



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



**ANÁLISIS DE APTITUD DE UN REDUCTOR DE VELOCIDAD DE
CINCO ETAPAS PARA LAMINACIÓN**

POR

Sergio Mella Muñoz

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:
Dr.-Ing. Félix Leaman Weiffenbach

Diciembre 2023
Concepción (Chile)

© 2023 Sergio Mella Muñoz

© 2023 Sergio Mella Muñoz

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

A mi familia y amigos que siempre me han apoyado... gracias por su fe y lealtad.

Gracias papá, mamá, Nina y Lala por nutrir mi imaginación y creatividad. Gracias por enseñarme a usar la cabeza, aunque a veces haga caso omiso. Gracias por enseñarme la necesidad del deber y el derecho de la libertad.

Gracias papá por enseñarme a parame y continuar. Gracias por apoyarme en cada una de mis ideas y gustos.

Gracias mamá por quererme pese a mis mañas. Gracias por encaminarme siempre a mejor.

Gracias Nina y Lala por estar siempre ahí, por enseñarme a soñar con mundos fantásticos y mejores. Gracias por esas incontables historias, sé que al final ganan los buenos.

Gracias a mis hermanos por su compañía, verlos crecer y ser mejores alegra mis días. Confío que llegara el día en que tengan la fuerza para enfrentarse a lo que sea.

Gracias a mi hermano peludo Smirnoff por hacerme compañía y alegrarme los días. Gracias por tu amor perruno desinteresado y enérgico.

Gracias a mis amigos nuevos y antiguos por hacer de estos de estos años de carrera más llevaderos. No creo haber llegado hasta aquí si no fuera por esas tantas risas que me despejaron la cabeza cuando la carga y tratos de la universidad parecían inllevables.

Estas escuetas palabras no son suficientes para expresar mi eterno agradecimiento querida familia. Espero hacerlos orgullosos, ustedes son mi fuerza.

Esta memoria está dedicada...

A mi abuelita Ana, como me gustaría que estuvieses aquí. Esos buenos recuerdos, cuando buscábamos a Wally hasta que nos aprendimos de memoria cada página, cuando mirabas conmigo la enciclopedia de naves y nos maravillábamos con tanto detalle, siempre los atesoraré

Resumen

El presente informe se lleva a cabo para el departamento de gestión de activos físicos de la siderúrgica Huachipato, con el objetivo de estudiar la aptitud de un reductor de velocidades de 5 etapas, crítico para los trabajos de laminación de barras rectas. El estudio nace de la necesidad de proyectar una ventana de tiempo a futuro para la adquisición oportuna de repuestos, así como de la incertidumbre del desarrollo de fallas típicas sobre los engranajes del equipo.

El informe inicia con la contextualización del equipo. Se describe el reductor, los trabajos asociados, la geometría específica de cada engranaje y material de fabricación. Posteriormente se llevan a cabo tres estudios independientes para generar un reporte de aptitud y una estimación del tiempo restante útil del equipo (Remaining Useful Lifetime, RUL).

El primer estudio se guía bajo las normas AGMA 2001-D04 y 908-B89. Se determina una ventana de servicio que permita corroborar y estimar la aparición de las fallas típicas, picadura sobre el flanco de los dientes, así como fallo por flexión del diente.

El segundo estudio aplica un análisis por elementos finitos o FEA por sus siglas en inglés (Finite Element Analysis) en función de la geometría nominal del diente, y escenarios con 10% y 20% de pérdida de espesor. Se obtienen los esfuerzos máximos que se desarrollan en el flanco y raíz del diente para un ciclo de carga completo, así como de su distribución.

Para el tercer estudio se crea una curva de degradación exponencial en base a indicadores de condición vibratoria para ser contrastada con 2 umbrales basados en las zonas de severidad vibratoria de la ISO 10816-3. De esta manera, se determina la ventana de tiempo disponible hasta una condición inaceptable de acuerdo a la norma.

Finalmente en base a la fusión de los estudios se concluye que los dientes de los engranajes son infatigables y seguros frente al fallo por flexión en condiciones de operación normal. Así como que la picadura presente en el par de salida se debe a la operación normal del equipo. Se estima una ventana para decisiones de mantención y reemplazos segura hasta el marzo del 2026, con la entrada en zona de daño vibratorio en octubre 2026. Adicionalmente se recomienda lubricación completa de los dientes en vista de cargas que se desarrollan en estos, como la revisión periódica del lubricante y mejoramiento de los sistemas de monitoreo.

Palabras clave: Reductor, AGMA, RUL, FEA, ISO 10816-3

Abstract

This report is conducted for the physical asset management department of the Huachipato steel mill, with the objective of studying the suitability of a 5-stage speed reducer, critical for straight bar rolling work. The study arises from the need to project a future time window for the timely acquisition of spare parts, as well as the uncertainty of the development of typical gear failures.

The study begins with the contextualization of the equipment. The reducer, the associated works, the specific geometry of each gear and manufacturing material are described. Subsequently, three independent studies are conducted to generate a suitability report and an estimate of the RUL or remaining useful time of the equipment.

The first study is guided by the AGMA 2001-D04 and 908-B89 standards. A service window is determined that allows corroborating and estimating the appearance of typical failures, pitting on the flank of the teeth, as well as failure due to tooth bending.

The second study applies a finite element analysis (FEA) based on the nominal geometry of the tooth, 10% and 20% thickness loss. The maximum stresses developed in the flank and root of the tooth for a complete load cycle, as well as their distribution, are obtained.

For the third study, an exponential degradation curve is created based on vibratory condition indicators to be contrasted with 2 thresholds based on the vibration severity zones of ISO 10816-3 and in this way the available time window is determined up to an unacceptable condition.

Finally, based on the fusion of the studies, it is concluded that the gear teeth are indefatigable and safe against failure due to bending under normal operating conditions. The pitting present in the output gear pair is due to the normal operation of the equipment. A window for safe maintenance and replacement decisions is estimated until March 2026, with the entry into the vibratory damage zone in October 2026. Additionally, complete lubrication of the teeth is recommended in view of the loads that develop on them, additionally periodic lubricant revisions, and improvement of monitoring systems are recommended.

Keywords: Speed reducer, AGMA, RUL, FEA, ISO 10816-3

Tabla de Contenidos

Resumen	i
Lista de Tablas	v
Lista de Figuras	vii
CAPÍTULO 1: Introducción.....	1
1.1 Planteamiento del problema	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Hipótesis.....	2
1.4 Metodología de Trabajo	2
CAPÍTULO 2: Caracterización del reductor.....	4
2.1 Detalles generales.....	4
2.2 Detalles del material.....	7
2.3 Geometría de los engranajes	8
2.4 Geometría específica de los dientes	13
2.5 Fuerzas de transmisión	16
2.6 Reparto de la carga.....	17
2.7 Engranaje crítico.	19
CAPÍTULO 3: Ventana de tiempo de servicio AGMA	23
3.1 Ecuaciones AGMA para picadura y flexión del diente.....	23
3.2 Resumen factores, y esfuerzos de contacto y flexión AGMA.	24
3.3 Ventana de vida de servicio AGMA	25
CAPITULO 4: Análisis por elementos finitos	28
4.1 Escenarios de estudio	28
4.2 Modelamiento y mallado.....	28
4.3 Preprocesamiento	32
4.4 Resultados de la simulación	33
CAPÍTULO 5: Estudio de vibraciones.....	44
5.1 Modelos RUL en base a datos.....	44
5.2 Elección del modelo	46
5.3 Aplicación del modelo de degradación exponencial.....	47
CAPÍTULO 6: Discusión y reporte de aptitud.....	52

CAPÍTULO 7: Conclusiones y trabajo futuro.....	58
7.1 Conclusiones	58
7.2 Trabajos futuros.....	59
REFERENCIAS	60
Bibliografía.....	61
ANEXO 1: Carta Gantt	62
ANEXO 2. Relación de Ramberg-Osgood	63
ANEXO 3: Grafico para espesor de diente tipo Gleason.....	65
ANEXO 4: Dimensiones geométricas para flexión de Lewis modificado.....	66
ANEXO 5. Determinación factores AGMA	72
A5.1. Coeficiente elástico C_p	72
A5.2. Carga tangencial transmitida Wt	72
A5.3. Factor de sobrecarga KO	72
A5.4. Factor dinámico Kv	73
A5.5. Factor de distribución de carga Km	74
A5.6. Factor de condición superficial para resistencia a la picadura Cf	75
A5.7. Factor geométrico para la resistencia a la picadura I	76
A5.8. Factor de seguridad SH y SF	77
A5.9. Factor de temperatura KT	77
A5.10. Factor de confiabilidad KR	77
A5.11. Factor relación de dureza CH	78
A5.12. Esfuerzo de contacto permisible sac	78
A5.13. Factor de tamaño Ks	78
A5.14. Factor de espesor de montura KB	78
A5.15. Esfuerzo de flexión permisible sat	80
A5.16. Factor geométrico J	80
ANEXO 6: Aplicación de elementos finitos	82
ANEXO 7: Estudio de las tendencias vibratorias	84

Lista de Tablas

Tabla 1. Actividades en función de los objetivos.....	3
Tabla 2. Características del Motor	4
Tabla 3. Características generales del reductor	4
Tabla 4. Relaciones de transmisión por cada par de engranajes	5
Tabla 5. Resumen de los trabajos.....	5
Tabla 6. Composición del acero 18NiCrMo5 (Fuente: [2])	7
Tabla 7. Propiedades mecánicas aproximadas para 18 NiCrMo5 (Fuente: [2])	7
Tabla 8. Propiedades físicas acero 18NiCrMo5 (Fuente: [2])	7
Tabla 9. Resumen características Par 1	11
Tabla 10. Resumen características Par 2.....	12
Tabla 11. Resumen características Par 3	12
Tabla 12. Resumen características Par 4.....	12
Tabla 13. Resumen de características Par 5	13
Tabla 14. Coeficientes de modificación de perfil “x” y de modificación de distancia de operación “k”	13
Tabla 15. Espesores de los dientes, espesor medio para el par 1	15
Tabla 16. Radios de empalme para la base del diente.....	15
Tabla 17. Fuerza transmitida Wt	17
Tabla 18. Relaciones de contacto y dientes cargados en todo momento	19
Tabla 19. Factores geometría crítica de Lewis.....	20
Tabla 20. Factor dinámico para la ecuación de Lewis en función de las cargas de trabajo.....	21
Tabla 21. Esfuerzos de flexión, Lewis modificado.....	22
Tabla 22. Resumen factores y resistencias AGMA.....	24
Tabla 23. Resumen parámetros no AGMA.....	25
Tabla 24. Esfuerzos de contacto y flexión AGMA	25
Tabla 25. Ventana de servicio	27
Tabla 26. Escenarios de estudio	28
Tabla 27. Dimensionamiento de las caras, escenario de estudio nominal	31
Tabla 28. Elementos y nodos de mallas por escenario de estudio	32
Tabla 29. Configuración contacto	33
Tabla 30. Configuración del análisis.....	33
Tabla 31. Extracto límites VRMS severidad vibratoria ISO 20816-9 (Fuente: [18]).....	49
Tabla 32. Parámetros ajuste exponencial	50
Tabla 33. Tiempo hasta umbrales para cada conjunto de datos de cada sensor.....	50
Tabla 34. Comparación esfuerzos de contacto AGMA contra FEA.	52
Tabla 35. Comparación esfuerzos de flexión AGMA contra FEA.	52
Tabla 36. Esfuerzos máximos, alternos y medios	53
Tabla 37. Ciclos a la falla por escenario	54
Tabla 38. Ventana de servicio AGMA corregida.....	55
Tabla 39. Ventana de vida de servicio AGMA corregida.....	55

