

## ANÁLISIS DE DISPOSITIVO DE IZAJE DE CARGAS PARA CONTRIBUIR A LA OPTIMIZACIÓN DE LOS DISEÑOS

### ANALYSIS OF LOAD LIFTING DEVICE TO CONTRIBUTE TO THE OPTIMIZATION OF DESIGNS

Walter F. Giordano<sup>a,b</sup>, Neorén G. Franco<sup>a</sup>, Cristian P. Dominguez<sup>a</sup>, Bruno E. García<sup>a</sup>  
Juan C. Acosta<sup>a</sup>, Facundo Parodi<sup>a</sup>, Agustín De Battista<sup>a</sup>, Benjamin Sanchez<sup>a</sup>, Mauro  
Dorsch<sup>a</sup>

<sup>a</sup>Grupo de Estudio de Mecánica Computacional, Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional San Nicolás, Colón 332, San Nicolás de los Arroyos, Argentina, [gemeco@frsn.utn.edu.ar](mailto:gemeco@frsn.utn.edu.ar), <http://www.frsn.utn.edu.ar/>

<sup>b</sup>Laboratorio de Desarrollo de Ingeniería Mecánica e Industrial, Universidad Nacional Noroeste de Buenos Aires, Roque Saenz Peña 456, Junín, Argentina, [ladimi@unnoba.edu.ar](mailto:ladimi@unnoba.edu.ar), <https://sitio.unnoba.edu.ar/>

**Palabras clave:** Diseño mecánico, Elementos finitos, Fatiga, Montacargas, Transporte de carga, Mecánica Computacional, Simulación, Bolsón.

**Resumen.** El presente estudio se enfoca en la optimización del diseño de un accesorio comercial denominado modelo GMI, diseñado y fabricado por la empresa argentina Seiri Simplificar Proyectos S.R.L. Éste permite el transporte de big bags mediante una uña de montacargas. Inicialmente, se parte del diseño original que, a través de ciclos de pruebas y simulaciones por elementos finitos con diversas condiciones de carga y, en base a los ciclos de vida adoptados, se itera geoméricamente con el fin de lograr una homogeneización en los factores de seguridad de los diferentes componentes estructurales. Esto tiene como consecuencia una reducción en el costo y el peso del accesorio. Paralelamente, se evalúan los factores de seguridad según diferentes normativas aplicables, considerando los ciclos de vida definidos. Este análisis basado en cargas dinámicas, confirma la adopción de un enfoque de diseño equilibrado, que prioriza la competitividad en el diseño final.

**Keywords:** Mechanical design, Finite elements, Fatigue, Forklift, Load handling, Computational Mechanics, Simulation, Big bag.

**Abstract.** This study focuses on optimizing the design of a commercial accessory named GMI model, designed and manufactured by the Argentinian company Seiri Simplificar Proyectos S.R.L. This accessory enables the transportation of big bags using a forklift tine. Initially, the original design is taken as a starting point, and through cycles of testing and finite element simulations under various loading conditions, and based on the adopted life cycles, it undergoes geometric iterations to achieve a standardization in the safety factors of different structural components. This results in a reduction in the accessory's cost and weight. Safety factors are evaluated according to different applicable standards, taking into consideration the defined life cycles. This analysis, based on dynamic loads, confirms the adoption of a balanced design approach that prioritizes competitiveness in the final design.

## 1 INTRODUCCIÓN

La empresa Seiri Simplificar Proyectos S.R.L. es una empresa argentina dedicada a la provisión de servicios de ingeniería y su especialidad es la producción de dispositivos de izaje y movimiento de cargas. La misma se encuentra en colaboración con el laboratorio GEMECO compartiendo información para la mejora de sus productos.

