

METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE LA ESTRUCTURA METÁLICA DE SOPORTE PARA UN SISTEMA INDUSTRIAL ELEVADOR DE CARGA

METHODOLOGY FOR THE DESIGN OF METAL SUPPORT STRUCTURE FOR AN INDUSTRIAL SYSTEM FORKLIFT

¹Félix Javier Manjarrés Arias , ²Luis Francisco Bustamante Sarabia

¹Universidad de Fuerzas Armadas ESPE – Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Quijano y Ordoñez y Marques de Maenza s/n.

E-mails: ¹fxmanjarres@espe.edu.ec , ²luisbustamante1407@gmail.com

Energía Mecánica Innovación y Futuro, IV Edición 2015, No.2 (13)

RESUMEN

El trabajo plantea una metodología aplicable al diseño, selección de elementos mecánicos y construcción, de una estructura metálica para un sistema elevador industrial.

Se utiliza el diseño asistido por computadora en las siguientes etapas: generación de la geometría de la estructura mediante el software AutoCAD Structural Detailing; Análisis y selección de perfiles a través del paquete Risa Technologies y el Análisis por elementos finitos empleando el software ANSYS INC., que permite la verificación de la resistencia a vibraciones mecánicas así como pandeo.

Se obtienen conclusiones de aporte ingenieril para generar mejoras en los procesos de diseño y construcción de ascensores industriales.

Palabras clave: Elevador, cerámica, CAD, estructura, ascensor, CAE.

ABSTRACT

The work presents a methodology applicable to the design, selection of mechanical elements and construction, of a metallic structure for an industrial lift system.

Computer assisted design in the following steps is used: generating the geometry of the structure by Structural Detailing AutoCAD software; Analysis and selection of profiles through the pack and Risa Technologies Finite element analysis using ANSYS software INC., Which allows the verification of resistance to mechanical vibration and buckling.

Conclusions obtained engineering input to generate improvements in the processes of design and construction of industrial lifts.

Keywords: Elevator, ceramics, CAD, structure, lift, CAE.

1. INTRODUCCIÓN

El método propuesto, se basa en el despliegue de la función de calidad QFD (quality function deployment) que es un método globalizado, cuyo objetivo principal es asegurar que en la definición de la función de un producto o servicio se consideren las necesidades y requerimientos de los usuarios (o, la voz del usuario), a la vez es una herramienta para la planificación de la calidad durante el ciclo de vida de un producto. Consiste en un proceso estructurado que permite traducir los requerimientos y deseos de los usuarios en requerimientos técnicos de ingeniería en cada fase del diseño y de la fabricación.

El método parte de las necesidades y requerimientos del cliente, las mismas que son transformadas en características técnicas para posteriormente seleccionar y otorgar la mejor solución al problema.

Se ha identificado la forma de mejorar la eficiencia en la producción al implementar un sistema elevador de carga, pues de esta manera se reduce el tiempo empleado para transportar los productos a través de las escaleras y; por otro lado, se puede reemplazar el número de obreros destinados a un trabajo específico.

Se establece eliminar el exceso de tiempo perdido para un proceso, en el cual está involucrado: levantar cargas externas por parte de un trabajador y posteriormente transportar hacia pisos de diferente altura por motivos de logística, lo cual genera bajas en la productividad empresarial e igual sitúa en riesgo la seguridad laboral del obrero; incluso da origen a problemas a largo plazo por lesiones laborales permanentes que pueden causarse por la errónea manipulación de pesos.



Figura 1. Herramienta de la casa de la calidad

En la figura 2 se hace énfasis en la herramienta de la casa de la calidad, en la que se analiza los requerimientos de los clientes o “voz del usuario” y las características técnicas o “voz del ingeniero”.

Se determina las especificaciones técnicas y se procede a realizar el análisis funcional. [2] El análisis funcional de un producto o sistema y la elaboración de la estructura funcional es un primer paso para establecer su estructura modular (la mayor parte de diseñadores realizan estos procesos sin formalizarlos), a partir de combinar las diversas funciones en módulos, de forma que se alcancen los siguientes dos objetivos prioritarios: Agrupar las funciones en módulos, establecer interfaces adecuadas entre módulos.

Mediante el análisis funcional, se establece la función primaria y la secundaria, para posteriormente y mediante el método de criterios ponderados establecer y seleccionar la mejor solución; en el presente caso para la geometría de diseño de la estructura metálica y el sistema elevador de carga.

