

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

**DESARROLLO DE UN ALGORITMO PARA EL DISEÑO DE
CARCASAS SOLDADAS PARA CAJAS REDUCTORAS DE
ENGRANAJES CILÍNDRICOS**

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller:

Michael Anderson Blas Cajas

ASESOR: Dr. Rosendo Franco Rodríguez

Lima, Mayo del 2016



© 2016, Michael Anderson Blas Cajas

Se autoriza la reproducción total o parcial solamente con fines académicos a través de cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.

RESUMEN

La presente tesis tuvo como objetivo desarrollar e implementar un algoritmo que permita realizar el diseño de carcasas soldadas de cajas reductoras de engranajes cilíndricos. Se realizó una revisión del estado del arte de carcasas soldadas de cajas reductoras, lo cual permitió tipificar los modelos de este tipo de carcasas a considerar en este estudio. Se constató que el diseño de la carcasa se realiza en función de la geometría de los componentes que aloja y de las cargas que soporta, sin embargo, no se encontró un método confiable para el cálculo del espesor de pared de la carcasa. Para determinar este espesor se desarrolló un procedimiento basado en expresiones analíticas y en resultados de simulación numérica. El procedimiento permite calcular el espesor de la plancha lateral y determinar el tipo de nervio rigidizador a emplearse, considerando un factor de seguridad igual a 2. Se pudo apreciar que la zona crítica de la carcasa corresponde al nervio rigidizador que se encuentra ubicado en el alojamiento del árbol de salida. Este procedimiento fue incorporado dentro de un algoritmo que se implementó para dimensionar carcasas soldadas de cajas reductoras de dos y tres etapas. Los datos de entrada del algoritmo son las dimensiones principales de los componentes internos y las cargas sobre los apoyos de los rodamientos, ofreciendo como resultados de salida todas las dimensiones de la carcasa y su modelo 3D. El algoritmo se implementó en el software Autodesk Inventor, el cual cuenta con la plataforma de programación *Visual Basic for Applications* (VBA), lo que permitió realizar algunas pruebas mediante ejemplos de aplicación. Las pruebas realizadas permiten concluir que el algoritmo propuesto es viable para el diseño de carcasas soldadas de cajas reductoras de dos y tres etapas.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

| | |
|---------------|---|
| TÍTULO | DESARROLLO DE UN ALGORITMO PARA EL DISEÑO DE CARCASAS SOLDADAS DE CAJAS REDUCTORAS DE ENGRANAJES CILÍNDRICOS |
| ÁREA | Diseño # 3 2 5 |
| PROPUESTO POR | Dr. Rosendo Franco Rodríguez |
| ASESOR | Dr. Rosendo Franco Rodríguez |
| TESISTA | Michael Anderson Blas Cajas |
| CÓDIGO | 20102082 |
| FECHA | 07 de octubre del 2015 |

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
Facultad de Ciencias e Ingeniería

23 NOV. 2015

MIGUEL MEJIA PUENTE
DECANO

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

Entre los componentes principales de las cajas reductoras se encuentra la carcasa, la cual aloja a los demás componentes de la caja y también soporta y disipa las fuerzas generadas entre estas. A pesar de su importancia se tienen pocos procedimientos establecidos para el diseño de carcasas y por ende reducidas herramientas computacionales, que permiten elevar la eficiencia en su proceso de diseño. La presente tesis se centrará en las carcasas fabricadas por soldadura, las cuales presentan algunas ventajas sobre las carcasas fundidas. Debido a la gran diversidad de cajas reductoras existentes, el alcance del presente trabajo comprende a las cajas reductoras con engranajes cilíndricos y ejes paralelos horizontales. Para el diseño y comprobación de la carcasa se tendrán como datos la geometría de los componentes internos y las cargas actuantes. El objetivo general de la tesis es desarrollar y validar un algoritmo para el diseño de carcasas soldadas de cajas reductoras de engranajes cilíndricos. El algoritmo permitirá diseñar y generar el modelo 3D de la carcasa.





PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DESARROLLO DE UN ALGORITMO PARA EL DISEÑO DE CARCASAS SOLDADAS
DE CAJAS REDUCTORAS DE ENGRANAJES CILÍNDRICOS

Introducción

1. Estado del arte
2. Cálculos y diseños paramétricos de la carcasa soldada
3. Desarrollo del algoritmo
4. Implementación y validación

Conclusiones y recomendaciones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas



Dr. Roberto Cordero Rodríguez
Asesor





DEDICATORIA

*A mis padres, Rosana y Alejandro,
por todo su esfuerzo.*

*A mi hermano, a quien motivo
a seguir esforzándose por sus sueños.*

AGRADECIMIENTOS

A Dios por su infinita gracia.

A mi familia que nunca dejó de impulsarme a seguir adelante y gracias a quienes puedo tener la dicha de culminar una etapa muy importante en mi vida.

A mis profesores de la especialidad que aportaron en mi formación. En especial a mi asesor Rosendo Franco, por apoyarme y guiarme con el desarrollo del presente trabajo.

A mis amigos de Ingeniería Mecánica quienes me alentaron a no desistir hasta el final y lograr mis objetivos, con quienes he compartido muchas experiencias, que definitivamente nunca olvidaré. En especial, a mis amigos Guillermo Loaiza, José Montalván y Diego Flores por su apoyo.

ÍNDICE DE CONTENIDO

| | |
|---|------|
| RESUMEN | i |
| DEDICATORIA | ii |
| AGRADECIMIENTOS | iii |
| ÍNDICE DE CONTENIDO | iv |
| ÍNDICE DE ILUSTRACIONES | viii |
| ÍNDICE DE TABLAS | xii |
| LISTA DE SÍMBOLOS | xiii |
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| CAPÍTULO 1: ESTADO DEL ARTE | 3 |
| 1.1. Cajas reductoras de velocidad | 3 |
| 1.1.1. Engranajes | 4 |
| 1.1.1.1. Engranajes cilíndricos de dientes rectos | 6 |
| 1.1.1.2. Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales | 7 |
| 1.1.2. Árboles de transmisión | 8 |
| 1.1.3. Rodamientos | 9 |
| 1.2. Carcasas de cajas reductoras | 11 |
| 1.2.1. Elementos de las carcasas de cajas reductoras | 12 |
| 1.2.1.1. Alojamiento de rodamientos | 12 |
| 1.2.1.2. Tapas laterales | 13 |
| 1.2.1.3. Nervio rigidizador | 13 |
| 1.2.1.4. Tornillos de fijación | 13 |
| 1.2.1.5. Agujero para respiración | 13 |

| | | |
|--|--|-----------|
| 1.2.1.6. | Medidor de nivel de aceite | 14 |
| 1.2.1.7. | Mira de inspección | 14 |
| 1.2.1.8. | Puntos de izaje | 15 |
| 1.2.2. | Variantes de carcasas de cajas reductoras | 15 |
| 1.2.2.1. | Posición de equipos | 15 |
| 1.2.2.2. | Número de etapas | 16 |
| 1.2.2.3. | Nervios rigidizadores | 17 |
| 1.3. | Consideraciones para el diseño de carcasas soldadas | 20 |
| 1.3.1. | Recomendaciones geométricas | 21 |
| 1.3.2. | Uniones soldadas | 21 |
| 1.3.3. | Uniones atornilladas | 23 |
| 1.3.4. | Planchas de acero | 26 |
| 1.4. | Herramientas computacionales | 28 |
| 1.4.1. | Visual Basic for Applications (VBA) | 28 |
| 1.4.2. | Simulación Numérica | 31 |
| CAPÍTULO 2: CÁLCULOS Y DISEÑOS PARAMÉTRICOS DE LA CARCASA | | 33 |
| 2.1. | Modelos típicos paramétricos | 33 |
| 2.1.1. | Base de la carcasa | 34 |
| 2.1.2. | Tapa de la carcasa | 41 |
| 2.2. | Procedimiento para el cálculo de esfuerzos en la carcasa | 44 |
| 2.2.1. | Análisis de los nervios rigidizadores por método analítico | 46 |
| 2.2.2. | Análisis de los alojamientos por simulación numérica | 53 |
| 2.2.2.1. | Consideraciones para la simulación numérica | 53 |
| 2.2.2.2. | Resultados observados | 56 |
| 2.2.2.3. | Ecuaciones de correlación | 59 |

| | | |
|--|--|-----------|
| 2.2.3. | Análisis de las carcasas soldadas por simulación numérica | 65 |
| 2.2.3.1. | Consideraciones para la simulación | 65 |
| 2.2.3.2. | Resultados observados | 66 |
| 2.2.3.3. | Ecuaciones de correlación | 69 |
| CAPÍTULO 3: DESARROLLO DEL ALGORITMO | | 72 |
| 3.1. | Definición de los datos de entrada y salida | 72 |
| 3.2. | Desarrollo general del algoritmo | 74 |
| 3.2.1. | Descripción de la rutina “Diseño de la carcasa soldada” | 76 |
| 3.2.2. | Descripción de la sub-rutina “Dimensionamiento principal” | 78 |
| 3.2.3. | Descripción de la sub-rutina “Cálculo de espesor lateral y tipos de nervios” | 80 |
| 3.2.4. | Descripción de la sub-rutina “Determinación de espesores complementarios” | 83 |
| 3.2.5. | Descripción de la sub-rutina “Dimensionamiento de los agujeros para tornillería” | 84 |
| 3.2.6. | Descripción de la subrutina “Generación de modelo 3D” | 87 |
| CAPÍTULO 4: IMPLEMENTACIÓN Y VALIDACIÓN | | 88 |
| 4.1. | Implementación del algoritmo | 88 |
| 4.1.1. | Ventana para el ingreso de datos | 89 |
| 4.1.2. | Ventana resumen de resultados | 90 |
| 4.2. | Ejemplo de aplicación: Molino de bolas | 92 |
| 4.2.1. | Resultados | 93 |
| 4.2.2. | Verificación | 96 |
| CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | | 97 |
| BIBLIOGRAFÍA | | 99 |

ANEXOS

ANEXO 1. Espesores de las planchas comerciales.

ANEXO 2. Estimación de las dimensiones de los componentes internos.

ANEXO 3. Ejemplo de aplicación del algoritmo desarrollado.



ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

| | |
|--|----|
| Figura 1.1. Caja reductora con engranajes cilíndricos de dos etapas sin tapa superior. | 4 |
| Figura 1.2. Tipos de clasificación de engranajes. | 5 |
| Figura 1.3. (a) Engranajes de dientes rectos y (b) de dientes helicoidales. | 5 |
| Figura 1.4. (a) Configuración de movimiento y (b) DCL de la corona. | 6 |
| Figura 1.5. (a) Configuración de movimiento y (b) DCL de la corona. | 8 |
| Figura 1.6. (a) Árboles con apoyos simples y de un voladizo y (b) árbol de un voladizo y de tres engranajes. | 9 |
| Figura 1.7. Geometría típica de árboles en reductores. | 9 |
| Figura 1.8. Aplicación web para la selección de rodamientos de SKF. | 11 |
| Figura 1.9. Carcasa de caja reductora de una etapa. | 12 |
| Figura 1.10. (a) Reductor con ejes paralelos horizontales, (b) reductor con ejes paralelos en plano inclinado. | 16 |
| Figura 1.11. Caja reductora con nervio rigidizador simple. | 18 |
| Figura 1.12. Caja reductora con nervio doble. | 19 |
| Figura 1.13. Caja reductora con nervio cerrado | 20 |
| Figura 1.14. Junta en filete con penetración parcial. | 22 |
| Figura 1.15. Junta en filete con penetración completa. | 22 |
| Figura 1.16. Disposiciones geométricas para uniones atornilladas. | 26 |
| Figura 1.17. Formulario y caja de herramientas "ToolBox". | 29 |
| Figura 1.18. Entorno de desarrollo integrado de Autodesk Inventor. | 31 |
| Figura 1.19. Procedimiento seguido en simulaciones numérica: Modelado, Mallado y solución. | 31 |

| | |
|--|----|
| Figura 1.20. Procedimiento seguido en simulaciones numéricas. | 32 |
| Figura 2.1. Boceto del bloque de alojamientos. | 35 |
| Figura 2.2. Boceto del bloque de alojamientos. | 36 |
| Figura 2.3. Boceto de la plancha de contacto. | 36 |
| Figura 2.4. Proyección de las paredes de la base de la carcasa. | 37 |
| Figura 2.5. Boceto de los agujeros de los tornillos de unión. | 37 |
| Figura 2.6. Boceto de los agujeros de los tornillos de unión. | 38 |
| Figura 2.7. Boceto de los refuerzos en la plancha de anclaje. | 39 |
| Figura 2.8. Espesor de las planchas de contacto. | 39 |
| Figura 2.9. Tipos de nervios rigidizadores: (a) nervio simple, (b) nervio doble, (c) nervio cerrado. | 40 |
| Figura 2.10. Boceto de la plancha de fondo. | 41 |
| Figura 2.11. Modelos 3D de la base de la carcasa. | 41 |
| Figura 2.12 Boceto de la pared lateral de la tapa de la carcasa. | 42 |
| Figura 2.13. Boceto de la pared frontal de parte superior de la carcasa. | 43 |
| Figura 2.14. Modelo 3D de la tapa de la carcasa con nervios aleatorios. | 43 |
| Figura 2.15. Base de una carcasa de caja reductora analizada por el MEF | 45 |
| Figura 2.16. Nervio rigidizador simple considerado como columna. | 46 |
| Figura 2.17. Diagrama de fuerzas y momentos de la columna a analizar. | 47 |
| Figura 2.18. Tensor de esfuerzos originados en un punto de la columna. | 48 |
| Figura 2.19. Puntos de la sección a analizar. | 49 |
| Figura 2.20. Momento del área respecto al eje neutro. | 50 |
| Figura 2.21. Modelos generados en la plataforma Design Modeler para cada tipo de nervio. | 54 |
| Figura 2.22. Condiciones de borde y de carga en el modelo. | 55 |

| | |
|---|----|
| Figura 2.23. Mallado del alojamiento con nervio simple: (a) zona de apoyo, (b) zona de nervio. | 56 |
| Figura 2.24. Resultado de la simulación numérica considerando las tres direcciones de la fuerza. | 57 |
| Figura 2.25. Comparación de esfuerzo analítico y esfuerzo por simulación para Fr_1 . | 60 |
| Figura 2.26. Comparación de esfuerzo analítico y esfuerzo por simulación para Fr_2 . | 60 |
| Figura 2.27. Gráfica “Cociente de los componentes de la fuerza radial vs. Pendiente de la ecuación”. | 61 |
| Figura 2.28. Gráfica “Magnitud de fuerza radial vs. Sumando de la ecuación”. | 62 |
| Figura 2.29. Comparación entre esfuerzo por método analítico y simulación para Fa_1 . | 62 |
| Figura 2.30. Comparación entre esfuerzo por método analítico y simulación para Fa_2 . | 63 |
| Figura 2.31. Gráfica “Magnitud de fuerza axial vs. Sumando de la ecuación”. | 64 |
| Figura 2.32. Condiciones de borde y de carga en el modelo de la carcasa. | 66 |
| Figura 2.33. (a) Mallado en la zona del alojamiento y (b) en la base del mismo. | 66 |
| Figura 2.34. Gráfica “Ancho carcasa vs. Esfuerzo por simulación de la carcasa”. | 67 |
| Figura 2.35. Gráfica “Distancia entre los últimos alojamientos vs. Esfuerzo por simulación de la carcasa”. | 68 |
| Figura 2.36. Gráfica “Distancia entre los penúltimos alojamientos vs. Esfuerzo por simulación de la carcasa”. | 68 |
| Figura 2.37. Simulación de la carcasa soldada. | 69 |

| | |
|--|----|
| Figura 2.38. Relación entre el ancho y el factor K2. | 70 |
| Figura 2.39. Relación entre distancia de los últimos alojamientos y el factor K1. | 71 |
| Figura 3.1. Caja negra del algoritmo para el diseño de carcasas soldadas. | 74 |
| Figura 3.2. Diagrama de flujo para el diseño de carcasas soldadas. | 75 |
| Figura 3.3. División de la rutina “Diseño de carcasa soldada”. | 76 |
| Figura 3.4. Diagrama de flujo de la rutina “Diseño de carcasa soldada” | 77 |
| Figura 3.5. Diagrama de flujo de la sub-rutina “Dimensionamiento principal” | 79 |
| Figura 3.6. Diagrama de flujo de la sub-rutina “Cálculo del espesor lateral y tipos de nervios” | 82 |
| Figura 3.7. Diagrama de flujo de la sub-rutina “Determinación de espesores complementarios”. | 84 |
| Figura 3.8. Diagrama de flujo de la sub-rutina “Dimensionamiento de los agujeros para tornillería” | 86 |
| Figura 3.9. Diagrama de flujo para la rutina “Generación de modelo 3D”. | 87 |
| Figura 4.1. Ventana para el ingreso de datos. | 90 |
| Figura 4.2. Ventana de la hoja de resultados. | 91 |
| Figura 4.3. Resultado del botón MODELAR 3D. | 92 |
| Figura 4.4. Molino de bolas. | 92 |
| Figura 4.5. Ventana para el ingreso de los datos geométricos y de carga. | 94 |
| Figura 4.6. Ventana de hoja resumen de resultados. | 95 |
| Figura 4.7. Modelo 3D generado de carcasa soldada para reductor. | 95 |
| Figura 4.8. Análisis de los esfuerzos de la carcasa soldada por simulación. | 96 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1.1. Clasificación de árboles de transmisión. | 8 |
| Tabla 1.2. Características principales de los tipos de rodamientos. | 10 |
| Tabla 1.3. Medida mínima de garganta según espesor a soldar. | 22 |
| Tabla 1.4. Tabla para selección de tornillos según cargas y grados de material. | 24 |
| Tabla 1.5. Medida de agujeros según DIN 69. | 25 |
| Tabla 1.6. Propiedades mecánicas de acero estructural. | 27 |
| Tabla 1.7. Medidas nominales de planchas de acero. | 28 |
| Tabla 2.1. Resultados de esfuerzos equivalentes de la sección. | 52 |
| Tabla 2.2. Resultados de esfuerzos al variar la geometría de un alojamiento. | 53 |
| Tabla 2.3. Condiciones de mallado | 56 |
| Tabla 2.4. Resultados de esfuerzos con la fuerza en sus tres direcciones. | 57 |
| Tabla 2.5. Resultados de esfuerzos con la fuerza axial. | 58 |
| Tabla 2.6. Resultados de esfuerzos con la fuerza radial. | 58 |
| Tabla 2.7. Comparación de esfuerzos según la fuerza en cada dirección. | 59 |
| Tabla 3.1. Cantidad de parámetros de entrada según número de etapas. | 73 |
| Tabla 4.1. Datos de la caja reductora de un molino de bolas. | 92 |
| Tabla 4.2. Dimensiones de los componentes internos: Engranés. | 93 |
| Tabla 4.3. Datos de los componentes internos: Árboles. | 93 |
| Tabla 4.4. Datos de los componentes internos: Rodamientos. | 93 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|--------------|--|
| A | Ancho del alojamiento [mm] |
| A' | Área por encima del punto a analizar [mm ²] |
| A_n | Área normal o transversal [mm ²] |
| a_{min} | Ancho mínimo de garganta de cordón de soldadura [mm] |
| D | Diámetro del rodamiento [mm] |
| dc | Distancia entre centros [mm] |
| d_{corona} | Diámetro primitivo del engranaje de transmisión [mm] |
| $d_{piñon}$ | Diámetro primitivo del engranaje motriz [mm] |
| d_i | Diámetro primitivo del engranaje i [mm] |
| e | Espesor de paredes laterales [mm] |
| F_a | Fuerza axial [N] |
| F_r | Fuerza radial [N] |
| F_t | Fuerza tangencial [N] |
| i_t | Relación de transmisión [-] |
| I_{yy} | Momento de inercia respecto al eje y [mm ⁴] |
| I_{xx} | Momento de inercia respecto al eje x [mm ⁴] |
| l | Longitud total de la carcasa [mm] |
| k_1 | Factor en función de la distancia entre centro de alojamientos [-] |
| k_2 | Factor en función al ancho de la carcasa [-] |
| m | Módulo [mm] |
| M_t | Momento torsor [N.m] |
| M_f | Momento flector [N.m] |
| Q | Momento de área [N.m] |

| | |
|----------------|---|
| t | <i>Espesor de garganta de cordón de soldadura [mm]</i> |
| V | <i>Fuerza cortante [N]</i> |
| Z | <i>Número de dientes [-]</i> |
| Z_{corona} | <i>Número de dientes de la corona [-]</i> |
| $Z_{piñon}$ | <i>Número de dientes de piñon [-]</i> |
| Z_i | <i>Número de dientes del engranaje i [-]</i> |
| α | <i>Ángulo de presión [°]</i> |
| β | <i>Ángulo de inclinación del helicoides [°]</i> |
| σ | <i>Esfuerzo normal [MPa]</i> |
| σ_{CSN} | <i>Esfuerzo corregido por simulación [MPa]</i> |
| σ_{SN} | <i>Esfuerzo analítico [MPa]</i> |
| σ_{MA} | <i>Esfuerzo por simulación [MPa]</i> |
| σ_{VM} | <i>Esfuerzo equivalente de Von Misses [MPa]</i> |
| τ | <i>Esfuerzo cortante [MPa]</i> |
| \bar{Y} | <i>Centroide al eje neutro [mm]</i> |

INTRODUCCIÓN

Hoy en día, la gran mayoría de los equipos empleados en el sector industrial del país son importados. La principal razón de esto es que en el país estos equipos no se fabrican u ofrecen con la misma calidad que los equipos importados. Entre estos equipos resaltan las cajas reductoras de velocidad, las cuales son empleadas en una gran cantidad de equipos, en especial, en los empleados en la industria minera, tales como bandas transportadoras, trituradoras, espesadores, molinos, bombas, entre muchos otros.

Las cajas reductoras de velocidad constan de varios componentes de máquinas típicos, como son los engranajes, árboles, rodamientos y tornillería. Debido al gran requerimiento de estos elementos de máquinas, existe una variedad de procedimientos normalizados y herramientas computacionales para el diseño de los mismos. Sin embargo, no ocurre lo mismo para el diseño de las carcasas de estas cajas reductoras, a pesar de que estas son un componente importante de la caja reductora, ya que soportan y disipan las fuerzas transmitidas desde los engranajes.

En la literatura especializada, se encuentra dos vertientes para la fabricación de las carcasas: mediante fundición y mediante soldadura. Este trabajo está orientado a cajas reductoras que tengan la facilidad de ser fabricadas en el taller del fabricante o en el taller del lugar donde se utilizarán, es decir, a carcasas soldadas.

Las carcasas fundidas requieren equipos especiales para su fabricación como son los moldes, lo que requiere que su fabricación se realice en talleres especializados. Asimismo, las empresas dedicadas a la fabricación de cajas reductoras con carcasa fundida por lo general emplean un mismo molde para un rango de potencias, por lo que se fabrican con sobredimensionamiento. A diferencia de las carcasas soldadas que permiten ser diseñadas y fabricadas según el requerimiento particular de su aplicación.

Con el incremento de las tecnologías computacionales para el diseño mecánico se pretende automatizar el diseño de las carcasas soldadas de cajas reductoras, con el fin de reducir el gasto de tiempo y, por ende, de dinero para su diseño.

Debido a la gran variedad de cajas reductoras que existen, este trabajo se centrará en el desarrollo de un algoritmo para el diseño de carcasas soldadas para cajas reductoras de engranajes cilíndricos con ejes horizontales, ya que son las más empleadas en la industria pesada.

El algoritmo debe permitir integrarse a otros módulos de cálculo de elementos de máquinas, lo cual permitirá realizar el diseño global de los reductores. El algoritmo desarrollado presentará como resultados de salida todas las dimensiones de la carcasa y su modelo 3D a partir de las cargas mecánicas y las dimensiones principales de los componentes internos.

Objetivo General

- Desarrollar un algoritmo para el diseño de carcasas soldadas de cajas reductoras de engranajes cilíndricos con ejes horizontales para media y alta potencia.

Objetivos Específicos

- Definir los parámetros de entrada para el diseño de la carcasa soldada.
- Establecer diseños paramétricos típicos de la carcasa soldada en un software CAD.
- Establecer un método que permita calcular el espesor de las paredes y los nervios de la carcasa soldada.
- Desarrollar un algoritmo para calcular los parámetros geométricos que intervienen en el dimensionamiento de la carcasa, a partir de las dimensiones principales de los componentes internos y las exigencias mecánicas.
- Implementar un módulo de prueba utilizando los algoritmos y los diseños paramétricos desarrollados.
- Validar el algoritmo completo mediante ejemplos de aplicación.

CAPÍTULO 1

ESTADO DEL ARTE

En el presente capítulo se realizará una revisión de las características de las cajas reductoras de velocidad y sus componentes internos con el fin de conocer su influencia en el diseño de las carcasas soldadas. Asimismo, se verán las variantes de estas carcasas con el fin de poder realizar la tipificación de las mismas. Asimismo, se revisarán los métodos que existen para su diseño y las consideraciones que se deben tener para el mismo.

1.1. Cajas reductoras de velocidad

Las cajas reductoras tienen por objetivo reducir la velocidad proveniente de una máquina motriz, que puede ser un motor o una turbina, y la reduce convenientemente a la velocidad del equipo a mover. Esta reducción de velocidad conlleva a que el torque entregado por el equipo motriz se incremente de una etapa a otra en la misma relación que se redujo la velocidad.

Debido al amplio rango de aplicaciones de las cajas reductoras de velocidad, se tienen un gran número de configuraciones y también elementos que realizan la reducción de la velocidad como lo son los engranajes, cadenas, fajas, entre otros. Entre los reductores por engranajes se encuentran diferentes variantes: engranajes cilíndricos de dientes rectos, engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, engranajes cónicos y tornillo sinfín corona.

Por lo general, la elección del tipo de reductor depende de la magnitud de la relación de transmisión, la potencia a transmitir o el requerimiento geométrico. Por ejemplo, es

recomendable usar tornillo sinfín-corona en altas relaciones de transmisión mediante una sola etapa, mientras que los engranajes cilíndricos tienden a ser empleadas para reducciones más bajas. A su vez, si se tiene una alta relación de transmisión y una elevada potencia, por ejemplo, para aplicaciones mineras, es recomendable emplear engranajes cilíndricos en varias etapas, como se ilustra en la Figura 1.1. Los engranajes cónicos se emplean cuando el equipo motriz y el equipo a mover no se encuentran en un mismo plano horizontal.



Fig. 1.1. Caja reductora con engranajes cilíndricos de dos etapas sin tapa superior.
[Fuente: http://sites.amarillasinternet.com/nitrebras/cajas_reductoras.html]

Para proceder a la selección o diseño de las cajas reductoras de velocidad se requieren por lo general cuatro parámetros: potencia de entrada, velocidad de entrada, relación de reducción de velocidad, y, en algunos casos, distancia entre centros cuando se requiera una configuración geométrica especial entre los equipos. Estos parámetros de aquí en adelante serán llamados “datos para el diseño de la caja reductora”. Como se mencionó, se deben tener en cuenta los parámetros de los componentes internos, entre los que se pueden notar los engranajes, árboles, rodamientos y la carcasa.

1.1.1. Engranajes

Estos son los principales componentes de las cajas reductoras, ya que son estos los que transmiten la velocidad y el torque de un árbol a otro, y es debido a su forma geométrica (número de dientes) que se logra la reducción de velocidades entre ambos

como se puede apreciar en la Ecuación 1.1. Un diente del engranaje motriz ejerce una fuerza sobre un diente del engranaje movido, lo cual origina la transmisión del movimiento. Este último ejerce una fuerza de respuesta sobre el primero, pero de sentido contrario. La dirección de la fuerza es normal a la superficie de los dientes en el punto de contacto.

$$i = \frac{Z_{corona}}{Z_{piñon}} = \frac{d_{corona}}{d_{piñon}} \quad (1.1)$$

Existen diferentes configuraciones de engranajes las cuales pueden agruparse de diferentes formas, como se aprecia en la Figura 1.2.

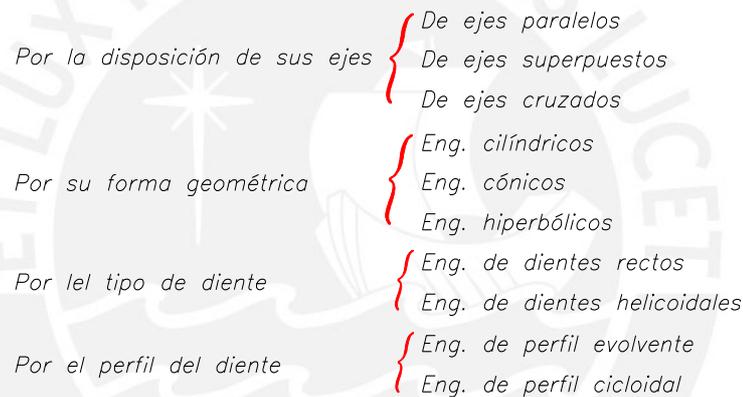


Fig. 1.2. Tipos de clasificación de engranajes. [Adaptado de MOTT, R.]

Debido a que el trabajo se centra en cajas reductoras de engranajes cilíndricos se profundizará en estas. Dentro de esta categoría de engranajes, se tienen dos tipos de dientes: rectos y helicoidales.



Fig. 1.3. (a) Engranajes de dientes rectos y (b) de dientes helicoidales. [Fuente: <http://www.sitenordeste.com/mecanica/Engranaje-helicoidal.html>]

1.1.1.1. Engranajes cilíndricos de dientes rectos

En este tipo de engranajes los dientes son paralelos al eje de rotación como ilustra la Figura 1.3 (a). Las principales ventajas que presenta este tipo de dientes son que se desgastan menos, presentan una menor dificultad en su fabricación y requieren menor lubricación. Sin embargo, entre sus desventajas se encuentra que son de funcionamiento ruidoso y por esto no son recomendables para transmisiones de altas velocidades y potencias.

Para conocer las fuerzas que se transmiten entre estos es necesario elaborar el DCL (diagrama de cuerpo libre) de cada uno de los engranajes como se aprecia en la Figura 1.4. En los distintos cálculos no solo es necesario conocer la magnitud de las fuerzas, sino también su dirección. Esto se logra al identificar la rueda motriz y su sentido de giro.

