas e inferior a 12 toneladas [3].

En conjunto, este trabajo tiene como finalidad demostrar la viabilidad estructural del diseño de una plataforma de carga mediante la aplicación del MEF en ANSYS Workbench, bajo el módulo *Static Structural*, y su modelado paramétrico en SolidWorks. El objetivo final es validar, a través de simulación numérica, un diseño eficiente que cumpla con las condiciones de servicio reales, normas técnicas nacionales y criterios de optimización estructural.

## **Materiales y Métodos**

### **Cargas que actúan en la estructura**

Para diseñar nuestra plataforma es necesario conocer claramente las cargas que actúan en la misma y saber si será capaz de resistir o no. Cada una de estas cargas deben ser calculadas mediante cálculos para que posteriormente se proceda a determinar los esfuerzos y las deformaciones. Por lo tanto, las cargas que influyen en el diseño son las siguientes:

a. Carga muerta

Este tipo de cargas se refiere al peso propio de toda la estructura y sus elementos, ésta la podemos determinar mediante un análisis en el software SolidWorks, conociendo los perfiles que conforman la estructura. Dentro de las propiedades físicas de la estructura calculamos un valor de 3031.03 kg que al multiplicarlo por la gravedad se tiene:

$$CM = \text{Carga muerta (Peso propio total)} \quad \text{Ec. 1}$$

$$CM = 29.734 \text{ kN}$$

Sin embargo, para la simulación los efectos del peso propio se harán presentes al activar la gravedad en el análisis.

b. Carga viva

Esta carga es determinada por medio de normativas, debido a que se requiere el peso permitido máximo de la carga a transportar según el tipo de transporte. Aquí hay que tener en cuenta tanto la carga de transporte como un exceso de esta para mantener un factor de seguridad. [4]

Con la ayuda de la tabla nacional de pesos y dimensiones emitida por parte del MTOP (Ministerio de Transporte y Obras Públicas) se seleccionó el transporte 3-A, para lo cual, en la Tabla 1 se muestran las características que se deben cumplir para este tipo de transportes:

Tabla 1  
Dimensiones y peso de un camión de 3 ejes

Tipo	Distribución máxima de carga por eje	Descripción	Peso máx. (Ton)	Largo (m)	Ancho (m)	Alto (m)
3-A		Camión de 3 ejes	27	12.2	2.6	4.1

Como podemos visualizar, este tipo de transporte cuenta con un peso máximo permitido de 27 toneladas. Ahora bien, este valor de masa debemos transformarlo en un valor de presión ya que para la aplicación en el software estará afectando las caras superiores de la estructura, por ende:

$$P_C = \frac{CT * g}{A} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde:

$P_C$  = Presión de carga

$CT$  = Carga total

$g$  = gravedad

$A$  = Área de aplicación de la presión

Para los siguientes cálculos a realizar el área será la misma la cual se ha obtenido mediante SolidWorks, así como se muestra en la Figura 1.

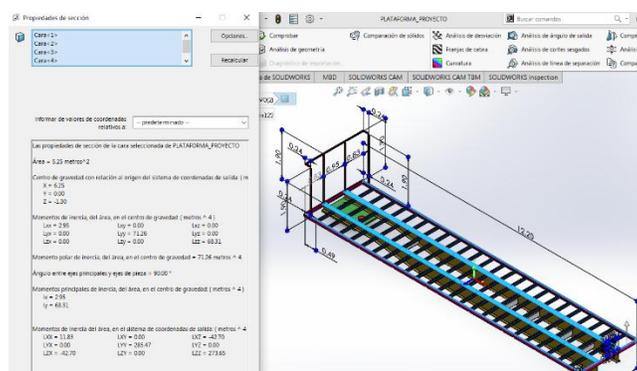


Figura 1. Área de aplicación de presiones

$$P_C = \frac{27000 * 9.81}{5.25}$$

$$P_C = 51430.44 \text{ Pa}$$

### Sobre carga

La sobrecarga permitida es del 10% de la carga a transportar, para este cálculo tenemos lo siguiente:

$$SC = 0.1 * CT \quad \text{Ec. 3}$$

$$SC = 0.1 * 27000$$

$$SC = 2700 \text{ kg}$$

Nuevamente debemos transformar este valor de masa en una presión, por ende:

$$P_S = \frac{SC * g}{A} \quad \text{Ec. 4}$$

Donde

$P_S$  = Presión de sobrecarga

$$P_S = \frac{2700 * 9.81}{5.25}$$

$$P_S = 5045.143 Pa$$

c. Carga de impacto

Durante el movimiento, la plataforma de cama alta está sujeta a cargas de impacto causada por la superficie irregular de la carretera. Para dicho efecto la AASHTO (American Association of State Highway and Transportation Officials) proporciona que la carga de impacto debe tener un valor máximo del 30% de la carga de transporte, para ello:

$$CIM = 0.3 * CT \quad Ec. 4$$

$$CIM = 0.3 * 27000$$

$$CIM = 8100 kg$$

Transformando a presión:

$$P_{im} = \frac{CIM * g}{A} \quad Ec. 5$$

$$P_{im} = \frac{8100 * 9.81}{5.25}$$

$$P_{im} = 15135.43 Pa$$

d. Carga de viento

Este tipo de carga también llamada resistencia aerodinámica, mientras más alta sea la velocidad de circulación mayor será la resistencia existente, para calcular este valor tenemos la siguiente formula:

$$R_a = \frac{1}{2} * C_x * \rho * A_f * V^2 \quad Ec. 6$$

Donde

$R_a$  = Resistencia aerodinámica, [N]

$C_x$  = Coeficiente aerodinámico del vehículo

$\rho$  = Densidad del aire en [ $Kg/m^3$ ]

$V$  = Velocidad del vehículo [m/s]

$A_f$  = Superficie frontal del vehículo, en [ $m^2$ ]

Para el coeficiente aerodinámico ( $C_x$ ) tenemos valores de 0.3 hasta 0.8 para camiones, si son cargas más voluminosas se puede llegar hasta valores de 1.3, este último valor será aceptado para obtener valores de simulación críticos.

