



Universidad de San Carlos de Guatemala  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica

**PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA MARCA  
FARREL, MODELO DR 39, EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DEL  
TÁNDEM B, INGENIO MAGDALENA, S.A.**

**Jorge Antonio Salaverría Corzantes**

Asesorado por el Ing. Edwin Estuardo Sarceño Zepeda

Guatemala, octubre de 2011

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA MARCA  
FARREL, MODELO DR 39, DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DEL TÁNDEM  
B, INGENIO MAGDALENA, S.A.**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
POR

**JORGE ANTONIO SALAVERRÍA CORZANTES**  
ASESORADO POR EL ING. EDWIN ESTUARDO SARCEÑO ZEPEDA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

**INGENIERO MECÁNICO**

GUATEMALA, OCTUBRE DE 2011

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
FACULTAD DE INGENIERÍA



**NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA**

|            |                                     |
|------------|-------------------------------------|
| DECANO     | Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos     |
| VOCAL I    | Ing. Alfredo Enrique Beber Aceituno |
| VOCAL II   | Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco  |
| VOCAL III  | Ing. Miguel Ángel Dávila Calderón   |
| VOCAL IV   | Br. Juan Carlos Molina Jiménez      |
| VOCAL V    | Br. Mario Maldonado Muralles        |
| SECRETARIO | Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez     |

**TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO**

|            |                                      |
|------------|--------------------------------------|
| DECANO     | Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos      |
| EXAMINADOR | Ing. Edwin Estuardo Sarceño Zepeda   |
| EXAMINADOR | Ing. Julio Cesar Campos Paiz         |
| EXAMINADOR | Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez |
| SECRETARIO | Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez      |

## HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

**PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA MARCA FARREL, MODELO DR 39, EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DEL TÁNDEM B, INGENIO MAGDALENA, S.A.**

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 16 de septiembre de 2009.

  
Jorge Antonio Salaverria Corzantes



Guatemala, 31 de mayo de 2011  
REF.EPS.DOC.738.05.11.

Inga. Norma Ileana Sarmiento Zeceña de Serrano  
Directora Unidad de EPS  
Facultad de Ingeniería  
Presente

Estimada Ingeniera Sarmiento Zeceña.

Por este medio atentamente le informo que como Asesor-Supervisor de la Práctica del Ejercicio Profesional Supervisado (E.P.S.), del estudiante universitario **Jorge Antonio Salaverria Corzantes** de la Carrera de Ingeniería Mecánica, con carné No. **200410811**, procedí a revisar el informe final, cuyo título es **"PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA MARCA FARREL MODELO DR 39 EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DEL TÁNDEM B, INGENIO MAGDALENA, S.A."**.

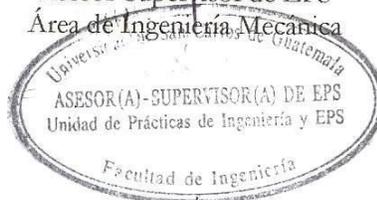
En tal virtud, **LO DOY POR APROBADO**, solicitándole darle el trámite respectivo.

Sin otro particular, me es grato suscribirme.

Atentamente,

"Id y Enseñad a Todos"

Ing. Edwin Estuardo Sarceño Zepeda  
Asesor-Supervisor de EPS  
Área de Ingeniería Mecánica



c.c. Archivo  
EESZ/ra



Guatemala, 31 de mayo de 2011  
REF.EPS.D.479.05.11

Ing. Julio César Campos Paiz  
Director Escuela de Ingeniería Mecánica  
Facultad de Ingeniería  
Presente

Estimado Ingeniero Campos Paiz:

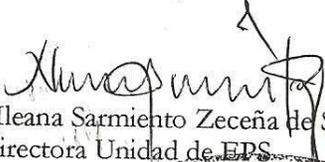
Por este medio atentamente le envío el informe final correspondiente a la práctica del Ejercicio Profesional Supervisado, (E.P.S) titulado **"PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA MARCA FARREL MODELO DR 39 EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DEL TÁNDEM B, INGENIO MAGDALENA, S.A."** que fue desarrollado por el estudiante universitario, **Jorge Antonio Salaverría Corzantes** quien fue debidamente asesorado y supervisado por el Ingeniero Edwin Estuardo Sarceño Zepeda.

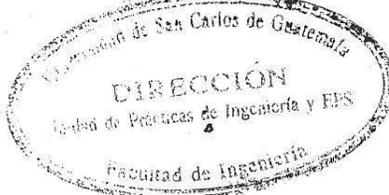
Por lo que habiendo cumplido con los objetivos y requisitos de ley del referido trabajo y existiendo la aprobación del mismo por parte del Asesor-Supervisor de EPS, en mi calidad de Directora apruebo su contenido solicitándole darle el trámite respectivo.

Sin otro particular, me es grato suscribirme.

Atentamente,

"Id y Enseñad a Todos"

  
Inga. Norma Ileana Sarmiento Zeceña de Serrano  
Directora Unidad de EPS



NISZ/ra

**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS  
DE GUATEMALA**



**FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del Asesor, con la aprobación de la Directora del Ejercicio Profesional Supervisado E.P.S., al Trabajo de Graduación titulado PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA MARCA FARREL MODELO DR 39 EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DEL TANDEM B, INGENIO MAGDALENA, S.A., del estudiante **Jorge Antonio Salaverría Corzantes**, procede a la autorización del mismo.

**ID Y ENSEÑAD A TODOS**

Ing. Julio César Campos Paiz  
**DIRECTOR**



Guatemala, octubre de 2011.

JCCP/behdei

Universidad de San Carlos  
de Guatemala



Facultad de Ingeniería  
Decanato

DTG. 440.2011

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, al trabajo de graduación titulado: **PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DE UNA CAJA REDUCTORA MARCA FARREL, MODELO DR 39, EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DEL TÁNDEM B, INGENIO MAGDALENA, S. A.,** presentado por el estudiante universitario **Jorge Antonio Salaverría Corzantes,** autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:

Ing. Murphy Olimpo Paiz Recinos  
Decano



Guatemala, 28 de octubre de 2011.

/gdech

## **ACTO QUE DEDICO A:**

**Mi familia**                      Por su contribución a mi desarrollo como persona.

**Mi novia**                        Por su amor incondicional.

**Mis amigos**                      Por una amistad sincera.

# ÍNDICE GENERAL

|  |      |
|--|------|
| ÍNDICE DE ILUSTRACIONES .....              | VII  |
| LISTA DE SÍMBOLOS .....                    | IX   |
| GLOSARIO .....                             | XI   |
| RESUMEN .....                              | XIII |
| OBJETIVOS.....                             | XV   |
| INTRODUCCIÓN .....                         | XVII |
| <br>                                       |      |
| 1. DISEÑO MECÁNICO .....                   | 1    |
| 1.1. Generalidades .....                   | 1    |
| 1.1.1. Consideraciones para el diseño..... | 2    |
| 1.1.2. Fases del diseño mecánico.....      | 2    |
| 1.1.3. Normas y códigos .....              | 3    |
| 1.1.4. Factor de seguridad .....           | 5    |
| 1.1.5. Análisis de carga y esfuerzo .....  | 5    |
| 1.1.6. Esfuerzo.....                       | 6    |
| 1.1.7. Torsión.....                        | 6    |
| 1.1.8. Concentración de esfuerzos .....    | 7    |
| 1.1.9. Efectos de la temperatura .....     | 8    |
| 1.2. Rodamientos.....                      | 8    |
| 1.2.1. Tipos de rodamientos .....          | 9    |
| 1.2.2. Selección de rodamientos.....       | 9    |
| 1.2.2.1. Espacio disponible .....          | 10   |
| 1.2.2.2. Cargas .....                      | 10   |
| 1.2.2.3. Desalineación .....               | 10   |
| 1.2.2.4. Precisión .....                   | 11   |

|      |          |                                       |    |
|------|----------|---------------------------------------|----|
|      | 1.2.2.5. | Velocidad.....                        | 11 |
|      | 1.2.2.6. | Montaje y desmontaje.....             | 11 |
|      | 1.2.2.7. | Vida de los rodamientos .....         | 12 |
|      | 1.2.3.   | Lubricación con aceite .....          | 12 |
|      | 1.2.3.1. | Circulación de aceite .....           | 13 |
| 1.3. |          | Engranajes .....                      | 13 |
|      | 1.3.1.   | Tipos de engranajes .....             | 13 |
|      | 1.3.1.1. | Engranajes de dientes rectos .....    | 14 |
|      | 1.3.1.2. | Engranajes helicoidales.....          | 14 |
|      | 1.3.1.3. | Engranajes cónicos .....              | 15 |
|      | 1.3.1.4. | Engranajes de tornillo sinfín .....   | 15 |
|      | 1.3.2.   | Nomenclatura .....                    | 16 |
|      | 1.3.3.   | Trenes de engranajes.....             | 17 |
|      | 1.3.3.1. | Tren de engranajes simples .....      | 18 |
|      | 1.3.3.2. | Tren de engranajes compuestos .....   | 18 |
|      | 1.3.3.3. | Tren de engranajes compactos .....    | 19 |
| 1.4. |          | Lubricación.....                      | 19 |
|      | 1.4.1.   | Tipos de lubricación.....             | 19 |
|      | 1.4.1.1. | Lubricación hidrodinámica.....        | 20 |
|      | 1.4.1.2. | Lubricación hidrostática.....         | 20 |
|      | 1.4.1.3. | Lubricación elastohidrodinámica ..... | 21 |
|      | 1.4.1.4. | Lubricación de película sólida.....   | 21 |
|      | 1.4.2.   | Pérdida de lubricación .....          | 21 |
|      | 1.4.3.   | Viscosidad .....                      | 22 |
|      | 1.4.4.   | Lubricación de engranajes.....        | 22 |
| 2.   |          | ANÁLISIS DE RIESGO .....              | 25 |
|      | 2.1.     | Generalidades .....                   | 25 |
|      | 2.1.1.   | ¿Qué es análisis de riesgo? .....     | 25 |

|          |   |    |
|----------|---|----|
| 2.1.2.   | Accidentes de trabajo .....                               | 26 |
| 2.1.2.1. | Accidentes con lesión .....                               | 26 |
| 2.1.2.2. | Accidentes sin lesión .....                               | 27 |
| 2.1.3.   | Actos inseguros .....                                     | 27 |
| 2.2.     | Plan general de seguridad .....                           | 28 |
| 2.2.1.   | Concepto sobre estrategia .....                           | 28 |
| 2.2.2.   | Concepto sobre planificación .....                        | 28 |
| 2.2.3.   | Plan de protección de personal.....                       | 28 |
| 2.2.3.1. | Medidas a considerar.....                                 | 29 |
| 2.2.3.2. | Equipos de protección personal.....                       | 29 |
| 2.2.4.   | La comunicación .....                                     | 30 |
| 2.2.4.1. | Boletines informativos sobre seguridad ...                | 30 |
| 2.2.4.2. | Reglas y normas de seguridad .....                        | 30 |
| 2.2.4.3. | Responsabilidades de los trabajadores ...                 | 31 |
| 2.2.5.   | Plan de capacitación de seguridad .....                   | 32 |
| 2.2.5.1. | Causa de los accidentes laborales .....                   | 32 |
| 2.2.5.2. | ¿Cómo prevenir accidentes laborales?....                  | 33 |
| 2.2.5.3. | Importancia de los equipos de<br>protección personal..... | 34 |
| 3.       | REDISEÑO DE CAJA REDUCTORA .....                          | 37 |
| 3.1.     | Especificaciones .....                                    | 37 |
| 3.1.1.   | Especificaciones actuales de funcionamiento.....          | 37 |
| 3.1.2.   | Especificaciones de los engranajes .....                  | 41 |
| 3.1.3.   | Especificaciones para el rediseño.....                    | 42 |
| 3.2.     | Tren de engranajes.....                                   | 45 |
| 3.2.1.   | Análisis de velocidades.....                              | 45 |
| 3.2.1.1. | Velocidad angular .....                                   | 45 |
| 3.2.1.2. | Velocidad lineal.....                                     | 46 |

|          |  |    |
|----------|--|----|
| 3.2.2.   | Análisis de potencia.....                          | 47 |
| 3.2.2.1. | Potencia transmitida .....                         | 48 |
| 3.2.2.2. | Factor de servicio .....                           | 49 |
| 3.2.2.3. | Potencia real.....                                 | 49 |
| 3.2.3.   | Análisis de torque aplicado.....                   | 50 |
| 3.2.3.1. | Cálculo para especificaciones actuales...          | 50 |
| 3.2.3.2. | Cálculo para especificaciones<br>de rediseño ..... | 51 |
| 3.3.     | Análisis de cargas .....                           | 51 |
| 3.3.1.   | Carga transmitida .....                            | 51 |
| 3.3.1.1. | Cálculo para especificaciones actuales...          | 53 |
| 3.3.1.2. | Cálculo para especificaciones<br>de rediseño ..... | 53 |
| 3.3.2.   | Carga radial .....                                 | 53 |
| 3.3.2.1. | Cálculo para especificaciones actuales...          | 55 |
| 3.3.2.2. | Cálculo para especificaciones .....                | 55 |
|          | de rediseño.....                                   | 55 |
| 3.3.3.   | Carga axial .....                                  | 56 |
| 3.3.3.1. | Cálculo para especificaciones actuales...          | 57 |
| 3.3.3.2. | Cálculo para especificaciones<br>de rediseño ..... | 57 |
| 3.3.4.   | Carga total .....                                  | 57 |
| 3.3.4.1. | Cálculo para especificaciones actuales...          | 59 |
| 3.3.4.2. | Cálculo para especificaciones<br>de rediseño ..... | 59 |
| 3.4.     | Acoplamientos.....                                 | 60 |
| 3.4.1.   | Descripción de los acoplamientos actuales.....     | 60 |
| 3.4.2.   | Proceso de selección de acoplamientos nuevos ..... | 62 |
| 3.4.2.1. | Eje de entrada .....                               | 63 |

|                      |                                  |    |
|----------------------|----------------------------------|----|
| 3.4.2.2.             | Eje de salida .....              | 65 |
| 3.4.3.               | Mantenimiento .....              | 67 |
| 3.5.                 | Extensión de eje intermedio..... | 67 |
| CONCLUSIONES .....   |                                  | 69 |
| RECOMENDACIONES..... |                                  | 71 |
| BIBLIOGRAFÍA.....    |                                  | 73 |



# ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

## FIGURAS

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 1.  | Fases del diseño mecánico.....                 | 3  |
| 2.  | Tren de engranajes .....                       | 17 |
| 3.  | Fotografía de reductor (vista frontal) .....   | 38 |
| 4.  | Fotografía de reductor (vista posterior) ..... | 39 |
| 5.  | Fotografía de reductor (vista lateral) .....   | 39 |
| 6.  | Diagrama de reductor actual .....              | 40 |
| 7.  | Diagrama de reductor rediseño .....            | 44 |
| 8.  | Tren de engranajes .....                       | 45 |
| 9.  | Carga transmitida.....                         | 52 |
| 10. | Carga radial.....                              | 54 |
| 11. | Carga axial .....                              | 56 |
| 12. | Carga total.....                               | 58 |
| 13. | Acoplamiento tipo G.....                       | 61 |
| 14. | Acoplamiento tipo T.....                       | 62 |

## TABLAS

|      |   |    |
|------|---|----|
| I.   | Especificaciones actuales .....                           | 37 |
| II.  | Simbología .....  | 41 |
| III. | Especificaciones actuales de los engranajes .....         | 42 |
| IV.  | Especificaciones de los engranajes para el rediseño ..... | 43 |
| V.   | Velocidad angular.....                                    | 46 |
| VI.  | Velocidad lineal .....                                    | 47 |

|        |   |    |
|--------|---|----|
| VII.   | Potencia transmitida.....                       | 48 |
| VIII.  | Potencia real .....                             | 49 |
| IX.    | Torque aplicado actual.....                     | 47 |
| X.     | Torque aplicado para el rediseño.....           | 51 |
| XI.    | Carga transmitida actual .....                  | 53 |
| XII.   | Carga transmitida para el rediseño .....        | 53 |
| XIII.  | Carga radial actual .....                       | 55 |
| XIV.   | Carga radial para el rediseño.....              | 55 |
| XV.    | Carga axial actual .....                        | 57 |
| XVI.   | Carga axial para el rediseño .....              | 57 |
| XVII.  | Carga total actual.....                         | 59 |
| XVIII. | Carga total para el rediseño.....               | 59 |
| XIX.   | Descripción acoplamiento 1 025G20 .....         | 60 |
| XX.    | Descripción acoplamiento 1 180T10 .....         | 61 |
| XXI.   | Descripción acoplamientos 1 120T a 1 140T ..... | 64 |
| XXII.  | Descripción acoplamientos 1 170T a 1 210T ..... | 66 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

| Símbolo      | Significado                   |
|--------------|-------------------------------|
| $\phi_n$     | Ángulo de presión             |
| $\psi$       | Ángulo de hélice              |
| $\phi_t$     | Ángulo de presión transversal |
| $d_p$        | Diámetro de paso              |
| $N$          | Número de dientes             |
| $P$          | Paso circular                 |
| $P_t$        | Paso diametral transversal    |
| $H$          | Potencia                      |
| $H_r$        | Potencia real                 |
| $\text{rpm}$ | Revoluciones por minuto       |
| $n$          | Velocidad angular             |



## GLOSARIO

|                     |  |
|---------------------|--|
| <b>Acoplamiento</b> | Dispositivo que une dos árboles o ejes entre sí o ejes con poleas, ruedas, etcétera.   |
| <b>Engranaje</b>    | Rueda o cilindro dentado empleado para transmitir un movimiento giratorio o alternativo desde una parte de una máquina a otra. |
| <b>Lubricante</b>   | Sustancia grasa o aceitosa que se aplica a ciertas piezas para que el rozamiento sea menor.                                    |
| <b>Potencia</b>     | Cantidad de trabajo que se efectúa por unidad de tiempo.   |
| <b>Rodamiento</b>   | Elemento mecánico formado por elementos rodantes, que ayuda en la disminución de la fricción.                                  |
| <b>Tándem</b>       | Línea de producción de los ingenios azucareros, donde se lleva a cabo la extracción de jugo.                                   |
| <b>Torque</b>       | Efecto giratorio que produce una fuerza aplicada a un cuerpo provisto de un eje.   |

**Velocidad**

Magnitud física que muestra y expresa la variación en cuanto a posición de un objeto y en función del tiempo.

**Viscosidad**

Es la resistencia de un líquido al movimiento o flujo.

## RESUMEN

El desarrollo del presente trabajo tiene como objetivo principal presentar las características de una caja reductora Farrel, modelo DR-39, tomando en cuenta estas características, se realiza un cálculo bajo nuevos parámetros de funcionamiento. Esto con el fin de determinar si la caja reductora es capaz de funcionar bajo estos nuevos parámetros; y si es necesaria la realización de alguna modificación. Para determinar esto se debe cuantificar la potencia real que es capaz de soportar y para ello en este material se indica el cálculo de ésta.

Se presenta la selección de acoplamientos (motor-reductor y reductor-reductor), asimismo, como la descripción de los que actualmente son usados y las razones por las cuales se deberían cambiar. Se desarrolla de igual forma un análisis de riesgo del área donde funciona la caja reductora, finalizando con algunas recomendaciones para mejorar el índice de accidentes. Todo esto desarrollado en la línea de producción del Tándem B, del Ingenio Magdalena S.A.

Al realizar los cálculos correspondientes, se determinó que la caja reductora estaría trabajando por encima de su potencia real, todavía dentro del rango de lo permisible utilizando el factor de servicio. En la selección de los acoplamientos solamente es necesario cambiar el acoplamiento motor-reductor.



# OBJETIVOS

## General

Proponer un rediseño para la modificación de una caja reductora de dos etapas, para su funcionamiento bajo nuevos parámetros de trabajo, realizando un análisis de riesgo del área donde opera la caja reductora.

## Específicos

1. Modificar la relación de velocidades de una caja reductora marca Farrel, modelo DR 39.
2. Presentar mejoras al manual de seguridad de la empresa.



## INTRODUCCIÓN

El concepto de un análisis de riesgo significa más que simples normas que se deberían cumplir para evitar accidentes, se basa en una situación de bienestar personal, un ambiente de trabajo idóneo, una economía de costos considerable tanto para la empresa como para el trabajador. Estos puntos se plantearán en las conferencias, resaltando la importancia que tiene el cumplimiento de estas normas de seguridad y cómo afectan de forma directa o indirecta al trabajador, para concientizarlo en su aplicación. A través de la implantación de la propuesta de mejora de las actuales normas de seguridad de la empresa, se espera que disminuyan los accidentes dentro de la planta de producción, y con ello la empresa disminuya costos.

En la actualidad la línea de producción del tándem B (los molinos del uno al cuatro) funcionan mediante turbinas que reciben vapor de una línea de 600 psi, estas turbinas están acopladas a un reductor de alta, luego a un reductor de baja para terminar en transmisiones acopladas a las mazas de los molinos; cada turbina tiene una salida de 20 psi de vapor la cual se aprovecha en el proceso de cocción.

Con el fin de mejorar la rentabilidad, se efectuará el cambio de las cuatro turbinas de vapor por motores eléctricos, para aprovechar las 80 libras de vapor por hora que consumen las turbinas para la producción de energía eléctrica.

Las turbinas trabajan a 955 hp y 4 500 rpm, mientras los motores eléctricos a 1 500 hp y 1 200 rpm, por motivo de costos se usarán las cajas reductoras que actualmente funcionan con las turbinas (tienen una entrada de 4 500 rpm y una salida de 250 rpm), se presentan aquí los cálculos que muestran que la caja reductora es capaz de soportar las modificaciones, desde la mejora necesaria para que entre a una nueva velocidad, si soporta la nueva potencia, los esfuerzos provocados en los engranajes y el análisis de velocidades.

# **1. DISEÑO MECÁNICO**

El diseño mecánico se realiza para satisfacer una demanda humana, se trata de encontrar soluciones simples y efectivas, que cumplan con los requisitos de las normas de diseño, bajo estos parámetros que comienza el diseño mecánico.

## **1.1. Generalidades**

El diseño mecánico es el diseño de sistemas y elementos individuales de naturaleza mecánica: máquinas, estructuras y dispositivos. El diseño mecánico hace uso de matemáticas, ciencia de materiales y mecánica aplicada, incluye las disciplinas de la ingeniería como: ciencias térmicas y de fluidos, así como ciencias instrumentales, por mencionar algunas. Entre mayores disciplinas de la ingeniería se tomen en cuenta para el diseño de los elementos o sistemas mecánicos, mejor será el control de las propiedades para su funcionamiento adecuado.

El diseño mecánico y los procesos de manufactura están muy relacionados. Cada parte o componente debe diseñarse no solamente cumpliendo las normas y códigos de diseño, sino también que se puedan fabricar de forma competitiva, tomando en cuenta el proceso de manufactura, y el mejor aprovechamiento del mismo. Este enfoque, llamado diseño para la manufactura mejora sustancialmente la productividad.

### **1.1.1. Consideraciones para el diseño**

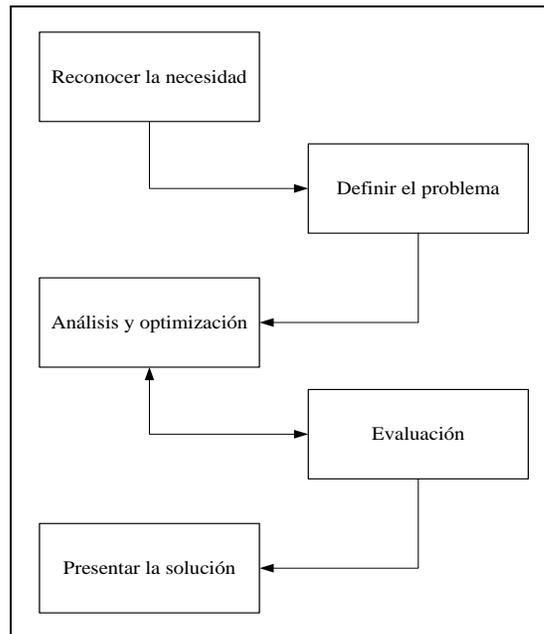
Son características específicas que influyen en el diseño de un elemento o de todo el sistema mecánico. Generalmente, se tienen que tomar estos factores en un caso de diseño determinado; entre los más importantes se tienen: resistencia, confiabilidad, fricción, costo, seguridad, peso, duración, ruido, etcétera.

Estos factores dependen del tipo de aplicación que se le dará al elemento o sistema mecánico, para muchas de estas consideraciones existen aspectos estandarizados, ya establecidos por algunas normas o códigos de diseño mecánico.

### **1.1.2. Fases del diseño mecánico**

Se inicia con el reconocimiento de una necesidad, logrado esto se define el problema a trabajar, luego se realiza un análisis y optimización de las posibles soluciones para la resolución del problema, en seguida se ejecuta una evaluación para determinar la viabilidad de la solución y por último se realiza su presentación, como se muestra en la figura 1. Se debe tomar en cuenta que pueden existir muchos caminos para la resolución del problema planteado.

Figura 1. **Fases del diseño mecánico**



Fuente: elaboración propia.

Los pasos presentados, se vuelven una iteración hasta encontrar la mejor opción.

### **1.1.3. Normas y códigos**

Antes de la implementación de normas y códigos, para la estandarización de ciertos elementos como tornillería, rodamientos, entre otros, existía una gran dificultad a la hora del diseño, debido a que había que diseñar según las especificaciones de un lugar, y para conseguir repuestos presentaba un problema mayor; debido a estas necesidades se empezó con la implementación de normas y códigos, para evitar estas complicaciones.