El empleo de montacargas en el traslado de bolsones consiste en utilizar estas máquinas para mover y transportar cargas en forma de sacos grandes. Existen dispositivos capaces de adaptar un montacargas al transporte de bolsones, los mismos son accesorios específicos que permiten a las máquinas manipular y mover cargas voluminosas de manera eficiente. Estos dispositivos optimizan la sujeción, estabilidad y distribución del peso de los bolsones, facilitando su transporte seguro. Un ejemplo son los "spreaders", los cuales son dispositivos que se colocan en las horquillas del montacargas, y se extienden para abarcar una mayor superficie de los bolsos. Permiten distribuir el peso de manera más uniforme y evitan que los bolsos se deformen o rompan debido a la presión concentrada. Algunos se adaptan a una uña o ambas para realizar dicho procedimiento. Son accesorios simples que utilizan un gancho para sujetar cada bolsón. El modelo GMI se utiliza en una uña simple de montacargas. Estos dispositivos adaptadores son fundamentales para hacer que los montacargas sean adecuados y seguros para el transporte de bolsones, asegurando la eficiencia en la manipulación de cargas voluminosas.



Figura 1: Montacargas utilizando una cruz spreader para cargar el bolsón.



Figura 2. Accesorio GMI - Seiri, para cargar bolsones con una uña de montacargas. (Imagen ilustrativa)

El objetivo principal es evaluar el diseño del dispositivo GMI marca Seiri S.P., calculado tradicionalmente bajo condiciones estáticas, sometiéndolo a distintas pruebas de cargas cíclicas para aproximar la pieza a condiciones más realistas de fatiga y optimizar el diseño. La normativa a utilizar será la misma utilizada con el cálculo convencional (CIRSOC 301 y AISC).

## 2 ALCANCE

El presente estudio se puede estructurar en tres etapas:

- El estudio de los factores de seguridad de la normativa aplicable: Muchas de las normas aplicables al movimiento de carga, izaje e incluso diseño de estructuras metálicas, tienen base estática. Es decir, no contemplan la variable de carga dinámica, lo cual puede resultar en componentes estructurales sobre-dimensionados o, hasta sub-dimensionados para los ciclos de vida estipulados para el diseño.
- Correlación de los ciclos de vida y el factor de seguridad: En todo diseño se establecen los ciclos de vida para la selección del factor de seguridad aplicable. Dado que los cálculos estáticos tienden a proporcionar factores de seguridad disímiles en diferentes componentes, se emplearán simulaciones computacionales para obtener una aproximación dinámica más precisa en los cálculos.
- Optimización del diseño: La última fase se centrará en optimizar la geometría del diseño, buscando una reducción de peso. Esto se logrará mediante la homogeneización de los factores de seguridad en los componentes clave. El objetivo es lograr un diseño que maximice la eficiencia estructural sin comprometer la seguridad.

Con estas etapas, se busca obtener un diseño final que se ajuste de manera precisa a los requerimientos de carga dinámica, evitando redundancias o debilidades innecesarias en las partes estructurales, y logrando una solución óptima desde el punto de vista de rendimiento y seguridad.

## 3 NORMATIVA

Según la experiencia tanto el criterio AISC como el CIRSOC, tiene buena relación competitividad/robustez, siendo el primero el más conservador:

Tensiones máximas: La tensión máxima permitida será la menor de la normativa invocada, por tanto, el criterio AISC:

$$\sigma_{adm} = 0.6S_y = 0.6(235 \text{ MPa}) = 141 \text{ MPa} \quad (1)$$

La tensión de corte máxima admisible s/ el criterio von Mises,

$$\tau_{adm} = 0.577\sigma_{adm} = 81 \text{ MPa} \quad (2)$$

Flecha máxima: Debido a las características del movimiento de la carga y el diseño, se podrá tomar una flecha admisible de  $L/200$ .

## 4 MATERIALES

La estructura original está compuesta por chapas de acero al carbono certificadas bajo norma IRAM-IAS U 500-42 grado F-24 ( $S_y = 235 \text{ MPa}$ ). El bulón es de acero de bajo carbono martensítico forjado y templado con cabeza cilíndrica grado 10.9 ( $S_y = 940 \text{ MPa}$ ). Los electrodos a utilizar para la soldadura son serie E60XX con una tensión de fluencia de 345 MPa. El tubo utilizado es ASTM A53 Gr. B DN 1" SCH 40 ( $S_y = 240 \text{ MPa}$ ). Cabe destacar que se analizará sólo la parte principal, es decir, sólo la estructura soldada.