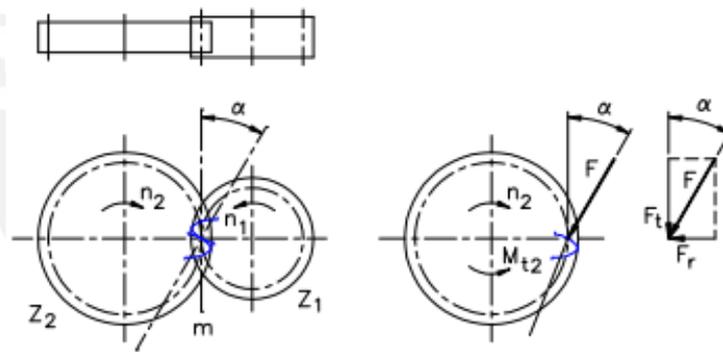


Fig. 1.4. (a) Configuración de movimiento y (b) DCL de la corona. [PAULSEN, K, 2013]

De los diagramas anteriores, se puede observar que la fuerza tangencial (F_t) se puede obtener a partir de la relación entre el torque y el diámetro del componente. Asimismo, la fuerza radial (F_r) se obtiene de la relación de la fuerza tangencial y el ángulo de presión. Esto se aprecia en las ecuaciones 1.2 - 1.4.

$$d_i = m Z_i \quad (1.2)$$

$$F_t = \frac{2 M_{t1}}{d_1} = \frac{2 M_{t2}}{d_2} \quad (1.3)$$

$$F_r = F_t \sin \alpha \quad (1.4)$$

1.1.1.2. Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales

Estos engranajes son de contorno cilíndrico, sin embargo, tienen los dientes inclinados de forma que siguen la trayectoria de un helicoides como ilustra la Figura 1.5. El valor del ángulo del helicoides se puede establecer según la velocidad del engranaje, de modo que:

- Para velocidades lentas: $\beta = [5^\circ, 10^\circ]$
- Para velocidades medias: $\beta = [15^\circ, 25^\circ]$
- Para velocidades altas: $\beta \approx 30^\circ$

Entre las ventajas de su uso se encuentra que su funcionamiento es de bajo ruido debido al engrane progresivo entre sus dientes ocasionado por la helicoides. Asimismo, estos engranajes son recomendables para transmisiones de mediana y alta potencia. Sus principales inconvenientes es que son costosos y, sobre todo, al tener los dientes helicoidales, generan fuerzas axiales (F_a) paralelas al eje, las que luego son transmitidas a la carcasa.

A partir del torque transmitido se puede calcular la fuerza tangencial (Ecuación 1.5 - 1.6). En este caso, la fuerza radial dependerá no solo del ángulo de presión sino también del ángulo de la hélice, como se indica en la Ecuación 1.7. La fuerza axial se puede calcular mediante la fuerza tangencial y el ángulo del helicoides (Ecuación 1.8).

$$d = \frac{m}{\cos(\beta)} Z \quad (1.5)$$

$$F_t = \frac{2 M_t}{d} \quad (1.6)$$

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad (1.7)$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg}(\beta) \quad (1.8)$$

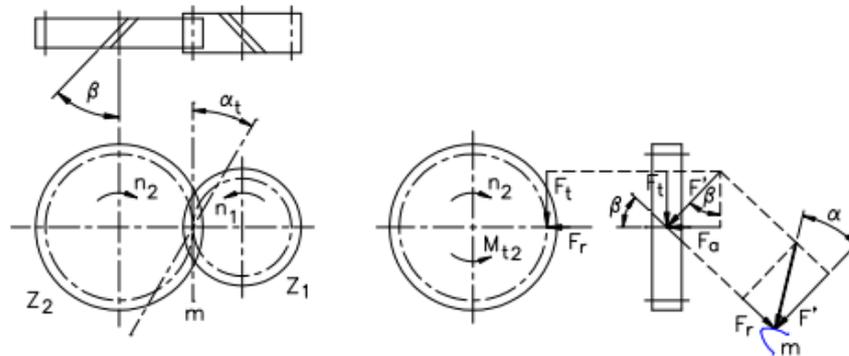


Fig. 1.5. (a) Configuración de movimiento y (b) DCL de la corona. [PAULSEN, K., 2012]

1.1.2. Árboles de transmisión

Los árboles son elementos de máquinas de sección circular que tienen como función realizar la transmisión de movimiento a los elementos que están acoplados a este como engranajes o acoplamientos. Estos trabajan a flexión, debido a las reacciones en los apoyos; y a torsión, debido a la fuerza tangencial transmitida por los engranajes.

Existe un gran número de configuraciones para los árboles de transmisión lo cual depende de la función que realizará la caja reductora en la que se empleará. Una agrupación sencilla se muestra en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Clasificación de árboles de transmisión. [Adaptado de BELIAEV, V.]

| Según el apoyo en los extremos | Según el número de engranajes apoyados |
|---------------------------------|--|
| Apoyo simple en ambos extremos. | Con un engranaje. |
| Voladizo en un extremo. | Con dos engranajes. |
| Voladizo en ambos extremos. | Con tres engranajes. |

Un esquema general de los árboles con apoyos simples y de un voladizo, árbol de un voladizo y de tres engranajes como se ilustra en la Figura 1.6.

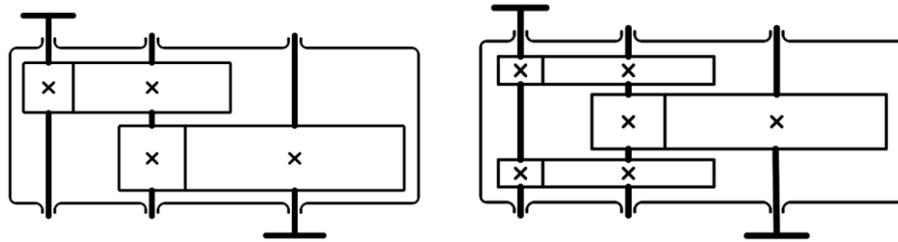


Fig. 1.6. (a) Árboles con apoyos simples y de un voladizo y (b) árbol de un voladizo y de tres engranajes. [Adaptado de Atlas de Elementos de Máquinas. BELIAEV, V.]

Para empezar el diseño de estos árboles se deben conocer los requerimientos geométricos y de cargas que tendrán estos árboles: engranajes, acoplamientos, chavetas, rodamientos entre otros, como se aprecia en la Figura 1.6 – 1.7. Luego, se determinará los diámetros de cada sección del árbol según su resistencia a la fluencia y a la fatiga, deformación y frecuencia natural.

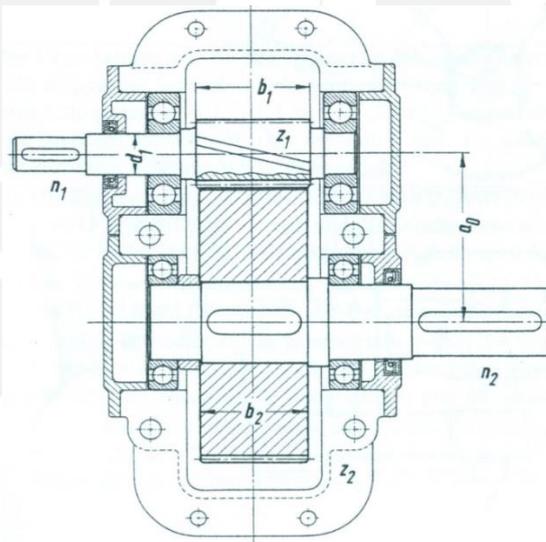


Fig. 1.7. Geometría típica de árboles en reductores. [Elementos de Máquinas, CEAC]

1.1.3. Rodamientos

La elección del rodamiento más adecuado dependerá de la magnitud, dirección de la carga, condiciones de lubricación, tiempo de vida útil, velocidad de giro, entre otros. Para la aplicación en el tipo de caja reductora a diseñar resaltan por su uso los rodamientos de bolas y rodillos, ya que son excelentes para soportar las cargas radiales y buenas para las cargas axiales, y no requieren algún tipo de ajuste especial, caso que podría exigir tener una configuración especial de carcasa (Tabla 1.1).

Tabla 1.2. Características principales de los tipos de rodamientos. [Adaptado de Diseño de elementos de Máquinas. MOTT, R.]

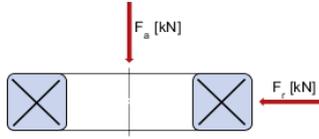
| Rodamiento | Capacidad para carga radial | Capacidad para carga de empuje | Posibilidad de desalineamiento |
|--|------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| Una hilera de bolas con ranura profunda | <i>Buena</i> | <i>Regular</i> | <i>Regular</i> |
| Doble hilera de bolas, ranura profunda | <i>Excelente</i> | <i>Buena</i> | <i>Regular</i> |
| Contacto angular | <i>Buena</i> | <i>Excelente</i> | <i>Mala</i> |
| Rodillos cilíndricos | <i>Excelente</i> | <i>Mala</i> | <i>Regular</i> |
| Rodillos esféricos | <i>Excelente</i> | <i>Regular a buena</i> | <i>Excelente</i> |
| Rodillos cónicos | <i>Excelente</i> | <i>Excelente</i> | <i>Mala</i> |
| Agujas | <i>Excelente</i> | <i>Mala</i> | <i>Mala</i> |

Asimismo, existe una serie de normas que estandarizan las medidas y características de los rodamientos con la intención de que los usuarios y fabricantes logren tener una adecuada intercambiabilidad: la norma ISO 15:1998 establece las medidas para los rodamientos radiales; ISO 355-2007, para rodamientos cónicos; ISO 104:2002, para rodamientos axiales. Sin embargo, la selección de estos depende muchas veces de las características en la fabricación de cada empresa dedicada al rubro, ya que esto puede aumentar o disminuir el tiempo de vida del componente en mención. Para la selección, se hace uso de catálogo o software proporcionado por la misma empresa. En la Figura 1.8 se aprecia la aplicación web de la empresa SKF.

Una característica importante para el correcto funcionamiento de los rodamientos es que estos trabajen en condiciones que prevengan su desalineamiento, es decir su capacidad para evitar desplazarse o moverse originando una falla de funcionamiento. Esto podría alterar las cargas sobre estas o incluso podría ser una causa de falla de estos, por lo que la carcasa debe garantizar un adecuado ajuste radial y axial.

Se debe notar que estos son muy importantes para el diseño de la carcasa ya que mediante estos componentes la carcasa recibe las cargas originadas por las transmisiones.

Enter input parameters



Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Bearing life

| | |
|---|-------------------------------------|
| F_r Radial load | <input type="text"/> kN |
| F_a Axial load | <input type="text"/> kN |
| n_i Rotational speed of the inner ring | <input type="text"/> r/min |
| Operating temperature Bearing outer ring | <input type="text"/> °C |
| η_c specification method Select from list | <input type="text" value="Select"/> |
| Grease used in the bearing Select from list | <input type="text" value="Select"/> |

Fig. 1.8. Aplicación web para la selección de rodamientos de SKF. [Adaptado de SKF]

1.2. Carcasas de cajas reductoras

Entre las cajas reductoras comerciales se tienen dos tendencias de fabricación para la carcasa: fabricadas por fundición y fabricadas por soldadura [1]. Esto debido a que presentan ciertas ventajas respecto a la otra bajo ciertas condiciones de fabricación.

Para la fabricación de las carcasas fundidas se necesita un molde para realizar la fundición así como otros elementos, lo cual eleva el costo de fabricación de las carcasas para una baja producción. Por esta razón, un mismo molde es empleado para un rango de cajas reductoras, ya que sería infructuoso fabricar moldes de carcasas para cada aplicación particular del reductor. Entonces, es común que las empresas fabriquen carcasas fundidas con sobredimensionamiento para cubrir dicho rango de aplicaciones.

En muchos casos, la carcasa fabricada por procesos de soldadura puede ser fabricada en el mismo lugar en el que se empleará. Asimismo, debido a que se fabrican por unidades, las carcasas pueden ser diseñadas y fabricadas para cada aplicación particular que se requiera, lo cual ayuda a disminuir el costo unitario para una baja producción. Una de sus desventajas es que los espesores de las paredes

están regidos por los espesores de las planchas de acero comerciales, asimismo, se debe contar con mano de obra calificada para realizar los procesos de soldadura.

Antes de empezar con la tipificación de las carcasas soldadas se debe conocer cuáles son los elementos típicos que componen estas carcasas, sus necesidades de diseño, así como las variantes más comunes que se tienen en la industria. Se debe señalar que estas características aplican para las carcasas fundidas, como para las fabricadas por soldadura.

1.2.1. Elementos de las carcasas de cajas reductoras

Se trate de carcasas soldadas o fundidas, las carcasas de cajas reductoras tienen elementos comunes típicos que permiten un adecuado funcionamiento. Estos elementos se pueden apreciar mediante la Figura 1.9. Es por esto que antes de empezar con su diseño se revisarán estos elementos:

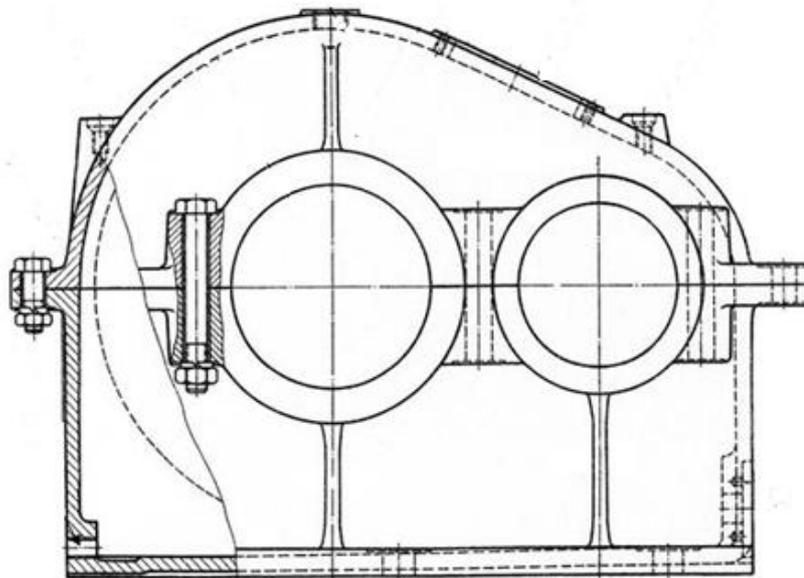


Fig. 1.9. Carcasa de caja reductora de una etapa. [Adaptado de Atlas de Elementos de Máquinas. BELIAEV, V.]

1.2.1.1. Alojamiento de rodamientos

Estos son los que dan soporte a los rodamientos y reciben las cargas de estos. En cuanto a su diámetro deben tener el mismo valor que los diámetros externos de los

rodamientos a alojar. En cuanto a su profundidad, deben alojar todo el ancho del rodamiento para no exigir estructuralmente a la carcasa debido a una menor área de contacto.

1.2.1.2. Tapas laterales

Se utilizan para proteger a los rodamientos del exterior, así como evitar que estos se desplacen debido a la fuerza axial transmitida por el árbol al rodamiento. El número de tornillos que se emplean para fijar estas tapas a la carcasa depende generalmente del tamaño de las tapas con el fin de garantizar una adecuada unión. Por lo general, se tienen dos tipos de tapas: sin agujero, cuando el árbol no tiene voladizos; con agujero, cuando el árbol tiene un voladizo. En este caso se usa un retén para evitar el ingreso de elementos exteriores al interior de la carcasa.

1.2.1.3. Nervio rigidizador

Cuando la plancha de la pared de la carcasa no pueda soportar las cargas sobre los alojamientos o cuando se desee disminuir el espesor de las mismas se emplean nervios rigidizadores los cuales ayudarán grandemente a disipar los esfuerzos. Estos nervios se colocan debajo de los alojamientos. Los tipos de configuraciones de nervios se desarrollarán en el subcapítulo 1.3.

1.2.1.4. Tornillos de fijación

Estos elementos tienen como objetivo unir la base y la tapa de la carcasa, con el fin de soportar las fuerzas que ejercen los rodamientos sobre la carcasa, y así evitar un deslizamiento entre sus dos partes. Asimismo, se emplean otros tornillos para garantizar un sellado de la carcasa con motivo de mantener el sello de aceite. Este último es un componente que se usa para evitar la fuga de aceite en los puntos de lubricación

1.2.1.5. Agujero para respiración

Se sabe que los engranajes y rodamientos generan calor debido a la fricción entre sus componentes. Este calor es perjudicial para el correcto funcionamiento de la caja

reductora, ya que el aumento de temperatura hace que el aire se expanda generando una presión innecesaria dentro de la carcasa. Para evitar este problema, se generan agujeros para la respiración y cambio de aire dentro de la carcasa, lo cual también contribuye a su refrigeración.

El dispositivo que se usa en los agujeros de respiración depende del ambiente de trabajo. En algunos casos, se emplean dispositivos sencillos como simples tapas o filtros para impedir el ingreso de suciedad, o dispositivos más complejos, como válvulas.

1.2.1.6. Medidor de nivel de aceite

El aceite que se emplea para lubricar los engranajes, por lo general, deben llenar la base de la carcasa hasta un nivel que garantice que un diente del engranaje esté totalmente sumergido. Debido a la constante evaporación del aceite lubricante debido al calor generado por la fricción se debe vigilar que el nivel de aceite no disminuya considerablemente. Por esto, se emplean tanto visores en las paredes frontales de las carcasas, así como agujeros para insertar medidores de aceite.

1.2.1.7. Mira de inspección

Se debe tener la seguridad de que los engranajes y demás componentes de la carcasas reductora están trabajando bajo condiciones de diseño de posicionamiento, así como también no se tenga algún elemento extraño dentro de la carcasa. Esta inspección se realiza repetitivamente, por lo que no es factible desmontar toda la tapa de la carcasa para poder realizarla, ya que en muchos casos esto requiere equipos especiales para su desmontaje e izaje.

Por esto, se tiene una abertura en la parte superior de la carcasa, la cual permite inspeccionar principalmente la zona de contacto de los engranajes. Luego, de la inspección se coloca la tapa de esta abertura con el fin de no dejar los componentes expuestos al ambiente.

1.2.1.8. Puntos de izaje

Luego de fabricar la carcasa o cuando se requiera mover el equipo, se emplean equipos de izaje para su traslado debido a su gran peso. Para esto es necesario colocar en la carcasa puntos de izaje que garanticen que estos serán suficientes para soportar su peso, así como alguna fuerza añadida por el movimiento en la maniobra de izaje. Se emplean tornillos que permiten sujetar a la carcasa y solo son colocados para realizar el izaje. Estos están orientados a las carcasas fundidas. También se emplean placas soldadas permanentes en la plancha de contacto entre la tapa de la carcasa y su base.

1.2.2. Variantes de carcasas de cajas reductoras

Luego de revisar los elementos básicos de las carcasas de cajas reductoras, es necesario conocer cuáles son las diferentes variantes constructivas existentes en la industria y sus motivos. Las variantes de las carcasas se han clasificado en tres grupos: por su número de etapas, por su configuración de nervios rigidizadores, y por su posicionamiento.

1.2.2.1. Posición de equipos

El equipo motriz, que por lo general es un motor eléctrico, y el equipo movido pueden tener diferentes configuraciones de posición dependiendo del tamaño de cada uno y según el espacio que el lugar de operación permita. En otros casos, un mismo motor-reductor debe mover a más de un equipo, por lo que la configuración de la caja reductora varía. Entre estas configuraciones se pueden citar:

- Cajas reductoras con ejes perpendiculares que se cruzan.
- Eje movido sobre eje motriz.
- Ejes paralelos que no están en un mismo plano.
- Cajas reductoras en posición horizontal.
- Con dos equipos motriz, con dos equipos a mover.

Estas disposiciones geométricas son las principales variantes de las cajas reductoras de velocidad. Se debe mencionar que el alcance de este trabajo estará enfocado en

cajas reductoras de ejes paralelos horizontales como se ilustra en la Figura 1.10, ya que son las más empleadas en industrias pesadas.

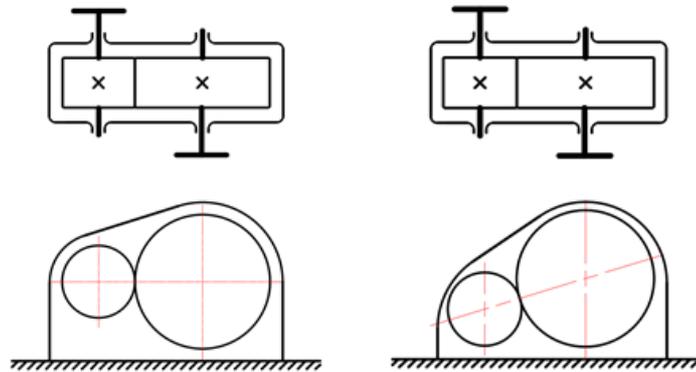


Fig. 1.10. (a) Reductor con ejes paralelos horizontales, (b) reductor con ejes paralelos en plano inclinado. [Adaptado de Atlas de Elementos de Máquinas. BELIAEV, V.]

1.2.2.2. Número de etapas

Las carcasas varían dependiendo del número de etapas que requiera la transmisión. Para los engranajes cilíndricos de ejes paralelos se tienen desde una hasta tres etapas. Para lograr un correcto estudio se centrará en elaborar el presente trabajo para dos y tres etapas (tres y cuatro árboles respectivamente).

En el diseño de engranajes se recomienda que el número de etapas se defina a partir de la relación de transmisión, llamada aquí como i_t . Se conoce la siguiente recomendación para las relaciones de transmisión parciales [2]:

- Para 1 etapa:

Con engranajes de dientes rectos $i_t = i_1 = 8$. De dientes helicoidales, máximo $i_t = i_1 = 18$.

- Para 2 etapas:

Con engranajes de dientes rectos $i_t = 45$. De dientes helicoidales, máximo $i_t = 60$. La transmisión parcial de la primera etapa se estima de:

$$i_1 \approx 1.25 * \sqrt{i_t} \quad (1.9)$$

La transmisión parcial de la segunda etapa se obtiene como el cociente de la transmisión total y la relación parcial de la primera etapa.

- *Para 3 etapas:*

Con engranajes de dientes rectos $i_t = 200$. De dientes helicoidales, máximo $i_t = 300$. La transmisión parcial de la primera etapa se estima de:

$$i_1 \geq 0.6 * \sqrt[7]{i_t^4} \quad (1.10)$$

La transmisión parcial de la segunda etapa se estima de:

$$i_2 \leq 1.1 * \sqrt[7]{i_t^2} \quad (1.11)$$

La transmisión parcial de la tercera etapa se obtiene como el cociente de la transmisión total y las transmisiones de las dos primeras etapas.

El número de etapas influye en la forma de la carcasa, ya que al tener mayor número de árboles se necesitará un alojamiento de rodamientos más grande y complejo. También, el número de variables aumentará, lo cual se traducirá en una mayor complejidad en el diseño como se verá más adelante.

1.2.2.3. Nervios rigidizadores

La configuración de los nervios rigidizadores que tendrá la carcasa de la caja reductora se diseña luego de haber definido el número de etapas que tendrá la carcasa como se mencionó. Esta configuración dependerá de las fuerzas a soportar, así como de la experiencia del diseñador, ya que se podría elegir la configuración de nervios más resistente, sin embargo, esto no sería lo adecuado ya que se perdería dinero en la fabricación si es que una configuración más simple fuese suficiente para una aplicación en particular

La búsqueda de configuraciones típicas empieza desde las carcasas sin nervios, en los cuales la pared lateral es suficiente para resistir las cargas. Sin embargo, debido a

que este trabajo se orienta en cajas reductoras para la industria pesada, se considerarán a partir de rigidizadores simples.

- *Nervio rigidizador simple:*

En este caso se coloca un nervio rigidizador en la parte inferior de cada uno de los alojamientos que es donde la carcasa recibe las fuerzas, como se ilustra en la Figura 1.11.



Fig. 1.11. Caja reductora con nervio rigidizador simple. [Fuente: <http://solumaq.pe/galeria/equipos-para-mineria>]

- *Nervio rigidizador doble:*

En este caso se colocan dos nervios en la parte inferior de los alojamientos. Estos deben estar separados ya que no se debe impedir el trabajo del soldador al momento de la fabricación. Asimismo, para poder aliviar los esfuerzos eficazmente la distancia entre estos es limitada por la proyección del alojamiento.

En muchos casos, debido a las exigencias mecánicas no es necesario colocar doble nervio a todos los apoyos, sino solo cuando las cargas lo requieran. En la figura 1.12 se puede apreciar que solo el alojamiento del árbol de mayor diámetro, que es el que transmite las fuerzas de mayor magnitud, es soportado por dos nervios, mientras que el árbol intermedio, por un solo nervio.



Fig. 1.12. Caja reductora con nervio doble.
[Fuente: <http://www.ferrostamp.galeon.com/productos903047.html>]

Se debe notar que estos son muy importantes para el diseño de la carcasa ya que mediante estos componentes la carcasa recibe las cargas originadas por las transmisiones de los engranajes.

- *Nervio rigidizador cerrado:*

Este es en realidad una variante del nervio doble, ya que se añade un nervio de forma perpendicular de modo que se cierre el espacio entre nervios, lo cual le da una mayor rigidez a la configuración.

Es importante notar que no se usa un mayor número de nervios en paralelo, ya que se tendrían que construir cerca el uno del otro, lo cual afectaría las paredes al momento de soldar generando esfuerzos residuales y modificando las propiedades mecánicas de la carcasa. Asimismo, hay casos en los que será necesario colocar rigidizadores en la parte de la tapa de la carcasa debido a que la plancha por sí misma no soportará los esfuerzos. La figura 1.13 muestra una caja reductora con nervios cerrados.

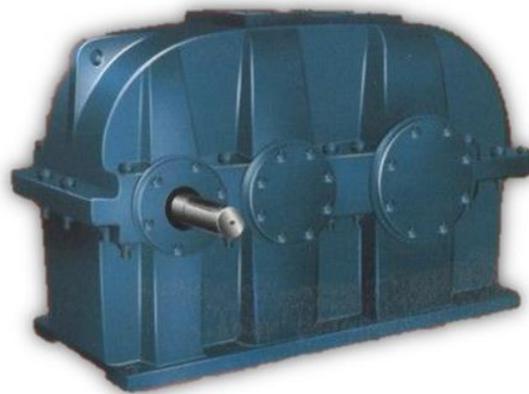


Fig. 1.13. Caja reductora con nervio cerrado.

[Fuente: http://spanish.wirerope-electrichoist.com/china-reductor_de_velocidad_-1146190.html]

1.3. Consideraciones para el diseño de carcasas soldadas

Por lo general, los elementos de máquinas son diseñados bajo alguna recomendación o alguna norma de diseño, por ejemplo los engranajes pueden ser diseñados bajo la norma ISO. Sin embargo, para el caso de carcasas de cajas reductoras no hay una norma o recomendación de diseño clara, uno de los motivos de esto es que existe un sinnúmero de configuraciones de cajas reductoras y por ende de carcasas, por lo que sería infructuoso tener una norma para el diseño de cada una de estas. Entonces nace la pregunta, ¿cómo realizan el diseño algunas empresas dedicadas a este rubro?

En algunos casos, el procedimiento que emplean para el diseño de carcasas de cajas reductoras por parte de algunos diseñadores es el siguiente [3]:

- Cálculo de los requerimientos de la carcasa: número de etapas, posición de ejes, distancia entre centros, componentes internos.
- Cálculo de las dimensiones a partir de recomendaciones empíricas: por ejemplo, las medidas (como espesores de paredes o tamaños de tornillos) son diseñadas en función de la distancia entre centros.
- Comprobación y optimización de las medidas mediante simulación numérica por elementos finitos.

En muchos otros casos no es posible conocer el procedimiento seguido en el diseño ya que tienen este conocimiento como su propiedad intelectual. Ahora se revisarán las recomendaciones geométricas que se tiene para el diseño de la carcasa.

1.3.1. Recomendaciones geométricas

Existen materiales bibliográficos que dan referencias sobre las relaciones geométricas que deben tener las carcasas a partir de la distancia entre centros. El libro Atlas de elementos de Máquinas da referencias sobre las carcasas fundidas [4], la cual si bien no es el tipo de carcasa a tratar se tomarán algunos lineamientos. Estas se verán en el Capítulo 2.2.

Con respecto a las carcasas soldadas, existen relaciones empíricas que permiten estimar el espesor de las paredes laterales con nervio simple para cajas reductoras de dos etapas:

- A partir de la longitud total de la carcasa [5]:

$$e = 0.004 * l + 4 \quad (1.12)$$

- A partir de la distancia total entre centros de los alojamientos [6]:

$$e = 0.025 * d_c + 4 \quad (1.13)$$

Estas relaciones sobredimensionan las paredes por lo que no permite realizar un correcto diseño de la carcasa, ya que no consideran uno de los puntos más importantes del diseño: las cargas sobre los alojamientos. Por este motivo uno de los objetivos que se persigue es establecer un método para el cálculo del espesor de la carcasa soldada.

1.3.2. Uniones soldadas

Un *input* importante en la fabricación de carcasas soldadas son las uniones soldadas. Por lo general, para espesores de plancha como los que se trabajarán se requerirán varias pasadas de soldadura. En algunos casos, se tendrá que soldar por ambos lados de la junta soldada como se ilustra en las Figuras 1.14 y 1.15. Cuando las planchas se

sueldan con penetración parcial en no será necesario realizar el cálculo de la unión soldada, sino que se seguirá la recomendación para el tamaño de garganta del cordón.

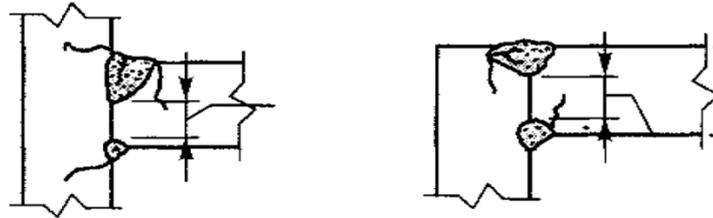


Fig. 1.14. Junta en filete con penetración parcial.
[Fuente: Structural Welding Code D1. 1]

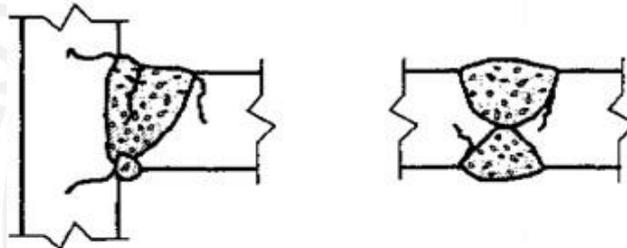


Fig. 1.15. Junta en filete con penetración completa.
[Fuente: Structural Welding Code D1. 1]

Tabla 1.3. Medida mínima de garganta según espesor a soldar.

| t (mm) | $a_{\text{mín}}$ (mm) |
|-------------|-----------------------|
| 4,0 a 7,0 | 2,5 |
| 7,1 a 8,4 | 3,0 |
| 8,5 a 9,9 | 3,5 |
| 10,0 a 12,0 | 4,0 |
| 12,1 a 13,4 | 4,5 |
| 13,5 a 15,5 | 5,0 |
| 15,6 a 18,3 | 5,5 |
| 18,4 a 21,2 | 6,0 |
| 21,3 a 24,0 | 6,5 |
| 24,1 a 26,8 | 7,0 |
| 26,9 a 31,1 | 7,5 |
| 31,2 a 36,0 | 8,0 |

Los espesores o anchos de garganta de los cordones de soldadura deberán estar en un rango relacionado al espesor de las planchas a unir [7]. La garganta tendrá un mínimo valor de acuerdo a la Tabla 1.2. Mientras que su máximo valor deberá ser 0.7 veces el espesor de la plancha para que no afecte las mismas.