La densidad del aire es de  $1.2 \text{ kg/m}^3$ , para la velocidad de circulación del vehículo el límite es de  $70 \text{ k/h}$ , esto equivale a  $19.44 \text{ m/s}$ , para la superficie frontal del vehículo se ha seleccionado un valor promedio de  $3.5 \text{ m}$  de largo por  $2.5 \text{ m}$  de ancho.

$$R_a = \frac{1}{2} * 1.3 * 1.2 * 3.5 * 2.5 * 19.44^2$$

$$R_a = 2580.428 \text{ N}$$

Para obtener el valor de presión despreciamos el área del cabezal:

$$P_v = \frac{R_a}{A} \quad \text{Ec. 7}$$

$$P_v = \frac{2580.428 \text{ N}}{8.75}$$

$$P_v = 295 \text{ Pa}$$

#### e. Cargas en el plato de giro

El King pin se encuentra en el centro del plato de giro, este soporta diferentes cargas, tanto verticales como horizontales.

#### **Cargas verticales**

Estas cargas se presentan en la parte superior de la placa, las cuales deben ser del 47% de la carga viva total que soporta la estructura por ello:

$$K_v = C_V * 0.47 \quad \text{Ec. 8}$$

$$K_v = (27000 + 2700 + 8100) * 0.47$$

$$K_v = 17766 \text{ Kg}$$

Para transformar a un valor de presión necesitamos el valor del área de la cara superior del King pin.

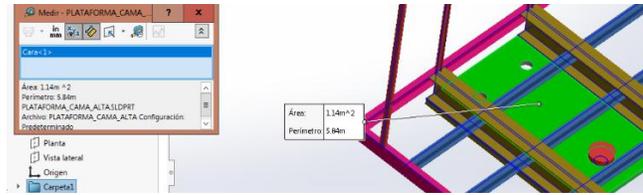


Figura 2. Área de la cara superior del King pin

Como se puede visualizar en la Figura 2, se tiene un área de  $A = 1.14 \text{ m}^2$

$$P_{Kv} = \frac{Kv * 9.81}{1.14} \quad \text{Ec. 9}$$

$$P_{Kv} = \frac{17766 * 9.81}{1.14}$$

$$P_{Kv} = 152881.1053 \text{ Pa}$$

### Cargas horizontales

Las cargas horizontales o de arrastre deben ser el doble de la carga viva total, por ende:

$$Kh = CV * 2 \quad \text{Ec. 10}$$

$$Kh = (27000 + 2700 + 8100) * 0.2$$

$$Kh = 75600 \text{ Kg}$$

El valor del área del lateral de la placa es de  $A = 0.0555 \text{ m}^2$

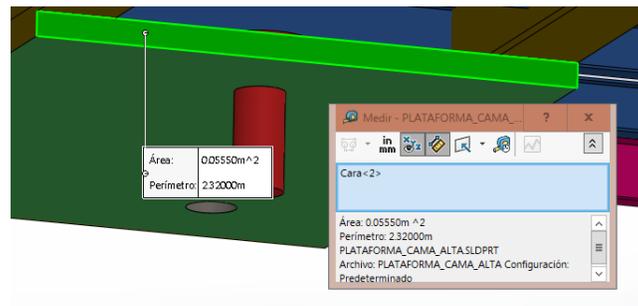


Figura 3. Área lateral del King pin

Pasando a presión, tendríamos lo siguiente:

$$P_{Kh} = \frac{Kh * 9.81}{1.14} \quad \text{Ec. 11}$$
$$P_{Kh} = \frac{75600 * 9.81}{0.0555}$$
$$P_{Kh} = 13362810.81 \text{ Pa}$$

#### f. Diseño de la Estructura

El diseño CAD de la plataforma se realizó en el software SolidWorks. Iniciamos con la generación de la geometría de la estructura de cama alta, esta debe ser realizada correctamente para que en el análisis de simulación se pueda obtener resultados óptimos. Como se puede visualizar en la figura, la geometría se realizó mediante líneas, las cuales representan el eje principal de todos los perfiles estructurales que se asignen a nuestro diseño. Este también consta con las dimensiones previamente analizadas del MTOP.

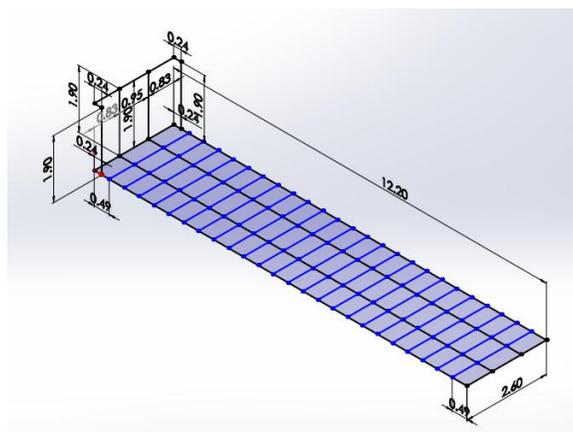


Figura 4. Geometría de líneas de la estructura cama alta

Es importante también, verificar que cada una de estas líneas este unidas entre sí, para que al momento de asignar cada uno de los perfiles no arroje ningún error en la simulación.