## 5 DESARROLLO

### 5.1 Descripción

El dispositivo GMI Seiri S.P. es una estructura metálica soldada. Es un accesorio utilizado para el movimiento de bolsones tipo big-bag de capacidad máxima 1000 kg. Su cuerpo (Pos. 1a, ver Fig. 3) se coloca en una uña de un montacargas y se fija por medio de un tornillo con punta con superficie de fricción, en la parte inferior, hay un gancho para sujetar el bolsón mediante sus ojales. El gancho se restringe en movimiento vertical por medio de un eje (tornillo con un tubo de camisa), el mismo soporta la carga puntual transmitida en el contacto del gancho, y se vincula a la estructura del cuerpo por medio de un agujero pasante en el ojal inferior (Pos. 1b, ver Fig. 3). Este ojal se refuerza con elementos planos cortados a pantógrafo (Pos. 1c, ver Fig. 3).

El cuerpo (Pos. 1a) está construido con una chapa plegada calidad IRAM-IAS F-24 de espesor  $\frac{1}{4}$ " , cerrada por una soldadura con penetración completa en toda su longitud (152.4 mm), la parte frontal de la misma y los radios de plegado son las zonas más afectadas por concentraciones de tensiones y fatiga. Los otros elementos mencionados, 1b y 1c, son del mismo material, calidad y espesor, sin pliegues, planos cortados a pantógrafo. Todos los elementos mencionados están soldados completamente con cordón de soldadura continuo con altura de cateto según norma AWS D1.1, 70% del mínimo espesor de las piezas a vincular.

El peso aproximado de la estructura sin elementos comerciales ni accesorios es de 4.2 kg.

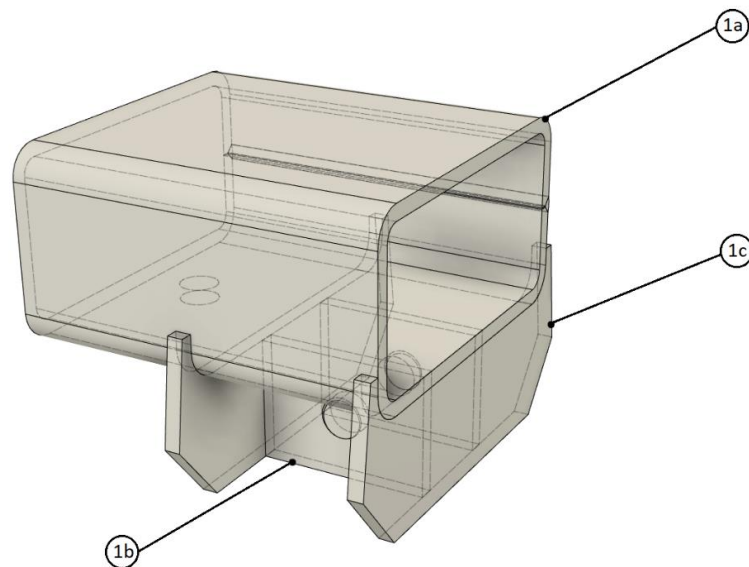


Figura 3: Partes principales del GMI Seiri.

## 6 METODOLOGÍA

Con la finalidad de hacer un estudio comparativo con los resultados de las simulaciones estáticas y dinámicas, se realiza el cálculo analítico convencional del diseño original. Se verifican los ojales (Pos. 1b) y las soldaduras del mismo, además de la soldadura de cierre del cuerpo (Pos. 1a).