Se establece la solución para la geometría del diseño, se procede a la selección de los materiales, para lo cual se realizan los cálculos de diseño mecánico, dando así a conocer las propiedades físicas que se debe cumplir en la adquisición de los

elementos. Estos cálculos son verificados mediante la asistencia del software RISA Technologies versión académica. Posterior se realiza el dibujo tridimensional de la estructura con ayuda del software Autocad Structural Detailing en su versión académica y finalmente la simulación por el método de elementos finito, con el software ANSYS Inc. versión académica.

En la simulación por elementos finitos se determina que el factor de seguridad y el factor de vibración mecánica cumplen con el requerimiento de seguridad y de diseño.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

Se inicia el proceso de diseño de la estructura metálica, referenciándose en los resultados obtenidos mediante la herramienta casa de la calidad, en la Tabla 1, se detallan los requerimientos (voz del usuario) y la Tabla 2 los requerimientos técnicos (voz del ingeniero), mostrados de mayor a menor importancia.

Tabla 1. Voz del usuario

Requerimiento	Importancia
Que funcione bien	5
Que sea barato	4
Que sea fuerte	3
Que sea adaptable al edificio	2
Que sea bonito	1

Tabla 2. Voz del ingeniero

Requerimiento	Importancia
Fiable y Funcional	5
Antisísmico	5
Bajo costo	4
Resistente	3
Ergonómico	2
Estético	1

Se ha facilitado el trabajo dividiendo el sistema en tres módulos: en el primero se calcula los

parámetros de ingeniería para la estructura metálica, en el segundo se analiza el mecanismo de ascenso, descenso del sistema elevador y en el tercero se diseña el control eléctrico.

En la Tabla 3, 4 y 5, se presentan los resultados de los requerimientos técnicos de cada módulo.

Tabla 3. Requerimientos de diseño de la estructura metálica

Requerimiento	Detalle
Altura	11 metros
Carga útil máxima	29,4 kN
Carga útil de trabajo	14,7 kN
Resistencia	Esfuerzos axiales y esfuerzos de compresión
Seguridad	Arrostramientos Chevron en V
Durabilidad	Límite de fluencia mínima 250 MPa, límite de rotura 410 MPa
Mantenimiento	Revisión cada 6 meses
Calidad	ASTM A 36 - INEN

Tabla 4. Requerimientos técnicos del mecanismo de ascenso y descenso

Requerimiento	Detalle
Capacidad de carga	Soportar 9,8 kN
Costo	Disminuir hasta 50% al aplicar un contrapeso
Velocidad	0,7 m/s
Seguridad	Factor de seguridad 2
Potencia	Motorreductor 5 Hp
Soportes	Rodamientos cilindricos
Vida útil	Mayor a 60000 ciclos de trabajo
Sujeción	Cables de acero, grilletes, guardacabos

Tabla 5. Requerimientos técnicos control eléctrico

Requerimiento	Detalle
Capacidad de carga	Soportar 9,8 kN
Costo	Disminuir hasta 50% al aplicar un contrapeso
Velocidad	0,7 m/s
Seguridad	Factor de seguridad 2
Potencia	Motorreductor 5 Hp

Al conocer los requerimientos técnicos del sistema,

se presenta una propuesta de metodología para el diseño de un sistema ascensor industrial:

- Realizar la construcción de dos prismas rectangulares, un primario para el recorrido de la cabina y un secundario para el recorrido del contrapeso.
- Implementar un sistema de cable - polea de arrastre, lo cual reemplazará el uso de un tambor de bobinado de cable.
- Diseñar una geometría capaz de soportar la carga de trabajo (carga viva), cargas muertas así como movimientos sísmicos.

Para el mecanismo de ascenso y descenso:

- Seleccionar un motorreductor para mejorar la curva de eficiencia de velocidad versus torque.
- Calcular las dimensiones adecuadas del cable de acero para soportar la carga de trabajo requerida.
- Escoger los rodamientos adecuados para todos los tipos de cargas generadas por el elevador.
- Reducir el valor de la potencia de consumo en el motor mediante el uso de un contrapeso.

Para el control eléctrico:

- Reemplazar el uso de un variador de frecuencia por la caja reductora de velocidad.
- Implementar la instalación de sensores y botones que permitan la adecuada maniobra del sistema.