#### g. Selección de los Perfiles

Los perfiles diseñados para asignar a nuestra estructura fueron tomados en su mayoría del catálogo de DIPAC. Se diseñó perfiles laminados IPE y perfiles estructurales canal U. Ahora bien, a

continuación, se muestra la Tabla 2 y Tabla 3, en donde se encuentran cada uno de los perfiles con sus respectivas dimensiones para cada elemento que conforma la estructura. [5]

*Tabla 2*  
*Dimensiones de perfiles laminado ipe*

<b>Elementos</b>	<b>Designación</b>	<b>Altura (mm)</b>	<b>Ancho (mm)</b>	<b>Espesor alma (mm)</b>	<b>Espesor patín (mm)</b>
Vigas principales	IPE 500	500	160	8	16
Travesaños	IPE 100	100	55	4.1	5.7

*Tabla 3*  
*Dimensiones de perfiles estructurales canal u*

<b>Elementos</b>	<b>Designación</b>	<b>Altura (mm)</b>	<b>Ancho (mm)</b>	<b>Espesor (mm)</b>
Contornos	U 125x50x4	125	50	4
Talanquera	U 50x25x2	50	25	2
Arrostramientos	U 200x60x6	200	60	6

Uno de los elementos que también ha sido diseñado es el plato de giro, mismo que se encuentra en la parte inferior del frente del chasis, este cuenta con dimensiones de 1110 mm de ancho para que las vigas principales puedan apoyarse sobre la misma y 1500 mm de longitud. Por otra parte, esta placa tiene una pequeña perforación circular de 200 mm de diámetro para que el King pin pueda ser instalado.

Cada uno de los elementos presentados anteriormente ayudaran a que la estructura sea estable, brindando mayor rigidez a la misma con el fin de que esta sea segura al momento de transportar cargas a granel.

#### h. Asignación de perfiles

Teniendo todos los perfiles diseñados procedemos a asignar a cada una de las líneas de la geometría realizada, tomando en cuenta que deben permanecer alineados de forma simétrica. Teniendo como

resultado nuestro diseño de la estructura de la plataforma de cama alga, tal como se muestra en la Figura 5.

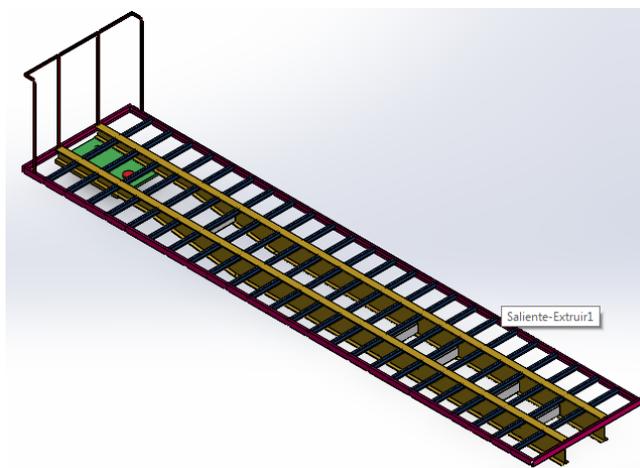


Figura 5. Asignación de perfiles a la plataforma de cama alta

### Modelado en Software ANSYS

#### a. Material ACERO A-36

En la fabricación de la estructura se debe tomar en cuenta las propiedades dúctiles del material que normalmente se trata de uno metálico tal como dicta las normas internacionales, por lo tanto, se ha seleccionado el Acero A-36 que contiene propiedades tanto de Módulo de Young como de densidad óptimos para este diseño.

En el módulo de Engineering Data, se crea dicho material y seleccionamos todas las propiedades que se requiere. Posteriormente todas estas propiedades deben ser ubicadas en la casilla correspondiente, teniendo en cuenta que estas se derivan al ser un material isotrópico elástico, también, como se va a realizar un análisis a fatiga, un factor importante para el mismo es la curva S-N y otro aspecto importante es el esfuerzo a la tracción que nos permitirá determinar tanto el factor de seguridad como otros estudios estáticos.

**Outline of Schematic A2: Engineering Data**

	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data		Source		Description
2	Material				
3	ACERO ESTRUCTURAL A36				
4	MATERIAL - COMPROBAR				
5	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5 -110.1
*	Click here to add a new material				

**Properties of Outline Row 3: ACERO ESTRUCTURAL A36**

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7.85	g cm <sup>-3</sup>		
4	Isotropic Elasticity				
5	Derive from	Young's Modu...			
6	Young's Modulus	200	GPa		
7	Poisson's Ratio	0.26			
8	Bulk Modulus	1.3889E+11	Pa		
9	Shear Modulus	7.9365E+10	Pa		
10	S-N Curve	Tabular			
11	Interpolation	Log-Log			
12	Scale	1			
13	Offset	0	MPa		

Figura 6. Propiedades físicas y mecánicas del acero A-36

La curva S-N abarca tanto el número de ciclos que soporta el material, así como los esfuerzos que se presentan, por lo tanto, la curva elaborada se ha empleado mediante una tabla en donde se aplica el radio como un valor unitario para que esta no se distorsione. Cabe recalcar que la escala utilizada es logarítmica puesto que se trata de valores muy altos, en la Figura 7 podemos visualizar los mismos.

**Table of Properties Row 10: S-N Curve**

	A	B	C
1	R-Ratio	Cycles	Alternating Stress (MPa)
2	1	1000	400
*		4000	375
		6000	360
		10000	349
		40000	298
		60000	280
		1E+05	260
		4E+05	225
		6E+05	210

Figura 7. Valores de curva S-N para estudio a fatiga

Con estos valores, la curva que se ha generado la visualizamos en la Figura 8.