### 6.1 Verificación del ojal. Plano resistente a la tracción

En la parte inferior de la estructura se encuentra el ojal, fabricado de una chapa rectangular

cortada a pantógrafo completamente soldada. La misma soporta la carga transmitida en el contacto del pin (eje/bulón). Como condición crítica tomaremos que solamente uno del par de los ojales resiste toda la carga (1000 kg = 9810 N). La sección resistente es la menor de las paralelas a la horizontal, es decir, aquel plano que pasa por el centro del agujero. Entonces,

Ancho resistente

$$69.85 \text{ mm} - 17 \text{ mm} = 52.85 \text{ mm} \quad (3)$$

Área resistente:

$$A = 52.85 \text{ mm} \times 6.35 \text{ mm} = 335.6 \text{ mm}^2 \quad (4)$$

Tensión tractiva:

$$\sigma = \frac{(9810 \text{ N})}{335.6 \text{ mm}^2} = 29.2 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 141 \text{ MPa} \quad (5)$$

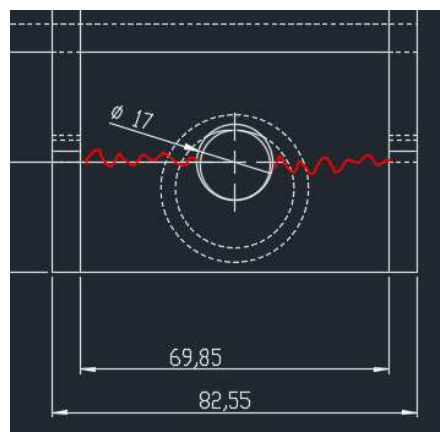


Figura 4: Croquis del GMI Seiri. Plano resistente a la tracción.

## 6.2 Verificación del ojal. Doble plano resistente al corte

El esfuerzo de corte es soportado por el doble plano vertical que pasa por el centro del agujero, es decir, se toma la mínima distancia vertical desde el contorno de la circunferencia al extremo de la chapa ojal (ver Fig. 5).

Mínima distancia vertical:

$$49.9 \text{ mm} - [25 \text{ mm} + 0.5(17 \text{ mm})] = 16.4 \text{ mm} \quad (6)$$

Área resistente:

$$A = 16.4 \text{ mm} \times 6.35 \text{ mm} = 104.14 \text{ mm}^2 \quad (7)$$

Tensión cortante, como el plano resistente es doble:

$$\sigma = \frac{(9810 \text{ N})}{2 \times 104.14 \text{ mm}^2} = 47.1 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 141 \text{ MPa} \quad (8)$$

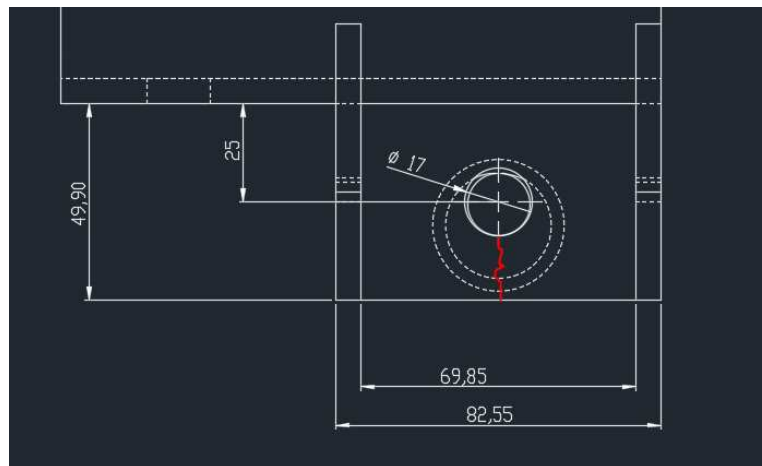


Figura 5. GMI Seiri. Doble plano resistente al corte.

### 6.3 Verificación del ojal. Aplastamiento

Considerando una superficie de contacto más conservadora de alrededor del 30% del diámetro del bulón,

Área resistente:

$$A = 15.8 \text{ mm} \times 6.35 \text{ mm} \times 0.3 = 30 \text{ mm}^2 \quad (9)$$

Tensión de aplastamiento:

$$\sigma = \frac{9810 \text{ N}}{30 \text{ mm}^2} = 163 \text{ MPa} < S_y = 235 \text{ MPa} \quad (10)$$

En este caso se considera a la tensión de fluencia como admisible ya que basta con verificar que la tensión máxima al aplastamiento se encuentre en periodo elástico asegurando que no haya deformaciones permanentes. En condiciones reales esta carga será del 50% al 70% de la carga, salvo en alguna carga de impacto como en un desnivel. Dicho esto, el factor de seguridad al aplastamiento será:

$$n_b = \frac{240 \text{ MPa}}{163 \text{ MPa}} = 1.47 \quad (11)$$

Lo cual resulta en condiciones favorables para los ojales ante las condiciones de esfuerzos a las cuales están sometidos.