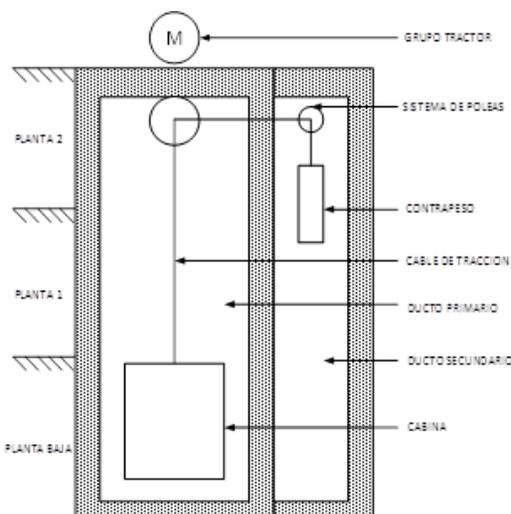


Figura 2. Propuesta de solución para el sistema elevador

Una vez establecidos los parámetros de ingeniería que se busca como objetivos de diseño; se procede a generar la geometría propuesta como solución, la figura 5 muestra la vista de planta, en la que se establece el área de trabajo junto con la asignación de perfiles recomendados para columnas.

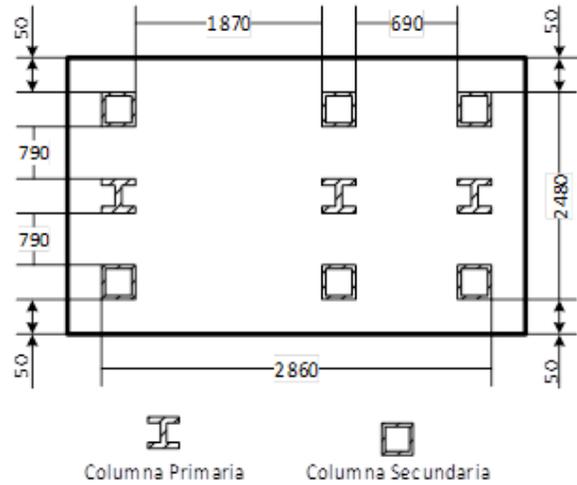


Figura 3. Área de trabajo para cimentación del sistema ascensor

Para determinar el perfil que se va a emplear en la construcción de la estructura se realiza los siguientes cálculos mostrados desde la ecuación 1:

$$C_{total} = C_{viva} + C_{muerta} \quad \text{Ec. 1}$$

$$C_{total} = 190[Kg] + 4500[Kg]$$

$$C_{total} = 6400[Kg]$$

$$P_{total} = C_{total} \cdot g \quad \text{Ec. 2}$$

$$P_{total} = 6400[Kg] \cdot 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Se ha tomado en cuenta que existen tres columnas primarias y tres columnas secundarias, para el análisis se considera el peso total distribuido entre las columnas primarias, cada una con 12 metros de largo.

$$P_{distribuida} = \frac{P_{total}}{3 \text{ columnas primarias}} \quad \text{Ec. 3}$$

$$P_{distribuida} = 20,91[kN]$$

Cálculo de la longitud efectiva

[3] Se realiza el cálculo de la longitud efectiva, con toma el valor de la constante $K=0,65$ (relación de esbeltez) recomendada para columnas empotradas en ambos extremos, y se aplica el siguiente cálculo:

$$L_e = K.L \quad \text{Ec. 4}$$

$$L_e = 0,65.12[m]$$

$$L_e = 7,8[m]$$

Cálculo del radio de giro de la sección transversal

[4] Para aplicar la ecuación del radio de giro se necesita obtener el momento de inercia de la sección transversal, tanto para la columna primaria como para la columna secundaria.

Sección transversal del tubo estructural

$$I_{yy} = \frac{H^4 - h^4}{12} \quad \text{Ec. 5}$$

Sección transversal del perfil HEB:

$$I_{yy} = \frac{BH^3 - bh^3}{12} \quad \text{Ec. 6}$$

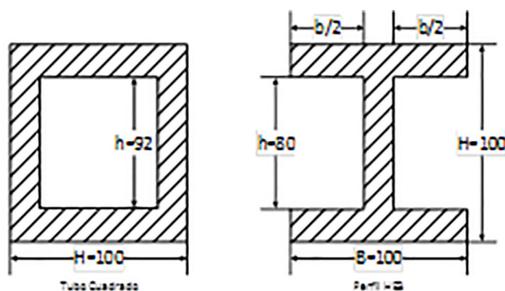


Figura 4. Sección transversal de perfiles

Se selecciona un tubo cuadrado para la estructura, se requiere determinar la sección transversal, el área y el radio de giro.