Tabla 40. RUL.....	56
--------------------	----

Anexo 2

Tabla A2- 1. Puntos (σ, ϵ) para la relación de Ramberg-Osgood	64
---	----

Anexo 5

Tabla A5- 1. Fuerza tangencial transmitida para los tres escenarios	72
---	----

Tabla A5- 2. Factor K_v para los tres escenarios de estudio	74
---	----

Tabla A5- 3. Factor de confiabilidad (Fuente: [15])	77
---	----

Anexo 6

Tabla A6- 1. Dimensionamiento escenario realista	82
--	----

Tabla A6- 2. Dimensionamiento escenario pesimista	83
---	----

Lista de Figuras

Figura 1. Detalle plano reductor, con sus ruedas dentadas resaltadas.....	4
Figura 2. Extractos planos, sentido de giro. A, Piñón 308. B, Corona 307.	6
Figura 3. Sentido de giro de los engranajes	6
Figura 4. Aproximación curva esfuerzo-deformación por relación de Ramberg-Osgood [Creación propia, a partir de los datos de: [2] y [3]].....	8
Figura 5. Curva de Wöhler acero 18NiCrMo5 frente a esfuerzos de flexión (Fuente:[2]).....	8
Figura 6. Ángulo de hélice del diente de un engranaje helicoidal (Modificado de: [4])	9
Figura 7. A, Sistema transversal. B, sistema normal (Modificado de: [5]).....	10
Figura 8. Geometría de contacto piñón-corona, símbolos diferentes (Fuente: [6], pág. 547).....	10
Figura 9. Espesores tangenciales del diente	14
Figura 10. Distribución de fuerzas equivalentes.	16
Figura 11. Transformación de la geometría del diente (A) a una viga en voladizo (B). (Adaptado de: [9]).....	20
Figura 12. Calidad superficial del interior del diente, extracto plano engranaje 330.	21
Figura 13. Ventana de vida de servicio en función a la resistencia a la picadura (Fuente: [13]).....	26
Figura 14. Ventana de vida de servicio en función de la resistencia a la flexión (Fuente: [13])	26
Figura 15. Extracto del plano del eje piñón 330	29
Figura 16. Par de salida.....	29
Figura 17. Sección equivalente	30
Figura 18. Seccionamiento del modelo	30
Figura 19. Caras para dimensionamiento.....	31
Figura 20. Acercamiento malla dientes de estudio, escenario nominal	32
Figura 21. Líneas de contacto, escenario nominal, 2 dientes reparten carga	34
Figura 22. Líneas de contacto, escenario nominal, 3 dientes reparten carga	34
Figura 23 Líneas de contacto, escenario pesimista, 2 dientes reparten la carga	35
Figura 24. Líneas de contacto, escenario pesimista, 3 dientes reparten la carga	35
Figura 25. Desplazamiento de los esfuerzos de contacto máximos	36
Figura 26. Escenario nominal, ciclo de carga flanco de contacto diente engranaje 330.....	36
Figura 27. Escenario nominal, ciclo de carga flanco de contacto diente engranaje 329.....	37
Figura 28. Escenario realista, ciclo de carga flanco de contacto diente engranaje 330	37
Figura 29. Escenario realista, ciclo de carga flanco de contacto diente engranaje 329	38
Figura 30. Escenario pesimista, ciclo de carga flanco diente engranaje 330.....	38
Figura 31. Escenario pesimista, ciclo de carga flanco diente engranaje 329	38
Figura 32. Comparación ubicación punto de esfuerzos máximos de flexión (Fuente:[9])	39
Figura 33. Escenario nominal, ciclo de carga diente engranaje 329.....	40
Figura 34 Escenario nominal, ciclo de carga diente engranaje 330.....	40
Figura 35. Escenario realista, ciclo de carga diente engranaje 329.....	41
Figura 36. Escenario realista, ciclo de carga diente engranaje 330.....	41
Figura 37. Escenario pesimista, ciclo de carga diente engranaje 329.....	41
Figura 38. Escenario pesimista, ciclo de carga engranaje 330.....	42

Figura 39. Desarrollo de los esfuerzos diente engranaje 329, escenario nominal carga alta máx.	42
Figura 40. Desarrollo de esfuerzos inicio ciclo de carga diente 329, escenario nominal carga alta máx.	43
Figura 41. Modelos RUL en base a datos (Adaptado de: [15]).....	44
Figura 42. Modelos de vida restante útil en base a datos (Modificado de:[16])	44
Figura 43. Ubicación de los sensores (señalados por un círculo).	46
Figura 44. Comparación conjuntos de datos	47
Figura 45. Zonas de severidad vibratoria ISO 10816-3 (Adaptado de: [17])	48
Figura 46. Comparación datos originales y por media móvil	50
Figura 47. Evolución vibraciones v/s zonas de severidad vibratoria y RUL estimados.	51
Figura 48. Comparación tendencias curva S-N 18NiCrMo5	54
Figura 49. Ubicación escenarios de estudios en la proyección de la curva S-N.....	54
Figura 50. Línea de tiempo del reductor.	57

Anexo 1

Figura A1- 1. Carta Gantt.....	63
--------------------------------	----

Anexo 3

Figura A3- 1. Gráfico para determinar es factor K de espesor circular del diente para engranajes cónicos espirales tipo Gleason (Fuente: [6] (FIG 10-3)).....	66
---	----

Anexo 4

Figura A4- 1. Geometría crítica, diente medio piñón 308	67
Figura A4- 2. Geometría crítica, diente medio corona 307.....	67
Figura A4- 3. Geometría crítica, diente piñón 306	68
Figura A4- 4. Geometría crítica, diente corona 305.....	68
Figura A4- 5. Geometría crítica, diente piñón 304	69
Figura A4- 6. Geometría crítica, diente corona 303.....	69
Figura A4- 7. Geometría crítica, diente piñón 302	70
Figura A4- 8. Geometría crítica, diente corona 301.....	70
Figura A4- 9. Geometría crítica, diente piñón 330 y corona 329.....	71

Anexo 5

Figura A5- 1. Factor dinámico K_v [Fuente: [15]].....	73
Figura A5- 2. Dimensiones S_1 y S para el cálculo de C_{pm} (Fuente: [15])	75
Figura A5- 3. Factor de espesor de montura, K_B . (Fuente: [15])	79
Figura A5- 4. Extracto plano piñón 330, Sección hueca.....	79
Figura A5- 5. HTPC engranaje virtual 330 y 329.....	81

Anexo 6

Figura A6- 1. Comparación modelos. De izquierda a derecha: nominal, 10% desgaste y 20% desgaste	82
--	----

Glosario

C: Carbono

CPU: Central Processing Unit (Unidad central de procesamiento)

Cr: Cromo

FEA: Finite Element Analysis (Análisis por elementos finitos)

FFT: Fast Fourier Transform (Transformada rápida de Fourier)

GPU: Graphics Processing Unit (Unidad de procesamiento gráfico)

HB: Brinell hardness (Dureza Brinell)

HPSTC: Highest Point of Single Tooth Contact (Punto más alto de contacto de un solo diente)

HRC: Rockwell hardness C (Dureza Rockwell tipo C)

LACR: Low Axial Contact Ratio (Relación de contacto axial baja)

Mn: Manganese

Mo: Molibdeno

Ni: Níquel

P: Fósforo

RUL: Remaining Useful life (Vida útil restante)

S: Azufre

Si: Silicio

Símbolos

a_w : Distancia de centros operacional [mm]

b : Ancho de cara [mm] | [in]

C_f : Factor de condición superficial para resistencia a la picadura

C_H : Factor de dureza

C_h : Factor de hélice

C_{ma} : Factor de alineamiento de engranado

C_{mc} : Factor de corrección de avance

C_{pf} : Factor de proporción del piñón

C_{pm} : Modificador de proporción del piñón

C_ψ : Factor de superposición de la hélice

C_p : Coeficiente elástico [$\sqrt{\text{Lbf/in}^2}$]

d : Diámetro de referencia (o de paso) [mm]

d_a : Diámetro de la punta (o diámetro del addendum) [mm]

d_b : Diámetro base [mm]

d_w : Diámetro de trabajo (o de operación) [mm] | [in]

E : Módulo de elasticidad [GPa]

eL : Elongación (del material) [%]

G : Módulo de corte [GPa]

H, L, M : Modificadores de concentración de esfuerzo

h_F : Altura crítica del diente [mm]
 h_a : Longitud del adendum (altura desde círculo de referencia a la punta del diente) [mm]
 h_r : Altura del diente [mm]
 I : Factor geométrico para la resistencia a la picadura
 J : Factor geométrico J
 K : Factor de espesor para engranajes tipo Gleason
 K_F : Factor de corrección de esfuerzo
 K_m : Factor de distribución de carga
 K_O : Factor de sobrecarga
 K_R : Factor de confiabilidad
 K_S : Factor de tamaño
 K_T : Factor de temperatura
 K_v : Factor dinámico (AGMA)
 K_ψ : Factor de ángulo de hélice
 K_B : Factor de espesor de montura
 k : Coeficiente de modificación de distancia de engranado
 k_v : Factor dinámico (Barth)
 k_σ : Factor de concentración de esfuerzos del material (Lewis modificado)
 l : Altura equivalente (Lewis) [mm]
 m : Módulo [mm]
 m_B : Relación de respaldo
 m_F : Relación de contacto axial (o de cara)
 m_G : Relación de reducción (Gear ratio)
 m_N : Relación de reparto de carga
 m_p : Relación de contacto transversal
 N : Número de ciclos
 n : Velocidad de giro [r.p.m]
 P : Potencia [kW]
 P_d : Paso diametral [in^{-1}]
 p_β : Paso de la hélice
 R_a : Rugosidad del material [μm]
 R_v : Distancia al cono trasero [mm]
 R_{va} : Radio exterior de un engranaje recto equivalente [mm]
 R_{vb} : Radio del círculo base de un engranaje recto equivalente [mm]
 r_a : Radio del addendum [mm]
 r_b : Radio del dedendum [mm]
 R_e : Distancia del cono exterior [mm]
 S_F : Factor de seguridad a la flexión
 S_H : Factor de seguridad a la picadura
 S_{ut} : Resistencia a la tracción [MPa]