1.3.3. Uniones atornilladas

Las uniones atornilladas forman parte importante de las carcasas de cajas reductoras pues son estas las que unen distintas partes de la carcasas. Se emplean uniones atornilladas, ya que las piezas a unir necesitan ser separadas con regular frecuencia, comúnmente en trabajos de mantenimiento. Para el presente trabajo se nombrarán las siguientes uniones atornilladas:

- Unión de anclaje entre caja reductora y la cimentación.
- Unión principal entre base de la carcasa (parte inferior) y la tapa (parte superior).
- Unión de sellado entre base de la carcasa y la tapa.
- Unión de las tapas de los rodamientos a la carcasa.
- Unión de la tapa de la mira de inspección.

La “unión principal entre base de la carcasa y la tapa” se refiere a la unión para el cierre en la zona cercana a los alojamientos de los rodamientos como se verá más adelante. Estos tornillos se localizan en la borde superior de las paredes laterales de la carcasa. Mientras que la “unión de sellado entre base de la carcasa y la tapa” tiene como función dar el cierre hermético a la unión entre la base y la tapa con el fin de evitar fugas de aceite lubricante o ingreso de partículas extrañas. Los tornillos de esta unión por lo general se localizan en las paredes frontales de la carcasa. La Tabla 1.4 muestra valores de cargas y grados del material para la selección de tornillos.

Tabla 1.4. Tabla para selección de tornillos según cargas y grados de material.

| Carga | Grado | | |
|-----------|-------|------|-----|
| | 12.9 | 10.9 | 8.8 |
| 1 000 N | M3 | M3 | M3 |
| 1 600 N | M3 | M3 | M3 |
| 2 500 N | M3 | M3 | M4 |
| 4 000 N | M4 | M4 | M5 |
| 6 300 N | M4 | M5 | M6 |
| 10 000 N | M5 | M6 | M8 |
| 16 000 N | M6 | M8 | M10 |
| 25 000 N | M8 | M10 | M12 |
| 40 000 N | M10 | M12 | M14 |
| 63 000 N | M12 | M14 | M16 |
| 100 000 N | M16 | M18 | M20 |
| 160 000 N | M20 | M22 | M24 |
| 250 000 N | M24 | M27 | M30 |
| 400 000 N | M30 | M33 | M36 |
| 630 000 N | M36 | M39 | M39 |

En cuanto al cálculo de las uniones atornilladas, se puede seguir la norma VDI 2230, la cual ofrece la posibilidad de seleccionar los tornillos a partir de la magnitud y tipo de cargas (estática, dinámica, excéntrica o cortante). Para este trabajo se consideran las fuerzas transversales en la unión de anclaje y de unión entre la base y tapa de la carcasa.

Se divide esta fuerza total entre el número de tornillos en el plano de la unión. Con un valor de fuerza inmediatamente superior al calculado se puede ingresar a la Tabla 1.3 en función al grado de material, lo cual permite encontrar un diámetro nominal tentativo del tornillo.

Tabla 1.5. Medida de agujeros según DIN 69.

| Diámetro nominal | Fino | Medía | Basto |
|-------------------------|-------------|--------------|--------------|
| M3 | 3.2 | 3.4 | 3.6 |
| M4 | 4.3 | 4.5 | 4.8 |
| M5 | 5.3 | 5.5 | 5.8 |
| M6 | 6.4 | 6.6 | 7 |
| M8 | 8.4 | 9 | 10 |
| M10 | 10.5 | 11 | 12 |
| M12 | 13 | 14 | 15 |
| M14 | 15 | 16 | 17 |
| M16 | 17 | 18 | 19 |
| M18 | 19 | 20 | 21 |
| M20 | 21 | 22 | 24 |
| M22 | 23 | 24 | 26 |
| M24 | 25 | 26 | 28 |
| M27 | 28 | 30 | 32 |
| M30 | 31 | 33 | 35 |
| M33 | 34 | 36 | 38 |
| M36 | 37 | 39 | 42 |
| M39 | 40 | 42 | 45 |

Se debe indicar que para fuerzas transversales al tornillo se debe hacer la selección del diámetro nominal considerando una fuerza cuatro filas superiores en la Tabla 1.4, a la mostrada por los cálculos. Por ejemplo, si la fuerza por tornillo es de 5 000 N, se considera como 6 300 N, y luego se avanzan cuatro filas dando como resultado un valor de 40 000 N.

Luego de hacer la selección de los tornillos, se procede a calcular el tamaño de los agujeros. Para esto se emplea la norma DIN 69, mostrada en la Tabla 1.5. Para los casos de unión de anclaje y de unión entre la base y la tapa de la carcasa se considerará un agujero tipo “fino”, ya que se quiere un agujero de menor tamaño para evitar concentradores de esfuerzos en dichas zonas. Las demás uniones se considerarán agujero de tipo “medio”.

Las dimensiones de los tornillos de las tapas de los rodamientos se pueden obtener mediante el cálculo mostrado. Asimismo, para determinar la cantidad de los tornillos que sean necesarios se puede seguir la siguiente la recomendación que aparece en el “Atlas de Elementos de Máquinas” [4]: para diámetros de rodamientos de hasta 80 mm se emplearán 8 tornillos en su tapa lateral; para diámetros de hasta 200 mm, 8 tornillos; para rodamientos más grandes se emplearán tapas con 10 tornillos.

Otra consideración importante para las uniones atornilladas es la disposición geométrica ya que los tornillos deben estar a una distancia adecuada de los bordes laterales y frontal. Se puede seguir la recomendación que señala que la distancia mínima hacia el borde frontal (e_2) es 1.2 veces el diámetro del tornillo, mientras la distancia mínima hacia el borde lateral (e_1) es 1.5 veces el diámetro del tornillo como ilustra la figura 1.16

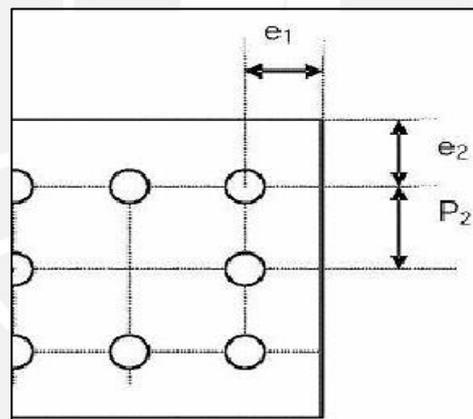


Fig. 1.16. Disposiciones geométricas para uniones atornilladas.
[Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html#seccion5>]

1.3.4. Planchas de acero

Las carcasas soldadas emplean como principal *input* para su fabricación planchas de acero en todas sus paredes y nervios rigidizadores, por esto es de vital importancia conocer cuáles son las medidas comerciales de las planchas de acero y sus propiedades mecánicas.

El material más empleado en este tipo de componentes es el acero estructural, por su bajo costo, disponibilidad y fácil soldabilidad. Las propiedades de este acero

dependerán de los métodos de fabricación del mismo. Para más información sobre las fuentes revisadas revisar el Anexo 1 “Espesores de planchas comerciales”.

Tabla 1.6. Propiedades mecánicas de planchas de acero estructural. [Fuente: TRADISA]

| Plancha Estructural de Acero al Carbono de Baja Resistencia Mecánica | | | | |
|--|---------------------------------------|-------------------------------------|---------------|---------------------------------------|
| NORMA TECNICA | Fluencia Kg/mm ² | Rotura Kg/mm ² | A % | NORMA EQUIVALENTE |
| ASTM A-283 Grado C | 21 min | 39 min | 23 min | JIS G-3101 - SS34 |
| Plancha Estructural de Acero al Carbono de Mediana Resistencia Mecánica | | | | |
| NORMA TECNICA | Fluencia Kg/mm ² | Rotura Kg/mm ² | A % | NORMA EQUIVALENTE |
| ASTM A-36 | 25.3 min | 41/56 | 20 min | |
| ASTM A-1011 SS36* Tp2 | 25.3 min | 41/56 | 16 min | DIN 17100 |
| ASTM A-1018 SS36* Tp2 | 25.3 min | 41/56 | 18 min | St 37-2 / St 44-2 |
| Plancha Estructural de Alta Resistencia Mecánica | | | | |
| NORMA TECNICA | Fluencia Kg/mm ² | Rotura Kg/mm ² | A % | NORMA EQUIVALENTE |
| ASTM A-572 Grado 50 | 35 min | 46 min | 16 min | DIN 17100 St 52-3 |
| Plancha Estructural de muy Alta Resistencia Mecánica | | | | |
| NORMA TECNICA | Fluencia Kg/mm ² | Rotura Kg/mm ² | A % | NORMA EQUIVALENTE |
| ASTM A-514 | 70 min | 77/91 | 18 min | JFE - HITEN 780 LE* SUMITEN 780 S* |

Asimismo se encuentran las siguientes medidas de espesores comerciales las cuales son mostradas en la tabla 1.7.

Tabla 1.7. Medidas nominales de planchas de acero. [Fuente: TRADISA]

| SISTEMA METRICO mms | PESO TEORICO kg/pl | SISTEMA INGLES Espesor Equiv. (pulg) |
|------------------------|-----------------------|---|
| 3.0 x 1500 x 6000 | 211.95 | 1/8" |
| 4.5 x 1500 x 6000 | 317.93 | 3/16" |
| 6.0 x 1500 x 6000 | 423.90 | 1/4" |
| 8.0 x 1500 x 6000 | 565.20 | 5/16" |
| 8.0 x 2400 x 6000 | 904.32 | 5/16" |
| 9.0 x 1500 x 6000 | 635.85 | 3/8" |
| 9.0 x 2400 x 6000 | 1,017.36 | 3/8" |
| 12.0 x 1500 x 6000 | 847.80 | 1/2" |
| 12.0 x 2400 x 6000 | 1,356.48 | 1/2" |
| 16.0 x 1500 x 6000 | 1,130.40 | 5/8" |
| 16.0 x 2400 x 6000 | 1,808.64 | 5/8" |
| 20.0 x 1500 x 6000 | 1,413.00 | 3/4" |
| 20.0 x 2400 x 6000 | 2,260.80 | 3/4" |
| 25.0 x 1500 x 6000 | 1,766.25 | 1" |
| 25.0 x 2400 x 6000 | 2,826.00 | 1" |
| 32.0 x 1500 x 6000 | 2,260.80 | 1 1/4" |
| 32.0 x 2400 x 6000 | 3,617.28 | 1 1/4" |
| 38.0 x 1500 x 6000 | 2,684.70 | 1 1/2" |
| 38.0 x 2400 x 6000 | 4,295.52 | 1 1/2" |
| 50.0 x 1500 x 6000 | 3,532.50 | 2" |
| 50.0 x 2400 x 6000 | 5,652.00 | 2" |
| 63.0 x 1500 x 6000 | 4,450.95 | 2 1/2" |
| 63.0 x 2400 x 6000 | 7,121.52 | 2 1/2" |
| 75.0 x 1500 x 6000 | 5,298.75 | 3" |
| 75.0 x 2400 x 6000 | 8,478.00 | 3" |
| 100.0 x 1500 x 6000 | 7,065.00 | 4" |
| 100.0 x 2400 x 6000 | 11,304.00 | 4" |

1.4. Herramientas computacionales

1.4.1. Visual Basic for Applications (VBA)

Para implementar el algoritmo en la plataforma seleccionada se deben tener ciertas consideraciones que hagan más fácil la tarea al momento de realizar la implementación del algoritmo. La creación de una aplicación que terminará siendo una herramienta de trabajo debe poseer las siguientes características:

- **Interfaz de usuario:** Esta interfaz será el principal medio de comunicación entre el usuario y la aplicación, tanto para ingresar los datos como para leer la hoja de

resultados. Se recomienda partir de una ventana tal como se muestra en la Figura 1.17.

- **Definición de las formas de control:** Se debe definir e indicar como son los controles de esta interfaz de usuario, es decir, como se aplican los controles. Los más usados son *click*, *doble click*, tecla *Enter* o tecla *Tab*).

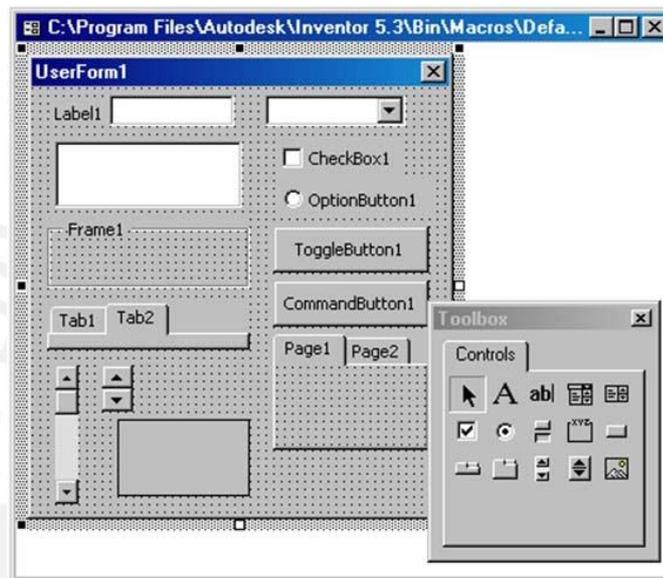


Fig. 1.17. Formulario y caja de herramientas “ToolBox”.

[Fuente: <http://www.togores.net/inventor-01/autodeskinventor/ide-vba-inventor/>]

- **Código del programa:** Una aplicación puede hacerse solo con la programación de los distintos procedimientos que son parte del algoritmo. Debido a que este debe ser flexible, se deben emplear métodos para su fácil lectura por otro programador. Un método muy empleado en esta plataforma son los “comentarios”, los cuales se identifican al empezar una línea de comando con el símbolo “ ’ ”.

Entre las consideraciones que se deben tener para realizar la implementación del algoritmo, también está conocer las ventajas que brinda Autodesk Inventor para el desarrollo de la aplicación.

Si bien esta plataforma es muy extendida y usada en distintos programas computacionales, en este caso se hará hincapié en el empleado por el programa *Autodesk Inventor*.

En VBA todas las interfaces gráficas se crean mediante formularios. Esta es un área que permite colocar distintos elementos para el ingreso de datos o la muestra de resultados con el fin de crear un entorno amigable para el usuario. La caja de herramientas que tiene este formulario es conocido como *Toolbox* y contiene el conjunto de controles disponibles para colocar en el formulario. Los controles son cuadros de texto, botones, casillas de marco, lista de opciones, imágenes, entre otros.

La aplicación API (*Application Programming Interface*) de Autodesk Inventor entrega al usuario un conjunto de sub-rutina, algoritmos, funciones, formularios y lenguajes. Esto viene a ser una ventaja, debido a que el usuario tiene la opción de elegir el lenguaje de programación que le parezca más amigable, sencillo o necesario. Entre los lenguajes compatibles se encuentran VB.NET, C++, C# y Python).

El entorno de desarrollo integrado (IDE) de VBA es el sitio donde tendrá lugar el desarrollo de la aplicación para Inventor. El IDE es la interfaz gráfica empleada para el desarrollo de las aplicaciones, muy similar a las que se utilizan en otras aplicaciones como AutoCAD, Microsoft Access o, el más conocido, Microsoft Excel. Para acceder al IDE se puede emplear la opción de Menú -> Herramientas -> Macro -> Editor Visual Basic o mediante la combinación de teclas ALT+F11, luego de entrar al programa Inventor.

El entorno de desarrollo se compone de distintas ventanas siendo las principales las que se muestran en la Figura 1.16. Las opciones del menú Ver permiten controlar la visibilidad de las diferentes ventanas. Para obtener ayuda sensible al contexto se puede hacer clic en la ventana deseada y presionar la tecla F1.

Las partes que conforman este IDE son (Figura 1.17):

1. Menús y Barras de herramientas.
2. El Explorador de proyectos.
3. La ventana de propiedades.
4. La Ventana del código.
5. La Ventana *UserForm*.
6. El cuadro de herramientas.
7. La ventana Inmediato.

8. La ventana Inspecciones.

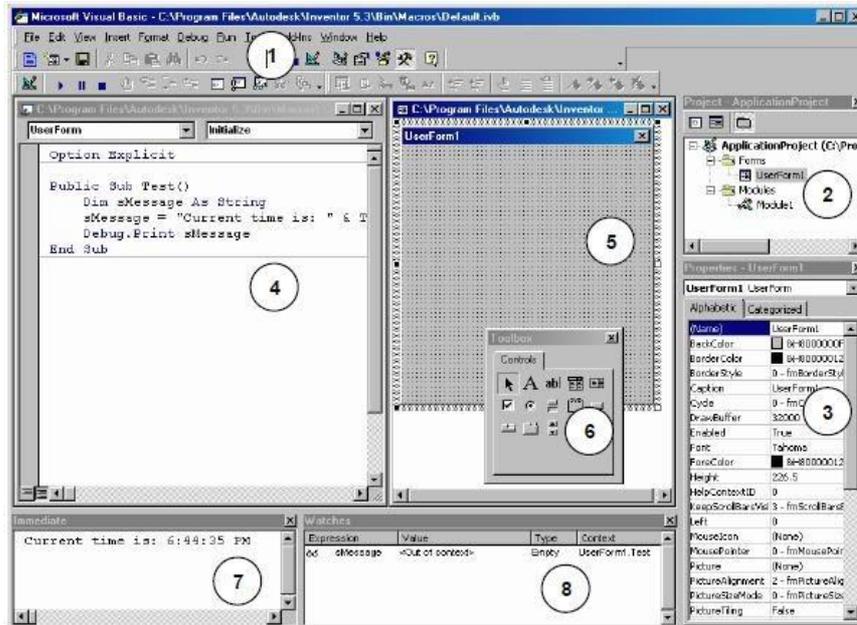


Fig. 1.18. Entorno de desarrollo integrado de Autodesk Inventor. [Fuente: <http://www.togores.net/inventor-01/autodeskinventor/ide-vba-inventor>]

1.4.2. Simulación Numérica

La simulación numérica es una aproximación matemática de un fenómeno físico de ingeniería, económico e inclusive de fenómenos biológicos en donde se pueden predecir eventos futuros. El uso de los métodos numéricos para la simulación requiere un estudio adecuado de los métodos numéricos y algoritmos a utilizar para el posterior procesamiento e implementación de la simulación. En la figura 1.19-20 se puede observar los pasos básicos que se deben de considerar para realizar una simulación numérica; en el caso de la presente tesis se aplicará el método de los elementos finitos.



Fig. 1.19. Procedimiento seguido en simulaciones numérica: Modelado, Mallado y solución.



Fig. 1.19. Procedimiento seguido en simulaciones numéricas. [Adaptado de Flores, D.]

CAPÍTULO 2

CÁLCULOS Y DISEÑOS PARAMÉTRICOS DE LA CARCASA

Luego de haber revisado el estado del arte de las carcasas de cajas reductoras y conocer sus características de diseño se puede realizar el diseño parametrizado de las carcasas, las cuales serán empleadas como plantillas en el algoritmo a desarrollar, asimismo, servirá para realizar una serie de análisis de la configuración de la carcasa.

Para realizar algunos análisis sobre la carcasa y validar el algoritmo desarrollado se necesitan conocer estas variables para diferentes cajas reductoras. Sin embargo, calcular estas variables no es el objetivo de este trabajo, por lo que solo se estimarán, de modo que se pueda tener una data coherente para los análisis a realizar. Para mayor información sobre la estimación de las dimensiones de los componentes internos revisar el Anexo 2.

2.1. Modelos típicos paramétricos

Los diseños paramétricos son una parte importante de este trabajo, ya que se pretende que estos cumplan las exigencias de cargas y geometría como se explicó anteriormente, los que a su vez serán modelados en un software CAD para poder ser empleados como plantillas como parte del algoritmo. Se empleó el software *Autodesk Inventor* ya que se tiene mayor familiaridad para realizar modelos paramétricos. Asimismo, como se verá más adelante, este software presenta ventajas para su validación.

Se debe indicar que la parametrización de un modelo o diseño indica que sus medidas están en función de otras medidas, sean estas propias del modelo o medidas externas a esta.

Se realizaron los diseños paramétricos de carcasas de una, dos y tres etapas. Debido a que éstas se realizaron de forma análoga, se presentará el procedimiento seguido para realizar el diseño paramétrico de una carcasa de tres etapas, con el fin de mostrar las relaciones entre sus medidas geométricas.

Las carcasas están compuestas por tres componentes importantes: base de la carcasa, tapa de la carcasa, tapas de los rodamientos. La tipificación de las mismas se describe a continuación:

2.1.1. Base de la carcasa

Para carcasas de reductores de media y alta potencia se recomienda que los alojamientos de todos los rodamientos deban ser parte de un mismo bloque para otorgar mayor rigidez al mismo. Se considera este bloque como una sub-pieza, ya que los demás elementos son soldados a esta [11].

En la Figura 2.1 se muestra el boceto del bloque de alojamientos. La distancia entre los centros de cada alojamiento queda definida por la distancia entre los centros de los engranajes de cada etapa. Para determinar el alto de este bloque se debe tener la consideración del tamaño de los agujeros para los tornillos de las tapas laterales.

Se debe considerar que si el tornillo está ubicado muy cerca algún borde del elemento a unir podría originar algún concentrador de esfuerzos innecesario, asimismo, la maquinación de su agujero correspondiente podría realizarse de forma incorrecta. Como se indicó en el Capítulo 1, se recomienda que la distancia del centro del tornillo hacia un borde sea como mínimo de 1.5 veces el diámetro del agujero de estos [4].

Las cotas señaladas con flechas en la Figura 2.1 se consideran como el espacio necesario para cada uno de los tornillos de unión entre la base y la tapa de la carcasa. Debido a que la longitud del tornillo es grande, en este caso su distancia al borde es una vez el diámetro del agujero correspondiente.

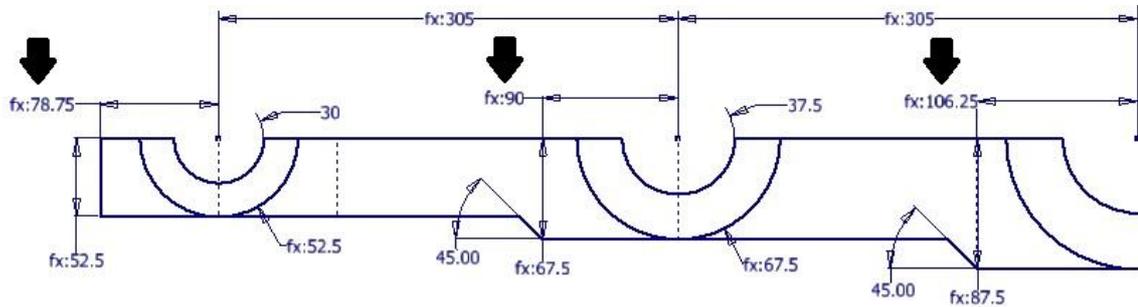


Fig. 2.1. Boceto del bloque de alojamientos.

A partir de este boceto se extruye el bloque con una profundidad equivalente a 1.5 veces el mayor ancho de los rodamientos. Lo ideal es tener una profundidad cercana a este valor, sin embargo, los agujeros para los tornillos de las tapas laterales originan que la rigidez del bloque disminuya, asimismo, se debe permitir espacio para colocar las tapas laterales.

Luego, se generan los agujeros para los tornillos de las tapas laterales. La cantidad de los tornillos para cada tapa lateral se obtienen a partir del diámetro de los rodamientos respectivos [4]. Por esta razón para cada alojamiento se genera un arreglo independiente de tornillos, tal como se aprecia en la Figura 2.2. Los tornillos están ubicados en una circunferencia imaginaria de radio equivalente al radio exterior del rodamiento sumado a 1.5 veces el diámetro del agujero para el tornillo correspondiente. Los tornillos son distribuidos simétricamente en este bloque y en el bloque de alojamientos de la tapa de la carcasa.

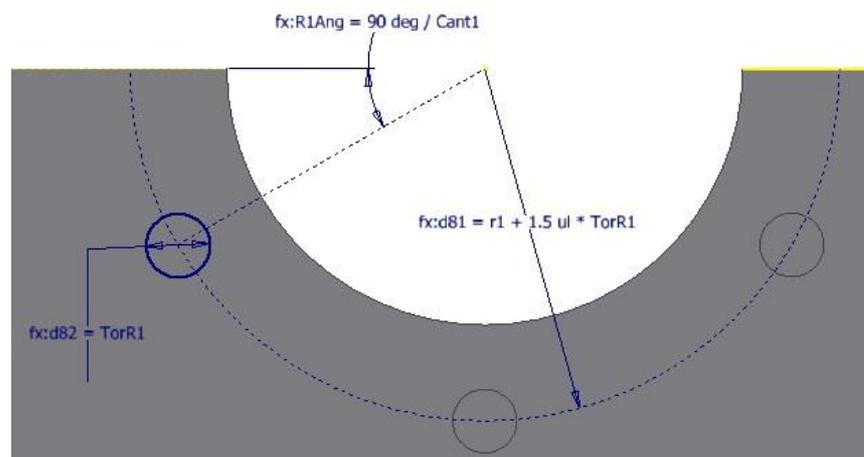


Fig. 2.2. Boceto del bloque de alojamientos.

El siguiente paso es crear la plancha de contacto entre la base y la tapa de la carcasa, el cual debe asegurar una correcta unión. En la Figura 2.3 se aprecia el croquis de esta plancha de contacto junto al bloque de alojamientos. El ancho de esta será el mismo que el ancho del bloque de los alojamientos. El espesor de esta plancha de contacto es como mínimo 1.5 veces el espesor de la pared lateral [4].

Las medidas de las cotas indicadas deben ser mayores al radio de los engranajes más cercanos con el fin de evitar el contacto entre el engranaje y la pared frontal. En este trabajo se considera esta distancia igual al espesor de la pared frontal. Solo se dibuja la mitad del boceto del contacto, ya que mediante la operación *Mirror* del software empleado se terminará de modelar la otra mitad. Asimismo, la cota vertical mostrada debe ser la mitad de la longitud entre los apoyos de los árboles.



Fig. 2.3. Boceto de la plancha de contacto.

Se procede con el diseño se sigue con las paredes laterales y frontales de la base como se ilustra en la Figura 2.4. El alto de esta pared queda definido por el radio del engranaje más grande, ya que se quiere evitar el contacto de este con la plancha de fondo. El espesor de las paredes se ve influenciada por las cargas sobre los alojamientos. Asimismo, esta puede variar según el tipo de nervio rigidizador que se emplee. Esto se verá en el subcapítulo 2.2.

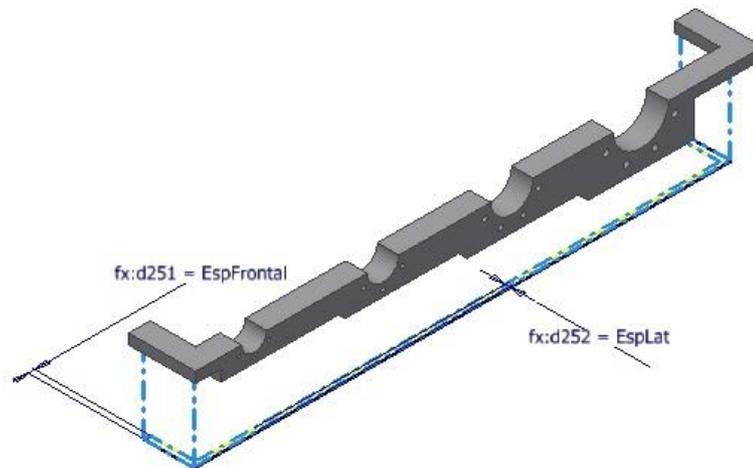


Fig. 2.4. Proyección de las paredes de la base de la carcasa.

El siguiente paso es realizar los agujeros para los tornillos de unión entre la base y tapa de la carcasa. Se debe considerar que cercano a estos tornillos se tienen los agujeros para los tornillos de las tapas laterales entonces se debe tener cuidado de evitar algún cruce con estos. Asimismo, estos tornillos deben estar lo más cerca posible a los rodamientos para garantizar un ajuste adecuado de los mismos. Por esta razón se emplea un par de tornillos por cada alojamiento. La dimensión paramétrica se aprecia en la Figura 2.5.

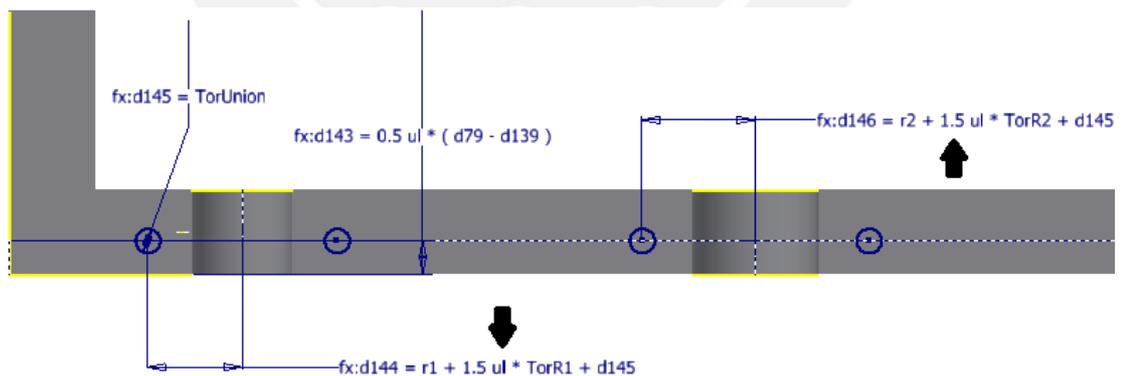


Fig. 2.5. Boceto de los agujeros de los tornillos de unión.