Sección transversal del tubo cuadrado 100 x 100 x 4 [mm]:

$$I_{yy} = \frac{H^4 - h^4}{12} \quad \text{Ec. 5}$$

$$I_{yy} = \frac{100^4[mm^4] - 92^4[mm^4]}{12}$$

$$I_{yy} = 2363392,00[mm^4] \cdot \frac{1^4[cm^4]}{10^4[mm^4]}$$

$$I_{yy} = 236,3392[cm^4]$$

Área del tubo cuadrado 100 x 100 x 4 [mm]:

$$A = B^2 - b^2 \quad \text{Ec. 8}$$

$$A = 100^2[mm^2] - 92^2[mm^2]$$

$$A = 1536[mm^2] \cdot \frac{1^2[cm^2]}{10^2[mm^2]}$$

$$A = 15,36[cm^2]$$

Radio de giro del tubo cuadrado 100 x 100 x 4 [mm]:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ec. 9}$$

$$r = \sqrt{\frac{236,339[cm^4]}{15,36[cm^2]}}$$

$$r = 3,922[cm]$$

Se determina la sección transversal, el área y el radio de giro para el perfil estructural HEB seleccionado:

Sección transversal del perfil estructural HEB:

$$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12} \quad \text{Ec. 6}$$

$$I = \frac{100[mm] \cdot 100^3[mm^3] - 92[mm] \cdot 80^3[mm^3]}{12}$$

$$I = 4,3227[mm^4] \cdot \frac{1^4[cm^4]}{10^4[mm^4]}$$

$$I = 432,27[cm^4]$$

Área del perfil estructural HEB:

$$A = BH - bh \quad \text{Ec. 10}$$

$$A = 100[\text{mm}] \cdot 100[\text{mm}] - 94[\text{mm}] \cdot 80[\text{mm}]$$

$$A = 2480[\text{mm}^2] \cdot \frac{1^2[\text{cm}^2]}{10^2[\text{mm}^2]}$$

$$A = 24,80[\text{cm}^2]$$

Radio de giro del perfil estructural HEB:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ec. 9}$$

$$r = \sqrt{\frac{432,27[\text{cm}^4]}{24,80[\text{cm}^2]}}$$

$$r = 4,1749[\text{cm}]$$

Cálculo de la carga crítica

[5] Las propiedades mecánicas del acero ASTM A500 son: módulo de elasticidad 207 [GPa], resistencia a la fluencia 228 [Mpa].

Carga crítica para el tubo estructural cuadrado 100 x 100 x4 [mm]:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(Le)^2} \quad \text{Ec. 11}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 207[\text{GPa}] \cdot 2,3634 \times 10^{-6}[\text{m}^4]}{7,8^2[\text{m}^2]}$$

$$P_{cr} = 79,363[\text{kN}]$$

Carga estructural para el perfil HEB:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(Le)^2} \quad \text{Ec. 11}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot 207[\text{GPa}] \cdot 4,3227 \times 10^{-6}[\text{m}^4]}{7,8^2[\text{m}^2]}$$

$$P_{cr} = 145,1563[\text{kN}]$$

Cálculo de la carga admisible

Se aplica la ecuación siguiente:

Carga admisible para tubo estructural cuadrado de 100 x 100 x4 [mm]:

$$P_a = \frac{P_{cr}}{fs} \quad \text{Ec. 12}$$

$$P_a = \frac{79,363[\text{kN}]}{2}$$

$$P_a = 39,6815[\text{kN}]$$

Carga admisible para perfil estructural HEB:

$$P_a = \frac{P_{cr}}{fs}$$

$$P_a = \frac{145,1563[\text{kN}]}{2}$$

$$P_a = 72,5782[\text{kN}]$$

El valor de la carga admisible se considera como carga crítica en la columna, con este valor se calcula el esfuerzo normal:

Esfuerzo normal para el tubo estructural cuadrado de 100 x 100 x4 [mm]:

$$\sigma = \frac{P_a}{A} \quad \text{Ec. 13}$$

$$\sigma = \frac{39,6815[\text{kN}]}{1,536 \times 10^{-3}[\text{m}^2]}$$

$$\sigma = 25,8343[\text{MPa}]$$

Esfuerzo normal para el perfil HEB:

$$\sigma = \frac{P_a}{A} \quad \text{Ec. 13}$$

$$\sigma = \frac{72,5782[\text{kN}]}{2,48 \times 10^{-3}[\text{m}^2]}$$

$$\sigma = 29,2654[\text{MPa}]$$

Comparación del peso distribuido con la carga admisible de la columna

El peso distribuido se considera también como la carga real aplicada, por lo cual, si el valor del peso

distribuido es menor al valor de la carga admisible, la columna no corre riesgo de pandeo.