### 6.4 Soldadura. Cuerpo

Tomando la condición más desfavorable: la soldadura es del 70% del espesor del cuerpo, es decir de 4.4 mm, con una longitud de 152.4 mm (Ver figura 6). La superficie resistente:

$$A = 4.4 \text{ mm} \times 152.4 \text{ mm} = 670.6 \text{ mm}^2 \quad (12)$$

Tensión máxima,

$$\tau = \frac{9810 \text{ N}}{670.6 \text{ mm}^2} = 14.6 \text{ MPa} < S_y = 345 \text{ MPa} \text{ E60XX (Fig. 7)} \quad (13)$$

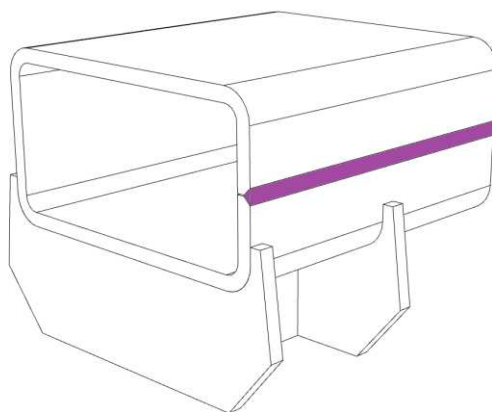


Figura 6. GMI Seiri. Cordón de soldadura del cuerpo.

AWS Electrode Number*	Tensile Strength kpsi (MPa)	Yield Strength, kpsi (MPa)	Percent Elongation
E60xx	62 (427)	50 (345)	17–25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14–17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13–16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Figura 7. Tabla 9.3 Shigley.

## 6.5 Soldadura. Ojales inferiores

La soldadura es del 70% del espesor del cuerpo, es decir de 4.4 mm, con una longitud horizontal de 69.85 mm y dos cordones verticales de 49.9 mm (Fig. 5). La superficie resistente:

$$A = 4.4 \text{ mm} \times (69.85 + 2 \times 49.9) \text{ mm} = 746.5 \text{ mm}^2 \quad (14)$$

Tensión máxima:

$$\tau = \frac{9810 \text{ N}}{746.5 \text{ mm}^2} = 13.1 \text{ MPa} < S_y = 345 \text{ MPa E60XX (Fig. 7)} \quad (15)$$

## 7 MODELIZACIÓN EN SOFTWARE

El software utilizado tanto para la modelización 3D como para las simulaciones, es Autodesk Inventor 2018 versión académica y SolidWorks 2017, respectivamente. Los ciclos de vida de diseño serán de 500 000 ciclos, es decir, 10 años de vida aproximadamente. Para relacionar el factor de seguridad con los ciclos de vida se hicieron distintos casos de carga para cambiar el gradiente tensional resultante.

### 7.1 Simulación del cuerpo original. Tensiones máximas y ciclos de vida

Las condiciones de borde en el diseño original son una restricción fija en la cara superior de la uña (para imitar la limitación al deslizamiento por fricción) y una carga puntual de 9810 N en ambos ojales.