Una norma es un conjunto de especificaciones o procedimientos estandarizados para alcanzar una calidad específica a través de la uniformidad de procesos.

Uno de los objetivos más importantes de las normas, es establecer el tamaño de las piezas fabricadas, llevando un control más exacto.

Un código es un conjunto de especificaciones para el análisis, diseño y manufactura de un producto, el objetivo de un código es el de proporcionar una calidad satisfactoria al producto final.

Internacionalmente existen varias asociaciones encargadas de establecer estos parámetros de calidad. Abajo se nombran algunas cuyas normas se utilizan en el diseño mecánico:

- *American Gear Manufacturers Association (AGMA)*
- *American Institute of Steel Construction (AISC)*
- *American Iron and Steel Institute (AISI)*
- *American Society of Mechanical Engineers (ASME)*
- *American Society of Testing and Materials (ASTM)*
- *American Welding Society (AWS)*
- *British Standards Institution (BSI)*
- *Industrial Fasteners Institute (IFI)*
- *Institution of Mechanical Engineers (I. Mech. E.)*
- *International Bureau of Weights and Measures (BIPM)*
- *International Standards Organization (ISO)*
- *Society of Automotive Engineers (SAE)*

#### **1.1.4. Factor de seguridad**

Para el diseño de un elemento o un sistema mecánico, se utiliza un factor de diseño, el cual proporciona un rango de seguridad para el trabajo, este factor de diseño cambia al finalizar la fabricación, esto debido a las posibles modificaciones, material utilizado, dimensiones finales, entre otros. Para definir los parámetros finales de trabajo, ya no se utiliza el factor de diseño, se utiliza un factor de seguridad, el cual se establece con las características finales de la pieza.

#### **1.1.5. Análisis de carga y esfuerzo**

Uno de los objetivos más importantes en el diseño mecánico, es lograr que la pieza laborada funcione sin presentar una falla estructural. Cargas o esfuerzos excesivos son los factores por los cuales se presentan fallas estructurales, o por lo menos los más comunes. Por lo que el ingeniero encargado del diseño tiene que tomar en cuenta estos factores para un diseño mecánico adecuado.

Los elementos de un sistema mecánico transmiten carga, a través de un punto a otro del sistema, en muchos de los casos cualquier carga distribuida se puede simplificar en el centro de masa del elemento mecánico, haciendo de esta forma más sencillo el análisis en el diseño. Lo cual es imprescindible para determinar el esfuerzo al que está sometido, así como la deformación que presentará.

Para un estudio de carga y esfuerzo es necesario estudiar el elemento mecánico no solamente aislado en un sistema estático, hay que tomar en cuenta un sistema dinámico, donde varios elementos están en contacto y en un movimiento continuo para los cálculos de diseño. Sin embargo, si se pueden tomar ciertos valores ideales (si el diseño lo permite) como un valor de fricción cercano a cero.

#### **1.1.6. Esfuerzo**

En el momento de diseñar, es importante saber que la resistencia del elemento o pieza debe ser mayor al esfuerzo al que esta será sometida, ya sea por cargas de impacto, de media o de muy larga duración. Es por ello, que se introduce el término de esfuerzo para el diseño de los elementos mecánicos.

Los esfuerzos con dirección normal a la sección, se denotan como  $\sigma$  (sigma) y representa un esfuerzo de tracción cuando apunta hacia afuera de la sección, tratando de estirar al elemento analizado. El esfuerzo con dirección paralela al área en la que se aplica se denota como  $\tau$  (tau) y representa un esfuerzo de corte. Este esfuerzo, trata de cortar el elemento analizado.

#### **1.1.7. Torsión**

Cuando un momento se aplica a un elemento mecánico y este es paralelo a un eje del elemento, se produce torsión con respecto al eje. La aplicación de torsión sobre un eje, produce en este una deformación angular. En muchos de los casos de transmisión de potencia es necesario el cálculo del torque aplicado para determinar la potencia transmitida por elementos mecánicos.

La torsión se puede medir observando la deformación que produce en un objeto un par determinado. Los materiales empleados en ingeniería para elaborar elementos de máquinas rotatorias, como los cigüeñales y árboles de motores, deben resistir las tensiones de torsión que les aplican las cargas que mueven.

Para el cálculo de torsión para el diseño de un elemento mecánico, se toman ciertas consideraciones ideales para facilitarlos, entre ellas están: la geometría del elemento permanece constante, en caso que esta varíe se subdivide el elemento en secciones con la misma geometría. El material obedece las leyes de Hooke. La dirección de la fuerza aplicada que genera la torsión permanece sobre el mismo eje todo el tiempo.

#### **1.1.8. Concentración de esfuerzos**

Para los casos de diseños de elementos mecánicos sencillos, no se toman consideraciones como el cambio de área entre secciones de una misma pieza, como por ejemplo, en la fabricación de cuñeros para la sujeción de poleas o engranajes. Estos factores aumentan el esfuerzo en las secciones de una pieza, así que es necesario que al diseñar el dispositivo mecánico, se tomen en cuenta para los cálculos de diseño.

Los efectos de la concentración de esfuerzos dependen de la intensidad y tipo de carga, material y geometría. Se define el factor de concentración de esfuerzos  $k$  como la relación entre el esfuerzo máximo o pico y el esfuerzo nominal en la sección neta, ambos en el rango elástico de carga. Este factor  $k$  es aplicado al esfuerzo nominal presente en el elemento para obtener el esfuerzo máximo de entalla, que será el que dé finalmente el factor de

seguridad en el elemento.

### **1.1.9. Efectos de la temperatura**

Al presentarse un cambio de temperatura en un elemento, y este experimente una deformación axial, denominada deformación térmica, si es controlada, entonces no se presentará la deformación, pero, si un esfuerzo térmico.

Los materiales poseen una propiedad denominada coeficiente de expansión térmica, el cual permite calcular la deformación térmica respectiva. La mayoría de componentes mecánicos, están expuestos a temperaturas altas de trabajo, es necesario tomar en cuenta el efecto en el diseño, no solamente por la deformación, sino por el esfuerzo provocado.

## **1.2. Rodamientos**

Son elementos mecánicos cuya función principal es la eliminación de factores que causen fricción para no afectar la eficiencia de la maquinaria. Son muchos los factores que afectan la vida útil de los rodamientos, los más importantes son la magnitud de las cargas, la dirección de las cargas, la velocidad de giro, las deformaciones del eje, la desalineación, la calidad de la lubricación, la temperatura de operación y la limpieza. Se utilizarán en este capítulo tres fórmulas para estimar la vida del rodamiento, las cuales varían en complejidad al considerar más variables en el cálculo.

### **1.2.1. Tipos de rodamientos**

Así como existe gran cantidad de maquinaria destinada a diferentes trabajos, que se desarrollan en cambiantes ambientes a lo largo del mundo, existen diferentes rodamientos dependiendo no solamente del trabajo a realizar, sino también de la velocidad, capacidad de lubricación, ajustes, temperatura externa e interna. Entre los rodamientos más comunes se tienen: rígidos de bolas, bolas con contacto angular, bolas con rótula, rodillos cónicos, rodillos a rótula, axiales de bolas, axiales de rodillos, entre otros.

Conforme surgen nuevas necesidades para el diseño mecánico, los rodamientos, como elementos indispensables en la maquinaria mecánica, sufren también alteraciones para una mejor adaptación, optimizando su funcionalidad y su vida útil.

### **1.2.2. Selección de rodamientos**

Cada clase de rodamiento exhibe cualidades únicas, las cuales lo hacen apropiado para determinado tipo de aplicaciones. Para muchos de los casos en los que se requiere un rodamiento, se tiene que considerar una gran cantidad de factores e interconectarlos de forma que no afecten de forma negativa el desempeño. Entre estos factores se tienen:

- Espacio disponible
- Cargas
- Desalineación
- Precisión

- Velocidad
- Desplazamiento axial
- Montaje y desmontaje
- Obturaciones integradas

#### **1.2.2.1. Espacio disponible**

El primer y uno de los más importantes factores para la selección de un rodamiento adecuado, es el espacio con el que se cuenta, esto dependerá del diseño de la máquina y del diámetro del eje. Para ejes de diámetros pequeños (menores a 1 pulgada) se podría considerar la elección de rodamientos de hilera de bolas, para ejes de diámetros grandes (mayores a 1 pulgada) rodamientos de rodillos.

#### **1.2.2.2. Cargas**

Este es uno de los factores que determinan el tamaño de los rodamientos; los rodamientos de rodillos al poseer elementos rodantes de mayor área soportan más carga que los de bolas, cuyo elemento rodante posee un área de contacto menor. Pero, no solamente la magnitud de carga es importante, también lo es el sentido en el que se aplica la carga (radial, axial o combinada).

#### **1.2.2.3. Desalineación**

En el diseño mecánico de un elemento, se debe tener precaución en que no existan desalineaciones angulares entre el eje y el soporte del rodamiento, y tomar en cuenta la flexión del eje bajo la carga en funcionamiento.

Los rodamientos rígidos, no son capaces de soportar ninguna desalineación, para estos casos existen algunos rodamientos denominados autoalineables que como su nombre lo indica soportan desalineación, pues ellos se alinean a ella, eliminándola de esta forma.

#### **1.2.2.4. Precisión**

Existen algunas aplicaciones donde no solamente se requiere que los rodamientos soporten una velocidad alta, también que posean una precisión mayor a la normal. Para estos casos, existen rodamientos especializados denominados rodamientos de alta precisión, que poseen una tolerancia baja, esto para trabajos que requieran de precisión.

#### **1.2.2.5. Velocidad**

Un dato para tener en cuenta para la aplicación de un rodamiento es la temperatura máxima de trabajo que soporta éste, dicha característica propia de cada tipo de rodamiento determina la velocidad a la cual puede trabajar. Para estos casos, existen rodamientos que generan menos fricción entre sus componentes internos, permitiendo que logren soportar una mayor velocidad sin elevar su temperatura.

#### **1.2.2.6. Montaje y desmontaje**

Dependiendo del punto de aplicación del rodamiento en la máquina, si el eje donde se monta posee un diámetro constante o es un eje cónico, en caso fuera un eje cónico se podría utilizar un manguito de fijación o de desmontaje.

### 1.2.2.7. Vida de los rodamientos

Para los rodamientos la vida nominal puede variar dependiendo de la aplicación para la cual se use el rodamiento. La vida útil dependerá de muchos factores entre los cuales se tienen: lubricación, contaminación externa y montaje adecuado.

La norma ISO 281:1990/Amd 2:2000 contiene una fórmula de vida útil de los rodamientos, tomando en cuenta un factor de ajuste, que toma en consideración las condiciones del lubricante, contaminación y límite de fatiga del material.

A una velocidad constante del rodamiento, se puede expresar la vida en horas de funcionamiento con la siguiente ecuación:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60n} \cdot L_{nm}$$

Donde:  $L_{nm}$  = vida nominal [millones de revoluciones]

$L_{nmh}$  = vida nominal [horas de funcionamiento]

$n$  = velocidad de giro [revoluciones por minuto]

### 1.2.3. Lubricación con aceite

La lubricación con aceite se recomienda cuando los rodamientos están sujetos a altas velocidades. Para no afectar la vida útil de rodamiento se debe utilizar un aceite limpio; esto se logra colocando un filtro de aceite, que se encargue de atrapar todas las partículas que podrían estar contaminando el aceite.

Se tiene que tomar en cuenta también el uso de un diámetro adecuado de tubería para que llegue la cantidad necesaria del aceite lubricante a los rodamientos.

#### **1.2.3.1. Circulación de aceite**

Para el funcionamiento de los rodamientos a velocidades muy altas, es necesario suministrar de forma continua lubricante y de esta forma lograr una lubricación propicia sin que aumente la temperatura. Una de las mejores formas de lograrlo es por medio de la circulación de aceite, en el que se inyecta al rodamiento aceite, para que por un filtro y un intercambiador de calor, su temperatura no sea alta y se libre de partículas extrañas.

### **1.3. Engranajes**

Son elementos mecánicos, diseñados para la transmisión de potencia entre componentes del mismo sistema mecánico. Dependiendo de su construcción y arreglo, los dispositivos engranados pueden transmitir fuerzas en diferentes velocidades, esfuerzos de torsión o en una variedad de direcciones.

#### **1.3.1. Tipos de engranajes**

Existe gran variedad de formas y tamaños de engranajes, desde los más pequeños usados en relojería e instrumentos científicos, a los de grandes dimensiones. El campo de aplicación de los engranajes es prácticamente ilimitado, se encuentran en las centrales de producción de energía eléctrica, hidroeléctrica y en los elementos de transporte terrestre como locomotoras y automotores.

Toda esta gran variedad de aplicaciones del engranaje puede decirse que tiene por única finalidad la transmisión de la rotación o giro de un eje a otro distinto, reduciendo o aumentando la velocidad del primero.