Tubo estructural cuadrado 100x100x4

$$P_{distribuido} < P_{admisible} \quad \text{Ec. 14}$$

$$20,91[kN] < 39,6815[kN]$$

Perfil estructural HEB 100

$$P_{distribuido} < P_{admisible}$$

$$20,91[kN] < 72,5782[kN]$$

Para los dos casos, la columna primaria y la columna secundaria cumplen con la resistencia necesaria para el soporte del peso admisible, descartando la posibilidad de que se pueda pandear el perfil.

Se selecciona la dimensión de los demás perfiles, desarrollando un proceso similar, la tabla 6 contiene la selección realizada para los distintos perfiles que van a ser empleados en la construcción de la cabina.

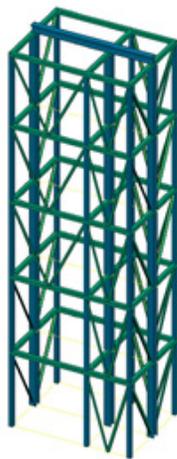


Figura 5. Solución a la geometría de la estructura

Mediante asistencia computacional, se verifican los perfiles seleccionados, que cumplan con el factor de diseño requerido de 2 a 3, con el software Risa Technology 3D, versión académica, se comprueba la relación de esbeltez, con los valores de la referencia [6] establecidos en la tabla 6.

Tabla 6. Valor máximo para relación de esbeltez

Miembros a compresión	KL/r < 200
Miembros a tensión	KL/r < 240
Arrostramientos y miembros secundarios	KL/r < 300
Que sea fuerte	3

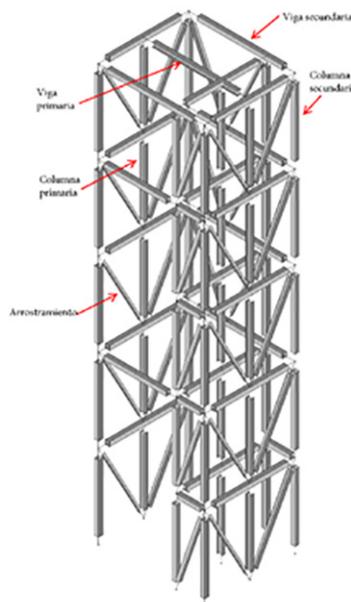


Figura 6. Geometría previa de la estructura, definida con la asistencia del software RISA 3D.

3. EXPERIMENTACIÓN Y RESULTADOS

Elaborada la geometría de la estructura, se procede a realizar la experimentación con los perfiles disponibles en el mercado, para lo cual en la tabla 7 se establece los valores que se obtienen con la simulación en el software.

Tabla 7. Resultados de las iteraciones efectuadas para determinar el perfil de sección adecuado.

Perfil	Relación de esbeltez
Columna principal	
HEB 80	198,98
HEB 100	78,915
HEB 140	55,345
Viga principal	
HEB 80	>200
HEB 100	73,785
HEB 140	32,345
Columna secundaria	
HEB 80	178,456
HEB 100	51,778
HEB 140	32,657
Arrostramientos	
HEB 80	>200
HEB 100	153,816
HEB 140	102,456

[7] Con los valores obtenidos del análisis y de las simulaciones, se selecciona el perfil HEB 100 para vigas principales, el tubo estructural cuadrado 100 x 100 x 4 [mm] para las vigas secundarias y un perfil angular 75 X 75 X 5 [mm], cuyos valores de relación de esbeltez se muestran en la tabla 8.

Tabla 8. Valores de los perfiles seleccionados.

Posición	Resultado (KL/r)
Viga principal	73,785
Columna secundaria	51,778
Columna principal	78,915
Arrostramientos	153,816

Con la asistencia de ANSYS versión 16, realiza el análisis por el método de elementos finitos, para determinar el factor de seguridad estático y el factor dinámico por vibraciones mecánicas, para garantizar seguridad en la estructura.