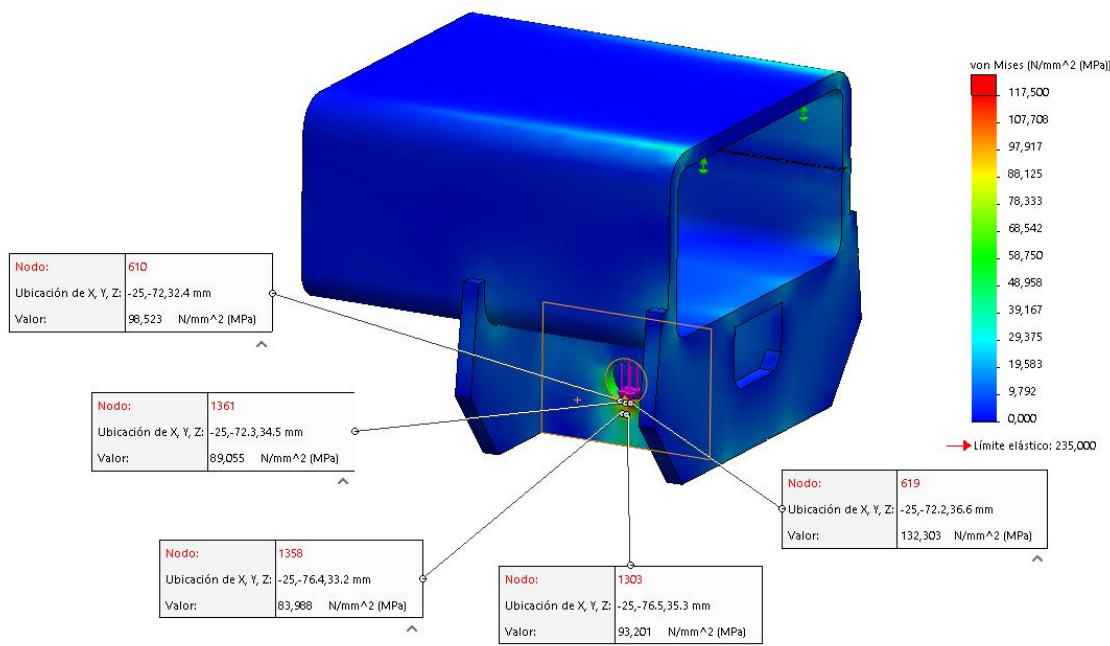


Figura 8. Tensiones de von Mises. Diseño original.

La tensión máxima es de 132 MPa (ver Fig. 8). Se observa que el dispositivo se encuentra en buenas condiciones de tensiones, luego de verificar en deformaciones. Si bien esto es positivo, se observa un gradiente importante en las tensiones máximas y mínimas. Los ciclos de vida para esta condición superan la expectativa. Luego si procedemos a subir la carga hasta obtener aproximadamente 140 MPa de tensiones máximas promedio y observamos los ciclos de vida (Fig. 9) se observan nuevamente los gradientes en las mismas zonas que en los resultados de la figura 8. La figura 9 nos dice los ciclos de vida para la pieza cargada al 150% (condición de carga en desnivel brusco), se observa que las zonas verdes y rojas no soportan los ciclos determinados para el diseño.

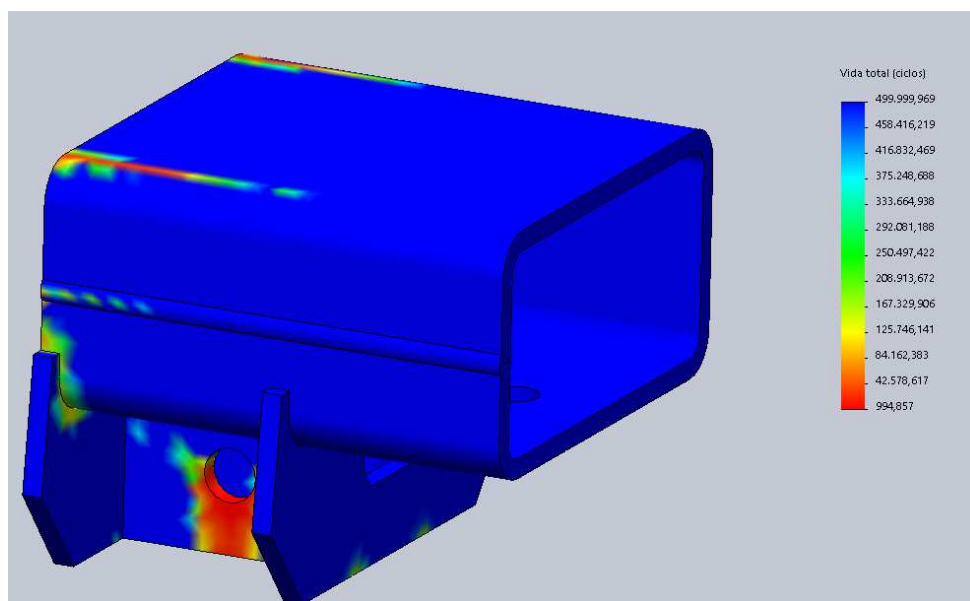


Figura 9: Simulación de los ciclos de vida para el diseño original.