S_{ty} : Limite elástico [MPa]
 s : Espesor lineal del diente [mm]
 \check{s} : Espesor circular del diente [mm]
 s_{ac} : Esfuerzo de contacto permisible AGMA [MPa] | [Lbf/in²]
 s_c : Esfuerzo de contacto AGMA [MPa] | [Lbf/in²]
 s_F : Espesor lineal en la sección crítica del diente [mm]
 s_{at} : Esfuerzo de flexión permisible AGMA [MPa] | [Lbf/in²]
 s_t : Esfuerzo de flexión AGMA [MPa] | [Lbf/in²]
 t : Espesor equivalente (Lewis) [mm]
 t_R : Espesor del anillo [mm]
 V : Velocidad en la línea de paso [m/s] | [pies/min]
 W : Fuerza Total de transmisión
 W_a : Fuerza axial (componente de W)
 W_r : Fuerza radial (componente de W)
 W_t : Fuerza de transmisión (componente de W) [N] | [Lbf]
 w : Ángulo de inclinación de la línea de contacto de la hélice [°]
 x : Coeficiente de modificación del perfil
 Y' : Factor de forma del diente
 Z : Número de dientes
 Z_N : Factor de ciclos de esfuerzo a la picadura
 Y_N : Factor de ciclos de esfuerzo a la flexión

Símbolos griegos

α : Ángulo de presión [°]
 α_{nL} : Ángulo de carga crítico medido respecto a una línea perpendicular a la línea media del diente [°]
 α_w : Ángulo de presión de trabajo [°]
 Σ : Ángulo del eje [°]
 β : Ángulo de la hélice [°]
 θ : Ángulo de apertura (También usado señalar el ángulo de carga) [°]
 μ : Coeficiente de Poisson
 ρ : Radio de curvatura (También usado para la densidad [kg/dm³])
 φ : Ángulo del cono [°]
 ω : Velocidad angular [rad/s]
 σ : Esfuerzo [MPa] / [
 σ_{fL} : Esfuerzo de flexión de Lewis modificado [MPa]

Subíndices

a : Alterno
 f : A la falla
 m : Medio
 $máx$: Máximo

mín: Mínimo

n: Normal

n o t: Normal o transversal

T: Total

t: Transversal

1 o 2: Piñón o corona

1: Piñón

2: Corona

Superíndices

' : Normalizado (dividido por el módulo normal)

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Planteamiento del problema

Dentro de las industrias de mayor impacto en Chile se encuentra la compañía siderúrgica Huachipato, una empresa del grupo CAP. Esta destaca por su gran compromiso ambiental, así como por su rol en el desarrollo económico y social de la región desde sus inicios. Siendo pieza clave en proyectos de conservación de humedales, como en el desarrollo de sociedades como los artistas del acero, sin olvidar los cerca de 10.000 puestos de empleos tanto directos como indirectos que involucra. Con una producción de hasta 800.000 ton de acero líquido por año, Huachipato es la única siderúrgica integrada del país, elaborando acero a partir de materias primas básicas, como el mineral de hierro, el carbón y la caliza, garantizando aceros de muy alta calidad y pureza, lo que lo destaca frente a la competencia.

Actualmente la siderúrgica Huachipato orienta su producción final a la fabricación de barras largas, barras de molienda, alambón, barras de refuerzo de hormigón y aceros especiales.

Para llevar a cabo la manufactura de las diferentes barras largas, barras tanto en caliente como en frío son laminadas por medio de la combinación de 16 puestos de laminación (Stands) dispuestos en serie. Estos Stands se componen de un motor eléctrico, ubicados tanto en posición horizontal como vertical, el cual potencia un reductor de velocidad, el cual a su vez mueve un laminador de rodillos intercambiables, el cual termina por darle forma a la barra. Estos reductores se consideran piezas únicas, debido que fueron manufacturadas a pedido. Por consiguiente, los engranajes no poseen repuestos disponibles en el mercado convencional, y deben ser solicitados por pedido, lo que supone de un largo tiempo hasta disponer del repuesto así como de un alto costo asociado.

Dentro de estos puestos de laminación se tiene el stand 2, el cual posee un reductor de velocidades de gran envergadura de cinco etapas. Este equipo es crucial para la fabricación de la totalidad de barras rectas producidas, gracias al alto torque que es capaz de entregar. Debido a la naturaleza del equipo, un fallo catastrófico supondría la paralización total de la producción. Al momento de la realización de esta memoria el reductor del stand 2 presenta deterioro producto de sus años de funcionamiento en todos los engranajes que lo componen, siendo significativamente destacable en el par de engranajes de salida.

El departamento de gestión de activos físicos de la compañía siderúrgica Huachipato requiere de un análisis sobre el estado del reductor en base a las condiciones de funcionamiento, así como de la física de fallas y vibraciones, que les permita tomar decisiones sobre las cargas de trabajo del reductor así como del momento oportuno para efectuar el reemplazo de los engranajes más críticos.

En base a estos lineamientos se plantea la aplicación de la metodología de la AGMA 2001-D04 para determinar una ventana de tiempo para la aparición de picadura y/o fallo por flexión del diente de manera que se pueda corroborar y/o prevenir estas fallas. El posterior uso de simulaciones en base a los métodos de elementos finitos, la geometría y propiedades de los engranajes para estimar los esfuerzos máximos a los que se puede enfrentar el reductor, así como de la distribución física de estos esfuerzos que permitan caracterizar la aparición y comportamiento general de las fallas. Finalmente el uso de mediciones de vibraciones disponibles por parte del departamento de mantención de

Huachipato para estimar la vida remanente útil del reductor en base a un modelo de degradación de RUL acorde a límites vibratorios estipulados por las normas ISO 10816-3.

1.2 Objetivos

General

Evaluar el estado mecánico actual y aptitud a futuro de un reductor de cinco etapas en función de sus condiciones de diseño, cargas de trabajo y degradación actual.

Específicos

1. Estimar ventana de servicio en base a las normas AGMA para el engranaje crítico.
2. Obtener esfuerzos equivalentes en el par crítico para distintos escenarios de carga y espesores de los dientes por medio de simulación.
3. Determinar el RUL por medio la tendencia vibratoria del equipo.
4. Caracterizar el estado del reductor en base a la fusión de los resultados de los estudios independientes.

1.3 Hipótesis.

Es posible determinar el estado futuro del reductor en base al estudio de sus propiedades físicas, trabajos a los que es sometido, así como de sus respuestas vibratorias.

1.4 Metodología de Trabajo

El desarrollo de la memoria partirá desde la descripción y caracterización del equipo, su funcionamiento y estado actual. Se continuará con un análisis teórico por medio de las normas AGMA de los esfuerzos de contacto y flexión, y se determinará una ventana de vida de servicio para el estado nominal del reductor y de las cargas que enfrenta. Posteriormente se modelará el engranaje crítico tanto sano como desgastado, para luego ser introducido al ambiente de Ansys Mechanical para el estudio por elementos finitos con su preprocesamiento y simulación. A continuación se estudiarán las tendencias vibratorias del equipo para aplicar un modelo de RUL en función a los datos disponibles y de los umbrales límites aplicables. Se finalizará con la generación de un reporte de aptitud del reductor. En a Tabla 1 se presentan las actividades a desarrollar en función de los objetivos de la memoria.

Tabla 1. Actividades en función de los objetivos

Objetivo	Actividad
<p>Objetivo específico 1 Estimar ventana de servicio en base a las normas AGMA para el engranaje crítico.</p>	<p>➡</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Caracterización general del reductor: geometría, características de los trabajos y propiedades del material. 2. Determinación del engranaje crítico del reductor 3. Aplicación de la metodología AGMA 2001-D04
<p>Objetivo específico 2 Obtener esfuerzos equivalentes en el par crítico para distintos escenarios de carga y espesores de los dientes por medio de simulación.</p>	<p>➡</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Caracterización de la geometría específica de los dientes del par de engranajes críticos 2. Modelado 3D del par de engranajes crítico 3. Aplicación de los modos de desgaste al modelo 3D 4. Cargado de datos del material 5. Mallado de los modelos 6. Aplicación de condiciones de borde 7. Simulación escenario nominal 8. Simulación escenarios con desgaste 9. Presentación y discusión de resultados
<p>Objetivo específico 3 Determinar el RUL por medio la tendencia vibratoria del equipo.</p>	<p>➡</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Descripción de los datos vibratorios disponibles 2. Elección modelo RUL 3. Adecuación de los datos y aplicación del modelo 4. Presentación de los resultados
<p>Objetivo específico 4 Caracterizar el estado del reductor en base a la fusión de los resultados de los estudios independientes.</p>	<p>➡</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Comparación de los resultados de los estudios 2. Caracterización de la aptitud del reductor

CAPÍTULO 2: Caracterización del reductor

2.1 Detalles generales

El reductor del stand 2 posee cinco etapas de reducción. El reductor es impulsado por un motor eléctrico Siemens de 845 HP. La primera etapa de reducción se compone de un piñón y corona tipo cónico espiral, engranados a 90°, lo que permite transferir la potencia, desde una entrada perpendicular al resto de etapas paralelas compuestas por engranajes helicoidales. La Tabla 2 presenta las características del motor, mientras que la Tabla 3 expone las características generales del reductor y la Tabla 4 las relaciones de reducción de cada etapa de transmisión. En la Figura 1 se presenta un detalle del plano del reductor, con los piñones resaltados en rojo, las coronas resaltadas en azul, junto con el número de parte (más tarde referido como “designación”). Se señala en morado junto a un 1 el eje de entrada de potencia, así como las salidas de potencia al laminador señaladas con un 9 y 10.