Se continúa con la creación del modelo con la plancha para el anclaje de la carcasa, la cual tiene como función soportar y brindar el espacio para los tornillos de anclaje. El ancho de esta plancha tiene una dimensión mayor al ancho del bloque de alojamientos, lo cual facilitará el posicionamiento de los nervios rigidizadores,

asimismo aumentará la estabilidad de la base. Al no tener recomendación, se opta por considerar un 20% al ancho del bloque de alojamientos. Esto puede apreciarse en la Figura 2.6.

La plancha de anclaje que va debajo de las paredes frontales de la carcasa se ha considerado ubicarlas por la parte interna de la carcasa lo cual brindará mayor rigidez para la plancha de fondo. Asimismo, no ocasionará algún problema al momento de realizar la evacuación del aceite lubricante. Se debe mencionar que esta parte de la plancha de anclaje no alojará algún tipo de tornillo, sino que solo servirá de apoyo para la carcasa, entonces se decide considerar un ancho igual al ancho del bloque de alojamientos, ya que no se tiene una recomendación clara.

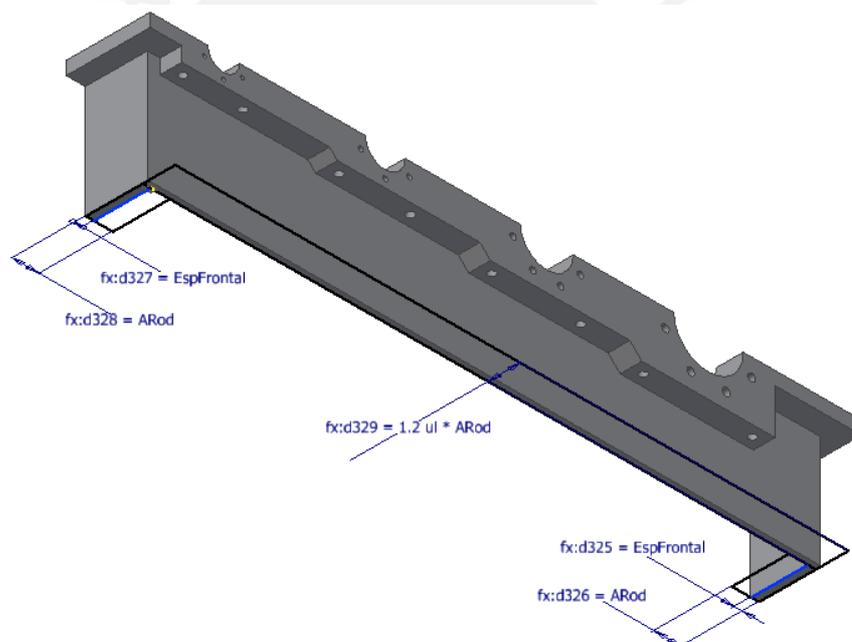


Fig. 2.6. Boceto de los agujeros de los tornillos de unión.

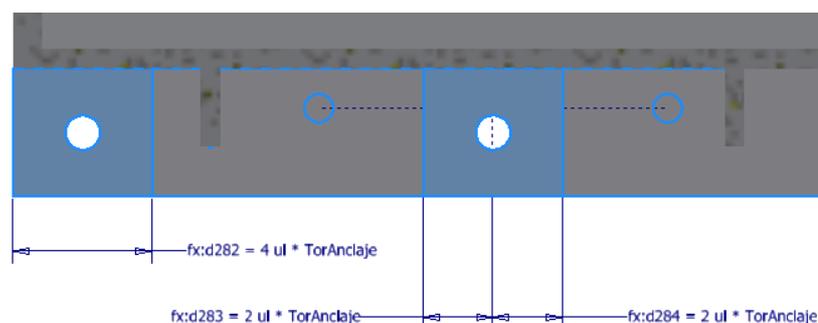


Fig. 2.7. Boceto de los refuerzos en la plancha de anclaje.

Se recomienda que el espesor de la plancha de anclaje sea de 2.5 veces el espesor de las paredes laterales en carcasas fundidas [11]. Sin embargo, esta recomendación se debe principalmente al que los tornillos en este lugar soportaran una gran carga. Con el objetivo de disminuir material innecesario en la plancha de anclaje se opta por emplear un espesor de plancha de anclaje de 1.5 veces el espesor de las paredes laterales en combinación con unos refuerzos en la zona de los tornillos. Estos refuerzos tienen un espesor igual al espesor de la pared lateral con el objetivo de mantener la recomendación que se comentó en la zona de unión.

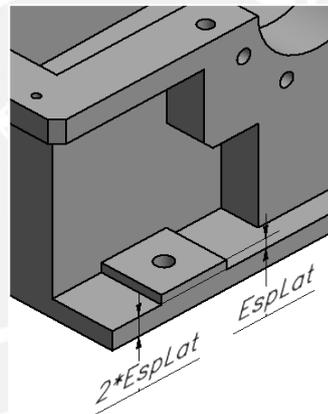


Fig. 2.8. Espesor de las planchas de contacto.

Los nervios rigidizadores, los cuales aumentan la rigidez y la resistencia de la carcasa, se parametrizarán de forma independiente para cada alojamiento, ya que su diseño depende de las cargas sobre cada uno de estos. Se han parametrizado tres tipos de nervios, los que se vieron en el subcapítulo 1.2 (Ver Figura 2.9). El espesor de estos nervios por lo general está alrededor del valor del espesor de la plancha lateral, entonces se usará este valor al momento de realizar el cálculo de estos.

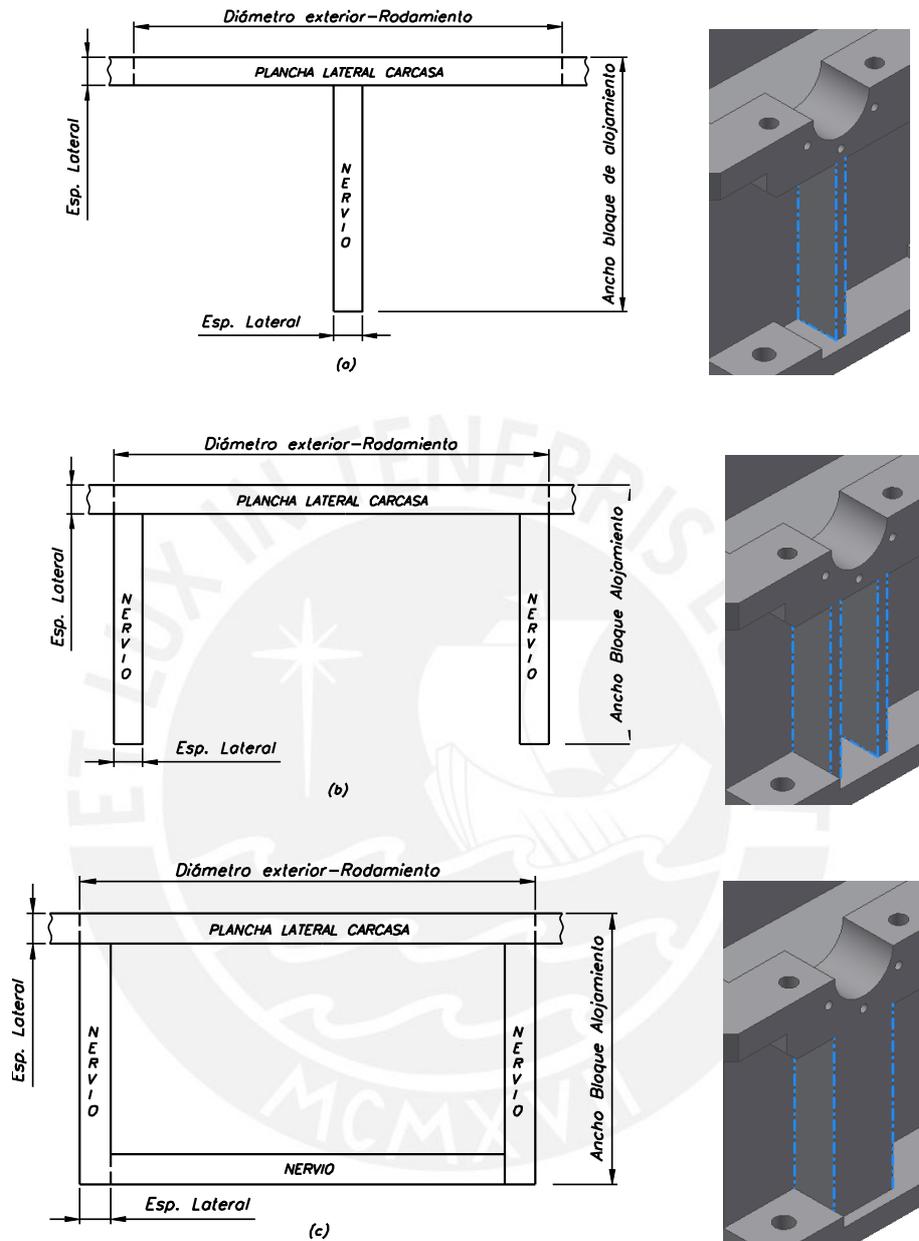


Fig. 2.9. Tipos de nervios rigidizadores: (a) nervio simple, (b) nervio doble, (c) nervio cerrado.

El siguiente componente que se genera es la plancha de fondo. Esta debe cumplir un requisito particular: permitir la purga del aceite lubricante alojado al interior de la carcasa, por lo que esta plancha tendrá una inclinación de un grado respecto al plano horizontal. El espesor de esta plancha tendrá un espesor igual a 0.75 veces el espesor de la pared lateral. En la figura 2.8 se aprecia el boceto de este.

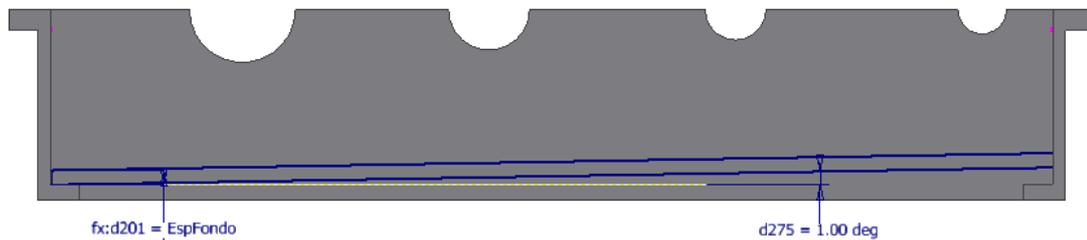


Fig. 2.10. Boceto de la plancha de fondo.

Para finalizar la base de la carcasa, se modelan los agujeros para los tornillos de sellado. Estos tornillos tienen como objetivo asegurar un sello de los bordes frontales de la carcasa, con el fin de evitar ingreso de suciedad o polvo, y impedir la fuga del aceite lubricante de los componentes interiores. El número de tornillos depende del ancho de la carcasa. A continuación, en la figura 2.11, se presenta la parte inferior de la carcasa denominada base para el presente estudio:

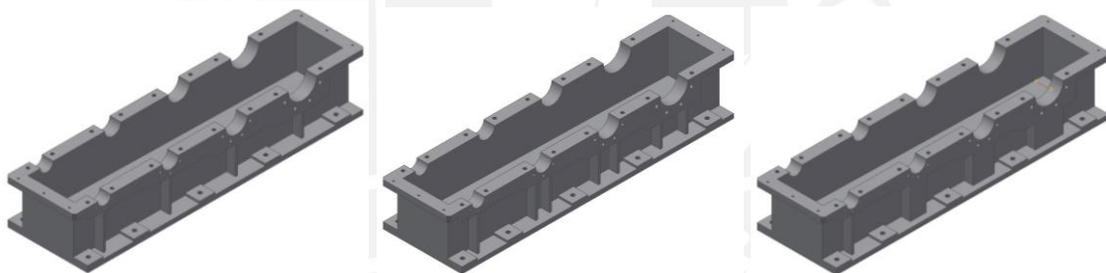


Fig. 2.11. Modelos 3D de la base de la carcasa.

Como se aprecia en las figuras anteriores, se han aplicado chaflanes a los bordes de la carcasa que pueden afectar la seguridad de los trabajadores de mantenimiento o operación de este equipo. Esta no sigue una recomendación en particular.

2.1.2. Tapa de la carcasa

El modelado de la parte superior de la carcasa, denominada aquí tapa de la carcasa, se realiza en función de la base. El bloque de alojamientos y la plancha de contacto entre la base y tapa de la carcasa tienen las mismas dimensiones y siguen los mismos lineamientos para el modelado. Luego de esto se procede con la creación de las paredes.

Las paredes laterales de la tapa superior se consideran como el mismo espesor que el de la base. Lo mismo que en el caso de las planchas frontales, el espesor será el mismo que las planchas frontales de la base, ya que éstas no soportan cargas directamente.

En la Figura 2.12 se aprecia el boceto de las paredes laterales de la tapa. Las esquinas superiores de estas planchas presentan una inclinación respecto al plano horizontal con el objetivo de reducir material innecesario en la carcasa. Para una facilidad en la fabricación de la carcasa, este ángulo será de 45° . Con el objetivo de evitar contactos entre el engranaje y las paredes, cada pared frontal estará separada del engranaje más cercano se opta por considerar una distancia igual a dos veces el valor del espesor de la pared frontal. Se puede apreciar que se proyectaron las dimensiones de los engranajes para poder ubicar a las paredes laterales.

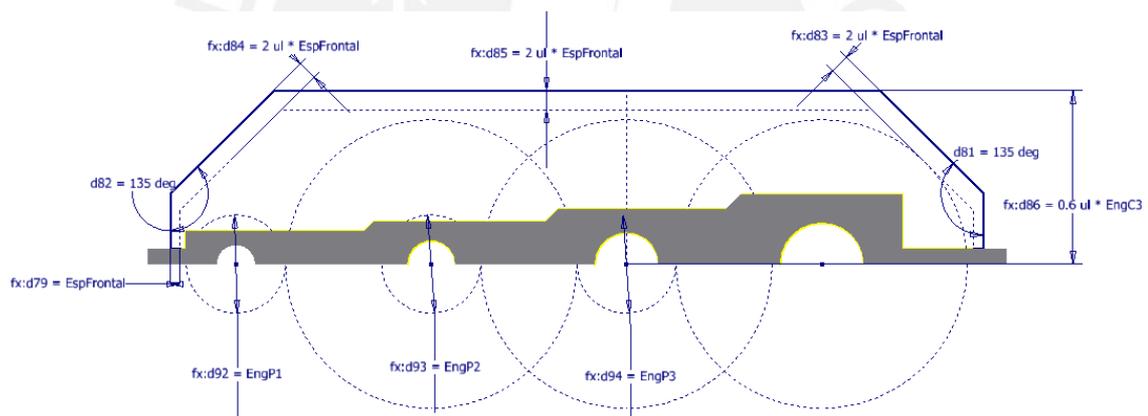


Fig. 2.12 Boceto de la pared lateral de la tapa de la carcasa.

De igual forma, se genera el boceto para las paredes frontales como se muestra en la Figura 2.13. La disposición de esta se mencionó anteriormente.

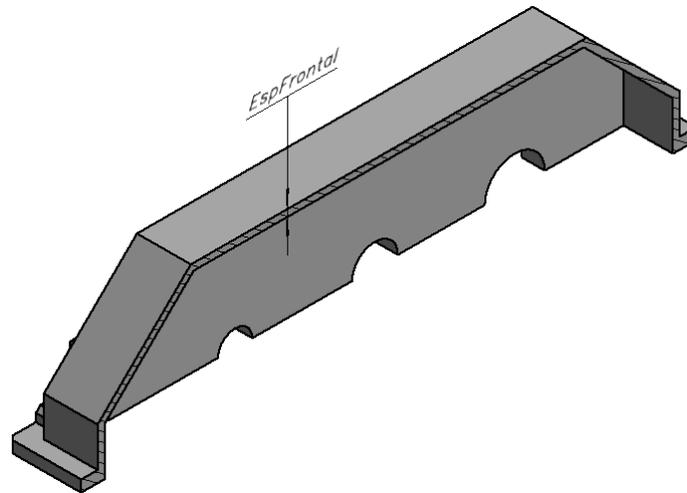


Fig. 2.13. Boceto de la pared frontal de parte superior de la carcasa.

El siguiente elemento a parametrizar es la mira de inspección que se ubica en la parte superior de la carcasa. Las dimensiones deben ser las necesarias para que el operario pueda realizar la inspección sin ninguna dificultad. Finalmente el modelo de la tapa de la carcasa 3D queda definido tal como se ilustra en la figura 2.14.

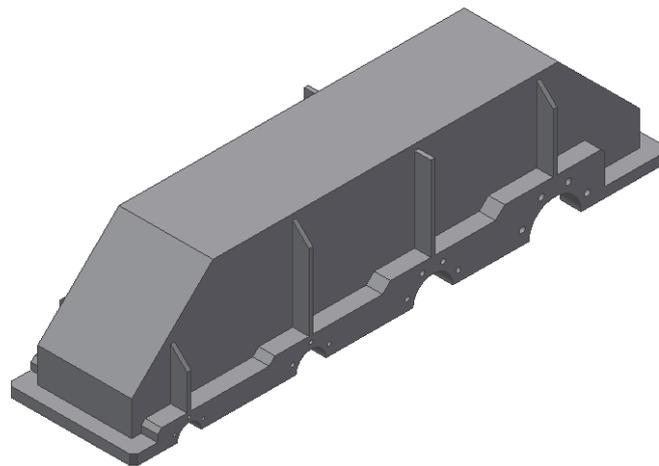


Fig. 2.14. Modelo 3D de la tapa de la carcasa con nervios aleatorios.

2.2. Procedimiento para el cálculo de esfuerzos en la carcasa

Los modelos que se han tipificado y modelado de forma paramétrica para las carcasas soldadas dependen, en gran medida, de los tipo de nervios rigidizadores que tendrán. Si bien este no afecta las dimensiones geométricas principales (largo, ancho, alto de carcasa) ya que estas dependen de los componentes internos del reductor, si son importantes para determinar el espesor de las paredes de la carcasa. Cada combinación de espesor de pared y tipo de nervio le dará a la carcasa un valor de rigidez diferente, por lo cual se debe establecer un método que permita determinar el espesor de la carcasa y el tipo de nervio del mismo según las cargas que deberá soportar.

Los métodos clásicos para determinar la rigidez y resistencia son muy eficientes para elementos simples como ejes, vigas o columnas. Sin embargo, no son muy eficientes en cuanto a componentes de mayor complejidad se trata, como lo son las carcasas que se quieren diseñar [9].

La simulación numérica por el Método de Elementos Finitos [11] aparece como una solución a este problema debido a que permite realizar este análisis de forma eficiente, ya que se puede conocer el valor de los esfuerzos muy aproximados a la realidad, asimismo, permite asemejar de mejor forma las condiciones de borde o carga. Asimismo, se ha encontrado diferentes análisis realizados para realizar el diseño de carcasas mediante simulación [11, 15].

Los análisis mencionados anteriormente muestran que los esfuerzos más elevados de la carcasa sometida a cargas reales de trabajo estarán en la zona del nervio rigidizador del alojamiento que soportará al árbol de mayor diámetro (para los tipos de carcasas a trabajar, en el árbol de salida), como se aprecia en la Figura 2.15. De esta forma, se decide realizar un primer análisis considerando solo la zona cercana a la parte inferior del apoyo con ciertas consideraciones y luego se verá la influencia del aumento de rigidez debido a la carcasa completa.

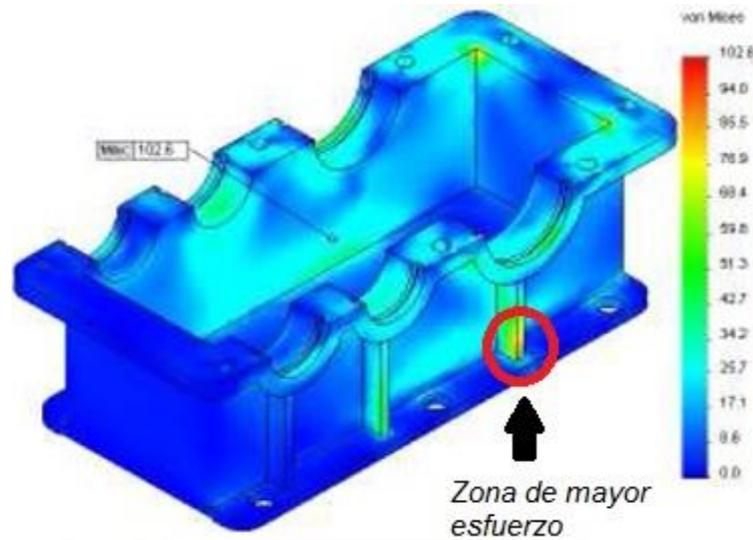


Fig. 2.15. Base de una carcasa de caja reductora analizada por el MEF [15].

Debido a que se tienen una gran cantidad de variables no sería práctico establecer un método para el cálculo de esfuerzos empleando solamente la simulación numérica, ya que se tendría que realizar un gran número de análisis. Por esta razón se decide hacer una comparación entre resultados obtenidos por métodos analíticos aproximados y los obtenidos mediante la simulación, lo que permitirá establecer una correlación entre estos con la finalidad de obtener ecuaciones para determinar el esfuerzo mayor que deberá resistir la carcasa con el fin de establecer un método para el cálculo de los mencionados.

Se realizará el análisis por métodos analíticos de las diferentes configuraciones de nervios considerándolas como columnas empotradas. Luego, se analizará el alojamiento de forma individual mediante simulación numérica bajo ciertas condiciones de borde y de carga que lo asemejen a las sollicitaciones que tendrá cuando esté en la carcasa completa.

Finalmente, se comparan los resultados de simulación de los alojamientos individuales con los resultados obtenidos al analizar las carcasas soldadas completas, con el fin de poder plantear un método final para determinar los esfuerzos a los que están sometidos los nervios de la carcasa soldada.

2.2.1. Análisis de los nervios rigidizadores por método analítico

Se tienen tres configuraciones de nervios: simple, doble y cerrado. Para este análisis se considerarán estos como columnas considerando el ancho del diámetro del rodamiento. Se comentará el procedimiento seguido para el análisis usando como ejemplo el nervio simple (Figura 2.17) y se mostrarán los resultados para los otros tipos de nervios.

En cada alojamiento se tendrán cargas en dos (X y Z) o tres direcciones (X , Y y Z) según la Figura 2.17. Esta última cuando se tengan engranajes helicoidales. Ahora, como el otro extremo está anclado a la cimentación de la caja reductora, se considerará como empotrado, por lo que es fácil saber que la sección más esforzada se encontrará cercana a la zona empotrada o anclada a la cimentación, ya que en esta zona se tendrá el mayor valor del momento.

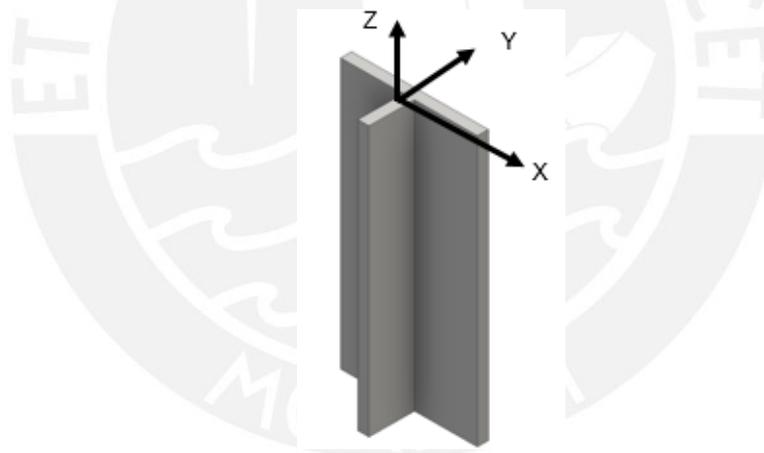


Fig. 2.16. Nervio rigidizador simple considerado como columna.

Para realizar el cálculo del esfuerzo al que estará sometido el nervio rigidizador se procede a calcular los esfuerzos originados por cada una de las fuerza según su dirección, para luego, por el principio de superposición, calcular el esfuerzo total. Se debe tener en cuenta si el esfuerzo en mención está sometiendo el punto analizado a tracción o compresión. La convención de signos debe tenerse en cuenta según las coordenadas mostradas en la Figura 2.17. Un esfuerzo de tracción indicará que está en la dirección $Z+$ por lo que tendrá un valor positivo. En la figura 2.18 se presenta los diagramas de fuerzas y momentos a los que estará sometida la columna en mención, siendo el origen de los diagramas la sección empotrada de la columna.

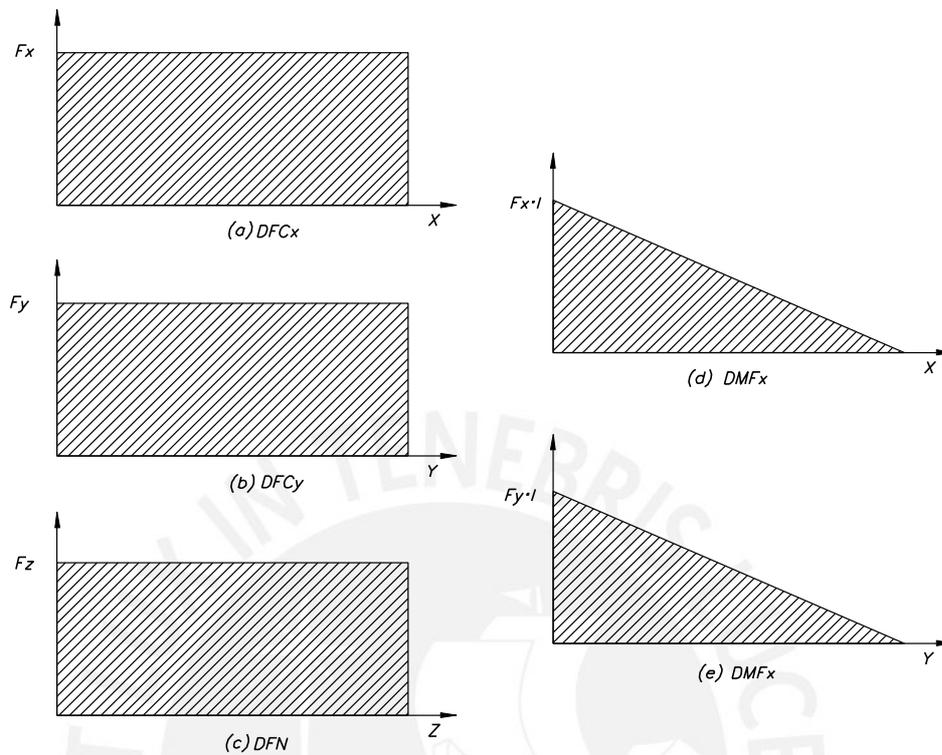


Fig. 2.17. Diagrama de fuerzas y momentos de la columna a analizar.

Como se observa en la figura 2.17, la sección crítica se ubicará en la zona cercana al empotramiento, por lo que las Ecuaciones 2.7 – 2.13 que se presentan permiten calcular los esfuerzos en esta sección.

– Para la fuerza en la dirección X:

Esta fuerza genera un momento flector sobre la base que genera un esfuerzo en dirección normal Z. Asimismo, esta fuerza ocasiona un esfuerzo cortante en la dirección X.

$$\sigma_z = -\frac{M_y * x}{I_{yy}} \qquad M_y = F_x * l \qquad (2.7)$$

$$\tau_{zx} = \frac{V_x * Q}{I_{yy} * t} \qquad V_x = -F_x \qquad (2.8)$$

– Para la fuerza en la dirección Y:

Análogamente a la fuerza en la dirección X , considerando las variables de rigidez pertinentes:

$$\sigma_z = \frac{M_x * y}{I_{xx}} \quad M_x = -F_y * l \quad (2.9)$$

$$\tau_{zy} = \frac{V_x * Q}{I_{xx} * t} \quad V_y = -F_y \quad (2.10)$$

– Para la fuerza en la dirección Z :

Se debe tener cuidado al realizar el análisis de esfuerzos. La fuerza en la dirección Z está aplicada en la mitad del ancho del alojamiento, sin embargo, el cálculo de esfuerzos se realiza respecto al centroide. Debido a que se trata de una sección no uniforme (nervio simple y doble) se deberá trasladar la fuerza al centroide, lo cual genera un momento flector adicional. Entonces, se tendrá un esfuerzo normal por tracción (fuerza en Z) y un esfuerzo normal por flexión (flector):

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A_n} \quad (2.11)$$

$$\sigma_z = \frac{M_x * x}{I_{xx}} \quad M_x = -F_z * (\bar{x} - 0.5(A + e)) \quad (2.12)$$

Se emplea el método de *Von Mises* para determinar el esfuerzo equivalente en cada uno de estos puntos y poder determinar cuál es el punto más esforzado, ya que este método presenta un resultado más exacto cuando se trata de materiales dúctiles. Para esto se puede usar el tensor de esfuerzos en un diferencial de esta viga. El esfuerzo normal en la dirección Z se obtiene luego de superponer cada uno de los esfuerzos originados en esta dirección.

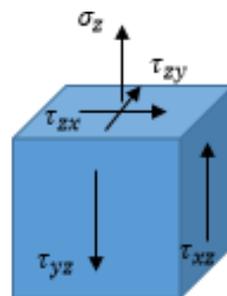


Fig. 2.18. Tensor de esfuerzos originados en un punto de la columna.

Se puede calcular el esfuerzo equivalente de *Von Mises* empleando la siguiente ecuación:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 * (\tau_{zx}^2 + \tau_{zy}^2)} \quad (2.13)$$

En este punto se debe comentar que el método para calcular el esfuerzo depende de una gran cantidad de variables, tanto de geometría como de cargas, es por tal motivo que se decide usar el método analítico para empezar el análisis del cálculo del esfuerzo y luego compararlo con los resultados obtenidos por simulación numérica con algunas consideraciones adicionales.

El valor del esfuerzo equivalente será diferentes en cada punto de la sección, entonces se debe realizar el análisis en el punto sometido a mayor esfuerzo. Se sabe que los puntos más alejados de la sección serán los más esforzados, tal como se ilustra en la Figura 2.19, entonces se realiza el análisis en los puntos mostrados a continuación:

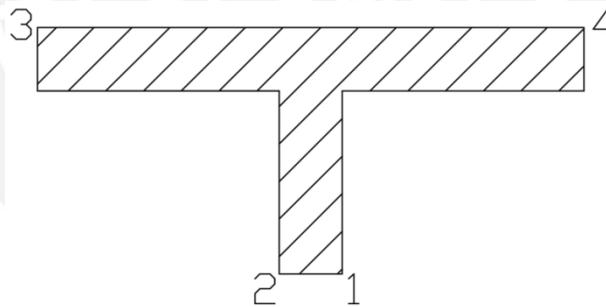


Fig. 2.19. Puntos de la sección a analizar.