## 7.2 Simulación del cuerpo modificado. Tensiones máximas y ciclos de vida

Luego de varias pruebas de carga desde el 100% al 200% de la carga de trabajo, se optimiza el diseño geoméricamente. Su peso final es de 2.4 kg, con esto se logra una reducción de masa del 50%. Principalmente debido a que se redujo el espesor de la chapa plegada que conforma el cuerpo.

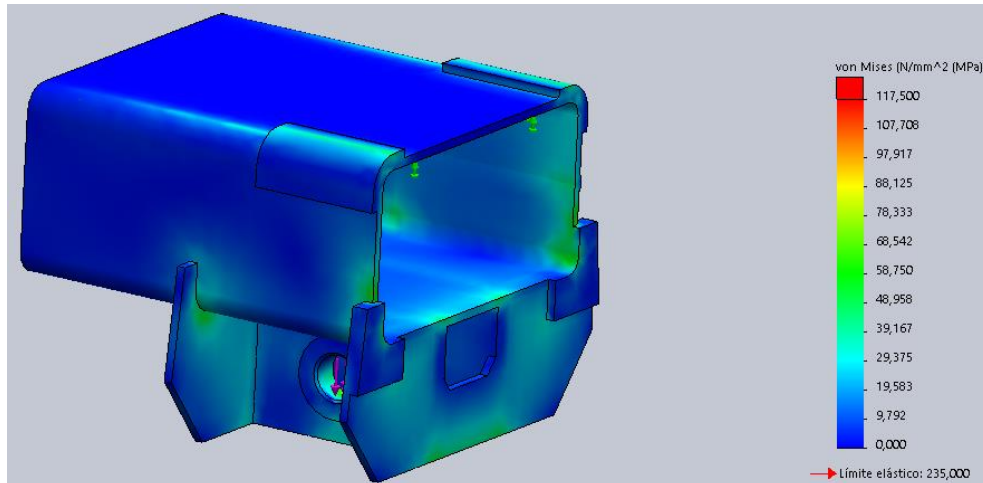


Figura 10. Simulación para 100% de carga máxima. Diseño modificado.

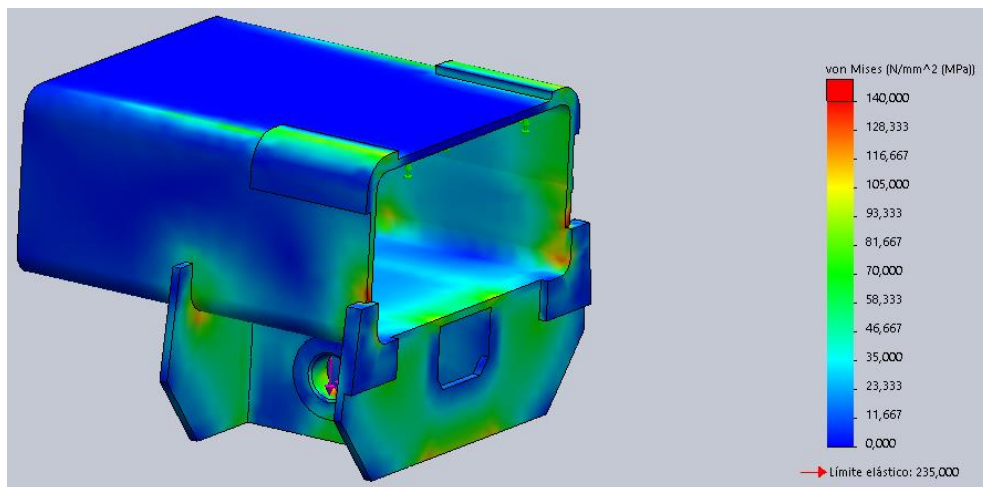


Figura 11. Simulación para 200% de la carga máxima. Diseño modificado.