Debido a las diferentes necesidades que se tienen para la transmisión de potencia, mejorando las opciones de costo, se cuenta con una variedad de engranajes que se adaptan mejor a trabajos específicos. Entre los tipos de engranajes importantes se tienen:

- De dientes rectos
- Helicoidales
- Cónicos
- De tornillo sinfín

#### **1.3.1.1. Engranajes de dientes rectos**

Estos son los engranajes más simples que existen, sus dientes son paralelos al eje de rotación, son usados para la transmisión de potencia solamente entre ejes paralelos. Este tipo de engranaje posee una eficiencia en la transmisión de potencia, menor a la de los otros tipos.

#### **1.3.1.2. Engranajes helicoidales**

Poseen dientes con un ángulo de inclinación al eje de rotación, pueden ser usados para la transmisión de potencia para ejes paralelos y no paralelos, se puede usar para aplicaciones iguales a dos engranajes de dientes rectos con la ventaja de que producen menos ruido, esto debido al acoplamiento gradual de los dientes.

La principal desventaja de utilizar este tipo de engranaje, es la fuerza axial que produce, para contrarrestar esta reacción se tiene que colocar una chumacera que soporte axialmente y transversalmente al árbol.

#### **1.3.1.3. Engranajes cónicos**

Se fabrican a partir de una fracción de cono, formándose los dientes por fresado de su superficie exterior, estos dientes pueden ser rectos, helicoidales o curvos. Se usan para la transmisión de potencia entre ejes que se interceptan en el plano de rotación. Mayormente se usan para ejes que se interceptan a  $90^\circ$  pero, también se pueden diseñar para diferentes ángulos de trabajo.

#### **1.3.1.4. Engranajes de tornillo sinfín**

Este mecanismo se compone de un tornillo cilíndrico o hiperbólico y de una rueda (corona) de diente helicoidal cilíndrica o acanalada, es muy eficiente como reductor de velocidad, dado que una vuelta del tornillo provoca un pequeño giro de la corona. Es un mecanismo que tiene muchas pérdidas por roce entre dientes, esto obliga a utilizar metales de bajo coeficiente de roce y una lubricación abundante, se suele fabricar el tornillo (gusano) de acero y la corona de bronce.

La dirección de rotación de este engranaje depende de la dirección que se le dé al dentado del engranaje (derecha o izquierda). Este tipo de engranajes se utilizan para una relación de velocidades mayores a 3.

### 1.3.2. Nomenclatura

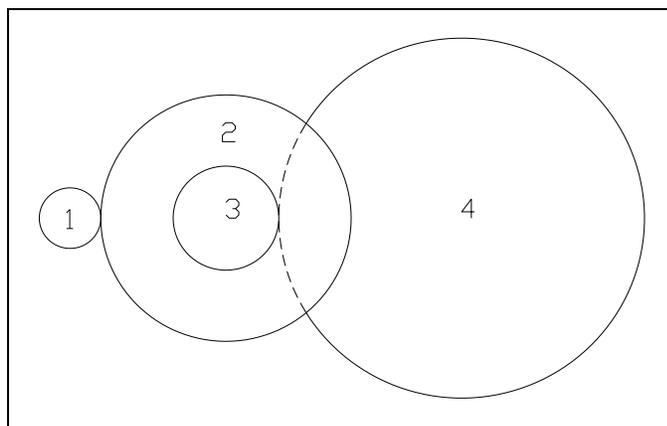
- Diámetro primitivo: es la circunferencia en la cual se verifica la tangencial de un par de engranajes.
- Diámetro exterior: es la circunferencia en la cual está inscrito el engranaje.
- Diámetro interior: es la circunferencia en la cual nacen los dientes de un engranaje.
- Altura de dientes: diferencia que existe en el diámetro exterior y el diámetro interior de un engranaje.
- Altura de la cabeza del diente: magnitud considerada entre el diámetro primitivo y el diámetro interior.
- Largo del diente: longitud que tiene un diente por la parte de su flanco
- Juego: es la distancia que se deja entre el diámetro exterior de un engranaje y el diámetro interior de otro que engrana.
- Distancia entre centros: medida comprendida de eje a eje de un par de engranajes que se encuentran engranados.
- Número de dientes: cantidad de dientes que tiene un engranaje

- Ángulo de la hélice: el ángulo entre una tangente a la hélice y el eje del engranaje. Es cero en el caso de limitación de un engranaje de estímulo.
- Paso circular normal: paso circular en el plano normal a los dientes
- Paso circular transversal: paso circular en el plano de la rotación del engranaje.

### 1.3.3. Trenes de engranajes

Se le llama trenes de engranajes, al sistema de engranajes que se mueven juntos, esto sin importar el tipo de engranaje que conforme el sistema.

Figura 2. Tren de engranajes



Fuente: elaboración propia.

Como se puede notar en la figura 2 el engranaje 1, transmite movimiento a un engranaje 2.

La velocidad del engranaje se determina de:

$$n_2 = \left( \frac{N_1}{N_2} \right) \cdot n_1 = \left( \frac{d_1}{d_2} \right) \cdot n_1$$

n = velocidad angular [rpm]

N = número de dientes

d = diámetro de paso

Esta ecuación se puede utilizar para cualquier tipo o sistema de engranajes, sin importar si es un engranaje helicoidal, cónico, recto o tornillo sinfín.

### **1.3.3.1. Tren de engranajes simples**

El mecanismo consta de tres o más ruedas dentadas que engranan. La relación de transmisión viene dada por las características de las ruedas motriz y conducida, y no se ve afectada por la presencia de las ruedas intermedias. La función de las ruedas intermedias suele limitarse a invertir el sentido de giro de la rueda conducida.

### **1.3.3.2. Tren de engranajes compuestos**

El tren de engranajes compuesto está formado, como mínimo, por una rueda dentada doble. La rueda dentada doble consta de dos ruedas dentadas de distinto tamaño que están unidas y giran a la misma velocidad.

### **1.3.3.3. Tren de engranajes compactos**

Este mecanismo se usa para proporcionar un reductor que ocupe poco espacio. Esto se consigue colocando ruedas dentadas dobles que giran libremente alrededor de sus ejes. Un mismo eje puede usarse para albergar varias de estas ruedas dentadas dobles, por lo que el espacio desperdiciado es mínimo.

## **1.4. Lubricación**

Un lubricante es una sustancia que cuando se inserta entre dos superficies que generan fricción entre sí, produciendo de esta forma desgaste y altas temperaturas, logra reducir esta. Al proceso de fluir lubricante se le denomina lubricación.

Las funciones básicas de un lubricante son: reducción de la fricción, disipación del calor y dispersión de los contaminantes. El diseño de un lubricante para realizar estas funciones es una tarea compleja, que involucra un cuidadoso balance de propiedades, tanto del aceite de base como de los aditivos.

### **1.4.1. Tipos de lubricación**

Así como existen diversos tipos de aplicaciones, para cada cual existe un tipo de lubricación recomendable, entre algunos tipos importantes de lubricación se tienen:

- Lubricación hidrodinámica
- Lubricación hidrostática
- Lubricación elastohidrodinámica
- Lubricación de película sólida

#### **1.4.1.1. Lubricación hidrodinámica**

Este tipo de lubricación se produce cuando la superficie que presenta la carga y el rodamiento, están separados por una delgada película de aceite, donde no importa la presión a la cual se vierta el aceite, esto debido a que la presión la genera el movimiento entre las dos superficies, provocando de esta forma que se cree una película de aceite entre ambas superficies. Algunos problemas con este tipo de lubricación, son que dependen del movimiento constante de ambas partes, cuando no hay movimiento, es necesario controlar la lubricación para que esta sea de manera constante, y empezar a lubricar antes de generar el movimiento.

#### **1.4.1.2. Lubricación hidrostática**

La lubricación hidrostática se recomienda cuando la superficie de carga del rodamiento se encuentra a poca o a ninguna velocidad, esta lubricación se logra introduciendo lubricante a una presión lo suficientemente alta para lograr separar ambas superficies.

#### **1.4.1.3. Lubricación elastohidrodinámica**

Este tipo de lubricación se genera cuando el lubricante se introduce entre dos superficies que se encuentran en contacto directo, por ejemplo, que los elementos rodantes de un rodamiento estén en contacto con la superficie de carga directamente.

La carga tiene un pequeño efecto en el espesor de la capa, debido a que a estas presiones, la capa de aceite es más rígida que las superficies metálicas. Por tanto, el efecto principal de un incremento en la carga, representa deformar las superficies metálicas e incrementar el área de contacto, antes que disminuir el espesor de la capa del lubricante.

#### **1.4.1.4. Lubricación de película sólida**

Existen ocasiones cuando los rodamientos tienen que trabajar a temperaturas demasiado altas para su integridad estructural, para estos casos se usa una película de lubricante de grafito o de bisulfuro de molibdeno, estos aditivos se usan para asegurar la buena función de los rodamientos.

#### **1.4.2. Pérdida de lubricación**

Bajo ciertas condiciones como carga repentina, alta carga durante largo tiempo, alta temperatura o cambio en la viscosidad, el sistema de lubricación no se mantiene bajo el mismo tipo de lubricación. Sucede una situación en la cual existe un contacto entre las superficies de trabajo, resultando en un aumento de la temperatura y una posterior destrucción de las superficies en contacto.

Para estos casos, la capa fluida no es capaz de proteger las superficies y se deben emplear otras técnicas, como el agregado de aditivos formantes de capas protectoras sobre las superficies móviles. Para esto es necesario un estudio químico periódico para determinar el estado del lubricante.

### **1.4.3. Viscosidad**

Es una de las propiedades más importantes de un aceite lubricante, siendo uno de los factores responsables de la formación de la capa de lubricación, bajo distintas condiciones de espesor de esta capa. La viscosidad afecta la generación de calor en rodamientos, cilindros y engranajes debido a la fricción interna del aceite. Esto afecta las propiedades sellantes del aceite y la velocidad de su consumo. Determina la facilidad con la que las máquinas se pueden poner en funcionamiento a varias temperaturas, especialmente a bajas.

La operación satisfactoria de la pieza de un equipo depende fundamentalmente del uso de un aceite con la viscosidad adecuada a las condiciones de operación esperadas.

En el diseño mecánico, es necesario tener en cuenta las propiedades del material, recomendar también una viscosidad dada para la lubricación adecuada del elemento construido.

### **1.4.4. Lubricación de engranajes**

Todos los engranajes sin importar tipos ni materiales tendrán mayores probabilidades de una larga vida útil si se les lubrica en forma adecuada. La lubricación de los engranajes es un requisito básico del diseño, tan importante como la resistencia o la durabilidad superficial de los dientes de los engranajes.

Sistemas y métodos para lubricación de engranajes, los métodos utilizados para la lubricación de los dientes de los engranajes varían con el tipo de engranaje, la velocidad (en la línea primitiva), el acabado superficial, la dureza y la combinación de materiales.

Uno de los métodos de lubricación es el de paletas o brochas, el cual se utiliza exclusivamente en engranajes de muy baja velocidad y de paso muy grande, otro método utilizado mayormente en cajas reductoras es por chapoteo; los juegos de engranajes de alta velocidad son los más difíciles de lubricar eficientemente ya que no es fácil sumergir los engranajes en el aceite.



## **2. ANÁLISIS DE RIESGO**

Un análisis de riesgo es un instrumento que se puede aplicar durante las fases de diseño o ejecución de un proyecto, que permite jerarquizar problemas y detectar riesgos potenciales.

### **2.1. Generalidades**

Este análisis es un instrumento simple y flexible que se adecua a las distintas situaciones de los diferentes proyectos, por lo que sus campos de aplicación son muy variados, puede ser aplicado cuando se requiera identificar y jerarquizar problemas y riesgos internos y externos (de diseño, ejecución, organizacionales, etcétera), logrando elaborar un sistema de supervisión focalizado en los puntos relevantes.

#### **2.1.1. ¿Qué es análisis de riesgo?**

Con el fin de sugerir acciones correctivas y preventivas; mejorando de esta forma las probabilidades de éxito del proyecto establecido. Esta metodología busca explicar la interacción entre las causas de los problemas y establecer los riesgos que se generan de estas relaciones.

Un análisis de riesgo analiza los riesgos que enfrenta un proyecto generados en la interacción originada básicamente en las siguientes fuentes:

- Agencia ejecutora
- Unidad ejecutora
- Entidades relacionadas
- Ciclo del proyecto: diseño y ejecución
- Entorno social, político y económico

Para empezar el análisis se inicia con un barrido de los posibles ámbitos de problemas, identificar aquellos que valen la pena investigar a profundidad, realizar las indagaciones pertinentes y luego realizar una síntesis que permita identificar con claridad los puntos críticos.

## **2.1.2. Accidentes de trabajo**

Se consideran lesiones derivadas de accidentes en el trabajo a las enfermedades o lesiones producidas por motivo del trabajo. Se trata de lo que en términos más comunes se habla como enfermedades o accidentes laborales, aunque con un sentido más amplio y menos estricto. Se refiere a cualquier alteración de la salud, incluidas las posibles lesiones, debido al trabajo realizado bajo determinadas condiciones.