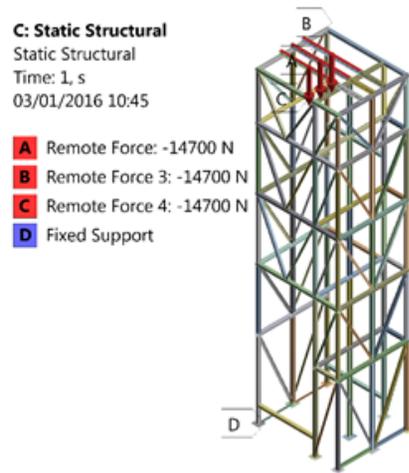


Figura 7. Deformación total al aplicar una frecuencia máxima referencial de vibración de 20 Hz. (recomendado para este tipo de estructuras).

Se aplican fuerzas puntuales a cada viga principal, las que respectivamente representan: la carga de trabajo, el peso de la cabina, el peso del grupo tractor; se obtiene el valor de 2,03 para el factor de seguridad, se aprueba el diseño.

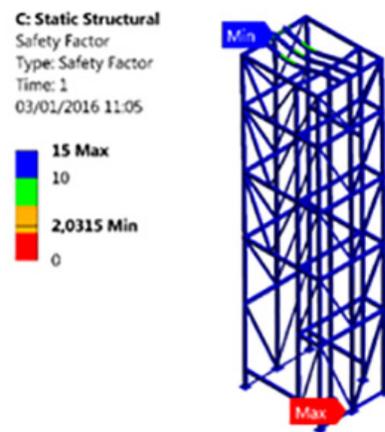


Figura 8. Factor de seguridad general de la estructura.

Se verifica la deformación por vibración mecánica obteniéndose un valor de 0,0032 metros como máximo valor.

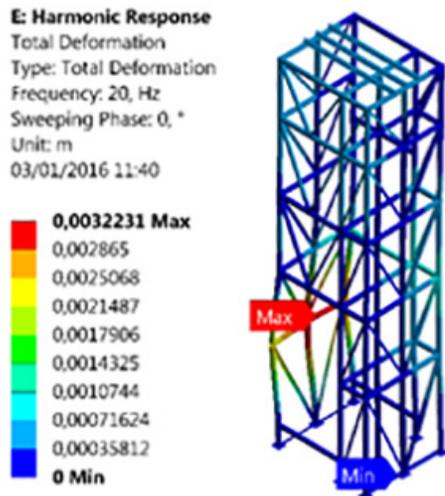


Figura 9. Deformación total al aplicar una frecuencia de vibración de 20 Hz.

Se desarrolla un proceso de diseño y verificación similar para la estructura de la cabina del ascensor.

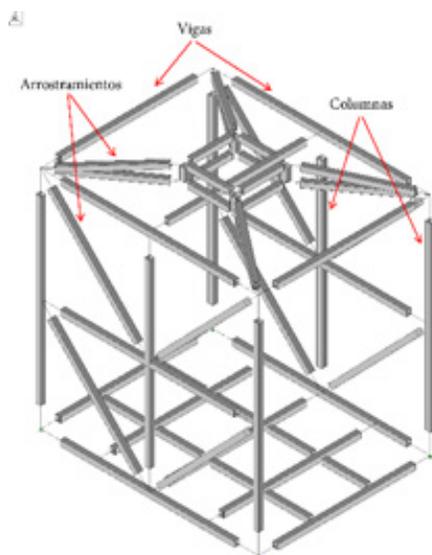


Figura 10. Geometría de la cabina del ascensor, elaborada en Risa 3D.

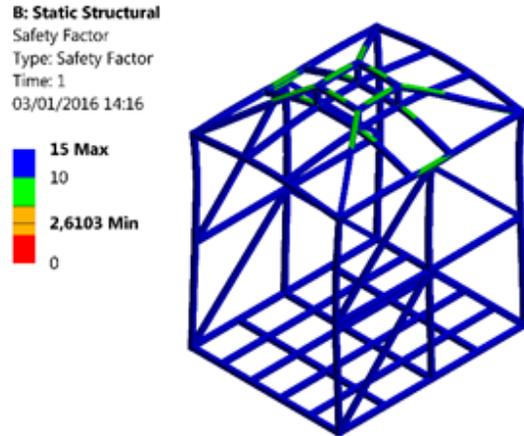


Figura 11. Resultado del factor de diseño en la cabina del ascensor.