Los momentos de inercia mencionados en las ecuaciones mostradas para el caso en el que se usa nervio simple pueden obtenerse considerando estas ecuaciones:

$$I_{xx} = \frac{D * e^3}{12} + \frac{e * A^3}{12} + e * A * \left(\frac{D * A + D * e}{2 * D + 2 * A}\right)^2 + e * D * \left(\frac{A * A + A * e}{2 * D + 2 * A}\right)^2 \quad (2.14)$$

$$I_{yy} = \frac{e * D^3}{12} + \frac{A * e^3}{12} \quad (2.15)$$

$$A_n = A * e + D * e \quad (2.16)$$

El momento del área (Q) respecto al eje neutro no es expuesto aquí ya que cada uno de estos tiene un valor que depende de la posición geométrica del punto que se quiera analizar. Este se calcula mediante el producto del área que está encima del punto a analizar en la dirección de la fuerza y la distancia de su centroide al eje neutro.

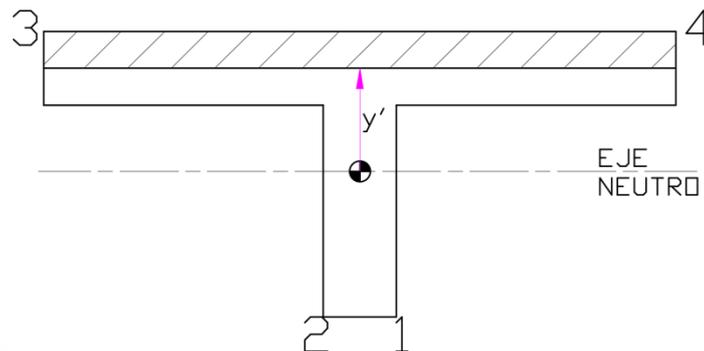


Fig. 2.20. Momento del área respecto al eje neutro.

$$Q = \bar{y}' * A' \quad (2.17)$$

Como ejemplo, se emplearán estas ecuaciones para un caso particular considerando las siguientes fuerzas:

$$F_x = 27\,000\text{ N}$$

$$F_y = -10\,000\text{ N}$$

$$F_z = -14\,000\text{ N}$$

Asimismo, consideramos las siguientes medidas para el alojamiento:

$$\text{Espesor} = 20 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro} = 250 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Alto} = 750 \text{ mm}$$

Se realizan los cálculos con respecto al punto 2 de la sección:

– *Esfuerzos originados por la fuerza en la dirección X:*

El esfuerzo normal ocasionado por el flector:

$$M_y = 27\,000\text{ N} * 750\text{ mm} = 20\,250\,000\text{ N} * \text{mm}$$

$$\sigma_z = -\frac{M_y \cdot x}{I_{yy}} = -\frac{20\,250\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot (-10 \text{ mm})}{26\,095\,000 \text{ mm}^4} = 7.76 \text{ MPa (Tracción)}$$

En el caso de los esfuerzos cortantes para el punto 3 y 4 tendrán un valor de cero, ya que los esfuerzos en los bordes en la dirección de la fuerza es nulo. Sin embargo, para el punto 1 y 2 se tiene un valor que se calcula de la siguiente manera:

$$V_x = 27\,000 \text{ N}$$

$$Q = y \cdot A = 67.5 \text{ mm} \cdot (115 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}) = 155\,250 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{zx} = \frac{27\,000 \text{ N} \cdot 155\,250 \text{ mm}^3}{26\,095\,000 \text{ mm}^4 \cdot 100 \text{ mm}} = 1.61 \text{ MPa}$$

– *Esfuerzos originados por la fuerza en la dirección Y:*

$$M_x = -F_y \cdot l = -(-10\,000 \text{ N}) \cdot 750 \text{ mm} = 7\,500\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_z = \frac{7\,500\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot (-78 \text{ mm})}{4\,050\,303 \text{ mm}^4} = -144.43 \text{ MPa (Compresión)}$$

Los esfuerzos cortantes en los cuatro puntos tendrán un valor de cero ya que están en los extremos en la dirección de la fuerza.

– *Esfuerzos originados por la fuerza en la dirección Z:*

Esfuerzo por la compresión:

$$\sigma_z = \frac{-14\,000 \text{ N}}{6\,600 \text{ mm}^2} = -2.12 \text{ MPa (Compresión)}$$

Esfuerzo normal por flexión:

$$M_x = -14\,000 \text{ N} \cdot (78 \text{ mm} - 0.5(100 \text{ mm})) = -392\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_z = \frac{-392\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 78 \text{ mm}}{4\,050\,303 \text{ mm}^4} = -7.55 \text{ MPa (Compresión)}$$

Entonces, el esfuerzo total en la dirección normal Z se obtiene a partir del principio de superposición teniendo en consideración los sentidos de cada uno

$$\sigma_z = 7.76 \text{ MPa} - 144.43 \text{ MPa} - 2.12 \text{ MPa} - 7.55 \text{ MPa} = -146.34 \text{ MPa} \text{ (Compresión)}$$

$$\tau_{zx} = 1.61 \text{ MPa} \quad \tau_{zy} = 0 \text{ MPa}$$

Luego de haber obtenido todos los esfuerzos mencionados, se realiza el cálculo del esfuerzo equivalente de *Von Misses*:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(-146.34)^2 + 3 * (1.61^2 + 0^2)} = 146.36 \text{ MPa}$$

Entonces este alojamiento estará soportando un esfuerzo de 146.36 MPa en el punto 2. Se realiza el cálculo de los otros puntos y se obtienen los mostrados en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Resultados de esfuerzos equivalentes de la sección.

| Punto | Esfuerzo (MPa) |
|-------|----------------|
| 1 | 161.62 |
| 2 | 146.36 |
| 3 | 137.97 |
| 4 | 56.03 |

Se observa que el punto 1 es el más esforzado. Esto se debe a que en este punto cada una de las fuerzas origina un esfuerzo normal de compresión por lo que todas estas se sumarán, mientras que en los otros puntos aparecerán esfuerzos de tracción lo cual hará que el total disminuya.

Se realiza un análisis modificando los valores de las dimensiones que se asumieron al inicio con el fin de conocer cuál es el parámetro más influyente para el diseño de la carcasa, asimismo, esto permitirá tomar algunas decisiones.

Tabla 2.2. Resultados de esfuerzos al variar la geometría de un alojamiento.

| Espesor | Diámetro | Alto | Ancho | Esfuerzo 1 | Esfuerzo 2 | Esfuerzo 3 | Esfuerzo 4 |
|----------------|-----------------|-------------|--------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [MPa] | [MPa] | [MPa] | [MPa] |
| 20 | 250 | 750 | 100 | 161.62 | 146.10 | 137.97 | 56.03 |
| 16 | 250 | 750 | 100 | 195.74 | 180.22 | 166.72 | 75.94 |
| 14 | 250 | 750 | 100 | 219.87 | 204.33 | 187.35 | 90.07 |
| 10 | 250 | 750 | 100 | 296.47 | 280.93 | 253.64 | 134.94 |
| 20 | 320 | 750 | 100 | 153.97 | 146.56 | 94.64 | 23.89 |
| 20 | 280 | 750 | 100 | 157.71 | 146.66 | 115.63 | 39.12 |
| 20 | 250 | 750 | 100 | 161.62 | 146.10 | 137.97 | 56.03 |
| 20 | 220 | 750 | 100 | 167.20 | 144.45 | 169.51 | 80.77 |
| 20 | 250 | 800 | 100 | 171.75 | 155.20 | 147.17 | 59.76 |
| 20 | 250 | 750 | 100 | 161.62 | 146.10 | 137.97 | 56.03 |
| 20 | 250 | 700 | 100 | 151.49 | 137.01 | 128.78 | 52.29 |
| 20 | 250 | 675 | 100 | 146.42 | 132.46 | 124.18 | 50.42 |
| 20 | 250 | 650 | 100 | 141.36 | 127.91 | 119.58 | 48.56 |
| 20 | 250 | 750 | 120 | 115.73 | 100.22 | 125.92 | 67.98 |
| 20 | 250 | 750 | 110 | 135.59 | 120.08 | 131.06 | 62.89 |
| 20 | 250 | 750 | 100 | 161.62 | 146.10 | 137.97 | 56.03 |
| 20 | 250 | 750 | 90 | 196.51 | 180.99 | 147.60 | 46.45 |
| 20 | 250 | 750 | 80 | 244.42 | 228.89 | 161.58 | 32.52 |

2.2.2. Análisis de los alojamientos por simulación numérica

El objetivo de este análisis es poder comparar los resultados obtenidos mediante el método analítico y mediante la simulación numérica de un modelo que se asemeje de forma más aproximada a la realidad, es decir el comportamiento que tendrá con la carcasa completa. Para la simulación numérica se optó por emplear el software *Ansys Mechanical* por la familiaridad que se tiene con este.

2.2.2.1. Consideraciones para la simulación numérica

Se realizarán una serie de análisis para distintas condiciones de geometría y de cargas. El software mencionado ofrece una plataforma denominada *Design Modeler*, que permite modelar el elemento a analizar de forma paramétrica, lo cual facilitará realizar los análisis que sean necesarios.

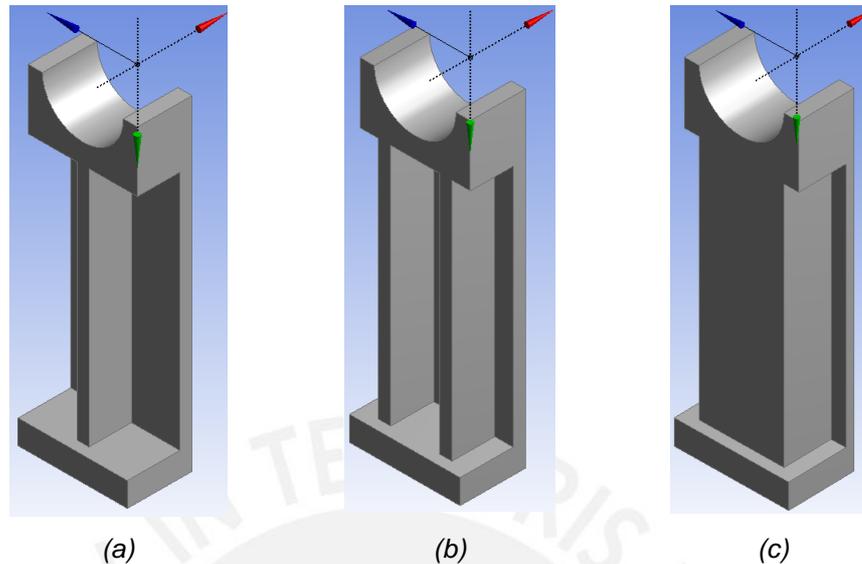


Fig. 2.21. Modelos generados en la plataforma Design Modeler para cada tipo de nervio.

Como se observa en la Figura 2.20 se han hecho unas simplificaciones del modelo real con el fin de reducir el tiempo empleado en la configuración de las simulaciones. En este caso no se han considerado modelar los agujeros de los tornillos para las tapas laterales ya que no afectarán los valores del esfuerzo mayor ya que, como se sabe, el esfuerzo mayor estará en la zona cercana a la base. Asimismo, no se ha considerado modelar los cordones de soldadura en estos alojamientos ya que estos aumentarían el área resistente y por ende disminuiría el esfuerzo obtenido.

Se sabe que las cargas son transferidas hacia los alojamientos por medio de los rodamientos que estos alojarán. Para asemejar esto en el modelo se emplea la carga tipo *Bearing Load*, que distribuye la carga sobre el apoyo como si fuese transmitida por un rodamiento real. Asimismo, la parte inferior de la carcasa estará anclada a la cimentación por lo que se aplicará esta condición de borde en la parte inferior del alojamiento individual. Estas condiciones de borde se pueden apreciar en la Figura 2.22.

Cuando el alojamiento que se está considerando como individual esté en la carcasa completa, la rigidez que tendrá será mayor. Luego de una evaluación previa se decide agregar una restricción en la dirección X del modelo, lo cual asemeja a la gran rigidez que tendrá el alojamiento en la carcasa en esta dirección. Si bien, en la dirección axial

también se verá afectada la rigidez del alojamiento individual cuando sea analizado con la carcasa completa, esto se analizará en el siguiente subcapítulo.

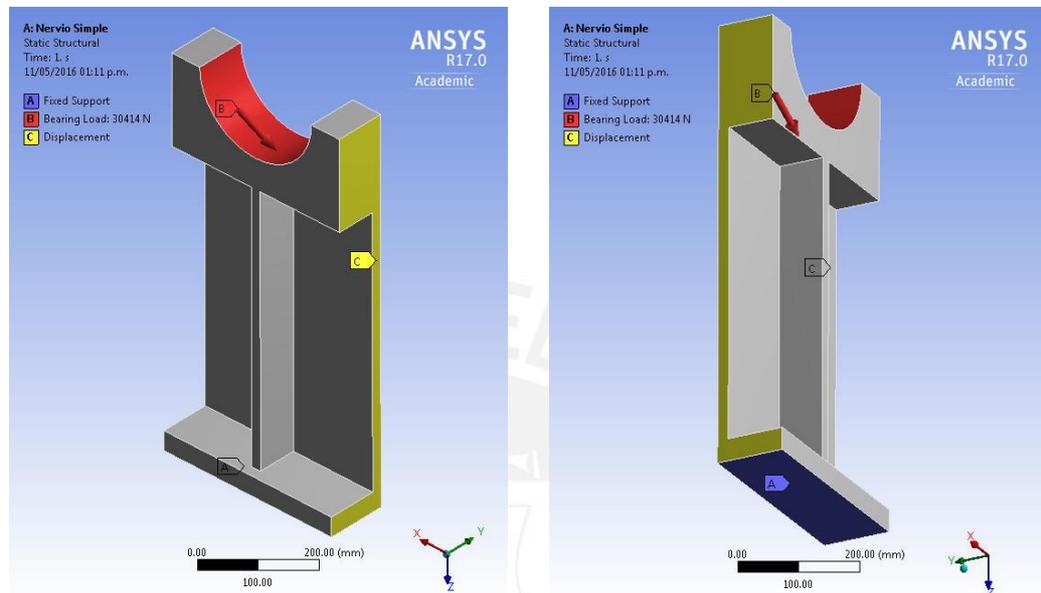


Fig. 2.22. Condiciones de borde y de carga en el modelo.

El mallado del componente a analizar es una consideración muy importante ya que un mallado “fino” muestran resultados más cercanos a la realidad. Sin embargo, también requiere de un mayor tiempo para realizar un análisis. Por lo que se debe buscar unas condiciones de mallado que permitan obtener resultados óptimos en un corto tiempo.

Se realizó una serie de análisis considerando diferentes tamaños de elementos con el fin de calibrar la malla a emplear, lo cual implica encontrar cual es el tamaño del elemento que ya no afecte a los resultados a buscar. Luego de realizar este análisis se observa que el tamaño del elemento dependerá del espesor de la pared lateral del componente a analizar.

Para un alojamiento de 20 mm de espesor se tiene que el tamaño de elemento adecuado es de 5 mm en la zona del nervio como se muestra en la Figura 2.23, es decir, la cuarta parte del espesor. Asimismo, las características de la malla obtenida son las que se muestran en la Tabla 2.1. Debido a que se trata de un análisis paramétrico y el tamaño del elemento de malla depende del tamaño de la pared

lateral, se escalará el tamaño del elemento según el espesor de la pared lateral en una relación de 1 a 4 respectivamente.

Tabla 2.1. Condiciones de mallado.

| Parámetro/Malla | Valor del parámetro |
|---------------------|---------------------|
| Número de nodos | 273058 |
| Número de elementos | 181498 |
| Element Quality | 0.83914 |
| Aspect Ratio | 1.8417 |
| Jacobian Ratio | 1.0002 |
| Skewness | 0.2272 |
| Orthogonal quality | 0.8602 |

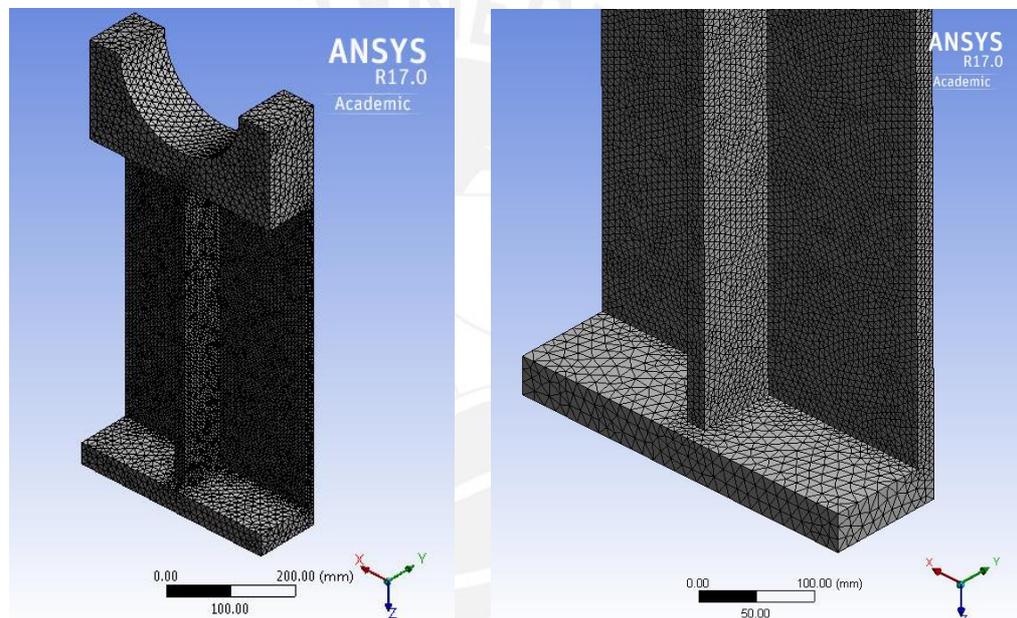


Fig. 2.23. Mallado del alojamiento con nervio simple: (a) zona de apoyo, (b) zona de nervio.

2.2.2.2. Resultados observados

Se realizaron una serie de análisis con el fin de obtener resultados que permitan realizar conclusiones adecuadas. En este subcapítulo se mostrarán las conclusiones obtenidas luego del análisis. Se usará como ejemplo los mismos datos empleados en la sección 2.3.1.

Al realizar el análisis considerando las fuerzas en sus tres direcciones: $F_x = 27\,000\text{ N}$, $F_y = -10\,000\text{ N}$, $F_z = -14\,000\text{ N}$, se obtienen los datos mostrados en la Tabla 2.7.

Asimismo, en la Figura 2.7, se muestra el resultado de la simulación numérica para el primer punto de dicha tabla.

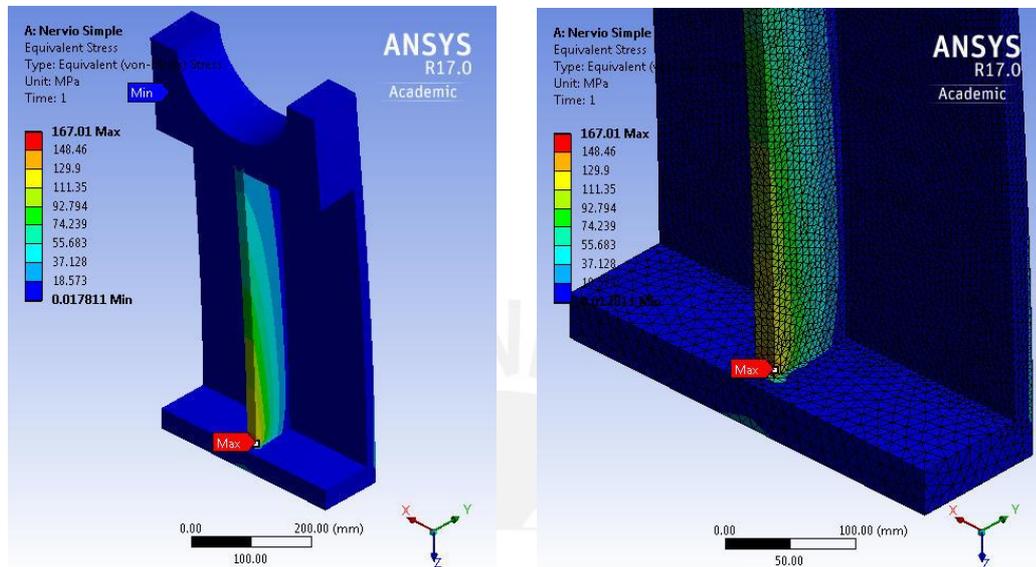


Fig. 2.24. Resultado de la simulación numérica considerando las tres direcciones de la fuerza.

Tabla 2.4. Resultados de esfuerzos con la fuerza en sus tres direcciones.

| Espesor | Diámetro | Alto | Ancho | Esfuerzo 1 | Esfuerzo 2 | Esfuerzo 3 | Esfuerzo 4 |
|---------|----------|------|-------|------------|------------|------------|------------|
| [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [MPa] | [MPa] | [MPa] | [MPa] |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 160.031 | 158.4705 | 22.0758 | 19.6658 |
| 16 | 125 | 750 | 100 | 201.6588 | 196.8492 | 25.0155 | 21.9315 |
| 12 | 125 | 750 | 100 | 260.1588 | 255.3473 | 26.9047 | 23.7643 |
| 20 | 160 | 750 | 100 | 152.3618 | 150.6698 | 20.4684 | 15.5625 |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 160.031 | 158.4705 | 22.0758 | 19.6658 |
| 20 | 90 | 750 | 100 | 167.4213 | 164.0899 | 27.1971 | 27.8183 |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 160.031 | 158.4705 | 22.0758 | 19.6658 |
| 20 | 125 | 700 | 100 | 154.1681 | 151.6432 | 20.9468 | 17.9177 |
| 20 | 125 | 650 | 100 | 134.067 | 130.4122 | 19.8238 | 16.766 |
| 20 | 125 | 750 | 120 | 117.5834 | 114.8404 | 16.4884 | 13.6913 |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 160.031 | 158.4705 | 22.0758 | 19.6658 |
| 20 | 125 | 750 | 80 | 226.0557 | 224.5809 | 36.9247 | 33.5718 |

Se realiza el mismo análisis pero con la fuerza radial (X y Z) y axial (Y) por separado. Entonces, considerando solo la fuerza en dirección axial $F_y = -10\ 000\ N$ se tienen los siguientes resultados:

Tabla 2.5. Resultados de esfuerzos con la fuerza axial.

| Espesor | Diámetro | Alto | Ancho | Esfuerzo 1 | Esfuerzo 2 | Esfuerzo 3 | Esfuerzo 4 |
|----------------|-----------------|-------------|--------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [MPa] | [MPa] | [MPa] | [MPa] |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 147.7412 | 147.9664 | 21.0264 | 20.3881 |
| 16 | 125 | 750 | 100 | 185.5140 | 183.6463 | 23.4940 | 23.1454 |
| 12 | 125 | 750 | 100 | 238.2287 | 238.2584 | 24.8792 | 25.8402 |
| 20 | 160 | 750 | 100 | 139.8068 | 140.7001 | 18.4314 | 16.9227 |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 147.7412 | 147.9664 | 21.0264 | 20.3881 |
| 20 | 90 | 750 | 100 | 155.5605 | 153.2597 | 26.9536 | 28.2264 |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 147.7412 | 147.9664 | 21.0264 | 20.3881 |
| 20 | 125 | 700 | 100 | 141.1800 | 141.1604 | 19.5732 | 18.9944 |
| 20 | 125 | 650 | 100 | 121.5337 | 121.0698 | 18.0719 | 18.2636 |
| 20 | 125 | 750 | 120 | 106.2560 | 106.3707 | 15.2972 | 14.8445 |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 147.7412 | 147.9664 | 21.0264 | 20.3881 |
| 20 | 125 | 750 | 80 | 212.7549 | 212.2574 | 35.6816 | 33.7840 |

Asimismo, se realiza el análisis considerando solo la fuerza radial $F_x = 27\ 000\ N$, $F_z = -14\ 000\ N$, Se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 2.6. Resultados de esfuerzos con la fuerza radial.

| Espesor | Diámetro | Alto | Ancho | Esfuerzo 1 | Esfuerzo 2 | Esfuerzo 3 | Esfuerzo 4 |
|----------------|-----------------|-------------|--------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| [mm] | [mm] | [mm] | [mm] | [MPa] | [MPa] | [MPa] | [MPa] |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 12.2905 | 10.5065 | 1.0882 | 0.7479 |
| 16 | 125 | 750 | 100 | 16.1471 | 13.2091 | 1.5581 | 1.2193 |
| 12 | 125 | 750 | 100 | 21.9398 | 17.1071 | 2.0955 | 2.0760 |
| 20 | 160 | 750 | 100 | 12.5565 | 9.9742 | 2.0538 | 1.3688 |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 12.2905 | 10.5065 | 1.0882 | 0.7479 |
| 20 | 90 | 750 | 100 | 11.8610 | 10.8316 | 0.3802 | 0.4713 |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 12.2905 | 10.5065 | 1.0882 | 0.7479 |
| 20 | 125 | 700 | 100 | 12.9893 | 10.4861 | 1.4049 | 1.0862 |
| 20 | 125 | 650 | 100 | 12.5365 | 9.3514 | 1.7800 | 1.5047 |
| 20 | 125 | 750 | 120 | 11.3307 | 8.4771 | 1.2233 | 1.1556 |
| 20 | 125 | 750 | 100 | 12.2905 | 10.5065 | 1.0882 | 0.7479 |
| 20 | 125 | 750 | 80 | 13.3008 | 12.3246 | 1.2742 | 0.3656 |

Entre los resultados obtenidos se puede observar que los esfuerzos al aplicar la fuerza en sus tres direcciones pueden obtenerse de la suma de los resultados obtenidos con la fuerza axial y la fuerza radial con una gran exactitud. El orden de los resultados está de acuerdo a las tablas anteriores.

Tabla 2.7. Comparación de esfuerzos según la fuerza en cada dirección.

| Esfuerzo 1 F. Axial | Esfuerzo 1 F. Radial | Suma | Esfuerzo 1 Total | Error |
|--------------------------------|---------------------------------|-------------|-----------------------------|--------------|
| MPa | MPa | MPa | MPa | % |
| 147.7412 | 12.2905 | 160.0317 | 160.031 | 0.03% |
| 185.514 | 16.1471 | 201.6611 | 201.6588 | 0.03% |
| 238.2287 | 21.9398 | 260.1685 | 260.1588 | 0.05% |
| 139.8068 | 12.5565 | 152.3633 | 152.3618 | 0.03% |
| 147.7412 | 12.2905 | 160.0317 | 160.031 | 0.03% |
| 155.5605 | 11.8610 | 167.4215 | 167.4213 | 0.02% |
| 147.7412 | 12.2905 | 160.0317 | 160.031 | 0.03% |
| 141.18 | 12.9893 | 154.1693 | 154.1681 | 0.03% |
| 121.5337 | 12.5365 | 134.0702 | 134.067 | 0.06% |
| 106.256 | 11.3307 | 117.5867 | 117.5834 | 0.06% |
| 147.7412 | 12.2905 | 160.0317 | 160.031 | 0.03% |
| 212.7549 | 13.3008 | 226.0557 | 226.0557 | 0.01% |

Como se observa, esta forma de calcular el esfuerzo total tiene un error alrededor del 0.06%, entonces se decide realizar el análisis de las fuerzas en la dirección axial y en la dirección radial para obtener las ecuaciones de correlación entre los resultados por métodos analíticos y por simulación numérica. Luego se puede obtener el esfuerzo total sumando los esfuerzos originados por la fuerza axial y radial.

Asimismo, se observa que el esfuerzo ocasionado por la fuerza axial es el que origina la mayor parte del esfuerzo total. Por ejemplo, para el primer punto de la Tabla 2.8 el esfuerzo originado por F_y es de 147.74 MPa, lo que equivale al 92.3 % del esfuerzo total, es decir, considerando las dos componentes de la fuerza, 160.03 MPa. Si bien esta observación pudo ser realizada en el análisis mediante métodos analíticos, en este análisis tiene una mayor relevancia ya que se emplea un modelo más próximo a la realidad, asimismo, se están considerando otras condiciones de borde.

2.2.2.3. Ecuaciones de correlación

Se realiza la comparación entre los resultados obtenidos por método analítico (σ_{MA}) y simulación numérica (σ_{SN}) para diferentes valores de fuerza radial. Se mostrará el análisis considerando el nervio simple. Se puede apreciar lo siguiente:

- Para la condición de fuerzas $F_x = 5\,000\text{ N}$, $F_z = -5\,000\text{ N}$:

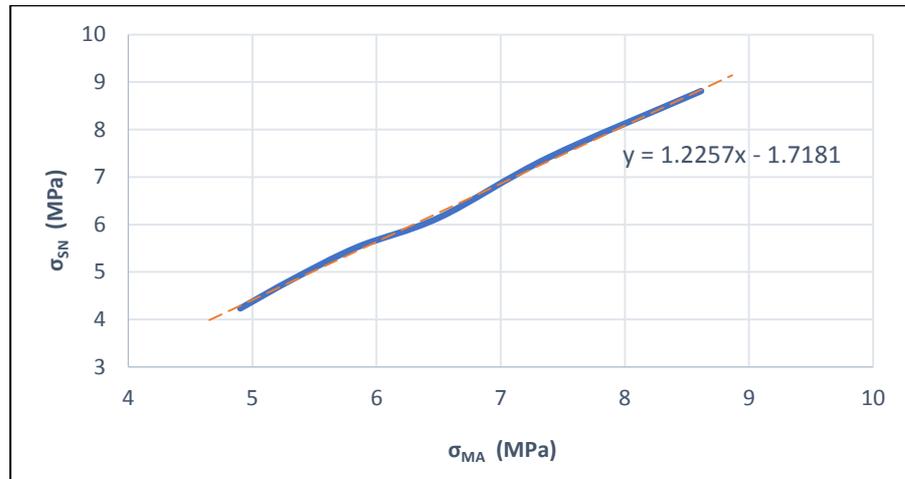


Fig. 2.25. Comparación de esfuerzo analítico y esfuerzo por simulación para Fr1.