Tabla 2. Características del Motor

Marca	Siemens
Potencia	630 [kW] (845 HP)
Corriente nominal	750 [A]
Tensión nominal	600 [V]
Frecuencia	Variable
Velocidad a potencia máxima	1000 – 2000 [RPM]

Tabla 3. Características generales del reductor

Fabricante	Danieli
Relación de reducción total (m_{GT})	75,4
Número de etapas	5
Velocidad de entrada	1127 – 1401 [RPM] (Dependiendo del trabajo)
Puesta en marcha	Principios 2010

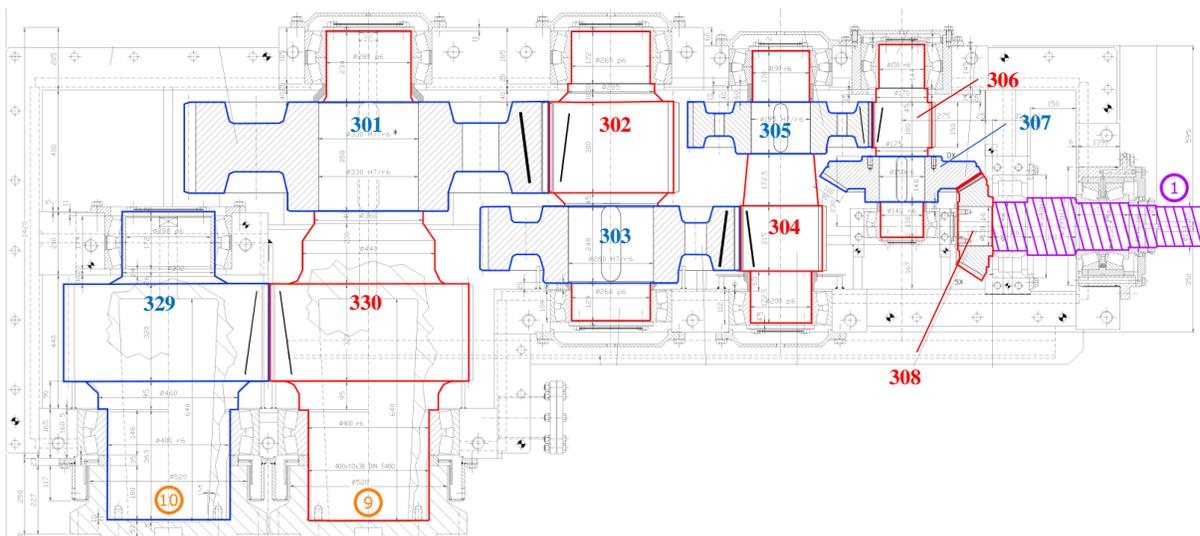


Figura 1. Detalle plano reductor, con sus ruedas dentadas resaltadas

Tabla 4. Relaciones de transmisión por cada par de engranajes

Par	1	2	3	4	5
Relación de transmisión (Gear Ratio) (m_G)	1,55	3,82	3,55	3,58	1

El Stand 2 es crucial para la fabricación de 26 tipos distintos de barras rectas. Los trabajos que lleva a cabo el stand 2 se puede clasificar en tres tipos de carga en función del torque requerido; baja, media y alta. La carga baja describe 11 trabajos de laminación que poseen las mismas necesidades mecánicas, mientras la carga media incluye en su clasificación 7 trabajos diferentes y la carga alta 8. La Tabla 5 presenta un resumen de las propiedades mecánicas de los diferentes tipos de trabajo, describiendo las cotas superiores e inferiores de la carga media y alta.

Tabla 5. Resumen de los trabajos

Categoría		Velocidad del motor [RPM]	Potencia del motor [%]	Potencia de laminación [kW]	Torque de laminación [kNm]
Carga Baja		1127	44,6	281	179,8
Carga Media	Mín.	1127	62,6	394	252,3
	Máx.	1401	78,4	493	254
Carga Alta	Mín.	1127	65,7	414	264,7
	Máx.	1149	67	422	264,9

El reductor se compone tanto de engranajes construidos en ejes, así como de engranajes de montaje por chaveta. Los perfiles de los dientes de los engranajes helicoidales se guían según la norma alemana DIN 3972-IIIp, mientras que los dientes de los engranajes cónicos son tipo Gleason.

Los engranajes se clasifican como de perfil cambiado o modificado (profile shifted). Esto significa que se han diseñado teniendo en cuenta modificaciones en el perfil de los dientes y en las distancias de engrane por medio de los factores “ x ” y “ k ” respectivamente. Esto se traduce en geometrías modificadas y más complejas en su cálculo en comparación con dientes de altura completa convencional, un mayor detalle de la geometría se presenta en la sección de geometría.

Todos los engranajes comparten el mismo material de fabricación, el acero 18 NiCrMo5 UNI 8550. Estos fueron sometidos a endurecimiento y normalización (hardening and normalizing). Además la zona de los dientes fue sometida a cementación (case hardening). Este es un proceso termoquímico por medio del cual se difunde carbono en la superficie de un acero, formando dos secciones diferentes, una capa externa de mayor concentración de carbono con mayor dureza y resistente al desgaste, y un núcleo tenaz y resistente a la fatiga. El espesor de cementación varía entre 1 a 1,7 [mm], y la dureza de la superficie varía entre los 55 – 60 HRC, mientras que la dureza de núcleo se estima entre 260 – 300 HB.

Los planos de los engranajes cónicos espirales indican la capacidad de las ruedas dentadas de ser ocupadas en ambas direcciones de giro (horario o antihorario), como se indica en los extractos de los planos de los planos de la Figura 2. Lo que indica que el reductor en si puede operar en ambos sentidos de giro.

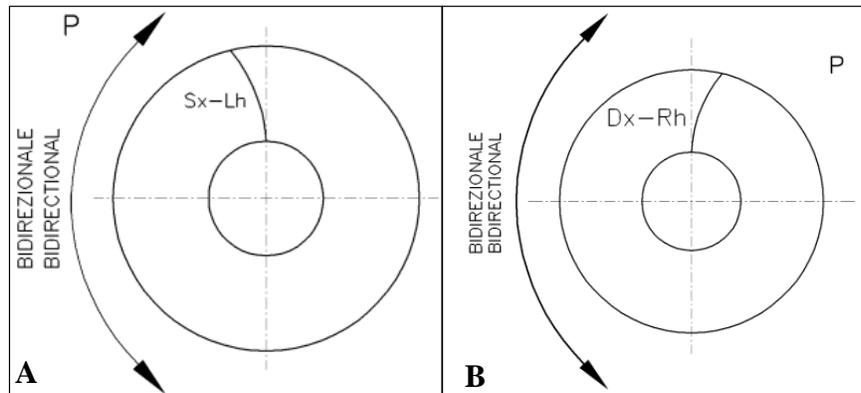


Figura 2. Extractos planos, sentido de giro. A, Piñón 308. B, Corona 307.

Sin embargo, lo común y según se indica por el Dr. Hermann Stadtfeld para gear Technologies ^[1], “El sentido de operación preferido de un engranaje cónico espiral es el lado de transmisión, donde el flanco convexo de la corona y el flanco cóncavo del piñón engranan”. Por lo que la dirección de rotación común sería en función de un giro antihorario del piñón, en una vista como la presentada en la Figura 2-A. Mientras que el giro general de los engranajes del reductor se muestra en la Figura 3.

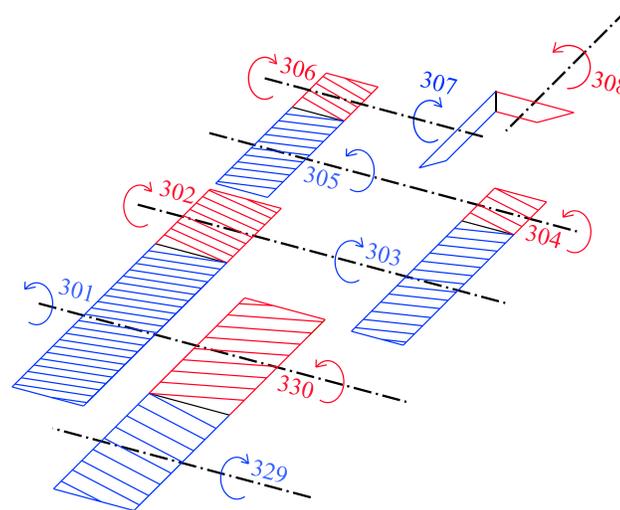


Figura 3. Sentido de giro de los engranajes

El reductor cuenta con un sistema de monitoreo continuo de vibraciones y sus componentes son periódicamente revisados. El último control clasificó al reductor en el nivel 5 de daño en una escala cualitativa del 0 al 5, en base a observaciones. Este nivel califica el estado general de los engranajes del reductor en: “Daño avanzado, diente quebrado, agrietado y desgaste general avanzado”, pero sin cambios visibles desde su última revisión. Se estima la aparición de picadura a finales del 2019, principios del 2020. No se dispone de mediciones u otro tipo de información cuantitativa que permita describir estas fallas.

2.2 Detalles del material

Como se mencionó anteriormente los engranajes se componen de acero 18 NiCrMo5 (UNI 8550). Este acero se encuentra bajo la norma italiana (UNI) de 1984, la cual a presente se encuentra reemplazada. A continuación se presenta la información recopilada por medio de la plataforma Total Materia, una base de datos de materiales enfocada al uso ingenieril.

La Tabla 6 presenta la composición del acero 18NiCrMo5. Mientras que la Tabla 7 presenta las propiedades mecánicas que más se ajustan a los tratamientos térmicos y durezas descritas en los planos para el acero 18NiCrMo5 utilizado en la fabricación de los engranajes. En la Tabla 8 se encuentran descritas las propiedades físicas generales de este acero.

Tabla 6. Composición del acero 18NiCrMo5 (Fuente: [2])

Elemento	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo
[%]	0,15-0,21	≤0,4	0,6-0,9	≤0,035	≤0,035	0,7-1,0	1,2-1,5	0,15-0,25

Tabla 7. Propiedades mecánicas aproximadas para 18 NiCrMo5 (Fuente: [2])

Propiedad	Valor
Resistencia a la tracción (S_{ut})	1200 [MPa]
Límite elástico (S_{ty})	850 [MPa]
Elongación (eL)	9 [%]

Tabla 8. Propiedades físicas acero 18NiCrMo5 (Fuente: [2])

Propiedad	Valor
Módulo de elasticidad (E)	210 [GPa]
Módulo de corte (G)	80 [GPa]
Densidad (ρ)	7,85 [kg/dm ³]
Coefficiente de Poisson (μ)	0,29

No se dispone de una curva de esfuerzo deformación que describa el comportamiento del material. Sin embargo, mediante la relación de Ramberg-Osgood se puede aproximar la curva por medio de las propiedades físicas y mecánicas del material. La Figura 4 presenta la aproximación por medio de la relación. Los detalles del cálculo se encuentran disponibles en el anexo 2.

La Figura 5 presenta la curva S-N (curva de Wöhler) para esfuerzos de flexión. La curva abarca hasta los 10^6 ciclos de carga, presentando una resistencia a la fatiga de 510 MPa. No se disponen de datos adicionales sobre el comportamiento del material posterior a los 10^6 ciclos. La teoría indica que los aceros presentan un comportamiento cuasi constante y lineal entre los 10^6 a 10^7 ciclos de carga en adelante, en lo que se denomina vida infinita.