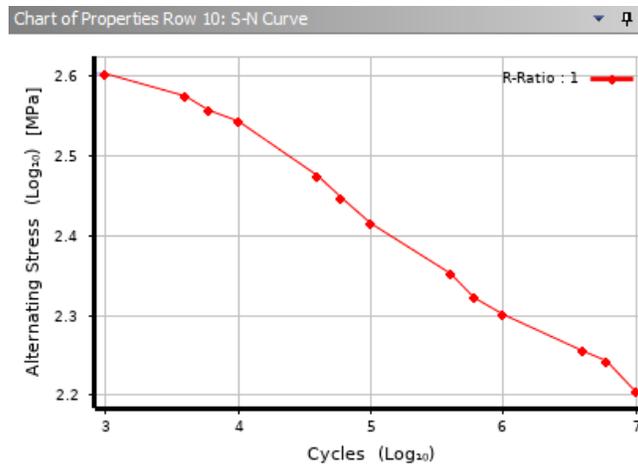


Figura 8. Curva S-N del acero A-36

Una vez determinado el material estructural, en el módulo de ANSYS “Model” se establecen los primeros refinamientos de la estructura como por ejemplo se ha empleado un Virtual Topology y consecuentemente Virtual Cell que nos permitirá unir caras que deberían ser una sola y poder aplicar las cargas establecidas.

b. Restricciones y cargas aplicadas en la estructura

Algunas de las restricciones más importantes son los soportes que se aplican, en el caso de las vigas principales tenemos restricciones de desplazamiento en los ejes  $x, z$  puesto a que estos elementos se sujetan a la estructura en general.

Otra restricción importante se refiere a los desplazamientos en las vigas de contorno, los cuales deben tener un libre desplazamiento respecto al eje  $Y$  para determinar la deformación que se suscita en dichas vigas.

Por otra parte, las cargas antes calculadas serán aplicadas en nuestra estructura, cada una se aplica en los diferentes elementos analizados anteriormente, como en las vigas principales, en los contornos, así también en la talanquera y plato de giro. A continuación, en la Figura 9 se muestra todos los aspectos correspondientes a las restricciones ya sea de movimientos en las componentes de la plataforma tanto como cada una de las cargas, mismos que corresponden al buen funcionamiento de la estructura y basado en un modelo cercano al real.

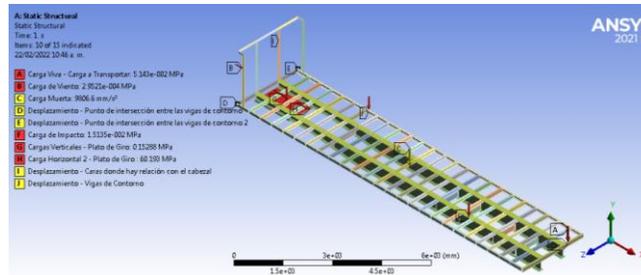


Figura 9. Cargas y soportes aplicados en la plataforma

## Resultado y Discusión

### Mallado de la Estructura

La generación de la malla se estableció mediante varias mejoras, puesto que, al ser elementos sólidos y muy grandes, estos presentan variaciones en la geometría de la malla. Entonces se estableció lo siguiente:

Un *Body Sizing* en la parte de la cama de la plataforma, es decir, en las vigas principales que son establecidas para los soportes de las cargas.

Se estableció un Método tetraédrico con un *Pathc Conforming* para establecer el tamaño de la malla que sugiera el software, esto en las vigas principales de soporte de cargas, puesto que se pueden presentar puntos de singularidad presentes por los cambios de energía bruscos.

Con estos parámetros se obtiene la siguiente malla como se puede visualizar en la Figura 10.

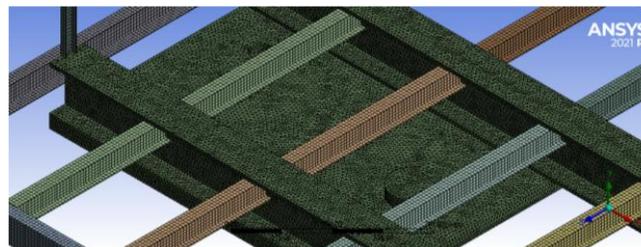


Figura 10. Malla generada

La calidad de malla generada se la muestra en la Figura 11

Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	6.1e-002
<input type="checkbox"/> Max	0.99995
<input type="checkbox"/> Average	0.75239
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.13092

Figura 11. Valores de calidad de malla según evaluador Element Quality

De acuerdo con el análisis realizado, tomamos en cuenta el primer punto del análisis referido a la calidad de mallado presentado, teniendo en cuenta los evaluadores de malla conocido y en especial el utilizado comúnmente que es el Evaluador Element Quality, se puede mencionar que la malla queda relativamente por debajo de los parámetros óptimos, como se muestra en la Figura 45. De acuerdo con este evaluador se compara lo siguiente:

*Tabla 4.*  
*Evaluador de malla y comparación*

	<b>Element Quality</b>	<b>Malla Evaluada</b>
<b>Mínimo</b>	$-4.58e^{-4}$	$6.1e^{-2}$
<b>Máximo</b>	0.999	0.999
<b>Promedio</b>	0.757	0.7524
<b>Desviación estándar</b>	0.2025	0.13092

Se observa que el valor promedio de la malla es aproximadamente el valor mínimo establecido por el evaluador, entonces los resultados serán cercanos a los reales.

Se podría decir que la calidad de malla es de buena calidad, pero con tendencias a mejorarla, el punto más bajo de este como se mencionó es nuestro promedio establecido por el evaluador de malla Element Quality, pero también es posible validar los datos obtenidos mediante el análisis de convergencia.