– Para la condición de fuerzas $F_x = 7\ 000\ N$, $F_z = -7\ 000\ N$:

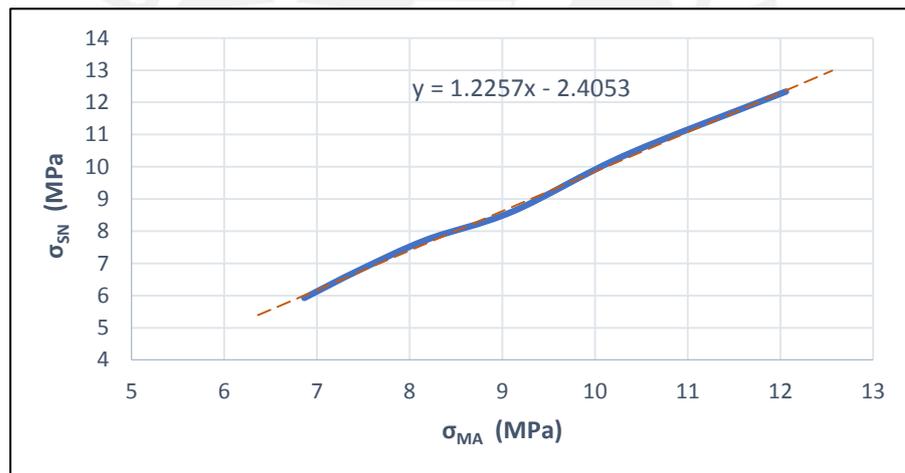


Fig. 2.26. Comparación de esfuerzo analítico y esfuerzo por simulación para Fr2.

Se observa que las relaciones entre el esfuerzo equivalente según método analítico y por simulación numérica es de tendencia lineal como se aprecia en las figuras anteriores, entonces se puede establecer la siguiente relación:

$$\sigma_{SN} = a * \sigma_{MA} + b \tag{2.18}$$

Asimismo, la pendiente tiene el mismo valor en los dos casos vistos a pesar de tener diferentes magnitudes de fuerza, sin embargo, se observa que la relación entre las componentes de la fuerza radial es igual a uno en ambos casos por lo que se puede esperar que el valor de la pendiente de esta recta “a” este en función de la relación de

las componentes de la fuerza radial. Se puede observar también que el valor del sumando “b” ha disminuido según se aumentó la magnitud de la fuerza total.

Se realiza una serie de análisis para verificar estas hipótesis. Primero, se realiza una tabulación entre el cociente de las componentes de la fuerza radial y el valor de la pendiente de la recta.

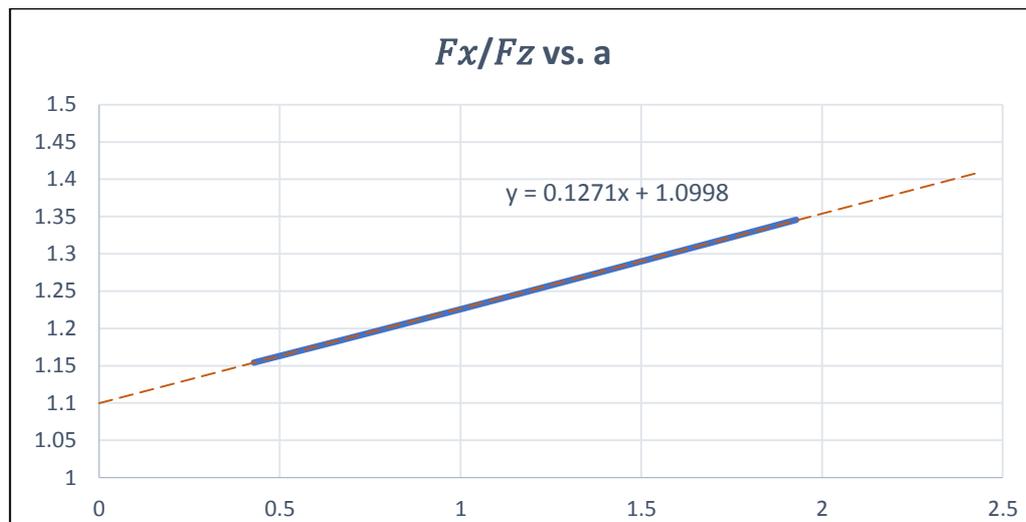


Fig. 2.27. Gráfica “Cociente de los componentes de la fuerza radial vs. Pendiente de la ecuación”.

Se puede apreciar en la Figura 2.7 que el cociente entre los componentes de la fuerza radial (eje X) y la pendiente de la curva de correlación entre el esfuerzo analítico y el esfuerzo por simulación es de tendencia lineal. Entonces se puede establecer la siguiente relación:

$$a = 0.1271 * \left(\frac{F_x}{F_z}\right) + 1.0998 \quad (2.19)$$

Con el mismo análisis realizado se tabularon la magnitud de la fuerza radial y el valor del sumando obtenido

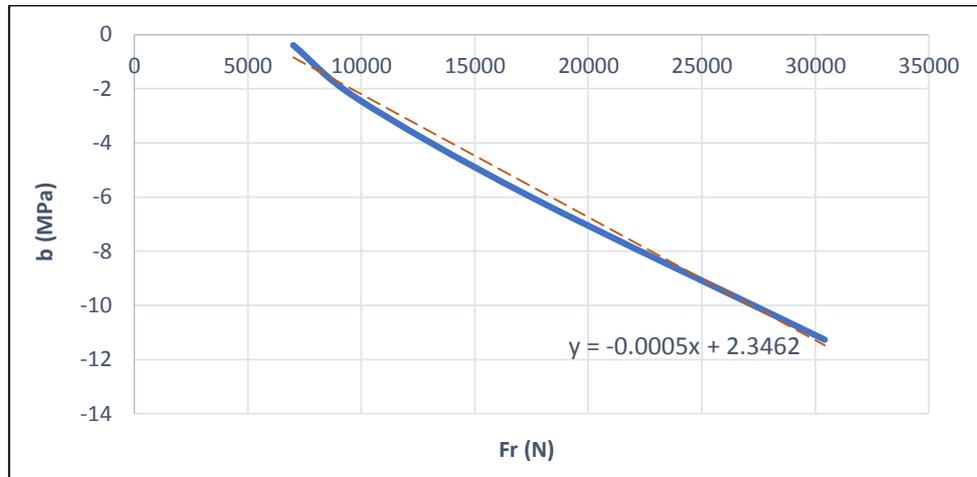


Fig. 2.28. Gráfica “Magnitud de fuerza radial vs. Sumando de la ecuación”.

La línea de tendencia muestra una relación entre la fuerza radial y el sumando “b”, la cual se puede expresar como:

$$b = -0.0005 * (\sqrt{Fx^2 + Fz^2}) + 2.3462 \quad (2.20)$$

Ahora, se debe establecer la ecuación de correlación cuando el alojamiento soporta una fuerza axial. Se realiza una serie de análisis y se tabulan los resultados brindados por el método analítico y por simulación numérica. A continuación se muestran las gráficas en la figura 2.28, que se obtuvieron para un valor de fuerza axial de 8 000 N y de 10 000 N:

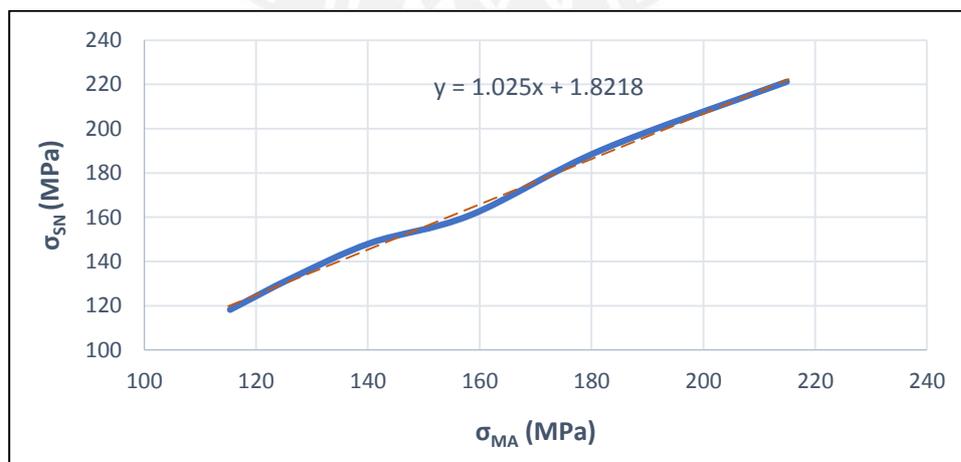


Fig. 2.29. Comparación entre esfuerzo por método analítico y simulación para Fa1.

Para el caso en el que se tiene el valor de la fuerza axial igual a 10 000 N se obtiene la curva mostrada en la figura 2.29.

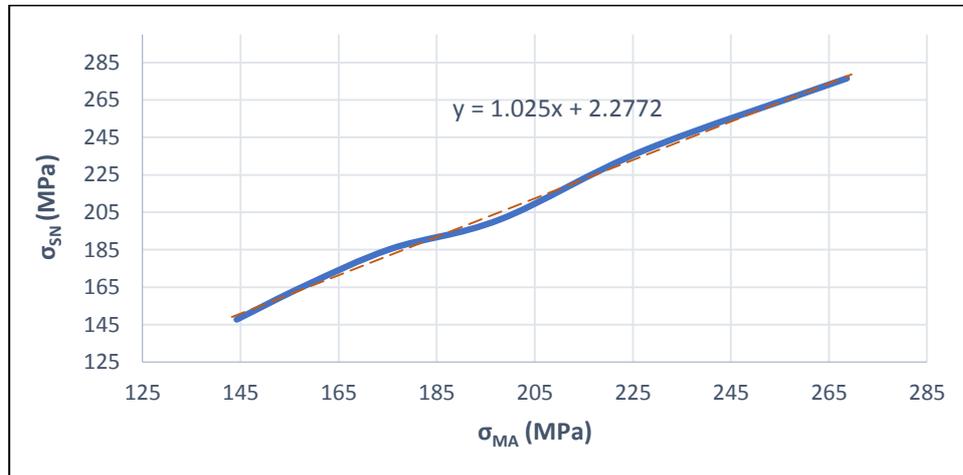


Fig. 2.30. Comparación entre esfuerzo por método analítico y simulación para $Fa2$.

Se observa que la ecuación de correlación es de la forma:

$$\sigma_{SN} = a * \sigma_{MA} + b \quad (2.21)$$

Se realiza una serie de análisis para ver como varía el valor de la pendiente y el sumando en función del valor de la fuerza axial. Se observa que el valor de la pendiente no varía al variar el valor de la fuerza axial. Entonces, se tiene un valor de "a" constante:

$$a = 1.025 \quad (2.22)$$

Asimismo, se realiza el análisis entre el sumando "b" y el valor de la fuerza radial, al graficar el resultado se obtiene la tendencia que se muestra en la figura 2.30.

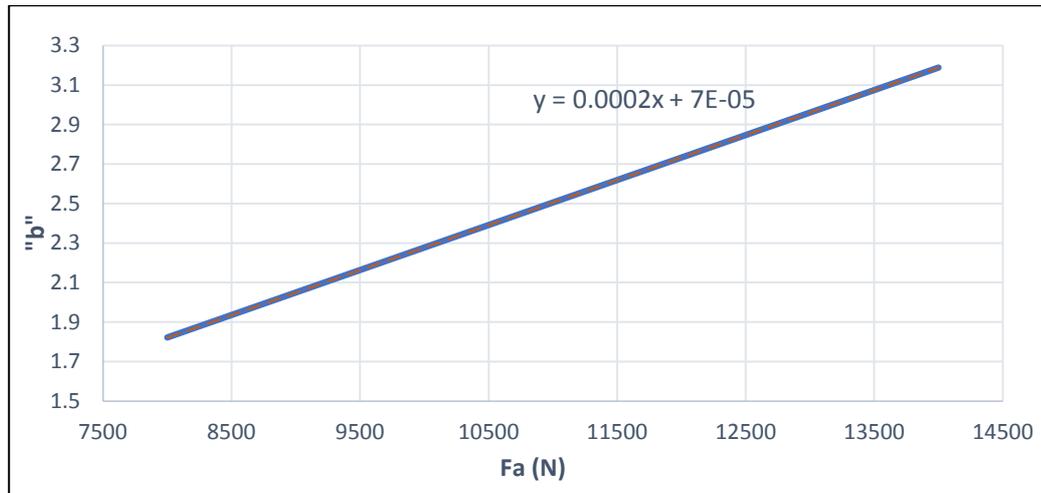


Fig. 2.31. Gráfica "Magnitud de fuerza axial vs. Sumando de la ecuación".

Entonces se obtiene la siguiente forma para obtener el valor del sumando:

$$b = 0.00023 * (-Fy) \quad (2.23)$$

Análogamente, se realizan los análisis respectivos para alojamientos con los otros tipos de rigidizadores. Para el caso en el que se tenga el **nervio doble** se obtienen las siguientes ecuaciones de correlación:

- Para la fuerza radial:

$$a = -0.0711 * \left(\frac{Fx}{Fz}\right) + 1.296 \quad (2.24)$$

$$b = -0.0011 * (\sqrt{Fx^2 + Fz^2}) + 4.434 \quad (2.25)$$

- Para la fuerza axial:

$$a = 1.112 \quad (2.26)$$

$$b = 0.00016 * (-Fy) \quad (2.27)$$

Para el caso en el que se tenga el alojamiento con **nervio cerrado**:

- Para la fuerza radial:

$$a = -0.0374 * \left(\frac{Fx}{Fz}\right) + 1.428 \quad (2.28)$$

$$b = -0.0017 * (\sqrt{Fx^2 + Fz^2}) + 5.437 \quad (2.29)$$

- Para la fuerza axial:

$$a = 1.223 \quad (2.30)$$

$$b = 0.00013 * Fy \quad (2.31)$$

2.2.3. Análisis de las carcasas soldadas por simulación numérica

En esta sección se analiza el valor de los esfuerzos cuando se tiene el alojamiento con la carcasa completa. Se espera que los resultados varíen para cada tipo de carcasa según las dimensiones principales de esta debido al incremento de las dimensiones y, por ende, la inercia de la carcasa.

2.2.3.1. Consideraciones para la simulación

Para obtener resultados adecuados se debe intentar asemejar el modelo a la realidad, tal como se hizo para el análisis de los alojamientos individuales con el fin de obtener resultados con una mayor exactitud. Asimismo, se consideró no modelar los cordones de soldadura ya que como se mencionó para el caso de los alojamientos, estos aumentan la rigidez y resistencia de la carcasa, entonces aumentaría el FS de los mismos.

Se utiliza la restricción en la base como fija (*Fixed Support*), ya que esta parte estará anclada al lugar donde operará la caja reductora. Asimismo, se utilizará la carga de tipo Bearing Load para asemejar la distribución de la fuerza en el alojamiento. La base y la tapa de la carcasa se considerarán unidas como un mismo componente

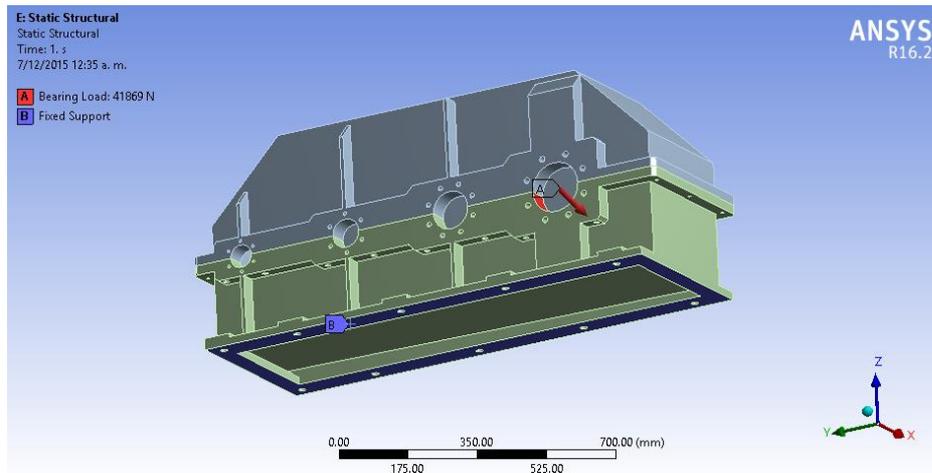


Fig. 2.32. Condiciones de borde y de carga en el modelo de la carcasa.

En este caso el mallado es una consideración muy importante, ya que al ser un componente de considerables dimensiones un mallado fino puede ser influyente en el tiempo de entrega de resultado. En este caso se considera unas condiciones para el mallado de 733 647 nodos y 449 357 elementos, debido a que estos muestran una solución en un tiempo aceptable y unos resultados con buena exactitud, ya que al aumentar estas condiciones se observa que los resultados varían imperceptiblemente.

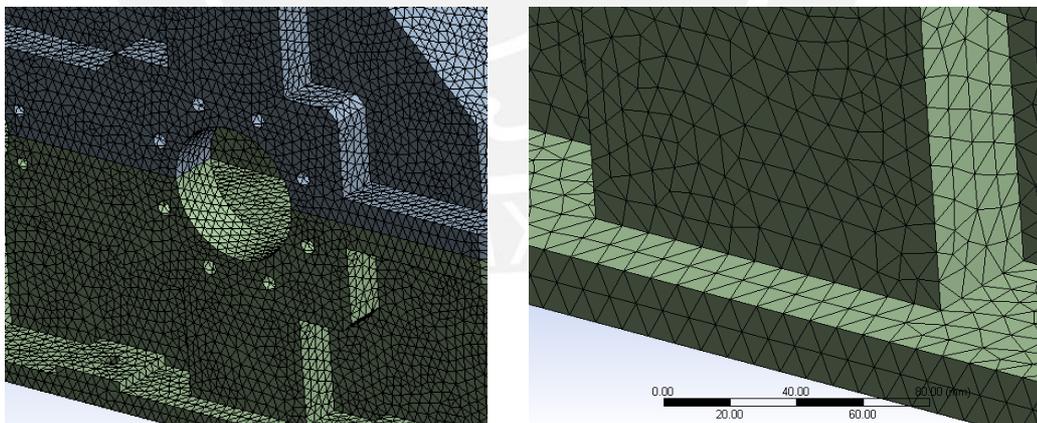


Fig. 2.33. (a) Mallado en la zona del alojamiento y (b) en la base del mismo.

2.2.3.2. Resultados observados

Se realiza una serie de análisis para conocer cuáles son las dimensiones geométricas de la carcasa soldada que influyen sobre el esfuerzo, la cual fue obtenida a partir del análisis de los alojamientos individuales.

Una de las variables que tendrá influencia sobre el esfuerzo es la longitud entre las paredes laterales, es decir, el ancho de la carcasa. Se debe recordar que la carcasa se construyó por simetría. Asimismo, esta variable está en función de la longitud de los árboles de transmisión, la que depende en muchos casos de la experiencia del diseñador, por lo que debe independizarse de las otras dimensiones de la carcasa. Se debe recordar que la carcasa fue diseñada por simetría entre sus paredes laterales.

En la Figura 2.31 se puede observar una variación del esfuerzo con respecto al ancho de la carcasa manteniendo constante las demás medidas. Solo es importante notar la tendencia de la variación del esfuerzo. Como se aprecia, existe una variación considerable para anchos “pequeños”, asimismo, esta tendencia tiende a un valor constante de esfuerzo al aumentar esta dimensión. Debido a que se trata de una dimensión geométrica externa al alojamiento individual se busca encontrar un factor de reducción de esfuerzo que este en función del ancho de la carcasa.

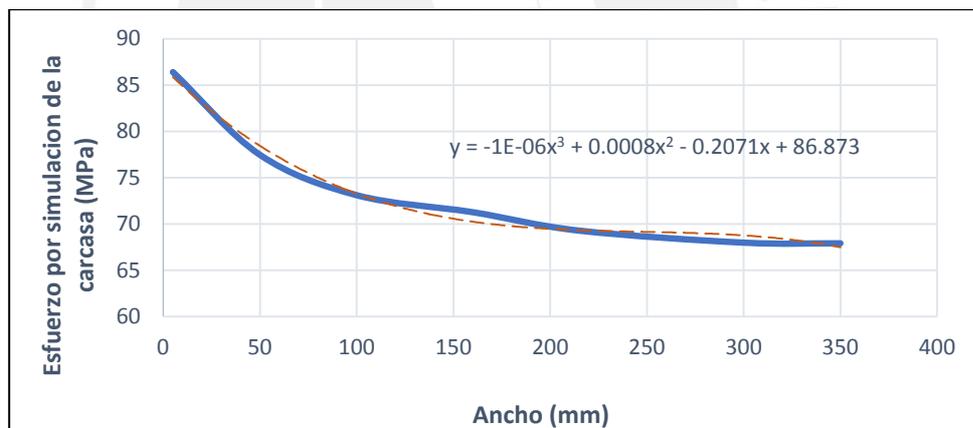


Fig. 2.34. Gráfica “Ancho carcasa vs. Esfuerzo por simulación de la carcasa”.

Otra variable que se espera que sea influyente es la distancia entre el centro del último alojamiento y el penúltimo, debido a que un incremento en esta distancia varía la inercia resistente. Como se aprecia en la Figura 2.34, el esfuerzo por simulación en la carcasa también está en función de la distancia entre los últimos alojamientos. Esta variación es de tendencia lineal.

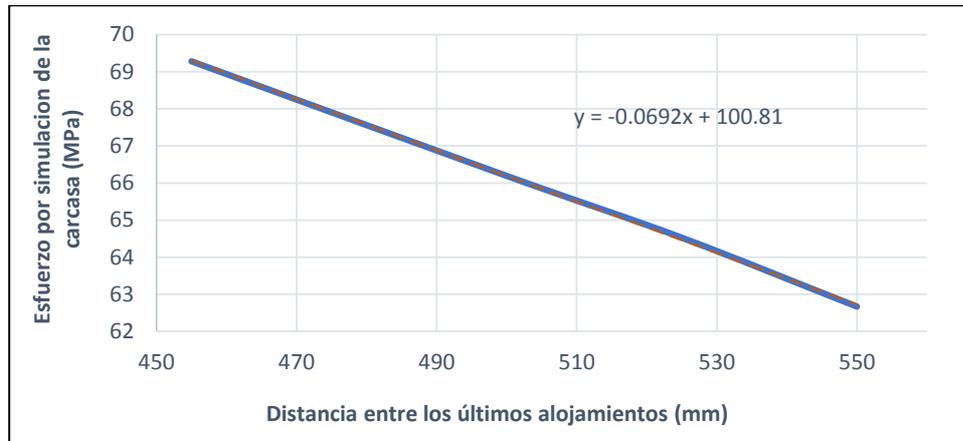


Fig. 2.35. Gráfica "Distancia entre los últimos alojamientos vs. Esfuerzo por simulación de la carcasa".

Análogamente, se realiza un análisis variando la distancia entre el centro del penúltimo y el antepenúltimo rodamiento, el cual puede ser observado en la Figura 2.35. En esta se puede observar que no se tiene una variación sensible del esfuerzo, por lo que no se tendrá en cuenta. Con este análisis también se puede concluir que el largo de la carcasa no es una variable a considerar, ya que el esfuerzo depende de la distancia entre los centros del último y penúltimo rodamiento, que a su vez es la distancia entre los centros de los engranajes de la última etapa.

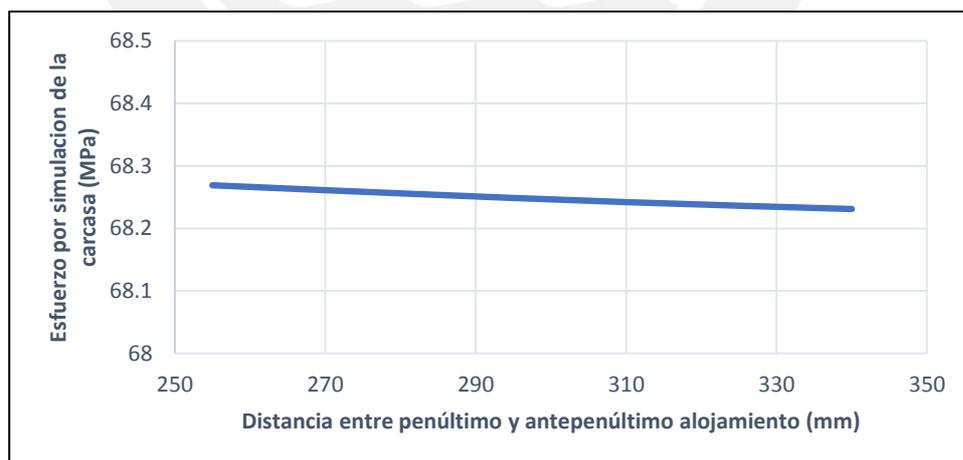


Fig. 2.36. Gráfica "Distancia entre los penúltimos alojamientos vs. Esfuerzo por simulación de la carcasa".

2.2.3.3. Ecuaciones de correlación

Como se mencionó, estas ecuaciones son originadas debido al incremento de las dimensiones geométricas de la carcasa soldada la inercia de la carcasa completa, es decir, debido al incremento de la rigidez. Se partirá de la hipótesis de que el valor del esfuerzo obtenido por la simulación de la carcasa se puede obtener si se afecta con dos factores de forma el resultado del esfuerzo obtenido por la simulación del alojamiento individual. Se puede establecer la siguiente relación:

$$\sigma_{CSN} = k_1 * k_2 * \sigma_{SN} \quad (2.32)$$

Siendo k_1 el factor que se obtiene en función de la distancia entre los centros de los dos últimos alojamientos, el cual variará según el tipo de nervio a emplear. Asimismo, k_2 es el factor que se obtiene en función del ancho de la carcasa.

Antes de continuar con la obtención de las ecuaciones de correlación, se debe indicar que el análisis respectivo se realizó considerando un alojamiento individual con 275 mm de alto, 51 mm de ancho, 10 mm de espesor, 131 mm de diámetro para el rodamiento y un nervio de cerrado. Asimismo, se aplicó una carga de 27 000 N en X, -37 000 N en Y, -32 000 N en Z. El análisis del alojamiento individual indica que el esfuerzo equivalente es de 232.1 MPa. De igual forma, se realizó la simulación numérica en la carcasa la cual mostró un valor de 69.28 MPa, como se ilustra en la figura 2.36, donde se consideró una distancia entre los últimos alojamientos de 455 mm y un ancho de 215 mm.

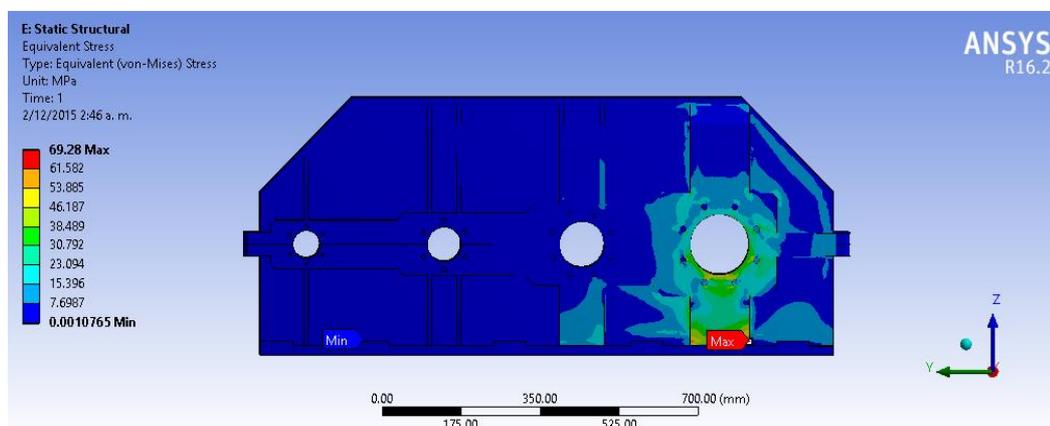


Fig. 2.37. Simulación de la carcasa soldada.

Los factores no pueden obtenerse directamente de las curvas mostradas en la Figura 2.34-35. Por ejemplo, la gráfica “Ancho carcasa vs. Esfuerzo por simulación de la carcasa”, muestra el esfuerzo en función del ancho de la carcasa, considerando una distancia entre alojamientos constante igual a 455 mm. Es decir, esta curva está siendo afectada por el factor debido a la distancia entre alojamientos.

Según la gráfica “Ancho carcasa vs. Esfuerzo por simulación de la carcasa”, se puede señalar que para un ancho en la carcasa igual a cero, el esfuerzo tendrá un valor de 86.5 MPa. En este valor de ancho, las dos paredes laterales están juntas, entonces si se tuviese solo una pared lateral el esfuerzo tendría un valor de 173 MPa. Por lo que el factor debido al ancho de la carcasa es:

$$k_2 (l=455mm) = \frac{69.28 \text{ MPa}}{173 \text{ MPa}} = 0.4$$

Por lo tanto, a partir de la Ecuación 2.32 se puede conocer el factor k_2 en función del ancho de la carcasa, lo cual se puede observar en la figura 2.38.

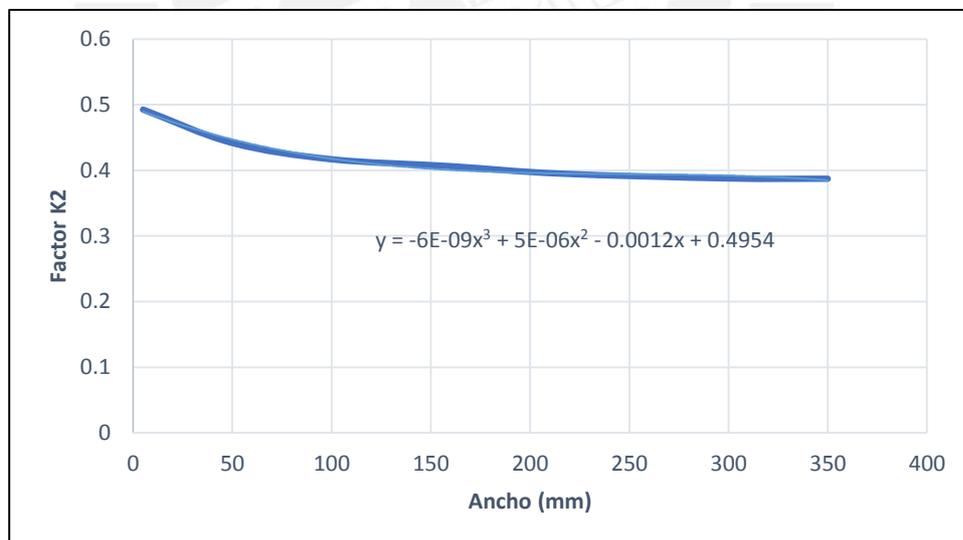


Fig. 2.38. Relación entre el ancho y el factor K_2 .

$$k_2 = -6.1^{-9} * a^3 + 5^{-6} * a^2 - 0.0012 * a + 0.4954 \quad (2.33)$$

De igual forma, se obtiene la relación entre el factor de reducción k_1 y la distancia entre alojamientos se presenta en la figura 2.39.