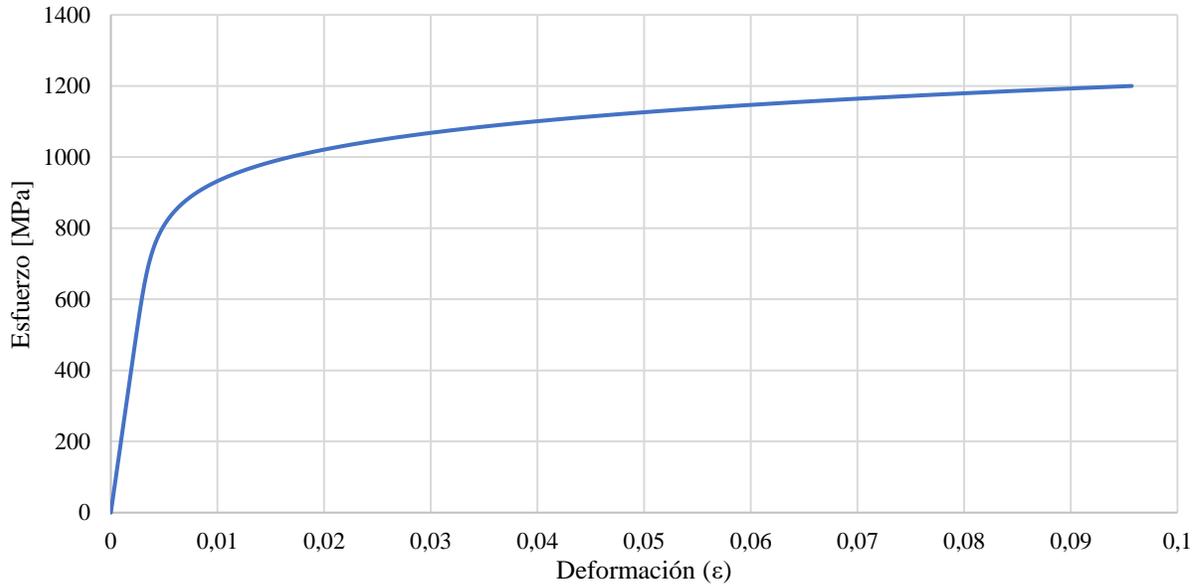


Figura 4. Aproximación curva esfuerzo-deformación por relación de Ramberg-Osgood [Creación propia, a partir de los datos de: [2] y [3]]

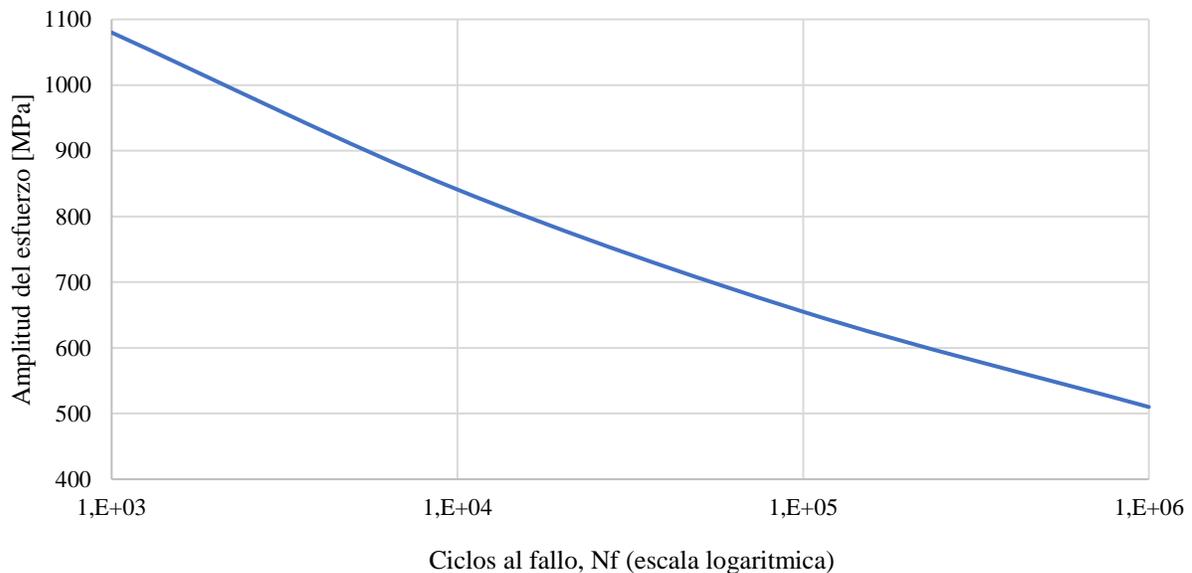


Figura 5. Curva de Wöhler acero 18NiCrMo5 frente a esfuerzos de flexión (Fuente:[2])

2.3 Geometría de los engranajes

El tren de engranajes presenta dos engranajes cónicos espirales tipo Gleason, en su par de entrada, y ocho engranajes de tipo helicoidal tipo DIN 3972-IIIp en el resto de los pares.

Tanto los engranajes cónicos espirales como los helicoidales se diferencian de los engranajes rectos o convencionales por presentar dientes curvados en función de un ángulo de hélice " β ", esta curvatura permite mejorar la tasa de contacto entre los pares de dientes piñón-corona. De esta manera se distribuyen mejor la fuerza de contacto, se reducen las vibraciones, y permite aumentar la carga que puede soportar el diente en comparación con un engranaje recto de dimensiones similares. Sin

embargo la inclinación provista por el ángulo de hélice, también se traduce en que la fuerza de contacto entre los dientes se distribuye no solo en una fuerza de transmisión “ W_t ”, como es el caso de los engranajes rectos, sino que también se descompone en una fuerza axial “ W_a ” y radial “ W_r ”. Estas fuerzas pueden causar desalineamientos y/o vibraciones no deseadas en caso de que los cojinetes o acoples engranaje-eje no las aguanten. Para el caso del reductor de estudio, todos los engranajes se encuentran correctamente montados sobre cojinetes de empuje que equilibran estas fuerzas.

Los dientes de los engranajes helicoidales, como indica su nombre, siguen el camino de una hélice de referencia de una sola revolución definida por el ángulo de hélice, así como del diámetro de referencia o de paso del engranaje, como se indica en la Figura 6.

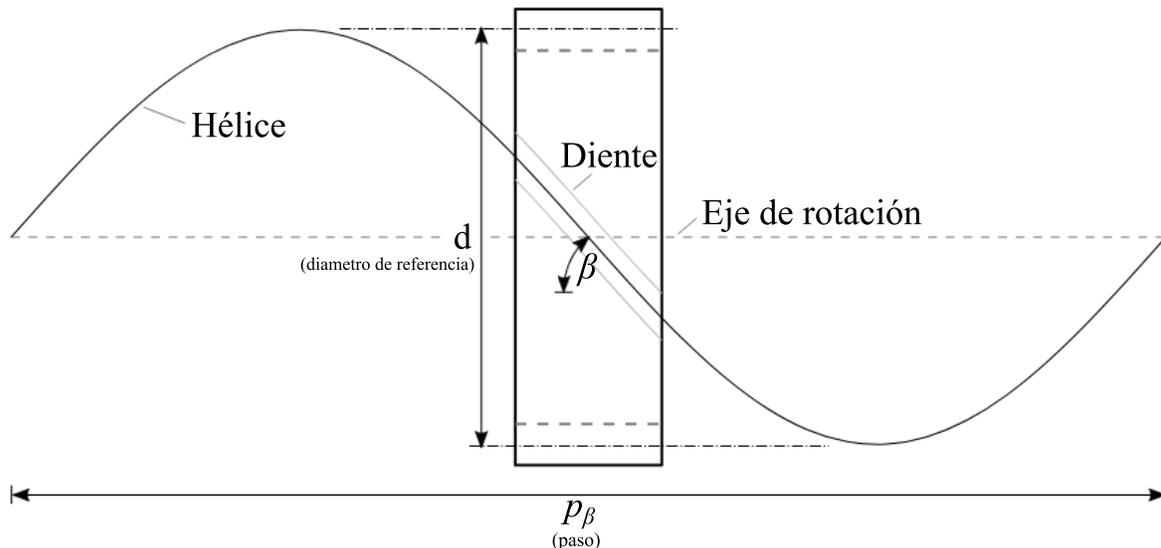


Figura 6. Ángulo de hélice del diente de un engranaje helicoidal (Modificado de: [4])

El caso de los engranajes cónicos espirales es análogo a los engranajes helicoidales, con la inclusión del ángulo de cono que le da la inclinación a la hélice transformándola en una espiral cónica.

A la hora de diseñar un engranaje, la construcción de este se puede guiar en base a uno de dos parámetros; módulo o paso diametral. Estos parámetros permiten estipular relaciones geométricas en base a recomendaciones como las de la AGMA o de la DIN. El módulo se considera el estándar para el diseño en función de las unidades métricas del sistema internacional, mientras que el paso diametral es la contraparte en unidades imperiales. Estos dos parámetros requieren del número de dientes “ Z ” como del diámetro de referencia o de paso “ d ”. El diámetro de referencia equivale a el diámetro de un círculo imaginario, el cual comprende el punto de contacto constante entre los dientes del par piñón-corona mientras ocurre la transmisión de potencia.

Debido a la curvatura del diente generada por el ángulo de la hélice, existen dos sistemas tanto para informar valores, como para calcularlos. Estos sistemas son el normal y el transversal. El sistema normal informa y calcula los valores en un plano normal a la cara del diente, mientras que el sistema

transversal informa y calcula en un plano que corta el cilindro o cono base de construcción de manera perpendicular al eje de rotación, como se muestra en la Figura 7.

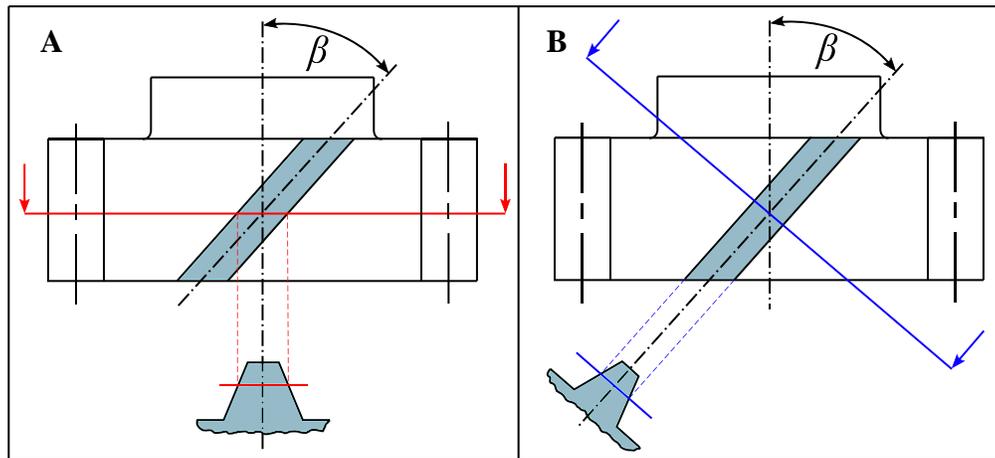


Figura 7. A, Sistema transversal. B, sistema normal (Modificado de: [5])

Se utilizará el subíndice “n” para denotar valores en el sistema normal y el subíndice “t” para el sistema transversal. Los módulos normal y transversal se relacionan según la ecuación 1.