### **2.1.2.1. Accidentes con lesión**

Se refiere a los accidentes que se producen en el área de trabajo que generan, una lesión en los trabajadores afectados. Estos se pueden producir ya sea por condiciones de riesgo en el área, mal manejo de la herramienta, falta de equipo de protección personal. Entre los accidentes más comunes que se presentan con lesión, se tienen:

- El incrustamiento de materiales extraños en los ojos, estos materiales pueden ser: esquirlas de metal provenientes de soldadura; bagazo en el aire, producto del proceso de extracción de jugo de la caña.
- Heridas cortantes producidas por el mal manejo de herramientas y por no prestar atención en el área de trabajo.
- Contusiones provocadas en la mayoría de ocasiones por el mal manejo de herramienta y maquinaria pesada.

#### **2.1.2.2. Accidentes sin lesión**

Estos accidentes no producen lesión en los afectados, sin embargo, si pueden generar pérdidas monetarias, por cualquier daño que se le pueda producir a la herramienta o equipo de trabajo.

#### **2.1.3. Actos inseguros**

Son todas aquellas acciones que ponen en riesgo no solo nuestra salud sino también la de compañeros de trabajo, entre estas se tienen:

- Bromas
- Peleas
- La falta de equipo de seguridad

## **2.2. Plan general de seguridad**

El plan general de seguridad se basará en la política de seguridad de la empresa y su campo de aplicación comprenderá, las actividades que incurren directamente sobre el área de extracción de jugo crudo y cristal.

El régimen de seguridad se encuentra conformado por cuatro elementos: personal, materiales, equipos, trabajo y medio ambiente y por un entorno socioeconómico.

### **2.2.1. Concepto sobre estrategia**

La estrategia es un conjunto de decisiones que orientan y dirigen la acción y que nacen del estudio, comparación y elección de ciertas decisiones.

### **2.2.2. Concepto sobre planificación**

Coordinación de procesos internos dentro del proyecto con el propósito de elegir el camino más eficaz para llegar al objetivo. Esta se realiza con el objetivo de minimizar los riesgos reduciendo la incertidumbre y definiendo las consecuencias de las acciones.

### **2.2.3. Plan de protección de personal**

Se abarcarán todos los elementos causantes de accidentes debido al hombre. Se deberán tomar en cuenta las causas potenciales de accidentes y proteger el factor humano.

### **2.2.3.1. Medidas a considerar**

Se tomarán en cuenta todos aquellos factores que influyen en el individuo o en el grupo de individuos, que puedan tener como resultado la violación de normas existentes y así la posibilidad de accidentes.

### **2.2.3.2. Equipos de protección personal**

- Si se observa alguna deficiencia en el equipo de protección personal, ponerlo enseguida en conocimiento del superior.
- Mantener el equipo de seguridad en perfecto estado de conservación y cuando esté deteriorado pedir que sea cambiado por otro.
- Llevar ajustadas las ropas de trabajo; es peligroso llevar partes desgarradas, sueltas o que cuelguen.
- En trabajos con riesgos de lesiones en la cabeza, utilizar el casco
- Si se ejecuta o presencian trabajos con proyecciones, salpicaduras, deslumbramientos, etcétera. Se deben utilizar gafas de seguridad.
- Si hay riesgos de lesiones para los pies, no dejar de usar calzado de seguridad.

- Cuando se trabaja en alturas colocarse el arnés de seguridad.
- Ante la posibilidad de inhalar productos químicos, nieblas, humos gases debemos proteger las vías respiratorias, con mascarillas.
- Cuando no pueda mantener una conversación sin alzar la voz a un metro de distancia significa que los niveles de ruidos pueden perjudicar los oídos. Utilice protección auditiva.

#### **2.2.4. La comunicación**

La comunicación es uno de los factores más importantes para la implementación de un buen plan de seguridad industrial, pues con esta se informa al personal sobre los riesgos que se tienen, la forma de evitarlos y lo que se debe hacer en caso de una emergencia.

##### **2.2.4.1. Boletines informativos sobre seguridad**

Son una herramienta para mantener al trabajador informado sobre el plan de seguridad implementado y cualquier actualización que este tenga; recordándole también las normas que se deben seguir para evitar riesgos innecesarios.

##### **2.2.4.2. Reglas y normas de seguridad**

A continuación se presentan algunas recomendaciones para tomar en cuenta cuando se desarrollen las actividades diarias en el lugar de trabajo. A continuación algunas normas:

- El orden y la limpieza son imprescindibles para mantener los estándares de seguridad.
- Corregir o dar aviso de las condiciones inseguras.
- Usar las herramientas apropiadas y cuidar su conservación.
- Utilizar en cada tarea los elementos de protección personal.
- Todas las heridas requieren atención, se debe acudir al servicio médico o botiquín.
- No hacer bromas en el trabajo.

Para el uso de herramienta manual se recomienda:

- Utilizar las herramientas manuales solo para sus fines específicos.
- Inspeccionar las herramientas periódicamente y reparar las anomalías presentadas.
- Retirar de uso las herramientas defectuosas.
- No llevar herramientas en los bolsillos.

#### **2.2.4.3. Responsabilidades de los trabajadores**

- Seguir el normativo de seguridad industrial de la empresa
- Utilizar el equipo de protección completo para los trabajos dentro de la empresa.

- Seguir un comportamiento adecuado en todo momento mientras se encuentre dentro de la empresa.
- Utilizar la herramienta de forma adecuada e inspeccionar que se encuentre en condiciones óptimas antes de realizar un trabajo.

### **2.2.5. Plan de capacitación de seguridad**

Como prioridad para evitar accidentes laborales se debe contar con un plan de capacitación de seguridad para los empleados.

#### **2.2.5.1. Causa de los accidentes laborales**

Los accidentes ocurren porque la gente comete actos incorrectos o porque los equipos, herramientas, maquinarias o lugares de trabajo no se encuentran en condiciones adecuadas.

El principio de la prevención de los accidentes señala que todos los accidentes tienen causas que los originan y que se pueden evitar al identificar y controlar las causas que los producen.

- Causas técnicas: condiciones peligrosas o inseguras: son todos los factores de riesgo que dependen única y exclusivamente de las condiciones existentes en el ambiente de trabajo. Algunos ejemplos:

- Falta de mantenimiento preventivo a equipos y maquinaria
  - Falta de equipos de protección individual
  - Falta de señalización
  - Malos procedimientos de trabajo
  - Falta de orden y limpieza
  - Instalaciones eléctricas inadecuadas
- Causas humanas: actos inseguros: violación a normas o procedimientos de trabajo, motivados por prácticas incorrectas que ocasionan el accidente es la causa humana, es decir, lo referido al comportamiento del trabajador. (Distracción, temeridad, exceso de confianza). Algunos ejemplos:
    - Exceso de confianza
    - No usar los equipos de protección individual
    - Imprudencia del trabajador/a
    - Falta de conocimiento de la actividades y operaciones a realizar
    - Malos procedimientos de trabajo

### **2.2.5.2. ¿Cómo prevenir accidentes laborales?**

Para la prevención de accidentes dentro de su actividad industrial, de servicios o dentro del ámbito de trabajo se requiere una serie de pasos recomendados:

- Lograr la existencia de un ambiente seguro mediante un sondeo eficaz de las condiciones actuales de seguridad.

- La aplicación de un programa de gestión preventiva que involucre y comprometa al empleador y a los trabajadores.
- La capacitación presencial y específica del personal conforme a la exposición de riesgos detectados.

### **2.2.5.3. Importancia de los equipos de protección personal**

Una de las formas más importantes de prevención de accidentes es el uso adecuado de un equipo de protección especializado para el tipo de trabajo a realizar en la planta de producción, entre estos equipos de protección se tienen:

- Casco: ayuda a prevenir contusiones en la cabeza, por lo que su uso es obligatorio en toda área de trabajo, tomando como prioridad los puntos debidamente señalizados.
- Calzado industrial: ofrecen protección a los pies, protegen contra el agua caliente y contra cualquier material caliente que podría encontrarse en el suelo. Y es de uso obligatorio en todas las áreas del ingenio.

- Anteojos de seguridad: estos elementos protegen a los ojos de impactos de partículas volantes a alta velocidad, salpicados o contactos con fluidos en alta presión que pueden ser originados por el desarrollo de tareas en un ambiente laboral, (martillado de piezas, el uso de piedra esmeril, cortocircuitos eléctricos, trabajos con sustancias químicas, conexión de elementos sometidos a presión (hidráulica o neumática, etcétera). (No han sido construidas para ingresar o protegerse de ambientes contaminados con polvos o gases en suspensión).
- Protectores auditivos: son elementos de seguridad que previenen de la recepción de un alto nivel de decibeles en el área de trabajo.



### 3. REDISEÑO DE CAJA REDUCTORA

En esta sección se presentarán todos los cálculos necesarios para determinar las características de la caja reductora para funcionar bajo las nuevas condiciones de operación.

#### 3.1. Especificaciones

Para verificar si la caja reductora es capaz de soportar los cambios para los nuevos parámetros de funcionamiento, es necesario realizar el cálculo para las condiciones de funcionamiento actuales y para las de rediseño.

##### 3.1.1. Especificaciones actuales de funcionamiento

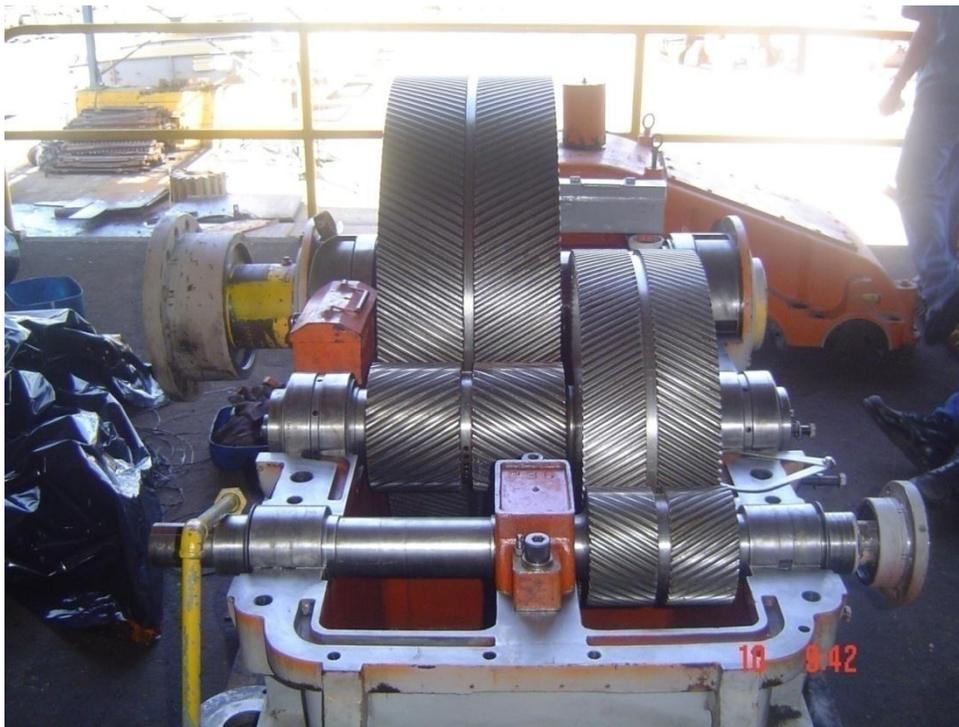
Tabla I. Especificaciones actuales

|                           |        |
|---------------------------|--------|
| Modelo                    | DR-39  |
| Factor de servicio        | 1,4    |
| Potencia                  | 955 hp |
| Ratio                     | 18,130 |
| Viscosidad del lubricante | 220    |

Fuente: elaboración propia.

La caja reductora se encuentra conectada a una turbina de una potencia de 1 000 hp, que transmite a una velocidad de 4 500 revoluciones por minuto (rpm), al eje de entrada, por medio de un juego de engranajes se reduce la velocidad a 250 revoluciones por minuto, aumentando de esta forma el torque, se encuentra conectada por medio de un acoplamiento a un reductor de baja, que reduce la velocidad a 7 rpm, y de nuevo aumentando el torque para el movimiento de las mazas de los molinos de la línea de producción; la caja reductora tiene un período aproximado de funcionamiento de 160 días al año, las 24 horas del día, durante los días de funcionamiento; el resto del año no trabaja y se realiza un mantenimiento preventivo para asegurar su buen funcionamiento durante su período de trabajo.

**Figura 3. Fotografía de reductor (vista frontal)**



Fuente: Ingenio Magdalena, S.A.