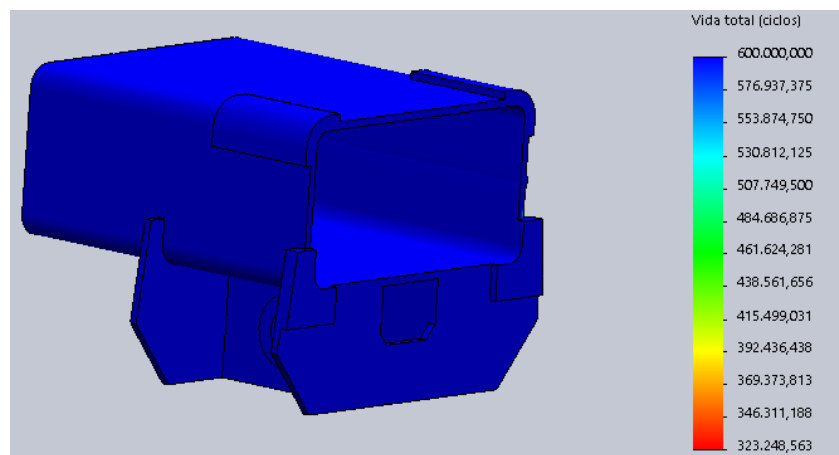


Figura 12. Ciclos de vida para carga cíclica al 200%.

## 8 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

El diseño GMI-Seiri siempre fue una solución robusta, pero al igual que varios dispositivos, están calculados en base estática con factores de seguridad grandes. Este estudio ha demostrado que se puede lograr una reducción importante del peso (50%) por medio de llevar el factor de seguridad de las partes estructurales constitutivas más importantes y tener en cuenta cargas cíclicas y una vida que tienda a los ciclos de vida establecidos por los diseñadores. Esta reducción de peso conlleva una reducción proporcional de los costos de fabricación en pequeña escala, además, debido a esto, el producto resultante es altamente competitivo en un mercado de continuo crecimiento con un alto standard de seguridad.

Además de lo explicitado, se observó que las zonas de concentraciones de tensiones son propensas a fallar antes que se cumpla la vida de diseño y son puntos a tener en cuenta para servicios bajo cargas dinámicas.

El cuerpo modificado ahora es de chapa de 3.2 mm, del mismo grado, con refuerzos en la zona más solicitada, al igual que los complementos de refuerzo del ojal inferior, el cual mantuvo su espesor, agregándole un refuerzo (arandela para sobreespesor) en la zona del agujero, más precisamente donde el aplastamiento es elevado por el contacto del eje cargado. Cabe destacar que algunos catetos de soldadura fueron reducidos con el fin de bajar espesores de chapas (a aproximadamente 2 mm). Por cuestiones de seguridad se podrían utilizar electrodos de mejor grado como los de la serie E70xx, sin embargo, las tensiones en cuestión son relativamente bajas.

## 9 AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen la colaboración de la empresa Seiri Simplificar Proyectos S.R.L. de la ciudad de San Nicolás de los Arroyos (Provincia de Buenos Aires), por la información aportada; y a la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Tecnológica Nacional, por la financiación al proyecto AMECSN0008736.

## REFERENCIAS

- Budynas, Nisbett, J. S., *Shigley's Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, 2008.
- Gere J. - Goodno B., *Mecánica de Materiales*. Cengage Learning, 2009.
- INTI, *Reglamento CIRSOC 301, Reglamento Argentino de estructuras de acero para edificios*. INTI, 2018.
- AISC, *Specification for Structural Steel Buildings – ANSI/AISC 360-2010*. AISC.
- ANSI, *ANSI B56.1-2020: Safety Standard for Low, High Lift Trucks*. ANSI.