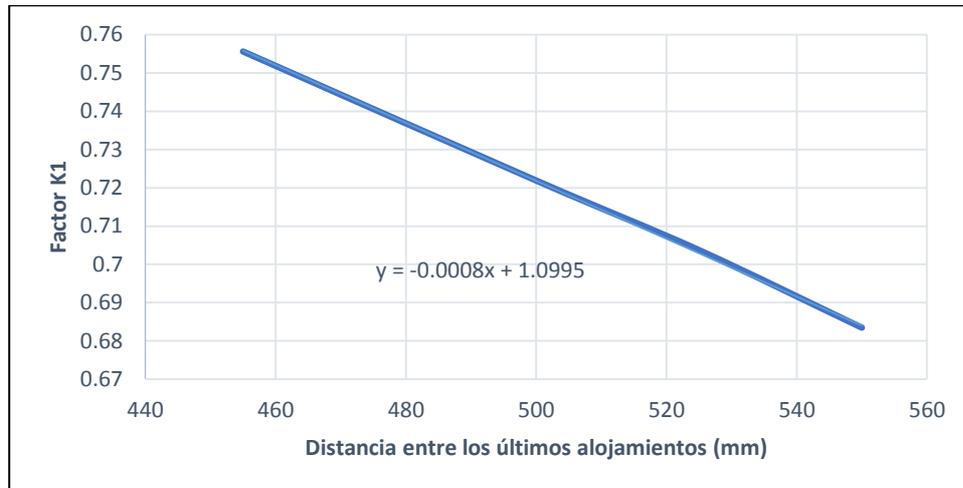


Fig. 2.38. Relación entre distancia de los últimos alojamientos y el factor K1.

$$k_1 = -0.0008 * d + 1.0995 \quad (2.34)$$

Como se mencionó, el factor K_2 es producto de la simetría de la carcasa, entonces esta no variará si se emplea otro tipo de nervio rigidizador u otro número de etapas. En tal sentido, se analizan las diferentes configuraciones de paredes laterales que se tendrán con el fin de hallar sus respectivas ecuaciones de correlación.

- *Nervio simple – Dos etapas:*

$$k_1 = -0.0006 * d + 1.145 \quad (2.35)$$

- *Nervio doble – Dos etapas:*

$$k_1 = -0.0005 * d + 1.365 \quad (2.36)$$

- *Nervio cerrado – Dos etapas:*

$$k_1 = -0.0005 * d + 1.475 \quad (2.37)$$

- *Nervio simple – Tres etapas:*

$$k_1 = -0.0004 * d + 1.568 \quad (2.38)$$

- *Nervio doble – Tres etapas:*

$$k_1 = -0.00035 * d + 1.591 \quad (2.39)$$

CAPÍTULO 3

DESARROLLO DEL ALGORITMO

El objetivo de este capítulo es presentar el desarrollo de una secuencia lógica de pasos que permitirá realizar el dimensionamiento de la carcasa soldada de la caja reductora y generar el modelo 3D a partir de los modelos paramétricos desarrollados en el capítulo anterior.

Por definición un algoritmo es una secuencia lógica de pasos que permiten cumplir con un objetivo determinado. Los algoritmos se componen de tres partes fundamentales: adquisición o lectura de datos, secuencia de operaciones lógicas o matemáticas para obtener la solución de los problemas, y por último, presentación de los resultados. Por esto, antes de empezar a desarrollar los subprogramas del algoritmo es necesario definir los datos de entrada y de salida que tendrá el algoritmo a desarrollar, ya que esto permite conocer los límites y restricciones que se deben tener en el mismo. Luego, se realiza el desarrollo del algoritmo global mediante la explicación de los subprogramas o subrutinas con los que este contará.

Este algoritmo formará parte de un programa que debe realizar el diseño completo de las cajas reductoras. Por lo que, una característica del algoritmo debe ser la flexibilidad, es decir, facilidad para acoplarse con otros algoritmos sin problema.

3.1. Definición de los datos de entrada y salida

Como se mencionó previamente en el Capítulo 2, los datos de entrada del algoritmo son los siguientes:

- Geometría de los engranajes: Diámetro exterior.
- Geometría de los árboles: Longitud entre rodamientos, diámetro de los árboles.
- Geometría de los rodamientos: Diámetro exterior, ancho.
- Cargas: Cargas en cada alojamiento (vectorial).
- Número de etapas.

Es necesario indicar que dependiendo del número de etapas se variará el número de componentes internos (engranajes, árboles y rodamientos) y, por ende, la cantidad de parámetros de entrada como se observa en la Tabla 3.1. Esto debe ser considerado en el desarrollo del algoritmo.

Tabla 3.1. Cantidad de parámetros de entrada según número de etapas.

| Parámetros de Entrada | Una etapa | Dos etapas | Tres etapas |
|---|------------------|-------------------|--------------------|
| <i>Diámetro exterior de engranajes</i> | 2 | 4 | 6 |
| <i>Longitud de árbol entre rodamientos</i> | 1 | 1 | 1 |
| <i>Diámetro del árbol de entrada y salida</i> | 2 | 2 | 2 |
| <i>Diámetro exterior de los rodamientos</i> | 4 | 6 | 8 |
| <i>Ancho de los rodamientos</i> | 4 | 6 | 8 |
| <i>Cargas en los alojamientos</i> | 12 | 18 | 24 |
| | 25 | 37 | 49 |

De la misma forma, se definen los parámetros de salida que tendrá el algoritmo. Los parámetros de salida deben ser los necesarios para poder realizar el modelado. En este caso, se tendrán dimensiones, configuración de nervios y la tornillería necesaria a emplear.

- Dimensiones principales.
- Espesores de planchas.
- Dimensiones de los agujeros de los tornillos.
- Modelo 3D.

Las dimensiones principales de la carcasa comprenden las medidas externas mayores como alto, ancho, largo y las medidas del bloque de alojamientos, las cuales dependen íntegramente de los componentes internos a alojar. Los espesores de planchas engloban los espesores de todas las planchas que se empleará para fabricar la carcasa, como paredes laterales, paredes frontales, base, espesor tapa. La

dimensiones de los agujeros para los tornillos, comprende el diámetro que requerirán las uniones atornilladas en la unión base y tapa, anclaje, y tapas laterales. Estas son medidas preliminares ya que siguen recomendaciones vistas en el Capítulo 1, pero no realiza verificación a resistencia debido al alcance del presente trabajo. Estos datos serán mostrados mediante el modelo 3D.

3.2. Desarrollo general del algoritmo

Una estrategia muy común empleada en el diseño de algoritmos es la técnica del diseño descendente “*Top Down*”, la cual consiste en dividir el problema principal en sub-rutinas, mediante el cual también se divide la complejidad del algoritmo general. Asimismo, esta técnica facilita la implementación del algoritmo en algún lenguaje de programación [9].

Según los datos que se han definido como datos de entrada y de salida se construye un diagrama que representa el algoritmo que se puede apreciar en la Figura 3.1., comúnmente denominado “caja negra” o “*black box*”, para luego poder seguir con el desarrollo del mismo mediante la técnica mencionada.

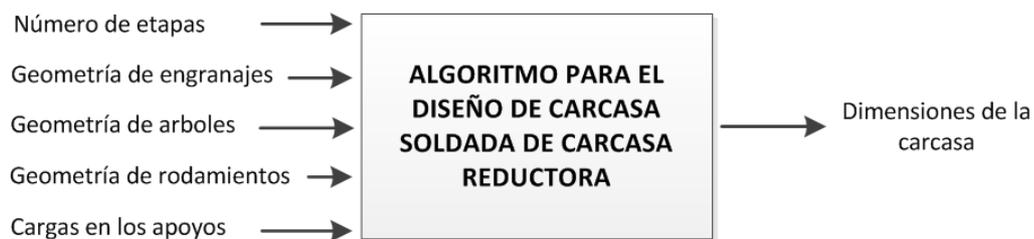


Fig. 3.1. Caja negra del algoritmo para el diseño de carcasa soldadas.

A partir de este diagrama, se puede construir el diagrama de flujo general para el diseño de la carcasa, lo cual permite apreciar esquemáticamente los procesos a seguir, y ayuda a entender las instrucciones del algoritmo.

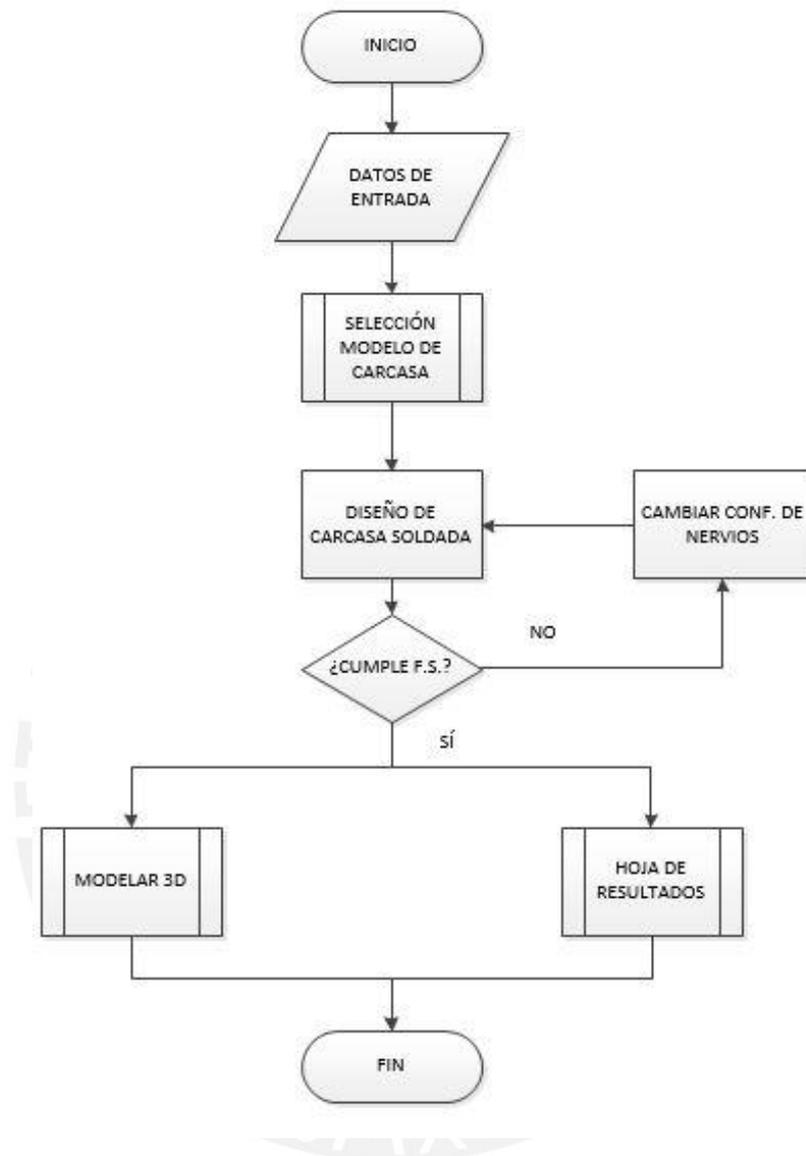


Fig. 3.2. Diagrama de flujo para el diseño de carcasas soldadas.

Como se aprecia en la Figura 3.2, la primera etapa del algoritmo consiste en leer los parámetros o datos de entrada mencionados anteriormente. Con esto se ingresa a la rutina “Diseño de carcasa soldada”, la cual será explicada más adelante. Luego que se ha determinado una configuración de la carcasa se deberá comprobar si esta cumple los requisitos de resistencia. Cuando la configuración no presente un factor de seguridad mayor a 2 para las exigencias mecánicas, se procederá a realizar el cambio de configuración según corresponda. Este método de prueba y error es conocido como iteración, lo cual permitirá encontrar un diseño adecuado entre lo económico y lo

seguro. Luego que se ha determinado todas las dimensiones de la carcasa soldada se procederá a cargar los datos de salida para mostrar los resultados y/o generar el modelo 3D de la misma.

3.2.1. Descripción de la rutina “Diseño de la carcasa soldada”

El algoritmo principal se subdividirá en otros algoritmos o subprogramas como se mencionó anteriormente. Se optó por realizar la división del algoritmo en cuatro subrutinas como se aprecia en la figura 3.3. Cada subrutina realiza un dimensionamiento parcial de la carcasa y los resultados de cada subrutina son empleados como datos de entrada en la siguiente. La descripción de cada una de estas subrutinas se realiza en las secciones siguientes.

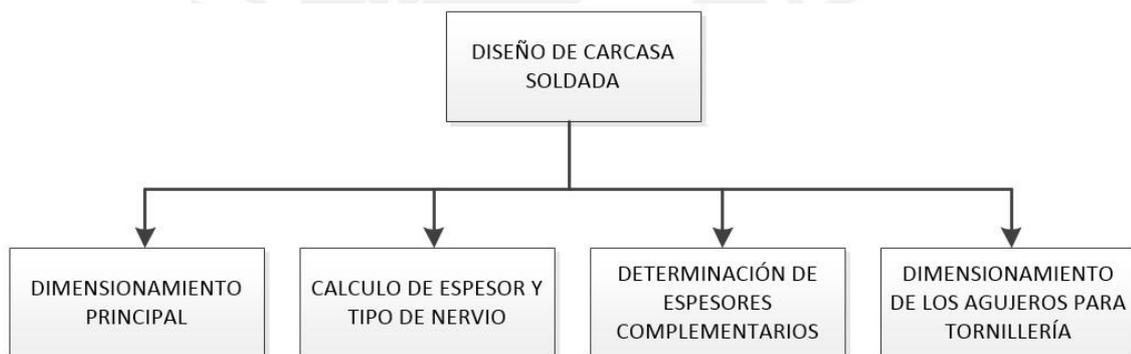


Fig. 3.3. División de la rutina “Diseño de carcasa soldada”.

Para comprender de qué forma se relacionan estas subrutinas se puede ver la Figura 3.4. En esta se pueden ver los siguientes procedimientos:

1. Leer los parámetros de entrada.
2. Diseñar preliminarmente la geometría de la carcasa soldada.
3. Calcular los espesores y tipos de nervios.
4. Calcular la tornillería.
5. Mostrar los resultados (Hoja de resultados y modelo 3D).

Se realizará el desarrollo de cada una de las sub-rutinas presentadas, ya que es necesario describir los parámetros de entrada y salida de cada una de estas y las decisiones que se tomaron para lograr su desarrollo.

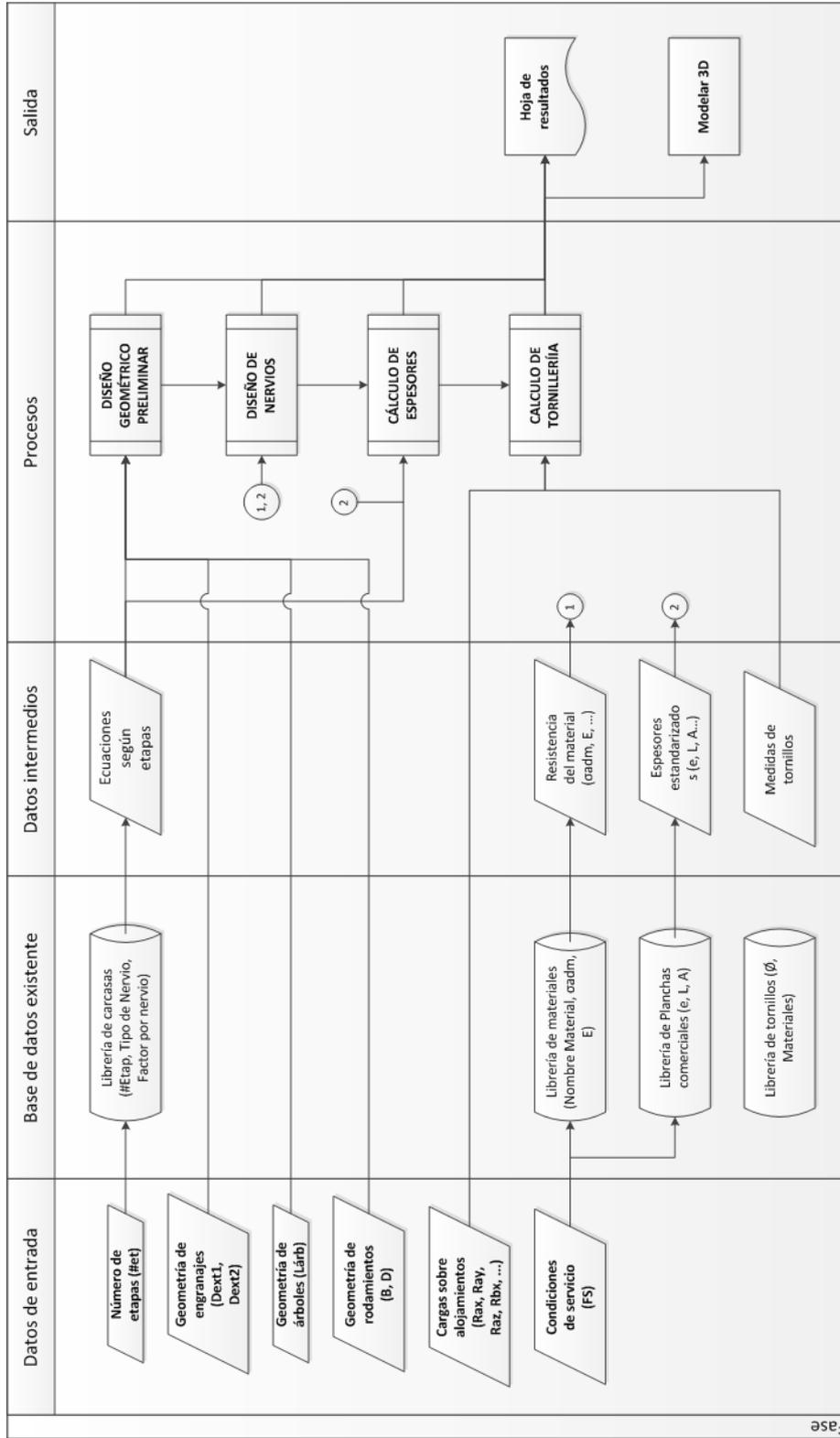


Fig. 3.4. Diagrama de flujo de la rutina "Diseño de carcasa soldada"

3.2.2. Descripción de la sub-rutina “Dimensionamiento principal”

Este algoritmo tiene como objetivo determinar las dimensiones principales de la carcasa soldada. A partir de los parámetros de entrada calculará las dimensiones generales de la carcasa de forma que se pueda generar el modelo 3D de la carcasa, para lo cual empleará las relaciones establecidas en la parametrización mostrada en el capítulo 2.

Los datos de entrada y salida que tendrá esta sub-rutina son:

Datos de entrada:

- Número de etapas
- Dimensiones principales de los engranajes
- Dimensiones principales de los árboles
- Dimensiones principales de los rodamientos

Datos de salida:

- Ancho de carcasa
- Largo de carcasa
- Alto de base de carcasa
- Alto de tapa de carcasa
- Dimensiones de alojamientos

Se genera una librería de ecuaciones, a la cual se accede con el dato del número de etapas del reductor que, según se trate de un reductor de dos o tres etapas. Esto entregará las relaciones adecuadas entre los datos de entrada y los de salida. Por ejemplo, para determinar el largo de la carcasa de un reductor de una sola etapa, la función solo empleará el diámetro de dos engranajes, mientras que para para determinar para un reductor de dos etapas, la función necesitará emplear el diámetro de los 4 engranajes.

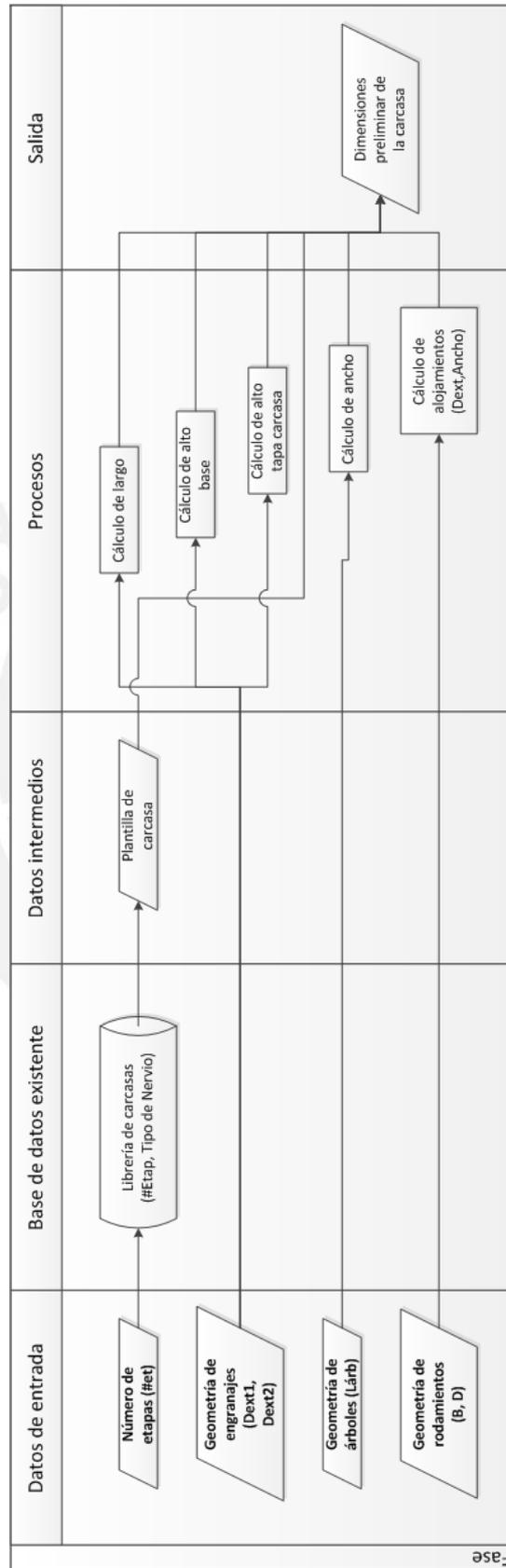


Fig. 3.5. Diagrama de flujo de la sub-rutina "Dimensionamiento principal"

En la figura 3.5 se presenta el diagrama de flujo de esta sub-rutina, en la que se puede apreciar la secuencia de cálculos y sub-procesos a seguir. A continuación se realizará la descripción de los mismos:

1. Leer datos de entrada.
2. Calcular ancho de la carcasa.
3. Calcular largo de la carcasa.
4. Calcular alto de base y tapa de la carcasa.
5. Calcular ancho de los alojamientos.
6. Calcular tamaño alto del bloque de alojamientos.
7. Guardar dimensiones preliminares.

Los parámetros de salida de esta sub-rutina son empleados para el cálculo de los nervios y espesores de la siguiente sub-rutina planteada, ya que este algoritmo entrega las dimensiones de los alojamientos y las dimensiones generales de la carcasa que, como se vio en el capítulo 2.3, son necesarios para calcular los esfuerzos en los alojamientos.

3.2.3. Descripción de la sub-rutina “Cálculo de espesor lateral y tipos de nervios”

Esta sub-rutina tiene por objetivo realizar el cálculo de los espesores de las paredes laterales a emplear y los tipos de nervios más adecuados para la carcasa de acuerdo a sus dimensiones preliminares y las cargas que deben soportar empleando el procedimiento desarrollado en el capítulo 2.2. Los espesores de planchas deben ser los espesores comerciales por lo que cual se almacenaron estos valores en una librería con estos valores. Asimismo, los tipos de nervios ya han sido presentados en el capítulo 2.1.

Los datos de entrada y salida que tendrá esta sub-rutina son:

Datos de entrada:

- Ancho de la carcasa
- Largo de la carcasa
- Alto de base de la carcasa
- Alto de tapa de la carcasa
- Dimensiones de alojamientos
- Cargas en los alojamientos

Datos de salida:

- Espesor de plancha lateral
- Tipo de nervio
- Factor de seguridad

Se presenta el diagrama de flujo de esta sub-rutina en la Figura 3.6 para una mejor comprensión del mismo. A continuación, se presenta la descripción de las etapas a realizar por este algoritmo:

1. Leer datos de entrada.
2. Calcular el esfuerzo al que se encuentra sometido el alojamiento por las cargas mediante método analítico.
3. Calcular el esfuerzo según simulación numérica mediante las ecuaciones de corrección, las cuales están en función del tipo de nervio, de las dimensiones principales de la carcasa, y del número de etapas.
4. Calcular el factor de seguridad (FS).
5. Comprobar que el FS sea mayor a 2. En el caso que satisfaga esta condición, se debe almacenar el valor del espesor, el tipo de nervio y el FS.
6. Verificar si hay un espesor mayor al empleado en el cálculo. Si hay un espesor mayor, volver al paso 2 con este valor de espesor.
7. Elegir la configuración con menor FS entre las posibles soluciones que se almacenaron en el paso 5.
8. Guardar el valor de espesor, tipo de nervio y su respectivo factor de seguridad.

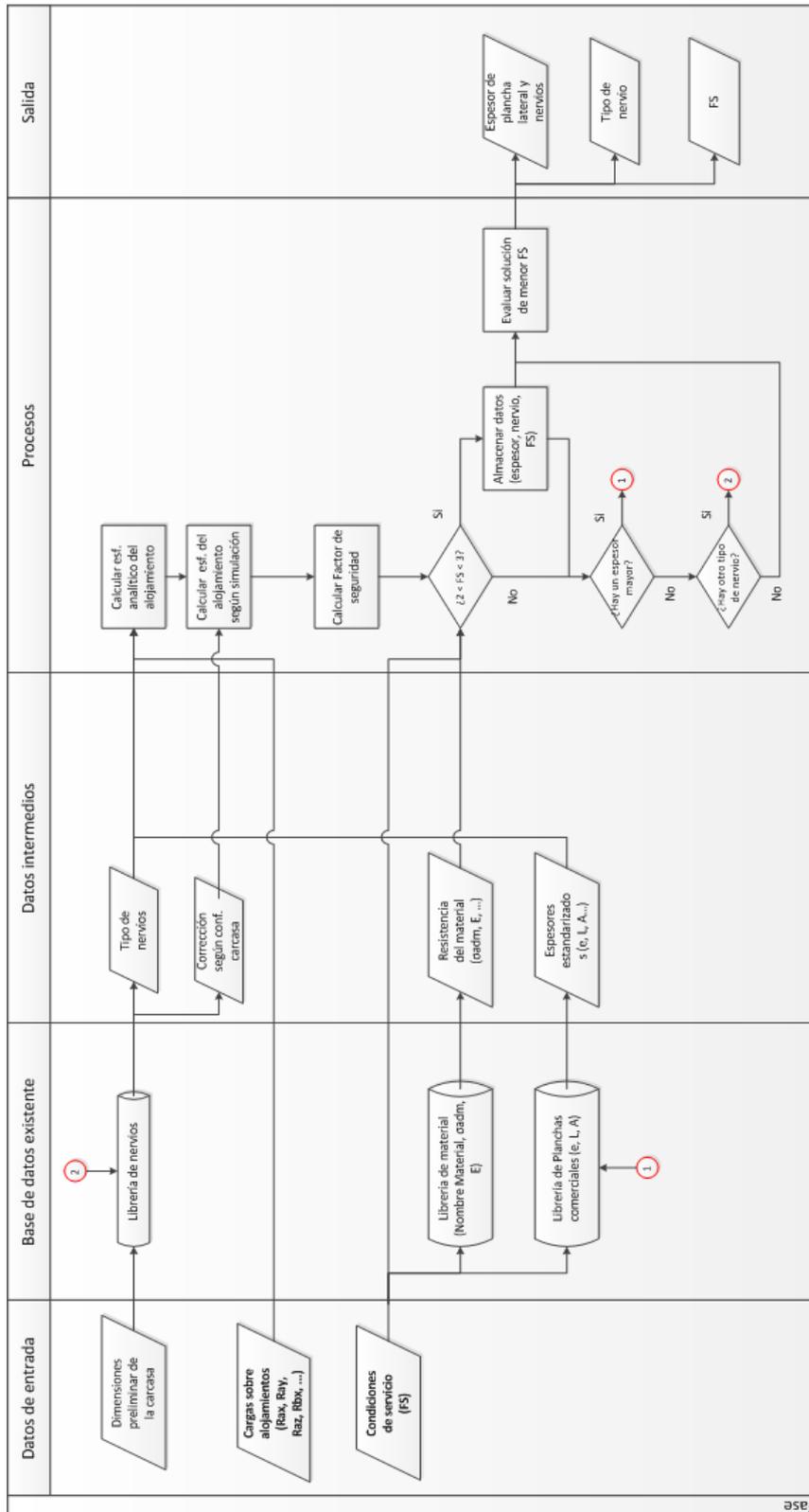


Fig. 3.6. Diagrama de flujo de la sub-rutina "Cálculo de espesor lateral y tipos de nervios"

El valor de espesor que se ha calculado mediante este algoritmo será empleado como un dato de entrada para la siguiente subrutina.

3.2.4. Descripción de la sub-rutina “Determinación de espesores complementarios”

El objetivo de esta sub-rutina es calcular los espesores de las otras planchas a emplearse, a partir de las relaciones entre estas y la pared lateral que fueron presentadas en el capítulo 2. Asimismo, debido a que estas relaciones no entregan un valor exacto o comercial de espesores, luego de cada cálculo se debe aproximarlos a un valor de espesor existente en el mercado (Tabla 1.4).

Los datos de entrada y de salida de esta sub-rutina son:

Datos de entrada:

- Espesor de plancha lateral
- Dimensiones de la carcasa
- Número de etapas

Datos de salida:

- Espesor de plancha frontal
- Espesor de plancha de anclaje
- Espesor de plancha de contacto
- Espesor de plancha superior
- Espesor de plancha de fondo

Las relaciones que determinan los espesores de las planchas a partir del espesor de la plancha lateral están en función del número de etapas de la carcasa, según lo mostrado en las recomendaciones. El diagrama de flujo de esta sub-rutina es mostrada en la Figura 3.7. Los pasos mostrados en este son enumerados a continuación:

1. Leer datos de entrada.
2. Obtener las ecuaciones adecuadas según número de etapas.
3. Calcular el espesor de cada plancha.
4. Escoger el espesor comercial más próximo.
5. Guardar los valores determinados.