Figura 4. **Fotografía de reductor (vista posterior)**



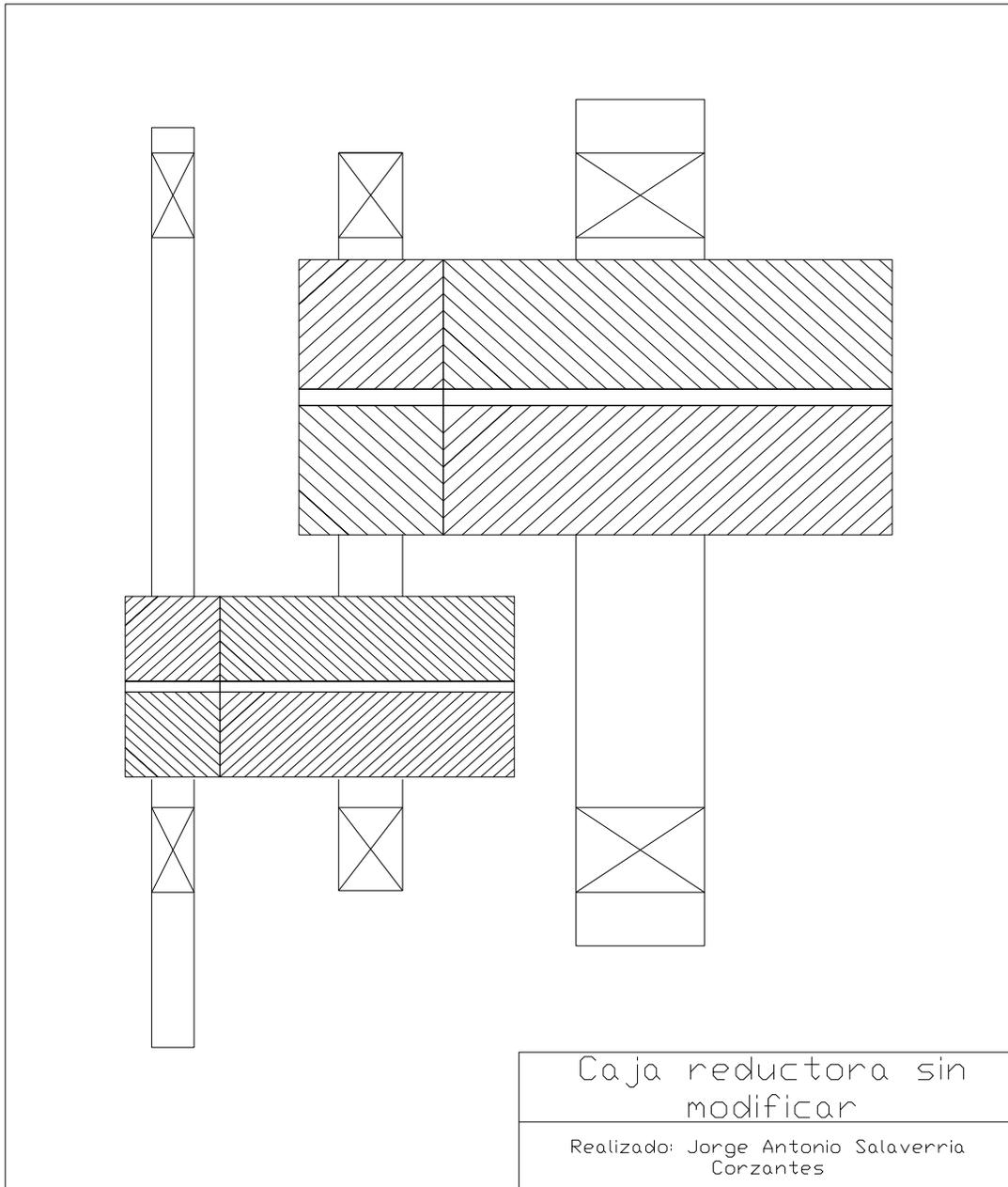
Fuente: Ingenio Magdalena, S.A.

Figura 5. **Fotografía de reductor (vista lateral)**



Fuente: Ingenio Magdalena, S.A.

Figura 6. Diagrama de reductor actual



Fuente: elaboración propia.

### 3.1.2. Especificaciones de los engranajes

La caja reductora está constituida por cuatro engranajes helicoidales de doble hélice, el primer eje posee un piñón de entrada, el segundo eje posee una catarina, que recibe la potencia del piñón de entrada, y un piñón que transmite la potencia al eje de salida, el cual posee una catarina.

Tabla II. **Simbología**

| Nomenclatura                  |          |               |
|-------------------------------|----------|---------------|
| Nombre                        | Símbolo  | Dimensionales |
| Ángulo de presión             | $\phi_n$ | rad           |
| Ángulo de hélice              | $\psi$   | rad           |
| Paso circular                 | P        | diente/plg    |
| Número de dientes             | N        | --            |
| Velocidad angular             | n        | rpm           |
| Ángulo de presión transversal | $\phi_t$ | rad           |
| Paso diametral transversal    | $P_t$    | diente/plg    |
| Diámetro de paso              | $d_p$    | plg           |
| Potencia                      | H        | Hp            |

Fuente: elaboración propia.

Tabla III. **Especificaciones actuales de los engranajes**

|                 | Engranaje 1 | Engranaje 2 | Engranaje 3 | Engranaje 4 |
|-----------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| H               | 955         | 955         | 955         | 955         |
| $\varnothing_n$ | 20°         | 20°         | 20°         | 20°         |
| $\Psi$          | 30°         | 30°         | 30°         | 30°         |
| P               | 2 $\pi$     | 2 $\pi$     | 4/3 $\pi$   | 4/3 $\pi$   |
| N               | 37          | 140         | 33          | 148         |

Fuente: elaboración propia.

### 3.1.3. **Especificaciones para el rediseño**

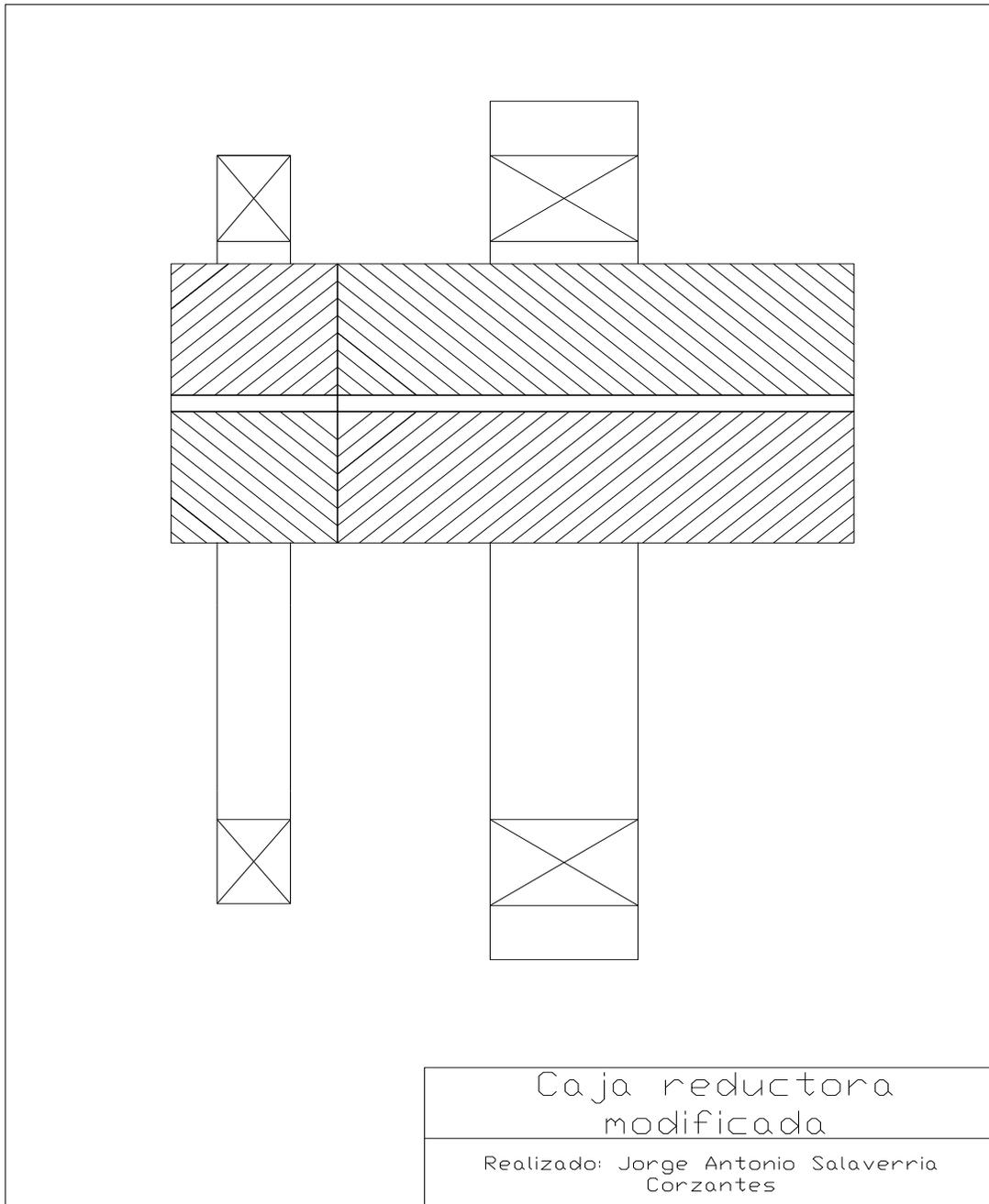
Para el rediseño se modificará la relación de velocidades del reductor, obteniendo una velocidad de entrada de 1 200 revoluciones por minuto y una velocidad de salida de 250 revoluciones por minuto. Se realizará la selección del acoplamiento recomendado para conectar el motor al reductor. Se necesita saber si el reductor soportará los 1 500 hp de potencia transmitida por el motor. Para la lubricación debido a que no se modificará el material de los engranajes la viscosidad recomendada seguirá siendo la misma solamente modificando el caudal de lubricación para el reductor.

Tabla IV. **Especificaciones de los engranajes para el rediseño**

|                 | Engranaje 1 | Engranaje 2 |
|-----------------|-------------|-------------|
| H               | 1 500       | 1 500       |
| n               | 1 200       | 250         |
| $\varnothing_n$ | $20^\circ$  | $20^\circ$  |
| $\psi$          | $30^\circ$  | $30^\circ$  |
| P               | $4/3\pi$    | $4/3\pi$    |
| N               | 33          | 148         |

Fuente: elaboración propia.

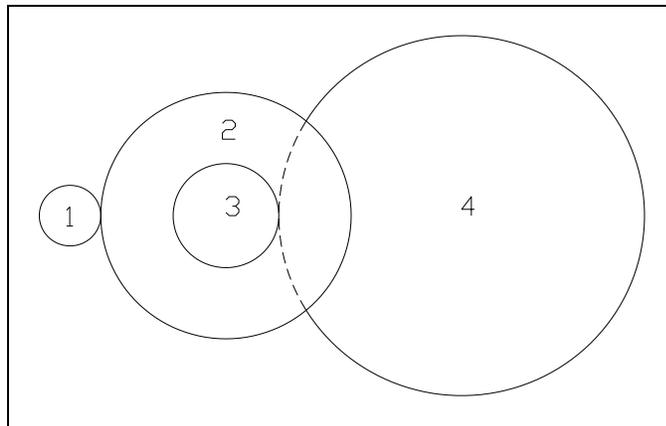
Figura 7. Diagrama de reductor rediseño



Fuente: elaboración propia.

### 3.2. Tren de engranajes

Figura 8. Tren de engranajes



Fuente: elaboración propia.

#### 3.2.1. Análisis de velocidades

Se realizará un análisis de velocidades en los engranajes para determinar si existe algún cambio en su velocidad lineal y velocidad angular.

##### 3.2.1.1. Velocidad angular

Para determinar la velocidad angular de cada engranaje se le dará al primer engranaje la velocidad del eje de entrada que es de 4 500 rpm, basándose en este dato y por la relación de dientes se determinará la velocidad angular de los engranajes 2 y 4, para la velocidad del engranaje 3, debido a que está en el mismo eje que el engranaje 2, poseen la misma velocidad angular.

Fórmula para determinar la velocidad angular,

$$e = \frac{N_2}{N_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

Donde: e = relación de engranajes

N = número de dientes

n = velocidad angular [rpm]

Tabla V. **Velocidad angular**

|   | Engranaje 1 | Engranaje 2 | Engranaje 3 | Engranaje 4 |
|---|-------------|-------------|-------------|-------------|
| N | 37,00       | 140,00      | 33,00       | 158,00      |
| E | 0,26        | 0,26        | 0,21        | 0,21        |
| n | 4 500,00    | 1 189,29    | 1 189,29    | 248,40      |

Fuente: elaboración propia.