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} \quad (1)$$

Otra geometría importante es el círculo base, el cual establece el punto desde el cual crecerá el perfil curvo del diente que permite la transmisión continua y suave. Este círculo no se debe confundir con el círculo de la base o círculo del dedendum, desde el cual nace el diente completo con su altura “ h_r ”. El círculo base es tangente a la línea de acción generada por el ángulo de presión “ α ” del diente desde el círculo de paso. La Figura 8 presenta la geometría de la interacción piñón-corona según se presenta en el libro de diseño de Shigley. (Símbolos no son los mismos a los ocupados en el desarrollo de este trabajo)

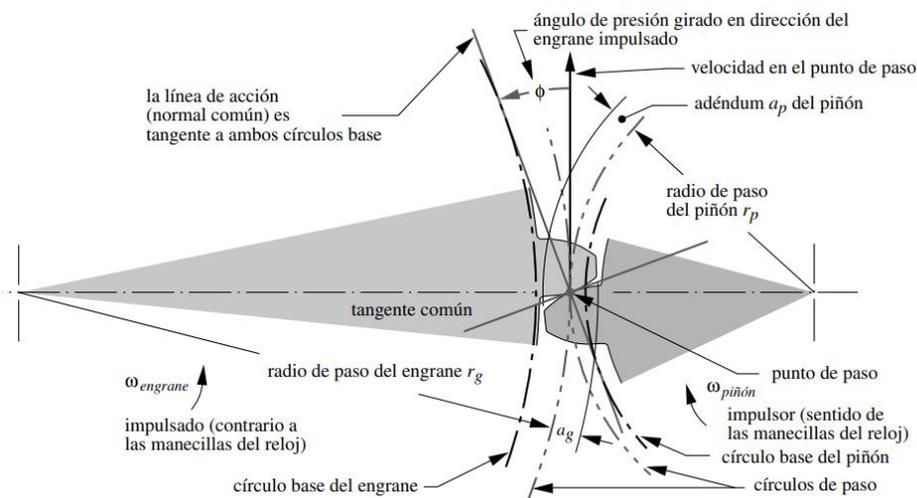


Figura 8. Geometría de contacto piñón-corona, símbolos diferentes (Fuente: [6], pág. 547)

El diámetro del círculo base se puede calcular según la siguiente ecuación para los engranajes helicoidales y cónicos:

$$d_b = d \cdot \cos \left(\tan^{-1} \left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} \right) \right) \quad (2)$$

Para el caso de estudio, las geometrías vienen referenciadas en sus planos en función del módulo normal. Además, todas las ruedas dentadas comparten el mismo ángulo de presión normal “ α_n ” de 20°.

Como se mencionó en la caracterización del reductor, los engranajes caen en la clasificación de perfil modificado. Estas modificaciones se generan por medio de dos parámetros, el coeficiente de modificación de perfil “ x ” y el coeficiente de modificación de distancia de engranado “ k ”. Debido a la inclusión de estos coeficientes, la geometría de los dientes se ve afectada, y por lo tanto, el círculo de contacto (círculo de referencia), así como del ángulo de presión cambian. Este nuevo ángulo de presión y diámetro de paso se llaman ángulo de presión de trabajo “ α_w ” y diámetro de trabajo “ d_w ”, y se calculan según las ecuaciones 3, 4 y 5.

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)} \right) \quad (3)$$

$$\alpha_{w_t} = \cos^{-1} \left(\frac{\left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right) \cdot \cos(\alpha_t)}{a_w} \right) \quad (4)$$

$$d_w = \frac{d_b}{\cos(\alpha_{w_t})} \quad (5)$$

Las Tablas 9 a la 14 presentan un resumen de la geometría más importante que permite caracterizar y modelar los engranajes.

Tabla 9. Resumen características Par 1

ITEM	Símbolo	Piñón (montado)	Corona (montado)
Designación	--	308	307
Tipo	--	Cónicos espiral	
Ángulo de eje	Σ	90°	
N° de dientes	Z_1, Z_2	38	59
Módulo normal medio	m_{n_m}	6,9898	
Ángulo del cono	φ_1, φ_2	32,784°	57,216°
Ángulo medio de la hélice	β_m	24°	
Ancho de cara	b_1, b_2	100 [mm]	
Diámetro de referencia	d_1, d_2	344,9 [mm]	535,500 [mm]
Distancia del cono exterior	R_e	318,480 [mm]	
Altura del diente	h_r	15,73 [mm]	

Tabla 10. Resumen características Par 2

ITEM	Símbolo	Piñón (eje)	Corona (montado)
Designación	--	306	305
Tipo	--	Helicoidal	
Módulo normal	m_n	7	
N° de dientes	Z_1, Z_2	23	88
Ángulo de paso de hélice	β	11° 30' 00'' (11,5°)	
Ancho de cara	b_1, b_2	155 [mm]	150 [mm]
Diámetro de referencia	d_1, d_2	164,298 [mm]	628,620 [mm]
Diámetro de la punta	d_{a_1}, d_{a_2}	183,409 [mm]	644,368 [mm]
Altura del diente	h_r	15,846 [mm]	
Distancia de centros operacional	a_w	400 [mm]	

Tabla 11. Resumen características Par 3

ITEM	Símbolo	Piñón (eje)	Corona (montado)
Designación	--	304	303
Tipo	--	Helicoidal	
Módulo normal	m_n	12	
N° de dientes	Z_1, Z_2	20	71
Ángulo de paso de hélice	β	11°	
Ancho de cara	b_1, b_2	210 [mm]	
Diámetro de referencia	d_1, d_2	244,492 [mm]	867,947 [mm]
Diámetro de la punta	d_{a_1}, d_{a_2}	277,280 [mm]	890,537 [mm]
Altura del diente	h_r	27,126 [mm]	
Distancia de centros operacional	a_w	560 [mm]	

Tabla 12. Resumen características Par 4

ITEM	Símbolo	Piñón (eje)	Corona (montado)
Designación	--	302	301
Tipo	--	Helicoidal	
Módulo normal	m_n	18	
N° de dientes	Z_1, Z_2	19	68
Ángulo de paso de hélice	β	11°	
Ancho de cara	b_1, b_2	300 [mm]	
Diámetro de referencia	d_1, d_2	348,401 [mm]	1246,909 [mm]
Diámetro de la punta	d_{a_1}, d_{a_2}	326,669 [mm]	1276,799 [mm]
Altura del diente	h_r	40,723 [mm]	
Distancia de centros operacional	a_w	800 [mm]	

Tabla 13. Resumen de características Par 5

ITEM	Símbolo	Piñón (eje)	Corona (eje)
Designación	--	330	329
Tipo	--	Helicoidal	
Módulo normal	m_n	16	
N° de dientes	Z_1, Z_2	40	
Ángulo de paso de hélice	β	9° 30' 00" (9,5°)	
Ancho de cara	b_1, b_2	320 [mm]	
Diámetro de referencia	d_1, d_2	648,899 [mm]	
Diámetro de la punta	d_{a1}, d_{a2}	691,340[mm]	
Altura del diente	h_r	35,795 [mm]	
Distancia de centros operacional	a_w	660 [mm]	

Tabla 14. Coeficientes de modificación de perfil “x” y de modificación de distancia de operación “k”

Coef.	Par 1		Par 2		Par 3		Par 4		Par 5	
	308	307	306	305	304	303	302	301	330	329
x	0,11	-0,11	0,3810	0,1408	0,3738	-0,0511	0,3	-0,1684	0,3675	
k	No aplica		0,0159		0,0076		0,0014		0,0412	

NOTA: Se aprecia que para el par 1, el coeficiente de corrección del perfil es el mismo valor pero con el signo opuesto entre el piñón y la corona. SDP/SI [7] explica: “los engranajes cónicos Gleason imponen una modificación positiva para el piñón y una negativa para la corona, de tal manera que se distribuyan de mejor manera las resistencias del diente”.

2.4 Geometría específica de los dientes

Uno de los aspectos más importantes de los dientes de los engranajes, son las curvas que crean los perfiles de estos. En general, y como es también el caso de estos engranajes, el perfil de los dientes se forma en base a la curva que genera una evolvente, comúnmente llamada involuta por su nombre en inglés “involute”, desde el círculo base hasta el círculo del addendum. Esta curva tiene la particularidad de permitir una acción conjugada entre dientes piñón-corona, manteniendo una velocidad angular constante en el engranaje, gracias a un punto de interacción común que se desplaza por la línea de acción.

La curva de la involuta se obtiene de manera paramétrica según las ecuaciones 6 y 7:

$$x(t) = r \cdot (\cos(t) + t * \text{sen}(t)) \quad (6)$$

$$y(t) = r \cdot (\text{sen}(t) - t * \cos(t)) \quad (7)$$

Donde:

r es el radio del círculo de donde nacerá la involuta, para este caso el radio del círculo base.

Los engranajes helicoidales con dientes de profundidad completa no modificados o estándar tienen un espesor circular transversal en el círculo de referencia de fácil cálculo equivalente a: $\check{s}_t = \frac{\pi \cdot m_t}{2}$, sin

embargo como los engranajes han sido modificados, el espesor circular aumenta. El espesor circular normal o transversal en el círculo de referencia se obtiene según la ecuación 8. A su vez, el espesor transversal lineal se obtiene por medio de un ángulo de apertura “ θ ” que abarca al espesor transversal circular como se presenta en la Figura 9 y mediante las ecuaciones 9 y 10.

$$\check{s}_{n o t} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \tan(\alpha_{n o t}) \right) \cdot m_{n o t} \quad (8)$$

$$\theta = \frac{\check{s}_t}{(d/2)} \cdot \frac{180}{\pi} \quad (9)$$

$$s_t = d \cdot \text{sen} \left(\frac{\theta}{2} \right) \quad (10)$$

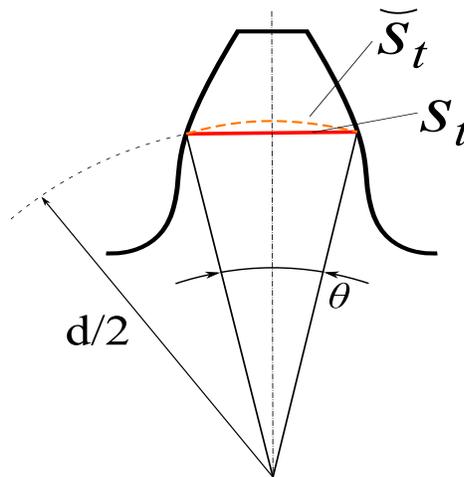


Figura 9. Espesores tangenciales del diente [Creación propia]

Como los engranajes cónicos tienen dos círculos base de diferente medida, los dientes se suelen describir en un plano medio ya sea normal o transversal. El diámetro de referencia medio del engranaje cónico se obtiene según la ecuación 11.

$$d_m = m_{t_m} \cdot Z = \frac{m_{n_m}}{\cos(\beta)} \cdot Z \quad (11)$$

Los engranajes cónicos espirales tipo Gleason tienen dimensiones particulares que difieren de las normas internacionales puesto que este tipo de engranajes se crean a partir de maquinaria y métodos propietarios de Gleason Corporation. SDP/SI en su manual “Elements of metric gear technology” [7] sobre el diseño de múltiples tipos de engranajes propone fórmulas para estimar el espesor circular del diente tipo Gleason en el sistema normal. Estas fórmulas transformadas al sistema transversal son las siguientes se presentan en las ecuaciones 12 y 13, para el piñón y corona respectivamente.

$$\check{s}_{t_1} = \pi \cdot m_t - \check{s}_{t_2} \quad (12)$$

$$\check{s}_{t_2} = \frac{\pi \cdot m_t}{2} - (h_{a_1} - h_{a_2}) * \left(\frac{\tan(\alpha_t)}{\cos(\beta_m)} \right) - K \cdot m_t \quad (13)$$

K es el factor de espesor el cual se obtiene mediante un gráfico en función del número de dientes del piñón y la razón de velocidad equivalente al recíproco de la tasa de reducción del par de engranajes.