### **Análisis de convergencia**

Para una validación de datos también hacemos uso de un análisis de convergencia, esta nos muestra varias curvas que lo que pretende es estabilizarse según cambiemos la malla o el método de mallado, se tiene lo siguiente:

Tabla 5

Datos para analisis de convergencia

Mallado (mm)	Nodos	Deformación Máxima (mm)	Esfuerzo máximo (Mpa)	Factor de seguridad estático	Factor de seguridad a fatiga
50	22816	4,865	793,07	0,27355	0,20175
40	35704	4,8271	1649,5	0,15156	0,096999
35	41817	4,6308	1103,8	0,22649	0,14495
30	54585	9,7146	2018,5	0,12385	0,079266
20	12677	15,6598	3156,2	0,098569	0,028569
14	27521	19,288	3679,1	0,067951	0,043489

Obteniendo las siguientes gráficas

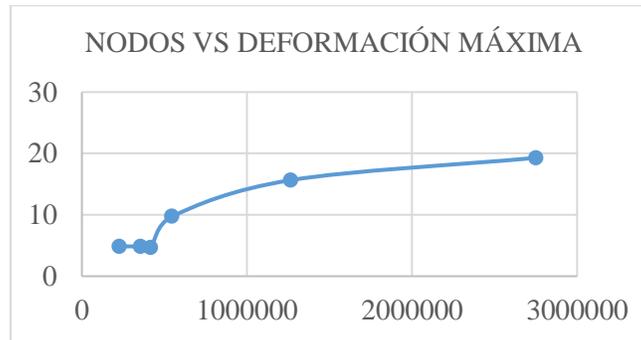


Figura 12. Gráfica de convergencia en deformación total



Figura 13. Gráfica de convergencia en esfuerzo máximo

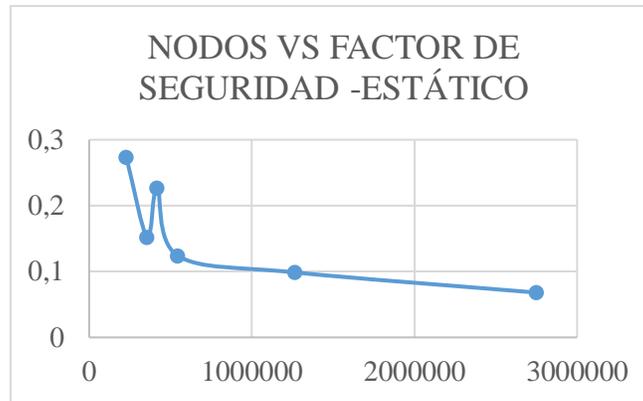


Figura 14. Gráfica de convergencia en Factor de seguridad

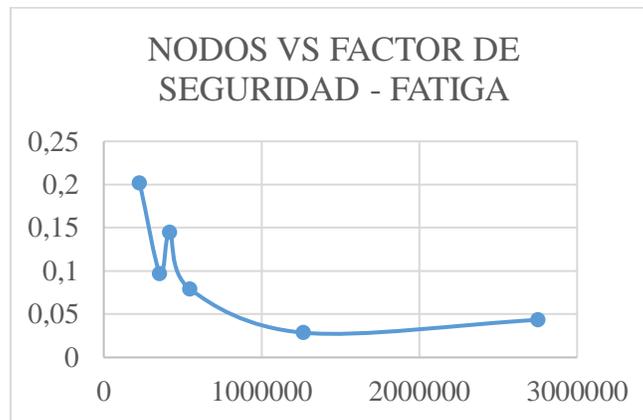


Figura 15. Gráfica de convergencia en Fatiga

Las gráficas mostradas de convergencia muestran la tendencia a estabilizarse cada una de las curvas, teniendo en cuenta que en la deformación no se tiene mayor cambio cuando se hace el afinamiento de malla, este dato tiende a subir un pequeño grado, pero nada significativo, de igual forma el esfuerzo máximo tiene similitud a lo mencionado anteriormente, teniendo así respuestas muy cercanas y allegadas a lo real.

En cuanto al análisis de convergencia para el Factor de seguridad y Fatiga, estos tienden a estabilizarse, pero bajando su magnitud, la curva muestra esta tendencia sin mayores cambios pero que se deben de tomar en cuenta para su validación, como se sabe menor tamaño de malla no implica mejores resultados o malla.

## Deformaciones Totales

Los resultados obtenidos en el análisis de la estructura de una plataforma contienen valores de varios fenómenos ingenieriles dentro de los más importantes está la deformación total, donde se observa en las Figuras 12 y 13, que las vigas principales y en donde se ha aplicado la mayoría de las cargas tanto vivas como muertas tiene un valor en milímetros bajo con respecto a la longitud total de esta, el valor de desplazamiento máximo es de 4.6308 [mm], en el otro extremo tenemos la deformación nula que sufren las vigas laterales ubicadas en la parte trasera, puesto que las cargas en estos puntos no tienen mayor magnitud y lo que ayuda a la dinámica del vehículo pues el peso en bruto se concentrará en el centro de gravedad.

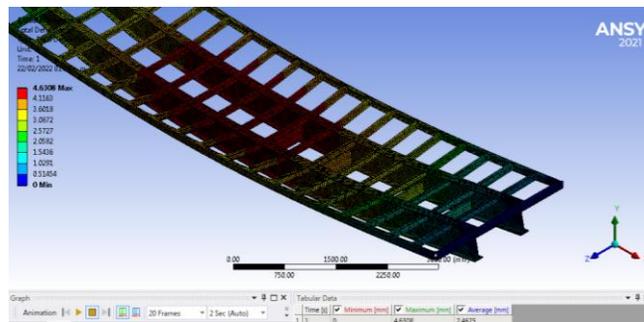


Figura 16. Deformación total de la estructura - Valores máximos y mínimos

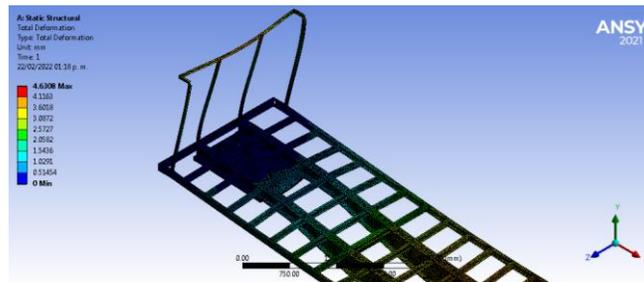


Figura 17. Deformaciones totales

Es este caso se puede hacer una validación clave sobre la cantidad de desplazamiento permitido en la construcción de estructuras en acero que se relata en [2] y en [1], en donde nos establece que este desplazamiento permitido no debe exceder la longitud total/240, con lo que obtenemos que:

Tabla 6

Deformación permitida en carrocerías vs deformación máxima determinada.