### 3.2.1.2. **Velocidad lineal**

La fórmula para determinar la velocidad lineal es:

$$dp = \frac{N}{Pt}$$

$$Pt = P \cdot \cos(\Psi)$$

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{12}$$

Donde:

|                                    |              |
|------------------------------------|--------------|
| V = velocidad lineal               | [pie/s]      |
| $d_p$ = diámetro de paso           | [plg]        |
| n = velocidad angular              | [rpm]        |
| $P_t$ = paso diametral transversal | [diente/plg] |
| $\Psi$ = ángulo de hélice          | [rad]        |
| P = paso circular                  | [diente/plg] |

Tabla VI. **Velocidad lineal**

|        | Engranaje 1 | Engranaje 2 | Engranaje 3 | Engranaje 4 |
|--------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| N      | 37,00       | 140,00      | 33,00       | 158,00      |
| n      | 4 500,00    | 1 189,29    | 1 189,29    | 248,40      |
| $\Psi$ | 0,52        | 0,52        | 0,52        | 0,52        |
| P      | 6,28        | 6,28        | 4,19        | 4,19        |
| $P_t$  | 5,44        | 5,44        | 3,63        | 3,63        |
| $D_p$  | 6,80        | 25,73       | 9,10        | 43,55       |
| V      | 8 010,73    | 8 010,73    | 2 832,37    | 2 832,37    |

Fuente: elaboración propia.

### 3.2.2. Análisis de potencia

Para determinar la potencia que transmiten los engranajes se realizará el cálculo de la potencia transmitida.

### 3.2.2.1. Potencia transmitida

Para determinar la potencia transmisible por los ejes de la caja reductora, se utilizará la fórmula para la potencia transmitida por flechas de transmisión.

La fórmula para determinar la potencia transmitida es:

$$H=0,008 \cdot D^3 \cdot n$$

Donde: H = potencia [hp]  
D = diámetro [in]  
n = velocidad angular [rpm]

Tabla VII. Potencia transmitida

|   | Eje 1    | Eje 2    | Eje 3    |
|---|----------|----------|----------|
| D | 3,00     | 5,25     | 9,00     |
| n | 4 500,00 | 1 189,29 | 248,40   |
| H | 972,00   | 1 376,75 | 1 448,67 |

Fuente: elaboración propia.

Para elegir la potencia nominal de la caja reductora, se utiliza la potencia mínima que soporta, porque se usará 972 hp.

### 3.2.2.2. Factor de servicio

Para determinar el factor de servicio de la caja reductora, se usará el factor que se obtiene del material de los piñones de la caja, el cual es un AGMA clase 11, 8 620 forjado, con una dureza *Rockwell C* de 62, con dientes endurecidos, con estos datos técnicos el factor de servicio determinado es de 1,40.

### 3.2.2.3. Potencia real

La fórmula para determinar la potencia real es:

$$H_r = H \cdot f.s$$

Donde:  $H_r$  = potencia real [hp]  
 $H$  = potencia [hp]  
 $f.s$  = factor de servicio

Tabla VIII. Potencia real

|       | <b>Eje 1</b> | <b>Eje 2</b> | <b>Eje 3</b> |
|-------|--------------|--------------|--------------|
| H     | 972,00       | 1 376,75     | 1 448,67     |
| f.s   | 1,40         | 1,40         | 1,40         |
| $H_r$ | 1 360,80     | 1 927,45     | 2 028,13     |

Fuente: elaboración propia.

### 3.2.3. Análisis de torque aplicado

La fórmula para determinar el torque aplicado es:

$$T=33\ 000\left(\frac{H}{V}\right)\left(\frac{d_p}{2}\right)$$

Donde: T = torque aplicado [lbf-plg]  
H = potencia [hp]  
V = velocidad lineal [pie/s]  
d<sub>p</sub> = diámetro de paso [plg]

#### 3.2.3.1. Cálculo para especificaciones actuales

Tabla IX. Torque aplicado actual

|                | Engranaje 1 | Engranaje 2 | Engranaje 3 | Engranaje 4 |
|----------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| H              | 972,00      | 972,00      | 972,00      | 972,00      |
| V              | 8 010,73    | 8 010,73    | 2 832,37    | 2 832,37    |
| d <sub>p</sub> | 6,80        | 25,73       | 9,10        | 43,55       |
| T              | 13 614,04   | 51 513,13   | 51 527,80   | 246 597,34  |

Fuente: elaboración propia

### 3.2.3.2. Cálculo para especificaciones de rediseño

Tabla X. Torque aplicado para el rediseño

|                | Engranaje 1 | Engranaje 2 |
|----------------|-------------|-------------|
| H              | 1 189,29    | 1 189,29    |
| V              | 2 832,37    | 2 832,37    |
| d <sub>p</sub> | 9,10        | 43,55       |
| T              | 63 046,81   | 301 724,02  |

Fuente: elaboración propia.

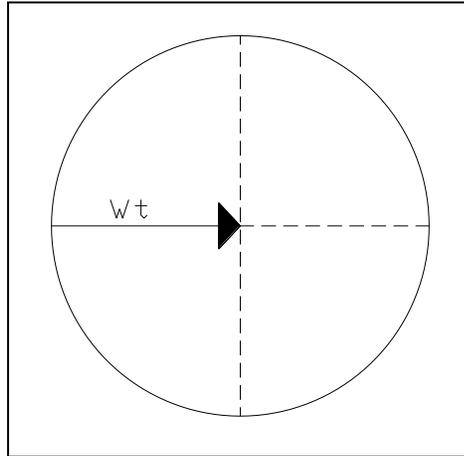
### 3.3. Análisis de cargas

Se realizará un análisis de los diferentes tipos de carga sobre los engranajes en condiciones de funcionamiento actual y de rediseño.

#### 3.3.1. Carga transmitida

La carga transmitida o carga tangencial es la útil, ya que es la que trasmite la potencia entre los engranajes. Como se muestra en la figura 9.

Figura 9. **Carga transmitida**



Fuente: elaboración propia.

La fórmula para determinar la carga transmitida es:

$$W_t = 33\,000 \left( \frac{H}{V} \right)$$

Donde:

|                           |         |
|---------------------------|---------|
| $W_t$ = carga transmitida | [lbf]   |
| $H$ = potencia            | [hp]    |
| $V$ = velocidad lineal    | [pie/s] |

### 3.3.1.1. Cálculo para especificaciones actuales

Tabla XI. Carga transmitida actual

|       | Engranaje 1 | Engranaje 2 | Engranaje 3 | Engranaje 4 |
|-------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| H     | 972,00      | 972,00      | 972,00      | 972,00      |
| V     | 8 010,73    | 8 010,73    | 2 832,37    | 2 832,37    |
| $W_t$ | 4 004,13    | 4 004,13    | 11 324,80   | 11 324,80   |

Fuente: elaboración propia.

### 3.3.1.2. Cálculo para especificaciones de rediseño

Tabla XII. Carga transmitida para el rediseño

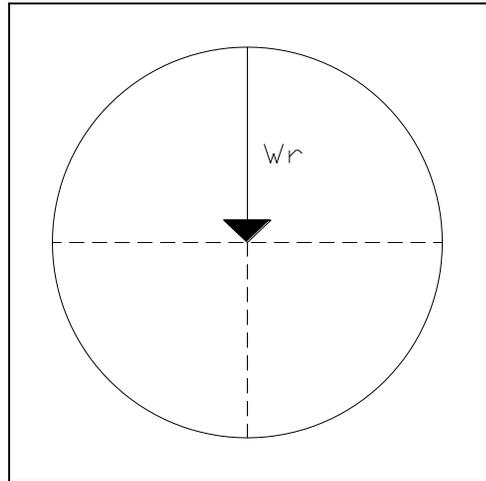
|       | Engranaje 1 | Engranaje 2 |
|-------|-------------|-------------|
| H     | 1 200,00    | 1 200,00    |
| V     | 2 832,37    | 2 832,37    |
| $W_t$ | 13 981,24   | 13 981,24   |

Fuente: elaboración propia.

### 3.3.2. Carga radial

Este componente de la carga no transmite potencia entre engranajes. Como se muestra en la figura 10.

Figura 10. **Carga radial**



Fuente: elaboración propia.

La fórmula para determinar la carga radial es:

$$\phi_t = \tan^{-1} \left( \frac{\tan(\phi_n)}{\cos(\Psi)} \right)$$

$$W_r = W_t \cdot \tan(\phi_t)$$

Donde:  $W_r$  = carga radial [lbf]  
 $W_t$  = carga transmitida [lbf]  
 $\phi_t$  = ángulo de presión transversal [rad]  
 $\phi_n$  = ángulo de presión [rad]  
 $\Psi$  = ángulo de hélice [rad]

### 3.3.2.1. Cálculo para especificaciones actuales

Tabla XIII. Carga radial actual

|               | Engranaje 1 | Engranaje 2 | Engranaje 3 | Engranaje 4 |
|---------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| $W_t$         | 4 004,13    | 4 004,13    | 11 324,80   | 11 324,80   |
| $\emptyset_n$ | 0,35        | 0,35        | 0,35        | 0,35        |
| $\Psi$        | 0,52        | 0,52        | 0,52        | 0,52        |
| $\emptyset_t$ | 0,40        | 0,40        | 0,40        | 0,40        |
| $W_r$         | 1 679,55    | 1 679,55    | 4 750,23    | 4 750,23    |

Fuente: elaboración propia.

### 3.3.2.2. Cálculo para especificaciones de rediseño

Tabla XIV. Carga radial para el rediseño

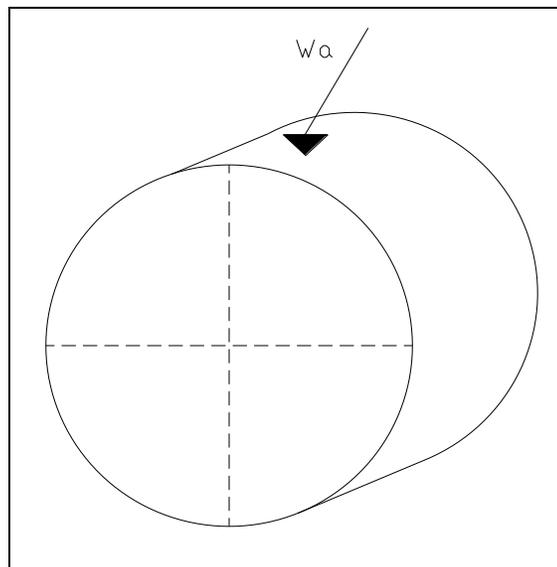
|               | Engranaje 1 | Engranaje 2 |
|---------------|-------------|-------------|
| $W_t$         | 13 981,24   | 13 981,24   |
| $\emptyset_n$ | 0,35        | 0,35        |
| $\Psi$        | 0,52        | 0,52        |
| $\emptyset_t$ | 0,40        | 0,40        |
| $W_r$         | 5 864,48    | 5 864,48    |

Fuente: elaboración propia.

### 3.3.3. Carga axial

Componente axial de la carga, también es conocida como carga de empuje. Como se muestra en la figura 11.

Figura 11. Carga axial



Fuente: elaboración propia.

La fórmula para determinar la carga axial es:

$$W_a = W_t \cdot \tan(\Psi)$$

Donde:  $W_a$  = carga axial o de empuje [lbf]

$W_t$  = carga transmitida [lbf]

$\Psi$  = ángulo de hélice [rad]

### 3.3.3.1. Cálculo para especificaciones actuales

Tabla XV. Carga axial actual

|        | Engranaje 1 | Engranaje 2 | Engranaje 3 | Engranaje 4 |
|--------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| $W_t$  | 4 004,13    | 4 004,13    | 11 324,80   | 11 324,80   |
| $\Psi$ | 0,52        | 0,52        | 0,52        | 0,52        |
| $W_a$  | 2 311,78    | 2 311,78    | 6 538,38    | 6 538,38    |

Fuente: elaboración propia.

### 3.3.3.2. Cálculo para especificaciones de rediseño

Tabla XVI. Carga axial para el rediseño

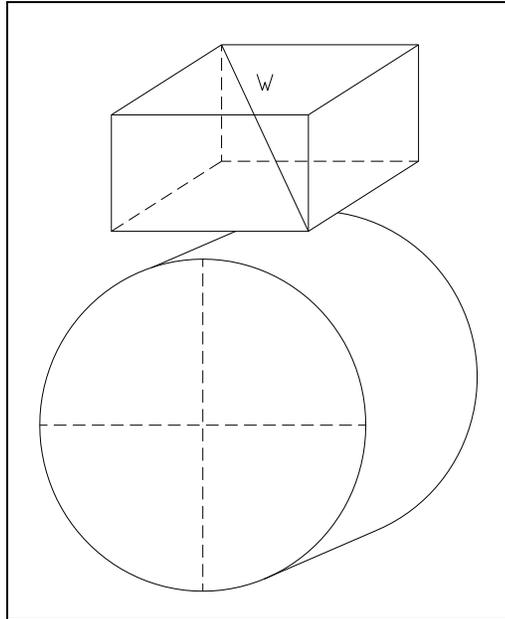
|        | Engranaje 1 | Engranaje 2 |
|--------|-------------|-------------|
| $W_t$  | 13 981,24   | 13 981,24   |
| $\Psi$ | 0,52        | 0,52        |
| $W_a$  | 8 072,07    | 8 072,07    |

Fuente: elaboración propia.