El gráfico se encuentra disponible en el anexo 3, y el valor de K para un piñón de 38 dientes y una razón de velocidad de 0,644 es aproximadamente 0,065.

De manera análoga al método del ángulo de las ecuaciones 9 y 10 para el engranaje helicoidal se determina el espesor transversal lineal medio para los dientes de los engranajes cónicos. La Tabla 15 resume los espesores de los dientes para cada engranaje.

Tabla 15. Espesores de los dientes, espesor medio para el par 1

Par	Engranaje	\tilde{s}_t [mm]	θ°	s_t [mm]
1	308	13,228	5,214	13,224
	307	10,809	2,744	10,808
2	306	13,202	9,208	13,228
	305	11,968	2,182	11,967
3	304	22,529	10,559	22,559
	303	18,739	2,474	18,738
4	302	32,808	10,791	32,834
	301	26,514	2,437	26,512
5	330	29,822	5,266	29,872
	329	29,882	5,277	29,872

Es necesario destacar que los dientes de todos los engranajes poseen una leve disminución en su espesor. Esta disminución se informa como el juego normal (normal backlash, “ j_n ”) en los planos para su valor máximo y mínimo estipulados, estos valores no se han aplicado para determinar los espesores debido a que su valor oscila entre los 0,2 a 0,4 mm, por lo que se consideran despreciables además de que no se informa la cantidad de dientes sometidos a que nivel de juego.

El último factor de importancia en los dientes de los engranajes son los empalmes de la base que forman la raíz del diente. Estos empalmes permiten aliviar los esfuerzos de la base del diente, y aumentar la resistencia en comparación con un diente sin empalme. Como se mencionó, los engranajes helicoidales se encuentran bajo la norma alemana 3972-IIIp^[8]. Esta norma especifica las dimensiones de la cremallera de creación del perfil de los dientes, donde el radio del empalme de la base del diente se estima a $r_{empalme} = r_{punta\ herramienta} \approx 0,2 \cdot m_n$. Mientras que SDP/SI^[7] establece una holgura en la base del diente de $0,188 \cdot m_{n,m}$ para tipo Gleason. Los radios de empalme de la raíz del diente se presentan en la Tabla 16 para cada par de engranajes.

Tabla 16. Radios de empalme para la base del diente

Par	Radio del empalme [mm]
1 (entrada)	$r_m = 0,188 \cdot 7,651 = 1,438 \approx 1,4$
2	$r = 0,2 \cdot 7 = 1,4$
3	$r = 0,2 \cdot 12 = 2,4$
4	$r = 0,2 \cdot 18 = 3,6$
5 (salida)	$r = 0,2 \cdot 16 = 3,2$

2.5 Fuerzas de transmisión

Las interacciones entre los dientes de un par piñón-corona se pueden condensar dentro de una fuerza equivalente de transmisión, “ W ”. Esta fuerza, como se mencionó en la sección de geometría de engranajes, se descompone en tres componentes, como se aprecia en la Figura 10. De estas reacciones, la fuerza de transmisión “ W_t ”, es de interés ya que por medio de esta se realizan los cálculos propuestos por la AGMA. Esta fuerza se condensa en el punto medio del diente sobre el círculo de operación, donde ocurre la interacción de dientes piñón-corona.

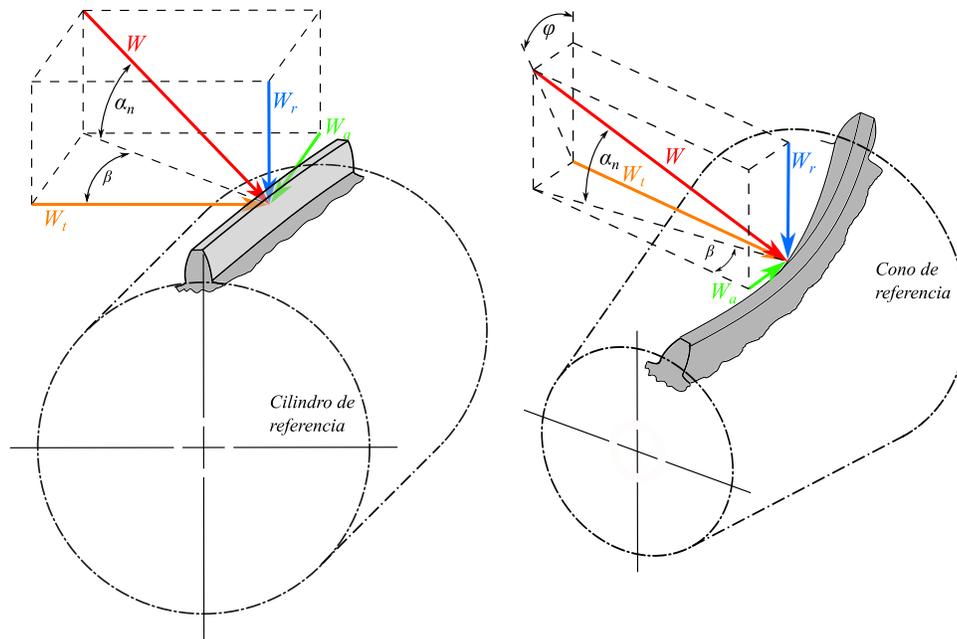


Figura 10. Distribución de fuerzas equivalentes [Creación propia]

La fuerza tangencial W_t se relaciona con la potencia por medio del torque de transmisión junto a la velocidad de giro del engranaje según la ecuación 14 y el diámetro paso medio del engranaje. Debido a las modificaciones de los engranajes helicoidales, el diámetro de paso medio se transforma al diámetro operacional “ d_w ” para el cálculo según se presenta en la ecuación 14. Para el caso de los engranajes cónicos espirales del par de entrada, se utiliza el diámetro operacional medio, “ d_{wm} ” en las ecuaciones 14 y 15.

$$P = T \cdot \omega = \left(W_t \cdot \frac{d_w}{2} \right) \cdot \omega \quad (14)$$

De esta relación, la fuerza tangencial o fuerza transmitida en kN, con la potencia “ P ” en kW, el diámetro de referencia medio en mm y la velocidad de giro “ n ” en RPM, se calcula según la ecuación 15.

$$W_t = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot d_m \cdot n} \quad (15)$$

Las fuerzas transmitidas para cada engranaje según la clasificación de trabajos presentados previamente en la Tabla 5 se presentan en la Tabla 17.

Tabla 17. Fuerza transmitida W_t

Par	Engranaje	Fuerza de transmisión (W_t) [kN]				
		Carga baja	Carga Media		Carga Alta	
			Min	Max	Min	Max
Entrada	308	16,38	22,99	23,16	24,12	24,13
	307	16,38	22,99	23,16	24,12	24,13
2	306	44,60	62,60	63,07	65,70	65,72
	305	44,60	62,60	63,07	65,70	65,72
3	304	114,91	161,29	162,49	169,28	169,32
	303	114,91	161,29	162,49	169,28	169,32
4	302	287,38	403,36	406,37	423,33	423,44
	301	287,38	403,36	406,37	423,33	423,44
Salida	330	544,52	764,28	769,99	802,13	802,34
	329	544,52	764,28	769,99	802,13	802,34

2.6 Reparto de la carga

Una de las propiedades más importantes de los engranajes cónicos espirales y de los engranajes helicoidales es su capacidad de compartir la carga de transmisión entre varios dientes de manera simultánea, lo que caracteriza a estos engranajes con niveles de ruido menores, así como de una transmisión de potencia más suave que los engranajes rectos convencionales. Los planos disponibles no indican la cantidad de dientes cargados, lo que supone un problema ya que existen configuraciones de estos engranajes llamados de bajo contacto axial o LACR por sus siglas en inglés (Low Axial Contact Ratio). Engranajes con más de dos dientes cargados todo el tiempo o con una relación de contacto axial " m_p " sobre 1,5 no se consideran LACR. Debido a que esta clasificación, así como la cantidad de dientes cargados son características importantes tanto para describir los engranajes como para los cálculos de las normas AGMA, se calcula la relación de contacto total, la cual la combinación de la relación de contacto axial así como de la relación de contacto de cara " m_F " producto del ángulo de la hélice (β), para cara par de engranajes.

Para los engranajes cónicos espirales, la relación de contacto total se calcula por medio de la ecuación 16, y las relaciones de contacto axial y de cara por medio de las ecuaciones 17 a la 21.

$$m_{T,conicos\ espirales} = \sqrt{m_p^2 + m_F^2} \quad (16)$$

$$m_p = \frac{\sqrt{R_{va1}^2 - R_{vb1}^2} + \sqrt{R_{va2}^2 - R_{vb2}^2} - (R_{v1} + R_{v2}) \cdot \text{sen}(\alpha_t)}{\pi \cdot m_t \cdot \cos(\alpha_t)} \quad (17)$$

$$R_{v1o2} = \frac{d}{2 \cdot \cos(\varphi_{1o2})} \quad (18)$$

$$R_{vb_{1o2}} = R_{v_{1,2}} \cdot \cos(\alpha_{t_{1o2}}) \quad (19)$$

$$R_{va_{1o2}} = R_{v_{1o2}} + h_{a_{1o2}} \quad (20)$$

$$m_F = \frac{R_e}{A_m} \cdot \frac{b \cdot \tan(\beta)}{m_{et} \cdot \pi} \quad (21)$$

Donde:

$R_{v_{1o2}}$: Distancia al cono trasero, piñón, corona.

$R_{vb_{1o2}}$: Radio del círculo base de un engranaje recto equivalente, piñón, corona.

$R_{va_{1o2}}$: Radio exterior de un engranaje recto equivalente, piñón, corona.

$h_{a_{1o2}}$: Longitud del adendum, piñón, corona.

R_e : Distancia del cono exterior

A_m : Distancia cónica media

m_{et} : Modulo transversal externo

Para los engranajes helicoidales, la relación de contacto total se calcula por medio de la ecuación 22, y las relaciones de contacto axial y de cara por medio de las ecuaciones 23 y 24.

$$m_{T,helicoidales} = m_p + m_F \quad (22)$$

$$m_p = \frac{\sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_2}^2} + \sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2} - a_w \cdot \text{sen}(\alpha_{wt})}{\pi \cdot m_t \cdot \cos(\alpha_t)} \quad (23)$$

$$m_F = \frac{b \cdot \text{sen}(\beta)}{m_n \cdot \pi} \quad (24)$$

Donde:

$r_{a_{1o2}}$: Radio del adendum (radio exterior), piñón, corona.

$r_{b_{1o2}}$: Radio base (radio nacimiento involuta), piñón, corona.

Es necesario aclarar que la relación de contacto expresa un promedio por lo que los decimales de la relación de contacto no expresan fracciones de diente bajo carga, sino que en ocasiones mientras ocurre la transmisión de potencia, se cargará un diente adicional. S. Radzevich^[9] explica: “Relaciones de contacto sobre 2,0 pero menores a 3,0, tres pares de dientes en contacto al inicio y final del engrane, pero dos pares de dientes en contacto por parte del intervalo de engrane en el medio del área de contacto de los dientes”. Por lo que durante la mayor parte de la transmisión de potencia, la carga tangencial que se transmite es soportada por una cantidad de dientes equivalentes a la parte entera del valor que tome la relación de contacto total.