Deformación permitida	Deformación establecida
$\frac{L}{240} = \frac{12200 [mm]}{240}$ $= 50.833 [mm]$	4.63 [mm]

Por lo tanto, se puede decir que la deformación determinada en el presente estudio cumple de manera satisfactoria dicho aspecto.

### Esfuerzo equivalente de Von Mises

Al ser la estructura tratada como elementos sólidos, el esfuerzo de Von Mises tiene una gran relevancia, por lo tanto, este equivalente se ve reflejado en toda la estructura como se muestra en la Figura 14, siendo el valor máximo de  $7.3531 \times 10^{-4} MPa$ .

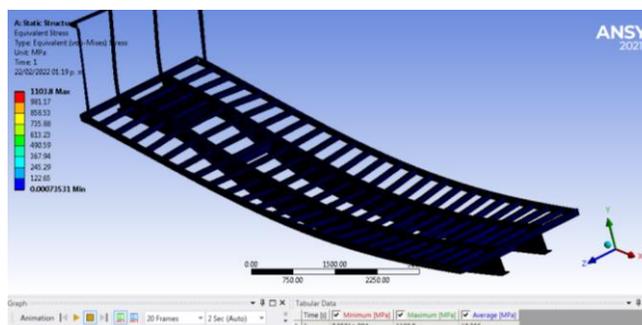


Figura 18. Esfuerzo equivalente de Von Mises

### Esfuerzo principal máximo

En la Figura 15 se observa que este tipo de esfuerzo tiene grandes variaciones en cuanto los elementos se encuentran a tensión o compresión, por lo tanto, el rango de esfuerzos va de un valor negativo como mínimo a uno positivo como máximo.

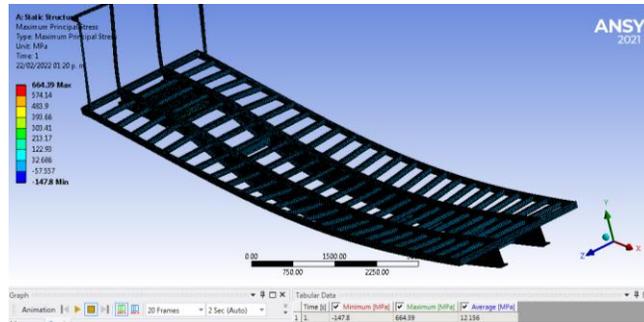


Figura 19. Esfuerzo principal máximo

### Error estructural

En cuanto al error estructural se puede mencionar que la escala establecida por el software es relativamente baja, estos cambios de energía como bien se sabe están provocados por los puntos de singularidad presentes, teniendo un valor máximo de  $795.7 \text{ mJ}$ , lo cual corresponde al cambio brusco de energía expuesto en dichos puntos, pero en general el promedio establecido no excede magnitudes altas.

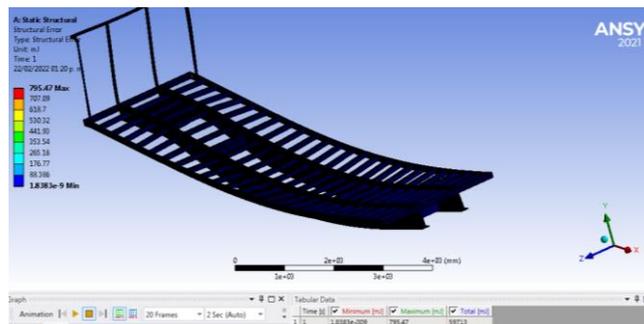


Figura 20. Error estructural

### Factor de seguridad estático

En este aspecto debemos señalar que el valor mínimo de esto se ha dado en los puntos donde el cambio de energía es muy alto, es decir, en puntos de singularidad principalmente en las uniones de las vigas principales que son las que mayormente están sometidas a cargas tanto vivas como muertas.

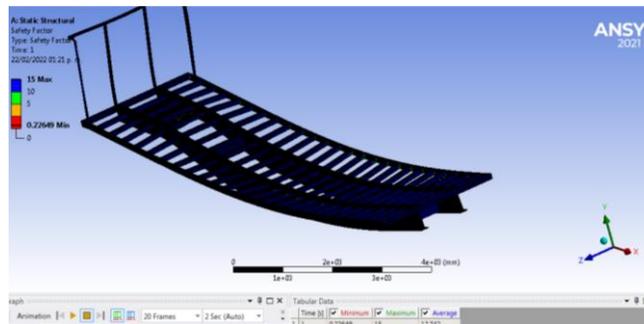


Figura 21. Factor de seguridad estático

Este factor de seguridad analizado tiene valores muy bajos en dichos puntos de singularidad, este valor corresponde a 0.227, lo que representa un factor que manifestaría un fallo a la estructura, si tomamos en cuenta descartar dichos puntos este factor se elevaría teniendo así valores que no impliquen fallos.