### 3.3.4. Carga total

Es la resultante de la carga, se conoce como carga total. Se muestra en la figura 12.

Figura 12. **Carga total**



Fuente: elaboración propia.

La fórmula para determinar la carga total es:

$$W = \frac{W_t}{\cos(\phi_n) \cdot \cos(\Psi)}$$

Donde:  $W$  = carga total [lbf]  
 $W_t$  = carga transmitida [lbf]  
 $\phi_n$  = ángulo de presión [rad]  
 $\Psi$  = ángulo de hélice [rad]

### 3.3.4.1. Cálculo para especificaciones actuales

Tabla XVII. Carga total actual

|                 | Engranaje 1 | Engranaje 2 | Engranaje 3 | Engranaje 4 |
|-----------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| Wt              | 4 004,13    | 4 004,13    | 11 324,80   | 11 324,80   |
| $\varnothing_n$ | 0,35        | 0,35        | 0,35        | 0,35        |
| $\Psi$          | 0,52        | 0,52        | 0,52        | 0,52        |
| W               | 4 920,30    | 4 920,30    | 13 915,99   | 13 915,99   |

Fuente: elaboración propia.

### 3.3.4.2. Cálculo para especificaciones de rediseño

Tabla XVIII. Carga total para el rediseño

|                 | Engranaje 1 | Engranaje 2 |
|-----------------|-------------|-------------|
| Wt              | 13 981,24   | 13 981,24   |
| $\varnothing_n$ | 0,35        | 0,35        |
| $\Psi$          | 0,52        | 0,52        |
| W               | 17 180,24   | 17 180,24   |

Fuente: elaboración propia.

### 3.4. Acoplamientos

Los acoplamientos son utilizados para la transmisión de movimientos entre máquinas, en este caso se utilizan dos (uno que conecta a la máquina impulsadora y el otro que conecta con otra caja reductora).

#### 3.4.1. Descripción de los acoplamientos actuales

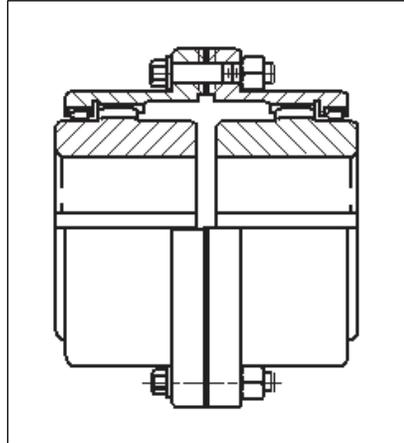
La caja reductora se encuentra acoplada en el eje de entrada a la turbina con un acoplamiento Falk tipo 1 025G, que según el *Catalog Falk* tiene la siguiente descripción:

Tabla XIX. Descripción acoplamiento 1 025G20

| Tamaño | Torque permitido (lb-in) | Velocidad permisible (rpm) | Peso del acoplamiento (lb) | Peso de lubricante (lb) |
|--------|--------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------------|
| 1 025G | 56 700                   | 5 000                      | 65                         | 0,5                     |

Fuente: *Catalog Falk: power transmission products*. p. 636.

Figura 13. **Acoplamiento tipo G**



Fuente: *Catalog Falk: power transmission products*. p. 636.

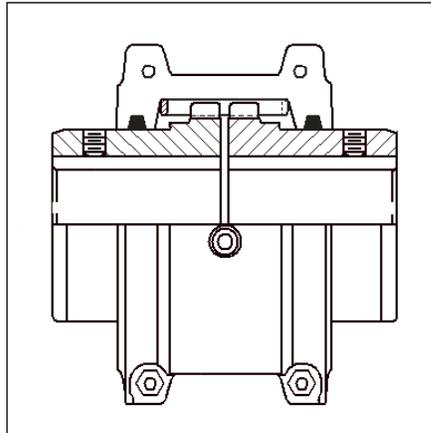
El otro acoplamiento es el que se ensambla al eje de salida del reductor con el eje de entrada de un reductor de bajas revoluciones, se usa un acoplamiento Falk tipo 1 180T, que según el *Catalog Falk* tiene la siguiente descripción:

Tabla XX. **Descripción acoplamiento 1 180T10**

| Tamaño | Torque permitido (lb-in) | Velocidad permisible (rpm) | Peso del acoplamiento (lb) | Peso de lubricante (lb) |
|--------|--------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------------|
| 1 180T | 832 000                  | 1 100                      | 1 365                      | 8,3                     |

Fuente: *Catalog Falk: power transmission products*. p. 582.

Figura 14. **Acoplamiento tipo T**



Fuente: *Catalog Falk: power transmission products*. p. 582.

### 3.4.2. **Proceso de selección de acoplamientos nuevos**

Para la selección de los acoplamientos nuevos se utilizará el método de selección estándar que se encuentra en el *Catalog Falk*.

El cual consta de cuatro pasos:

- Selección del tipo de acoplamiento;
- Selección del factor de servicio;
- Torque aplicado; y
- Tamaño y capacidad del acoplamiento.

Este tipo de método de selección se puede usar para la mayoría de motores, turbinas, o cualquier aplicación dirigida por un motor. Se requiere de la siguiente información para la selección:

- Potencia o torque aplicado
- Velocidad de giro
- Aplicación o tipo de equipo al cual va a ser conectado
- Diámetros de ejes

### 3.4.2.1. Eje de entrada

Según el método estándar de selección:

- Selección del tipo de acoplamiento

Para el eje de salida se hará la selección de un acoplamiento *Steelflex*, que posee la capacidad de carga de un acoplamiento de engranajes y la flexibilidad de un acoplamiento elastómero. Su instalación es sencilla, así mismo, como su mantenimiento. Según el tamaño del acoplamiento el torque soportado va desde 40 a 7 ½ millones lb-in.

- Selección del factor de servicio

Para la selección del factor de servicio, la tabla 3, de la página 634 del *Catalog Falk*, el cual señala el factor de servicio para maquinaria que mueve molinos dirigidos por turbinas o motores, en la industria azucarera; el factor que proporciona es de 1,5.

- Torque aplicado

$$\text{Torque aplicado} = \frac{\text{hp} \times \text{f.s} \times 63\,025}{\text{rpm}}$$

Donde:       $hp = 1\ 500$   
                $f.s = 1,5$   
                $rpm = 1\ 200$

Se tiene que el torque aplicado es de 118 171,875 lb-in.

Tamaño y capacidad del acoplamiento:

Tabla XXI.      **Descripción acoplamientos 1 120T a 1 140T**

| Tamaño | Torque permitido (lb-in) | Velocidad permisible (rpm) | Diámetro máximo | Diámetro mínimo |
|--------|--------------------------|----------------------------|-----------------|-----------------|
| 1 120T | 110 000                  | 2 025                      | 5,00"           | 2,375"          |
| 1 130T | 160 000                  | 1 800                      | 6,00"           | 2,625"          |
| 1 140T | 230 000                  | 1 650                      | 7,25"           | 2,625"          |

Fuente: *Catalog Falk: power transmission products*. p. 582.

Con una velocidad de 1 200 rpm y un torque de 118 171,875 lb-in, tomando en cuenta también el diámetro del eje del motor que es de 4  $\frac{3}{4}$ " y el diámetro del eje del reductor que es de 5  $\frac{1}{4}$ ", se puede hacer la selección de un acoplamiento tipo 1 030T10.

### 3.4.2.2. Eje de salida

Según el método estándar de selección:

- Selección del tipo de acoplamiento

Para el eje de salida se hará la selección de un acoplamiento *Steelflex*, que posee la una capacidad de carga de un acoplamiento de engranajes y la flexibilidad de un acoplamiento elastómero. Su instalación es sencilla, así mismo, como su mantenimiento. Según el tamaño del acoplamiento el torque soportado va desde 40 a 7 ½ millones lb-in.

- Selección del factor de servicio

Para la selección del factor de servicio, la tabla 1, de la página 579 del *Catalog Falk*, el cual señala el factor de servicio para maquinaria que mueve molinos, dirigidos por turbinas o motores, en la industria azucarera; el factor que proporciona es de 1,5.

- Torque aplicado

$$\text{Torque aplicado} = \frac{\text{hp} \times \text{f.s} \times 63\,025}{\text{rpm}}$$

Donde:      hp = 1 200

              f.s = 1,5

              rpm = 250

Se tiene que el torque aplicado es de 453 780 lb-in.

- Tamaño y capacidad del acoplamiento

Tabla XXII. **Descripción acoplamientos 1 170T a 1 210T**

| Tamaño | Torque permitido (lb-in) | Velocidad permisible (rpm) | Peso del acoplamiento (lb) | Peso de lubricante (lb) |
|--------|--------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------------|
| 1 170T | 600 000                  | 1 225                      | 987                        | 7,7                     |
| 1 180T | 832 000                  | 1 100                      | 1 365                      | 8,3                     |
| 1 190T | 1 100 000                | 1 050                      | 1 710                      | 9,7                     |
| 1 200T | 1 500 000                | 900                        | 2 331                      | 12,4                    |
| 1 210T | 2 000 000                | 820                        | 3 140                      | 23,2                    |

Fuente: *Catalog Falk: power transmission products*. p. 582.

Con una velocidad de 250 rpm y un torque de 453 780 lb-in, se puede hacer la selección de un acoplamiento tipo 1 080T; el cual es el acoplamiento que se encuentra actualmente instalado, observando que si soporta las condiciones de rediseño, por lo que no es necesario el cambio de este acoplamiento.

### **3.4.3. Mantenimiento**

Los acoplamientos tipo G y tipo T, están fabricados para ser de bajo mantenimiento, aunque se les debe realizar un mantenimiento anual programado, el cual consiste en los siguientes puntos:

- Revisar el alineamiento, si se encuentra máximo de desalineamiento permitido para el tipo de acoplamiento, realinear el acoplamiento a su valor admisible;
- Revisar sellos y empaques para determinar si requieren reemplazo; y
- Limpiar el acoplamiento de grasa y al cerrar engrasar con grasa nueva.

### **3.5. Extensión de eje intermedio**

Al ir conectado el motor eléctrico en el eje intermedio se hace indispensable que este se alargue, según el manual de acoplamientos Falk, la longitud es de  $L/3$ , siendo L el largo del eje intermedio actual. El largo actual es de 48 pulgadas, esto hace que la extensión del eje sea de 16 pulgadas de largo. Para realizar la unión de la prolongación del eje intermedio, se hará por medio de una contratuerca entre la extensión de 16 pulgadas y el eje de 48 pulgadas de largo.



## CONCLUSIONES

1. El eje intermedio de la caja reductora es capaz de transmitir una potencia nominal de 1 376,75 hp, teniendo en cuenta el factor de servicio AGMA de 1,4, la potencia real es de 1 927,45 hp, donde se acoplará a un motor de 1 500 hp, una potencia que es capaz de soportar.
2. Debido a que la velocidad lineal depende del diámetro de paso y de la velocidad angular, en este caso donde la velocidad angular no aumenta demasiado (en un 0,9%), podemos decir que la velocidad angular se mantiene constante.
3. El torque al ser directamente proporcional a la potencia transmitida al variarlo de 972 hp a 1 189 hp, este aumenta en 22,35 % en cada eje.
4. El acoplamiento en el eje impulsor actual (1 025G20) es incapaz de soportar el torque de 118 171,875 lb-in desarrollado por un motor de 1 200 rpm a 1 500 hp.
5. El acoplamiento del eje de salida (1 080T10) con capacidad de soportar un torque de hasta 832 000 lb-in, siendo capaz de soportar los 453 780 lb-in transmitidos del eje impulsor.
6. De acuerdo con las especificaciones del fabricante para la instalación de acoplamientos, es necesaria la extensión del eje intermedio.



## RECOMENDACIONES

Al jefe de maquinaria

1. Adquirir una nueva caja reductora que trabaje por debajo de la potencia nominal.
2. Cambiar el acoplamiento del eje impulsor por un 1 030T10 para que soporte el nuevo torque de 118 171 975,875 lb-in, transmitido por el eje.
3. No cambiar el acoplamiento del eje de salida ya que este soportará las nuevas condiciones de diseño.
4. Extender la longitud del nuevo eje propulsor a una distancia de 16 pulgadas, para que el acoplamiento se instale correctamente.



## BIBLIOGRAFÍA

1. *Catalog Falk: power transmission products*. Estados Unidos: Milwaukee, Falk, 1993. 896 p.
2. OBERG, Erick. *Manual universal de la técnica mecánica para el taller y la operación técnica*. México: Labor, 1979. Tomo II. 1085 p. ISBN: 8433563025.
3. SHIGLY, Joseph E. MISCHKE, Charles R. *Diseño en ingeniería mecánica*. 5ª ed. México: McGraw-Hill, 1990. 883 p. ISBN: 9684227787.
4. SMITH, William F. *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de los materiales*. 2ª ed. España: McGraw-Hill, 1993. 936 p. ISBN: 9788476159408.