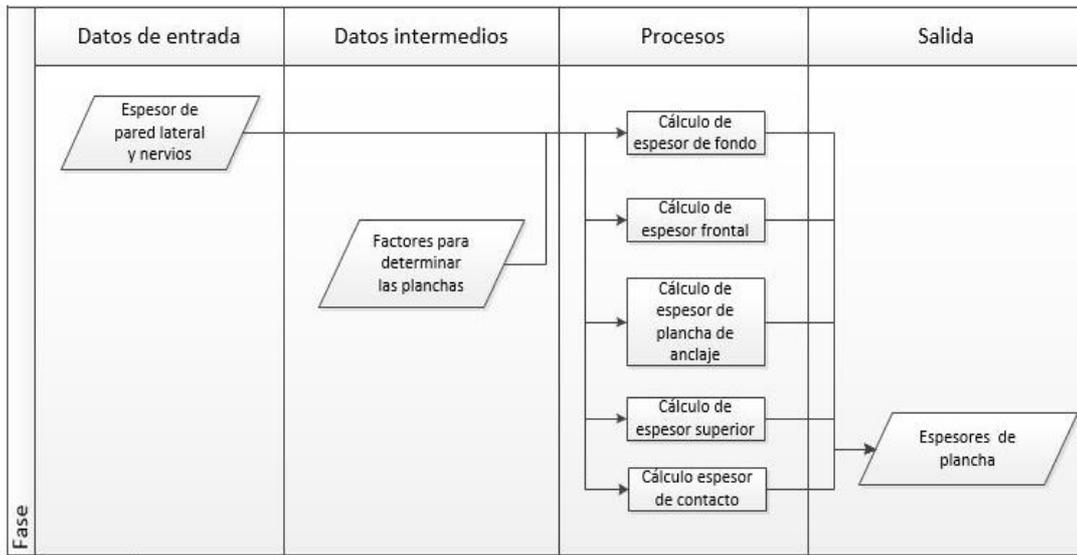


Fig. 3.7. Diagrama de flujo de la sub-rutina “Determinación de espesores complementarios”.

En este caso se emplean datos intermedios, factores para determinar los espesores de las planchas, los cuales dependen del número de etapas de la carcasa. Asimismo, se empleará la base de datos de espesores comerciales para que cada valor calculado sea aproximado a uno de esta base. Los espesores de plancha que se obtienen como datos de salida son empleados para la modelación y para la hoja de resultados.

3.2.5. Descripción de la sub-rutina “Dimensionamiento de los agujeros para tornillería”

Esta es la última sub-rutina del proceso “Diseño de carcasa soldada” que tiene como objetivo determinar las dimensiones de los tornillos y los agujeros necesarios para la unión de la parte inferior y superior de la carcasa, y para el anclaje de la caja reductora con la base de forma preliminar como ya se indicó anteriormente.

Los datos de entrada y salida de esta sub-rutina son:

Datos de entrada:

- Cargas en los alojamientos

Datos de salida:

- Tornillos para el anclaje
- Tornillos para la unión
- Agujeros para tornillos de anclaje
- Agujero para tornillos de unión
- Espesor de plancha de fondo

Para cumplir con este objetivo se emplean la Tabla 1.2, que recomienda tamaños de tornillos de acuerdo a la carga unitaria que deberán soportar, y la Tabla 1.3, que indica el tamaño de los agujeros en las carcasas para alojar estos tornillos, lo cual es objetivo de esta sub-rutina. Estas tablas están almacenadas en la “Librería de tornillos”. El diagrama de flujo de esta sub-rutina se muestra en la Figura 3.8. Los pasos se describen a continuación:

1. Leer datos.
2. Calcular la fuerza unitaria a resistir por tornillo de anclaje.
3. Determinar el tamaño de tornillo recomendado.
4. Determinar el tamaño de los agujeros necesarios.
5. Calcular la fuerza unitaria a resistir por tornillo de unión.
6. Determinar el tamaño de tornillo recomendado.
7. Determinar el tamaño de los agujeros necesarios.
8. Guardar datos.

Los datos de salida de esta sub-rutina son empleados en la siguiente etapa del algoritmo, la modelación.

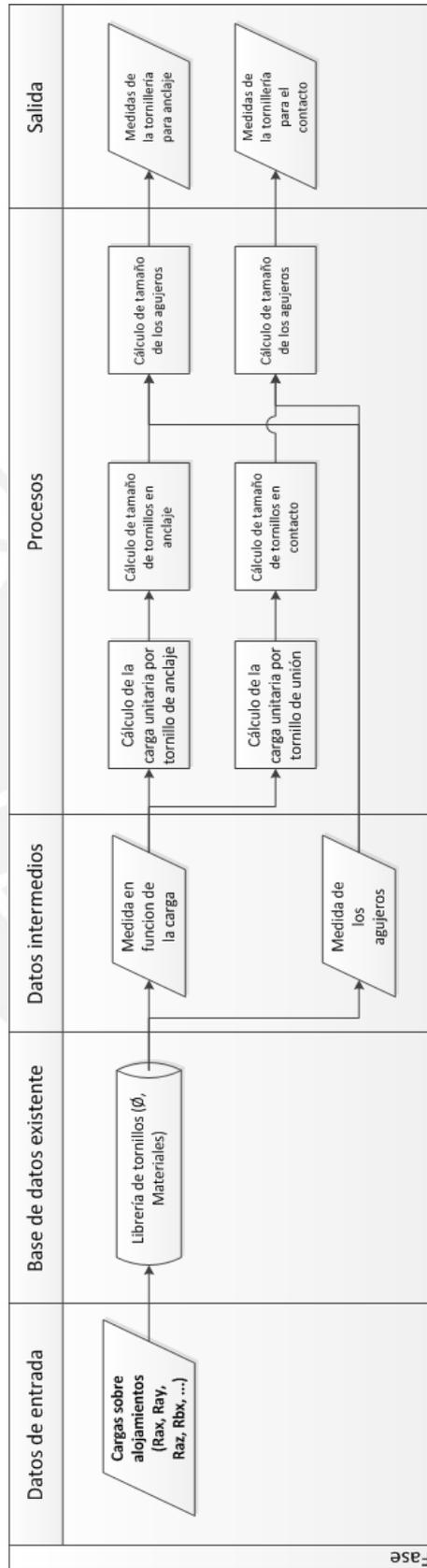


Fig. 3.8. Diagrama de flujo de la sub-rutina "Dimensionamiento de los agujeros para tornillería".

3.2.6. Descripción de la subrutina “Generación de modelo 3D”

En la etapa de modelación se toma como datos de entrada los datos obtenidos en las sub-rutinas anteriores. En la Figura 3.9 se observan estos datos. El algoritmo toma estos datos y modifica o reemplaza los datos guardados en las plantillas parametrizadas del sólido patrón.

Se debe mencionar que se generan datos tanto para la base y para la tapa de la carcasa soldada, las cuales están parametrizadas independientemente. Sin embargo, por una característica del programa *Autodesk Inventor*, la plantilla del ensamble de la carcasa completa se actualizará o modificará las dimensiones las piezas base y tapa de carcasa de forma automática. Esto se menciona ya que el algoritmo mostrará el modelo 3D de la carcasa completa.

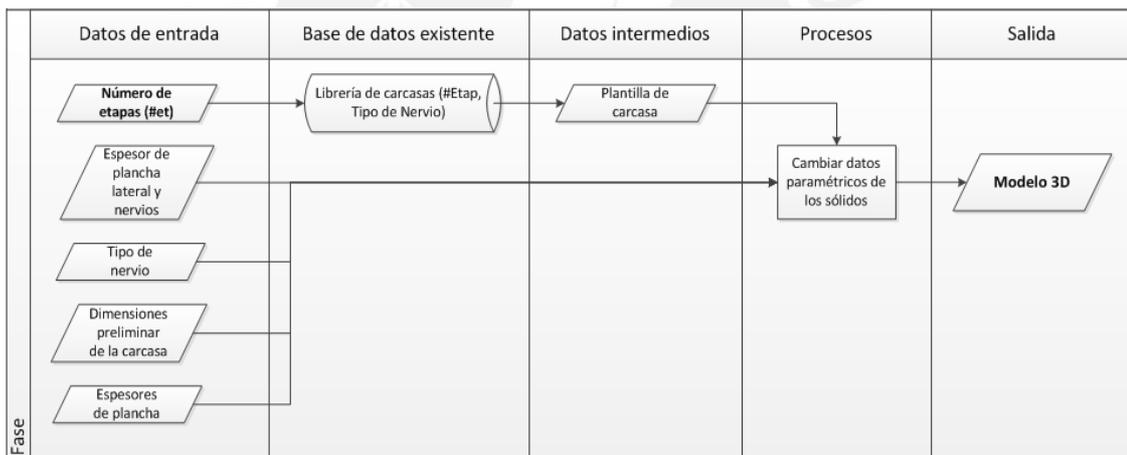


Fig. 3.9. Diagrama de flujo para la subrutina “Generación de modelo 3D”.

CAPÍTULO 4

IMPLEMENTACIÓN Y VALIDACIÓN

El algoritmo desarrollado en el capítulo anterior es de gran ayuda si es implementado en una aplicación que permita emplearlo como un programa computacional. Asimismo, permite realizar la validación y reducir grandemente el tiempo de cálculo al ser realizado por un computador.

A través de la implementación del algoritmo se genera la aplicación D-CARSOLD (Aplicación para el diseño de carcasas soldadas). Esta aplicación está desarrollada en la plataforma *Visual Basic for Applications* (VBA), el cual viene integrado al software *Autodesk Inventor*.

La aplicación implementada tiene por objetivo dimensionar la carcasa soldada para una caja reductora de engranajes cilíndricos a partir de los requerimientos geométricos y las exigencias mecánicas, por lo que se mostrarán unos ejemplos aplicativos y se realizará la comparación de los resultados obtenidos por este algoritmo y otros.

4.1. Implementación del algoritmo

La implementación del algoritmo puede dividirse en dos partes a partir de las características de la plataforma empleada. Primero se generan las ventanas o formularios para el ingreso de datos y el resumen de resultados, luego se generan los códigos a seguir por los comandos que tendrán los formularios.

4.1.1. Ventana para el ingreso de datos

Como ya se comentó lo primero que se realiza para la implementación es la ventana de ingreso de datos, que sirve y es el primer medio de comunicación con el usuario, la cual debe ser de fácil manejo y entendible.

Para esto se crea un formulario (*UserForm*), como se observa en la figura 4.1. Esta solicitará los datos de entrada para realizar el dimensionamiento de la carcasa soldada. Se añaden etiquetas las cuales indican las variables que deben ingresarse en cada cuadro de texto (*TextBox*). Por último se agregan unos botones, por medio de los cuales el usuario ejecutará el código o accederá a otras ventas.

Se debe recordar que se definió el número de etapas como un parámetro para el diseño, por lo que se emplea un Lista de opciones (*ComboBox*) para que el usuario pueda ingresar este dato. Esto con el fin de restringir los *TextBox* de las variables que no sean necesarias. Por ejemplo, si se trata de un reductor de dos etapas, se restringirán los *TextBox* correspondientes a una tercera etapa.

Por medio de una caja multipágina se crearon las pestañas Dimensiones, Cargas y Leyenda de carcasa. En la primera pestaña se ingresan los datos correspondientes a la geometría de los componentes internos. En la siguiente pestaña se ingresan los datos correspondientes a las cargas en los alojamientos. Por último, en la pestaña leyenda de carcasa se presenta la descripción de cada abreviatura empleada en las pestañas anteriores.

Luego, se han empleado botones por medio de los cuales se ejecutan los códigos que serán implementados. En el formulario se aprecian tres botones principales: Calcular, Resultados, Modelar. El botón Calcular ejecuta el código para el algoritmo Diseño de carcasas soldadas. El botón Resultados abre un nuevo formulario en el que se tendrán datos obtenidos del diseño realizado por la aplicación. Por último, el botón Generar ejecutará el código del algoritmo para realizar la modelación en 3D de la carcasa soldada.

CARCASAS SOLDADAS PARA CAJAS REDUCTORAS

Número de etapas

Dimensiones | Cargas | Leyenda de carcasa |

| | g.ext. | Ancho | | g.ext. | Ancho |
|--------|----------------------|----------------------|--------|----------------------|----------------------|
| Rod 11 | <input type="text"/> | <input type="text"/> | Rod 12 | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Rod 21 | <input type="text"/> | <input type="text"/> | Rod 22 | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Rod 31 | <input type="text"/> | <input type="text"/> | Rod 32 | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Rod 41 | <input type="text"/> | <input type="text"/> | Rod 42 | <input type="text"/> | <input type="text"/> |

Piñon Corona

Diámetro et.1 Long. Arboles

Diámetro et.2

Diámetro et.3

Obs: Todas las medidas en mm.

Fig. 4.1. Ventana para el ingreso de datos.

4.1.2. Ventana resumen de resultados

Esta ventana se muestra luego de dar *click* al botón CALCULAR y luego al botón RESULTADOS. En esta se muestran los principales resultados ya que sería infructuoso mostrar todas las dimensiones de la carcasa. Asimismo, todas las dimensiones pueden ser apreciadas en el modelo 3D, la cual es considerada como un resultado del algoritmo.

La ventana de resultados presenta las dimensiones generales de la carcasa diseñada, también muestra los espesores de las planchas necesarias para fabricar la carcasa. Por último, se muestra la medida de tornillos a emplear y la cantidad de estos. La cantidad esta predeterminada por el número de etapas. Para realizar esto se emplean etiquetas y cuadros de texto de la caja de herramientas. Esto puede observarse en la figura 4.2.

RESÚMEN DE RESULTADOS

Dimensiones principales

Ancho mm Largo mm
Alto Base mm Alto Tapa mm

Espesores de planchas

Pared Lateral mm Anclaje mm
Pared Frontal mm Unión base tapa mm
Fondo mm

Tornillería

Anclaje Sellado
Unión Base Tapa

Tipos de nervios

Cálculo de resistencia

Esfuerzo mayor MPa Factor de Seguridad

Fig. 4.2 Ventana de la hoja de resultados.

El otro resultado que debe mostrar el algoritmo es el modelo 3D. A este se accede luego de dar *click* en el botón GENERAR 3D de la ventana de ingreso de datos. Siguiendo los códigos ingresados se cambiarán los datos de las plantillas predeterminadas para luego mostrar el ensamble base y tapa de la carcasa en el mismo software Autodesk Inventor. En la figura 4.3 se puede apreciar un ejemplo del modelo 3D luego de generar el sólido.

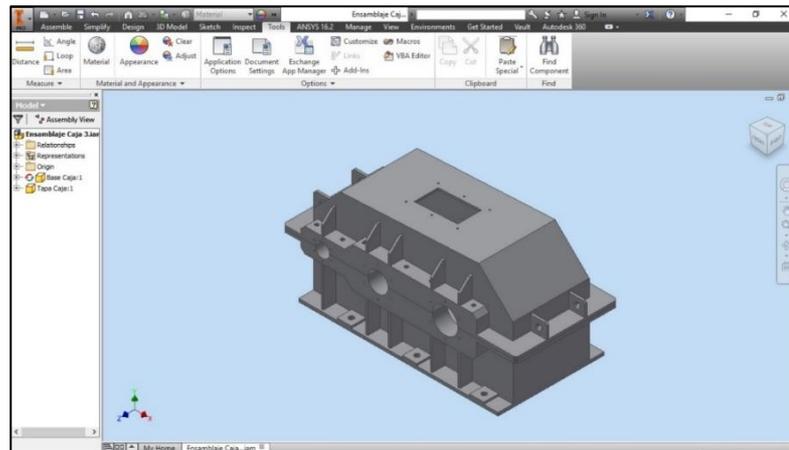


Fig. 4.3. Resultado del botón MODELAR 3D.

4.2. Ejemplo de aplicación: Molino de bolas

La finalidad de este subcapítulo es mostrar el funcionamiento del programa implementado mediante una aplicación real. Luego, el resultado obtenido por el algoritmo se comparará con un análisis de simulación numérica con el fin de comparar el valor de los esfuerzos obtenidos.

En este caso se realizará el diseño de la carcasa de un reductor de velocidad para un molino de bolas similar al mostrado en la Figura 4.4 con datos nominales de operación mostrados en la Tabla 4.1.



Fig. 4.4. Molino de bolas [Fuente: <http://www.trituradora-piedra.com.mx/uploadfile/201209/27/184244941.jpg>]

Tabla 4.1. Datos de la caja reductora de un molino de bolas.

| Vel. de entrada rpm | Vel. de salida rpm | Potencia kW |
|------------------------|-----------------------|----------------|
| 1500 | 30 | 37.3 |

Como se ha mencionado, para dimensionar la carcasa soldada se deben conocer los datos referidos a los componentes interno que fueron mencionados en los capítulos anteriores. Debido a que el cálculo de estos no es el objetivo de este trabajo solo se muestran las dimensiones de estos componentes en las Tablas 4.2-4. Asimismo, se obtuvo una transmisión de dos etapas.

Tabla 4.2. Dimensiones de los componentes internos: Engranajes.

| Parámetro | | Engranajes | |
|----------------------|----|------------|-----------|
| | | 1ra etapa | 2da etapa |
| Relación transmisión | - | 8.9 | 5.6 |
| Módulo | mm | 3.25 | 7 |
| d piñón | mm | 65 | 126 |
| d corona | mm | 572 | 707 |
| d entre centros | mm | 318.2 | 416.5 |

Tabla 4.3. Datos de los componentes internos: Árboles.

| Parámetro | | Árboles |
|-----------------------|----|---------|
| Longitud entre apoyos | mm | 245 |

Tabla 4.4. Datos de los componentes internos: Rodamientos.

| Parámetro | | Rodamientos | | | | | |
|-------------------|----|-------------|-----------|---------|-----------|---------|-----------|
| | | Árbol 1 | | Árbol 2 | | Árbol 3 | |
| | | Derecha | Izquierda | Derecha | Izquierda | Derecha | Izquierda |
| Diámetro exterior | mm | 90 | 90 | 120 | 120 | 150 | 150 |
| Ancho | mm | 23 | 23 | 29 | 29 | 35 | 35 |
| F _x | N | 21987 | 10486 | 82812 | 48057 | 76012 | 22561 |
| F _y | N | -23880 | 0 | -44295 | 0 | 0 | 67991 |
| F _z | N | -61248 | -27764 | 220165 | 126938 | -198520 | -60318 |

4.2.1. Resultados

Estos parámetros son ingresados a la ventana de hoja de datos de ingreso para empezar el diseño de la carcasa soldada como se muestra en la figura 4.



Fig. 4.5. Ventanas para el ingreso de los datos geométricos y de carga.

El algoritmo calcula primero las dimensiones principales que tendrá la carcasa de la caja reductora a partir de los requerimientos de la geometría de los componentes internos.

$$\text{Ancho}' = 245 \text{ mm}$$

$$\text{Largo}' = 735 \text{ mm}$$

$$\text{Alto}' = 707 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho Alojamiento} = 70 \text{ mm}$$

Luego, el algoritmo calcula el esfuerzo mayor de la carcasa mediante el procedimiento establecido, para lo cual se emplean las ecuaciones presentadas y desarrolladas en el subcapítulo 2.2. Se aprecia a partir de la Tabla 4.2 que el alojamiento de la izquierda del Árbol 3 será el que soportará las cargas más elevadas.

Luego de dar *click* a la opción CALCULAR y RESULTADOS se presenta ventana para mostrar los resultados obtenidos. Es importante resaltar que el esfuerzo al que está sometida la base de la carcasa es de 119.3 MPa según el procedimiento establecido.

| RESÚMEN DE RESULTADOS | | | | | |
|--------------------------------|-------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|----|
| Dimensiones principales | | | | | |
| Ancho | <input type="text" value="245"/> | mm | Largo | <input type="text" value="773"/> | mm |
| Alto Base | <input type="text" value="372"/> | mm | Alto Tapa | <input type="text" value="369"/> | mm |
| Espesores de planchas | | | | | |
| Pared Lateral | <input type="text" value="19"/> | mm | Andaje | <input type="text" value="38"/> | mm |
| Pared Frontal | <input type="text" value="16"/> | mm | Unión base tapa | <input type="text" value="32"/> | mm |
| Fondo | <input type="text" value="16"/> | mm | | | |
| Tornillería | | | | | |
| Andaje | <input type="text" value="M30x8"/> | | Sellado | <input type="text" value="M20x4"/> | |
| Unión Base Tapa | <input type="text" value="M20x12"/> | | | | |
| Tipos de nervios | | | | | |
| | <input type="text" value="Simple"/> | <input type="text" value="Cerrado"/> | <input type="text" value="Cerrado"/> | <input type="text" value="Cerrado"/> | |
| Cálculo de resistencia | | | | | |
| Esfuerzo mayor | <input type="text" value="119.3"/> | MPa | Factor de Seguridad | <input type="text" value="2.11"/> | |

Fig. 4.6. Ventana de hoja resumen de resultados.

Al hacer *click* al botón GENERAR 3D, se genera el modelo en el programa *Autodesk Inventor* a partir de los modelos desarrollados. Este se puede apreciar en la figura 4.10

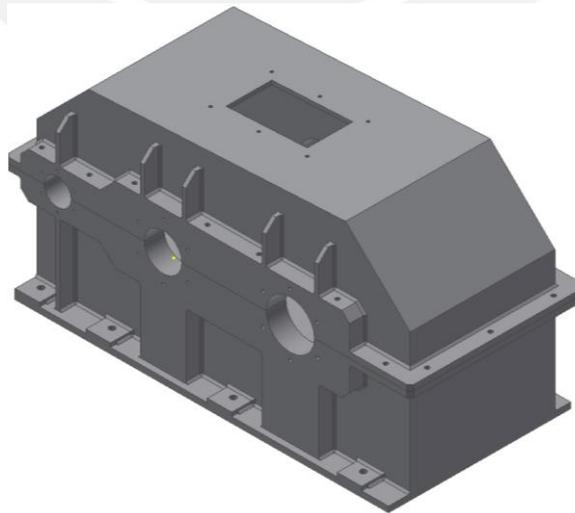


Fig. 4.7. Modelo 3D generado de carcasa soldada para reductor.

4.2.2. Verificación

Es necesario conocer la precisión con la que el procedimiento establecido ha permitido determinar el esfuerzo en la carcasa. Por lo que el modelo 3D que se generó, es empleado para realizar un análisis por simulación numérica con el fin de obtener el valor del error que presenta el procedimiento establecido para este caso. El resultado de este ensayo se muestra en la Figura 4.8. En este se observa un valor de esfuerzo máximo de 117.37 MPa

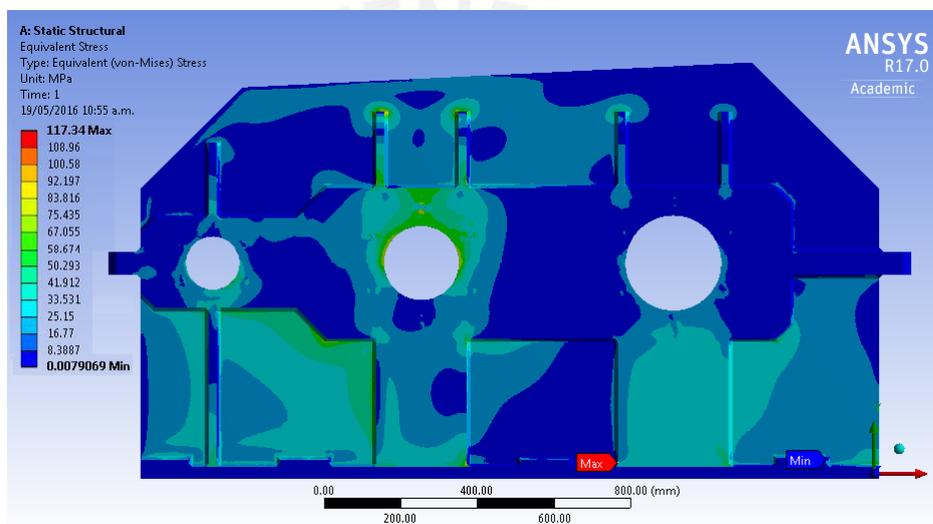


Fig. 4.8. Análisis de los esfuerzos de la carcasa soldada por simulación.

Para poder observar la precisión del procedimiento en este caso se calcula el diferencia porcentual entre el resultado obtenido mediante el procedimiento planteado y la obtenida por simulación numérica.

$$\%e = \frac{119.3MPa - 117.34 MPa}{117.34 MPa} = 1.67\%$$

Se realizaron algunos análisis adicionales y se observó que la diferencia porcentual entre estos resultados esta alrededor del 2.5%, por lo que se puede concluir que el procedimiento permite calcular el esfuerzo de forma precisa.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se logró desarrollar un algoritmo para el diseño de carcasas soldadas de cajas reductoras, a pesar de la gran cantidad de datos de entrada que están involucrados, y de que no se contaba con un procedimiento definido para el diseño de estas.

Se tipificaron seis modelos de carcasas soldadas para cajas reductoras de engranajes cilíndricos con ejes paralelos considerando carcasas de dos y tres etapas. Para cada una de estas se desarrollaron tres tipos de nervios rigidizadores: simple, doble y cerrado, para lo que se tuvo en cuenta una serie de relaciones geométricas para su dimensionamiento y posterior parametrización en un software CAD.

Se desarrolló un procedimiento mediante el cual se puede calcular el esfuerzo actuante en las paredes bajo los alojamientos empleando métodos de análisis clásicos y simulación numérica, lo que permite conocer el esfuerzo actuante con una precisión aceptable. Este procedimiento involucra un total de ecuaciones que se obtuvieron mediante regresión lineal a partir de una serie de ensayos realizados. Estas ecuaciones dependen del tipo de nervio rigidizador y del número de etapas en la carcasa.

Para la elaboración e implementación del algoritmo, se definieron todos los parámetros de entrada necesarios para el diseño de las carcasas soldadas, que se dividen en requerimientos geométricos, que involucra las dimensiones principales de los engranajes, árboles, rodamientos, y exigencias mecánicas, que engloba a las cargas sobre cada uno de los alojamientos de los rodamientos. Asimismo, se definieron los parámetros de salida adecuados que permitan conocer la solución encontrada por el algoritmo desarrollado.

El algoritmo desarrollado facilita el diseño de carcasas soldadas, ya que usualmente es una tarea compleja debido a la cantidad de variables a tratar. Asimismo, la modelación 3D brinda una gran ayuda para conocer el sólido diseñado y para realizar una posterior generación de planos. Por estos motivos se concluye que el presente trabajo es de considerable ayuda para los profesionales o estudiantes del rubro.

La validación del algoritmo permitió verificar el adecuado funcionamiento de este, así como implementar algunas mejoras en el mismo y en el código generado. Asimismo, mediante ejemplos de aplicación, la validación permitió conocer que el error en el cálculo del esfuerzo mediante el procedimiento planteado respecto a un análisis de esfuerzos mediante simulación numérica detallada, estuvo alrededor del 3%, lo cual se considera como un método preciso.

Se recomienda realizar un estudio que permita optimizar el espesor de las paredes de la carcasa según el esfuerzo al que están sometidos, ya que se observó en los análisis realizados que los esfuerzos en las paredes complementarias a la pared lateral están soportando esfuerzos relativamente bajos, lo cual indica un sobredimensionamiento de estas.

Se recomienda verificar las uniones atornilladas que se seleccionaron de forma preliminar considerando cargas más precisas en cada uno de los tornillos que conforman las uniones.

Se recomienda realizar el mismo procedimiento planteado para determinar las ecuaciones que permitan determinar el esfuerzo actuante en carcasas de configuración similar a las presentadas, entre estas, carcasas fabricadas por fundición. Las ecuaciones obtenidas en el presente trabajo solo serán válidas para las carcasas que se tipificaron en este estudio.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] EHRENSPIEL, K., KIEWERT, A., LINDEMANN, U., *Cost-Efficient Design*. Springer. Berlin. 2007.
- [2] ALVAREZ, M., *Elementos de máquinas 2: Apuntes del curso*. Pontificia Universidad Católica del Perú. 2012.
- [3] G. GONZÁLEZ REY, A. GARCÍA TOLL, T. ORTIZ CARDENAS, *Elementos de Máquinas. Correas y Poleas*. Transmisiones Mecánicas. 2010
- [4] V. N. BELIÁEV, *Atlas de elementos de máquinas y mecanismos*. Tercera edición, 1981.
- [5] D. MUHS, H. WITTEL, D. JANNASCH, *Machine Elements Vol. II*, Matrix Rom, ISBN 987-973.755-412-3, Bucuresti, 2008.
- [6] I. PALADE, *Gear reducers*, Dunarea de Jos University, Galati, 2008.
- [7] PAULSEN, K.F., *Elementos de máquinas I: Uniones Soldadas*. Pontificia Universidad Católica del Perú. 2012.
- [8] MOTT, R., *Diseño de Elementos de Máquinas*, Cuarta Edición, Pearson Educación, México, 2006.
- [9] SHIGLEY, J. E. *Diseño en ingeniería mecánica* México McGraw-Hill. 1990
- [10] BLODGETT, Omer W., *Design of Weldments Handbook*. Segunda edición. Cleveland, Ohio: James F. Lincoln Arc Welding Foundation. 1963
- [11] REGHELLIN PALACIOS, G.F., *Procedimiento para el diseño de carcasas soldadas para cajas reductoras de media y alta potencia con optimización de los parámetros geométricos principales*. Tesis presentada para optar el título de Ingeniero Mecánico, Facultad de Ciencias e Ingeniería. Lima, Perú:

Pontificia Universidad Católica del Perú. 2014

- [12] SUMITOMO DRIVE TECHNOLOGIES, *Design for static and dynamic loading for gear reducer housing with FEA*. "Power Transmission Engineer". Illinois. Febrero, pp. 32 – 37, 2010
- [13] CAIRO, O. *Metodología de la programación* (3ra ed.) México Alfa omega. 2013
- [14] SOLIDWORKS Corp., *Uso de la automatización del diseño para reducir costes y aumentar la rentabilidad*. Estados Unidos. Dassault Systèmes Solidworks, 2009
- [15] COJOCARU, V., CANTARAGIU, A., *Finite element analysis of stresses distributions on the shafts and the housing of a helical gear reducer*. Applied Mechanics and Materials Vol. 658. pp. 183-188, 2014.