Ahora bien, la norma nos muestra valores en el rango de  $F.S. = 1.67$  para elementos a tensión y  $F.S. = 2$  para elementos a compresión, con lo cual omitiendo los puntos de singularidad que se presentan en las uniones de algunas vigas este valor mínimo alcanza lo establecido y además sobrepasa en la mayoría de las componentes.

### Vida a Fatiga

El análisis de fatiga establecido en el estudio nos permite conocer el número de ciclos capaz de soportar la estructura, teniendo en cuenta que si el valor es igual a  $1 \times 10^6$  ciclos, esta se interpreta como vida infinita, observamos que el resultado sobrepasa lo establecido en su mayor parte, por lo tanto, tiene una alta resistencia a fatiga a excepción de algunos puntos.

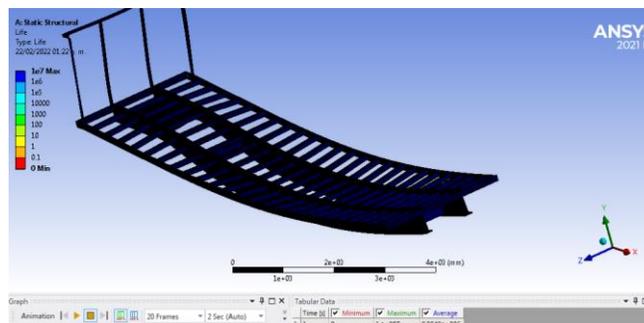


Figura 22. Vida a fatiga de la estructura

## Daño a Fatiga

El último factor calculado es el daño que se produce en la estructura, la mayor parte de esta no sufre ningún tipo de daño o daños muy bajos en los ciclos mostrados. por tanto, recalcamos la resistencia a fatiga determinada por la estructura el material utilizado.

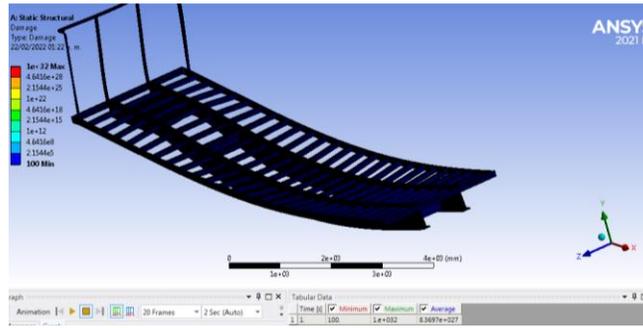


Figura 23. Daño a fatiga de la estructura

Ahora bien, en la Tabla 4 se presentan cada uno de estos valores obtenidos por medio de la simulación en el software de ANSYS.

Tabla 7  
Resultados obtenidos

Fenómeno	Valor Máximo	Valor Mínimo	Valor Promedio
Deformación total	4.6308 [mm]	0 [mm]	2.4625 [mm]
Esfuerzo de Von Misses	1103.8 [MPa]	7.3531 $\times 10^{-4}$ [MPa]	18.266 [MPa]
Esfuerzo Principal Máximo	664.39 [MPa]	-147.8 [MPa]	12.156 [MPa]
Error estructural	795.47 [m]	1.8383 $\times 10^{-9}$ [m]	59713 [m]
Factor de seguridad estático	15	0.2265	12.742
Vida-Fatiga	1 $\times 10^7$ ciclos	0 ciclos	9.995 $\times 10^6$ ciclos
Daño	1 $\times 10^{32}$	100	8.3697 $\times 10^{27}$

En general el estudio realizado tiene varios factores a analizar, el primer punto se refiere a lo establecido en normas de acuerdo con las cargas que se proyectan dentro de este tipo de estructuras siguiendo la guía mostrada en [1] y sus lineamientos con el método LFRD que representa una mayor aceptación de resultados, se puede mencionar que cada una de estas se ha cumplido satisfactoriamente, todo esto reflejada en el apartado de materiales y Métodos.

Para el correcto funcionamiento de la simulación establecida en el software ANSYS se puede mencionar que la calidad de malla puede ser adaptada de manera satisfactoria, tomando en cuenta que el costo computacional de este arreglo será muy alto y por tanto requiere de mejores computadores.

Uno de los puntos débiles del estudio se refiere a la poca o escasa cantidad de normativa elaborada o redactada en el país, las guías utilizadas corresponden a normas internacional y además de carrocerías de buses urbanos. La limitación también se debe al costo de estas.

El problema en general se lo debe de establecer mediante análisis de componentes por separado, como se menciona anteriormente el costo computacional es grande y lo más factible es la división de componentes y su respectivo análisis.

## Conclusiones

En función del diseño propuesto y la metodología aplicada en ANSYS, se ha logrado caracterizar el comportamiento estructural bajo condiciones de carga muerta y carga de viento. Para la simulación de la carga muerta se activó el factor de gravedad considerando únicamente el peso propio de la estructura, excluyendo componentes adicionales como ejes y ruedas, lo cual permitió establecer una línea base para posteriores comparaciones con cargas dinámicas externas, como el viento. En este último caso, se aplicó una carga de presión sobre la parte inferior del plato de giro, tomando como referencia un cabezal estándar.

Durante el proceso de mallado, se utilizó un enfoque de elementos tetraédricos con el método *Patch-Conforming*, segmentando el modelo con *slicing* de 14 mm. Sin embargo, la calidad del mallado se vio comprometida por limitaciones en la capacidad computacional, lo que impidió alcanzar una mayor refinación sin extender significativamente los tiempos de simulación.

El análisis estructural arrojó un **factor de seguridad estático bajo**, atribuible principalmente a una inadecuada selección del material, cuyas propiedades no se ajustan a los requerimientos mecánicos de la estructura analizada. Por otro lado, el **factor de seguridad a fatiga fue consistentemente**

**menor** que el estático, obteniéndose a través de la curva S-N, en la que se definió un radio de 1 para evitar distorsión de la respuesta.