Se realiza el análisis estructural en el software Ansys para determinar el factor de seguridad de la cabina.

La figura 11 indica el resultado obtenido para el factor de seguridad de la cabina, siendo 2,6 un valor aceptable en ingeniería estructural, para garantizar la seguridad de la geometría diseñada.

Tabla 10. Resultados de las simulaciones efectuadas en el proceso de diseño.

Tubo estructural cuadrado 50 x 50 x 3	KL /r<200
Posición	Resultado (KL/r)
Vigas	53,057
Columnas	115,213
Arrostramientos	80,365

Los elementos de máquina requeridos para el trabajo del sistema dinámico del ascensor se seleccionaron en función a las cargas determinadas según el cálculo estático, tomando en cuenta la voz del ingeniero.

En el caso del diseño del control eléctrico se considera las condiciones de funcionamiento del sistema, se realiza el cálculo y la selección de elementos eléctricos tomando en cuenta principalmente sus costos y disponibilidad en el mercado ecuatoriano.

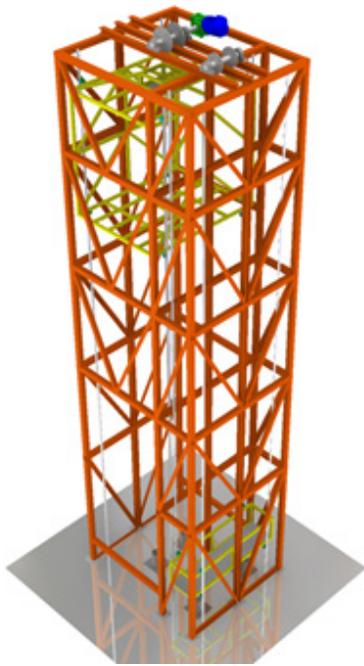


Figura 12. Objetivo de diseño finalizado

4. CONCLUSIONES

- El despliegue de la función de la calidad permite interpretar ingenierilmente las necesidades del cliente y revalidarlas con las posibilidades técnicas del ingeniero,
- Generar un método que convine la creatividad del ingeniero, la asistencia computacional y el análisis matemático, resulta idóneo para esta época en la que la productividad es lo más deseado en las empresas de diseño.
- En Ecuador no se cuenta con materiales de ingeniería estructural que permita efectuar un cálculo iterativo más amplio para mejorar el deseo del cliente sobre todo en lo que a costos y durabilidad se refiere.
- La asistencia computacional no tiene la última palabra en el diseño estructural, se deberá tomar muy en cuenta el criterio ingenieril, así también los cálculos manuales.
- Del diseño dependen los planos de taller y de detalle que representan la posibilidad de materializar el diseño, de tal manera

que la asistencia computacional contribuye notablemente a la generación automatizada de la documentación técnica requerida.

- Se desarrollo una metodología exitosa, que realizó sinergia entre el diseño computacional, el diseño analítico y la calidad total.

REFERENCIAS

- [1] Carles Riba y Romeva, “Diseño Concurrente”. Barcelona: Departamento de Ingeniería Mecánica UPC.
- [2] Tassinari Robert, “El producto adecuado”. Barcelona: Marcombo Boixareu S.A.
- [3] McCormac Jack, “Diseño de Estructuras de Acero”. México: Alfaomega Grupo Editor.
- [4] Marks, “Manual del Ingeniero Mecánico”. México: McGraw Hill.
- [5] American Society for Testing and Materials.
- [6] R. C. Hibbeler, “Mecánica de materiales”. México: Pearson Educación.
- [7] IPAC, “Catalogo de Perfiles Disponibles en el Mercado”. Ecuador: Dufenco Group.

BIOGRAFÍA



1 Manjarrés Arias Félix Javier, nació en Guayaquil – Ecuador, es Tecnólogo en Mecánica de Aviación, Ingeniero Automotriz, Ingeniero Industrial, Máster en Gestión de Empresas mención PYMES, Egresado 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 Email: javier.manjarres@gmail.com.



2 Bustamante Sarabia Luis Francisco, nació en Latacunga – Ecuador, Egresado en la Escuela Politécnica del Ejército Sede Latacunga. Brinda servicios de asesoría y realización de proyectos técnicos. E-mail:

luisbustamante1407@gmail.com

Registro de publicación:

Fecha de recepción	25 de agosto 2015
Fecha aceptación	18 noviembre 2015