Se realizó la validación normativa mediante las directrices del **Ministerio de Transporte y Obras Públicas del Ecuador (MTOP, 2012)** y la **norma ISO 668**, garantizando la pertinencia regulatoria del diseño.

Finalmente, el análisis de convergencia evidenció una estabilización progresiva en las gráficas de nodos vs. deformación máxima y nodos vs. esfuerzo máximo, que mostraron tendencias crecientes hacia una solución confiable. Por otro lado, las gráficas de nodos vs. factores de seguridad (estático y de fatiga) presentaron convergencia decreciente, lo cual es coherente con la naturaleza conservadora del modelo bajo refinamientos sucesivos.

## Referencias

1. NTE INEN, NTE INEN 1323 Vehículos Automotores. Carrocerías de Buses. Requisitos, Quito: Norma Técnica Ecuatoriana, 2009.
2. AHMSA, Manual de diseño para la construcción con acero, México: Altos Hornos de México, 2013.
3. NTE INEN, NTE INEN 2656 Clasificación Vehicular, Quito: Norma Técnica Ecuatoriana, 2016.
4. MTOP, Decreto Ejecutivo No. 1137, Quito, Pichincha: Ministerio de Transporte y Obras Públicas, 2012.
5. DIPAC, «Catálogo General de Productos,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.dipacmanta.com/Catalogos-descargas/catalogo-2020.pdf>.
6. ERP Safla, SMA Arroba, GGN Andrade, EAC Guevara “Simulación de esfuerzos mecánicos sobre las férulas para miembros superiores”. ConcienciaDigital. (2020)
7. M Aquino, I Caicedo, J Buñay, E Pozo “Estudio de diseño óptimo de una férula de miembro inferior con patrones de distintas geometrías” Polo del Conocimiento. (2022)
8. ERP Safla, SMA Arroba, MAO Viñán, “Ampliación de la realidad virtual en el mecanizado mediante torno CNC de un peón de ajedrez” Polo del Conocimiento: Revista científicoprofesional. (2021)
9. LPT Pérez, SMA Arroba, ERP Safla, ESC Rivera, “Modelación matemática para el diseño mecánico de una plataforma autocargable”. Ciencia Digital. (2019)

10. M Pérez Bayas, G Novillo Andrade, SM Aquino Arroba, “Kinetic Analysis Of An Ankle Rehabilitator Composed Of Two Parallel Delta Robots”. Universidad Tecnológica de Panamá. (2018)
11. E Granizo, F Escudero, R Pachacama, M Aquino, E Lozano, “Optoacoustic effect analysis by FEM” AIP Conference Proceedings. (2018)
12. MAO Viñán, SMA Arroba, LSO Cantos, ERP Safla, EAJ Dominguez, “Modelización CFD para determinar el comportamiento del fluido en tuberías de PVC”. Dominio de las Ciencias. (2018)
13. S Choto, M Aquino, E Pozo, M Ordóñez, G Novillo, G Miño, M Escobar “Modelación y simulación por volúmenes finitos de un impulsor de una bomba centrífuga”. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. (2017)
14. CIP Tubon, ERP Safla, SMA Arroba “Análisis de lesiones en el conductor para impactos frontales por simulación computacional” Polo del Conocimiento. (2022)
15. MH Freire-Quintanilla, SM Aquino-Arroba, SM Yupangui-Yupangui "Simulación del Impacto Frontal para una Carrocería de Autobús”. Polo del Conocimiento para Determinar los Niveles de Seguridad. (2022)
16. MH Freire-Quintanilla, SM Aquino-Arroba, SF Martínez-Flores “Análisis de Impacto Frontal, Lateral y Posterior de un Chasis Tubular Tipo Formula Sae, para Determinar los Niveles de Seguridad” Polo del Conocimiento. (2022)
17. OF Balseca-Sampedro, SM Aquino-Arroba, SW Chela-Hinojosa, “Diseño de un prototipo de reactor de pirólisis térmica para la descomposición y aprovechamiento de residuos plásticos fabricados a partir de: PP, PE, Y PS” Polo del Conocimiento. (2021)
18. CZ Oliva, ET Tamayo, AO Pazmiño, ER Pozo, MA Ordoñez, SM Aquino, “Mathematical modeling of the coal activation process in rotary cylindrical kiln” (2019)
19. P Tierra, M Aquino, E Pozo, J Jaramillo, “Simulación matemática de pruebas de impacto entre diferentes materiales, por medio de software para análisis no lineales” Dominio de las Ciencias. (2020)
20. JIC Reyes, JSB Guamán, SMA Arroba, “Análisis del comportamiento plástico del acero 1020 mediante ensayos de tracción” Polo del Conocimiento: Revista científico-profesional. (2020)

21. SM Aquino-Arroba, MH Freire-Quintanilla, MA Ordoñez-Viñan, “Diseño y manufactura asistida por computadora en la fabricación de la” Kaplan Turbine Blade” Polo del Conocimiento. (2019)
22. MÁE Guachambala, SMA Arroba, ERP Safla, LSC Chariguaman, “Tecnología CAD CAM aplicada al diseño de robots de batalla” Ciencia Digital. (2019)
23. MÁE Guachambala, SMA Arroba, ERP Safla, LSC Chariguaman, “Determinación de los parámetros de diseño, manufactura y producción de sellos en plástico”. Ciencia Digital. (2019)
24. SMA Arroba, LPT Pérez, ERP Safla, ESC Rivera, “Modelación Matemática para la Dinámica de Mecanismos Hidráulicos Tipo Tijera”. Ciencia Digital. (2019)

© 2025 por los autores. Este artículo es de acceso abierto y distribuido según los términos y condiciones de la licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0) (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>).