La Tabla 18 presenta las relaciones de contacto axial, de cara y total, así como del número de dientes cargados en todo momento durante la transmisión de potencia para cada par de engranajes.

Tabla 18. Relaciones de contacto y dientes cargados en todo momento

Par	m_p	m_F	m_T	N° de dientes cargados mínimo
1	1,32	1,87	2,29	2
2	1,53	1,36	2,89	2
3	1,52	1,06	2,59	2
4	1,55	1,01	2,56	2
5	1,52	1,05	2,57	2

De esta manera todos los engranajes del equipo quedan clasificados como de tipo convencional.

2.7 Engranaje crítico.

Usualmente en un reductor de velocidades, el engranaje crítico se encuentra en el par de salida de potencia del equipo debido al aumento del torque que transportan los dientes. Sin embargo puede ocurrir que por diseño de las ruedas dentadas, la geometría de los dientes del par de salida distribuya mejor las cargas. Por lo que el engranaje crítico se encuentra realmente en la rueda sometida comparativamente a una carga superior en un diente de proporciones menores.

Para evaluar el comportamiento de los dientes frente a las cargas, se calculan los esfuerzos de flexión y de contacto ya que estos son los causantes de las formas de falla más comunes en los engranajes, la picadura y la flexión, y de esta manera se determina el engranaje crítico.

Usualmente se utiliza la teoría de Lewis ^[10] para determinar los esfuerzos por flexión del diente, sin embargo esta teoría no toma en cuenta el reparto de carga propio de los engranajes helicoidales y cónicos espirales convencionales, ni la concentración de esfuerzos y cargas dinámicas. Por lo que el cálculo de los esfuerzos de flexión se realiza mediante la adecuación de la teoría de Lewis por medio del modelo descrito por Edward Osakue y Lucky Anetor ^[11]. Este modelo ocupa la relación de contacto axial para estimar una división de la carga de transmisión sobre cada diente e introduce un factor de concentración de esfuerzos “ k_σ ”. Adicionalmente se añade el factor dinámico “ k_v ” descrito en el libro de diseño mecánico de Shigley ^[12] para introducir los efectos producto de la velocidad de funcionamiento de los engranajes. La ecuación 25 presenta la flexión de Lewis modificada según estas consideraciones.

$$\sigma_{fL} = \frac{6 \cdot W_t \cdot l}{b \cdot t^2} \cdot \frac{k_\sigma \cdot k_v}{m_p} \quad (25)$$

Los factores “ t ” y “ l ” son las dimensiones críticas estipuladas por Lewis para transformar la geometría del diente en una viga en voladizo equivalente, como se presenta en la Figura 11. Usualmente estas geometrías se pueden relacionar con la magnitud “ x ” que se presenta en la Figura 11 la cual a su vez se encuentra tabulada en función del módulo del engranaje en lo que se conoce como factor de forma de Lewis. Debido a que los dientes de los engranajes presentan modificaciones de perfil, así como tamaños no estándar (adendum igual al módulo y dedendum de 1,25 veces el módulo del engranaje), no es posible encontrar el factor de forma adecuado por lo que es necesario calcular las dimensiones.

A continuación se presentan la obtención de los factores necesarios para determinar los esfuerzos de flexión por medio de ecuación 25.

Debido a que los engranajes cónicos espirales, presentan dientes que no son constantes en su geometría estos se tratan como un engranaje helicoidal equivalente, con las características geométricas y de operación de su sección media.

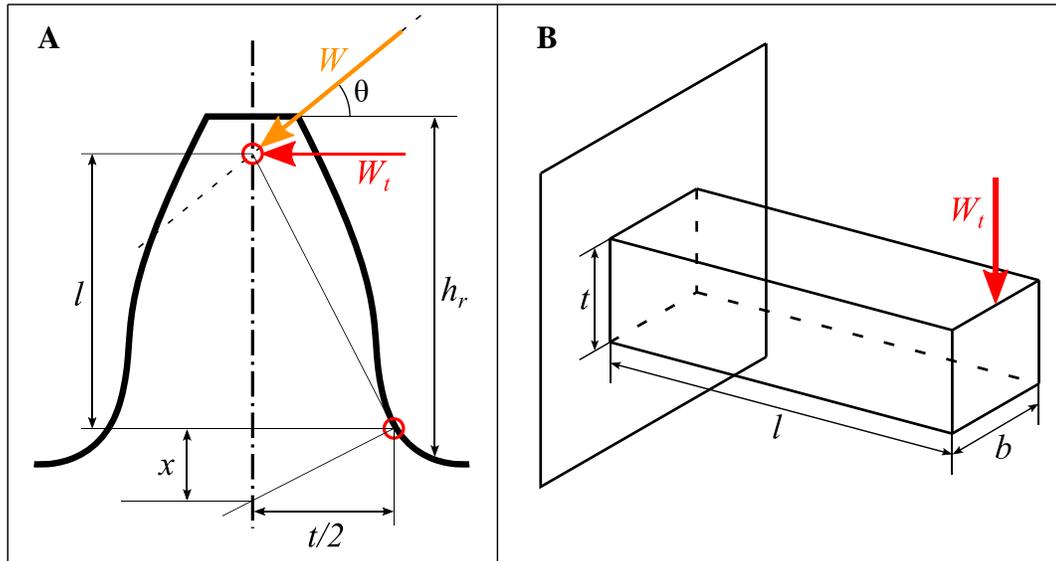


Figura 11. Transformación de la geometría del diente (A) a una viga en voladizo (B). (Adaptado de: [9])

Se construyen los perfiles transversales de los dientes en función de las geometrías presentadas en las Tablas 15 y 16, suponiendo la carga de transmisión en la punta del diente, con un ángulo de carga “ θ ” igual al ángulo de presión de trabajo transversal (α_{w_t}) para estimar la posible peor situación de carga durante la transmisión de potencia. La Tabla 19 presenta los valores de la geometría crítica para cada engranaje, mientras que en el anexo 4 se encuentran disponibles los resultados del método gráfico utilizado.

Tabla 19. Factores geometría crítica de Lewis

Par	Engranaje	t [mm]	l [mm]
1	308	16,860	13,598
	307	16,052	13,700
2	306	14,793	14,169
	305	16,320	13,788
3	304	24,678	23,293
	303	26,846	23,571
4	302	35,173	36,045
	301	39,386	35,396
5	330	35,981	31,321
	329		

Edward Osakue y Lucky Anetor en su revisión del modelo de flexión del Lewis estipulan un rango entre los 1,4 a 1,67 para el factor de concentración de esfuerzos para aceros. El modelo de cálculo estándar japonés para la calificación de engranajes (similar a la AGMA) hace uso de un factor igual a 1,4, por lo que se ocupa este valor.

Los efectos dinámicos producto de la velocidad de funcionamiento de los engranajes se pueden introducir a la ecuación de Lewis por medio del factor “ k_v ” de la ecuación de Barth. Este factor se calcula de manera diferente en función de la calidad superficial que inducen ciertos métodos de fabricación. Los planos de los engranajes indican para la cara y flanco de los dientes un mecanizado por arranque de viruta y un valor de rugosidad $R_a = 1,6$ [μm], o sea una calidad de superficie de clase máxima como se aprecia en la Figura 12. Para esta calidad superficial la ecuación de Barth viene dada por la ecuación 26.

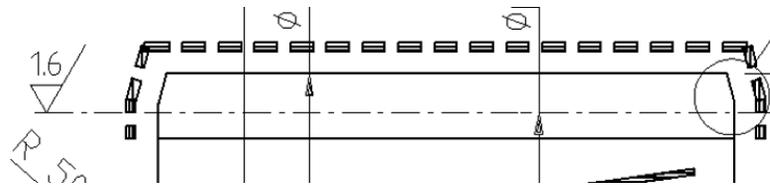


Figura 12. Calidad superficial del interior del diente, extracto plano engranaje 330.

$$k_v = \sqrt{\frac{5,56 + \sqrt{V}}{5,56}} \quad (26)$$

Donde:

V : velocidad en la línea de paso [m/s].

Las velocidades en la línea de paso para cada par de engranajes en función de las velocidades de giro de cada engranaje se presentan en la Tabla 20 según la clasificación de trabajos presentados en la Tabla 5.

Tabla 20. Factor dinámico para la ecuación de Lewis en función de las cargas de trabajo

Par	Factor dinámico k_v				
	Carga baja	Carga Media Min	Carga Media Max	Carga Alta Min	Carga Alta Max
1	1,433	1,433	1,475	1,433	1,437
2	1,280	1,280	1,308	1,280	1,282
3	1,182	1,182	1,201	1,182	1,184
4	1,119	1,119	1,132	1,119	1,120
5	1,088	1,088	1,097	1,088	1,088

Finalmente los resultados para la flexión de Lewis modificada para las cargas de trabajo de la Tabla 17 se presentan en la Tabla 21 y 22.

Tabla 21. Esfuerzos de flexión, Lewis modificado

Engranaje	Esfuerzo de flexión, σ_f [MPa]				
	Carga baja	Carga Media Min	Carga Media Max	Carga Alta Min	Carga Alta Max
308	71,99	101,04	104,75	106,04	106,34
307	80,01	112,30	116,43	117,86	118,19
306	130,93	183,76	189,24	192,87	193,28
305	108,17	151,82	156,34	159,34	159,68
304	136,74	191,93	196,50	201,43	201,77
303	116,93	164,12	168,02	172,25	172,53
302	169,21	237,50	242,02	249,26	249,57
301	132,51	186,00	189,54	195,21	195,45
330	247,42	347,27	352,96	364,47	364,84
320	247,42	347,27	352,96	364,47	364,84

Se evidencia que el par de salida presenta esfuerzos de flexión significativamente superiores. Mientras que respecto a los esfuerzos de contacto, estos no se consideran necesarios calcularlos, ya que el par de salida presenta un desarrollo de falla por picadura extensamente superior, una calidad y resistencia superficial igual al resto de engranajes y cargas de transmisión superiores aun si estas se compartieran de manera total todo el tiempo entre 3 dientes.

CAPÍTULO 3: Ventana de tiempo de servicio AGMA

Varios métodos se han formulado para estandarizar el análisis de la vida útil de componentes de relevancia como los engranajes. Dentro de estos métodos encontramos ejemplos como el de la norma ISO 6336 y el de la AGMA 2001-D04. Estas normas establecen diferentes parámetros para estimar la vida de servicio de engranajes de tipo recto o helicoidal. Las normas AGMA preceden a las normas ISO para el análisis de los engranajes, sus factores se suelen encontrar fácilmente en libros de diseño de máquinas y son muchas veces exigidos para la fabricación de estos componentes, exhibiendo un alcance mayor en su uso y utilidad.

La norma AGMA 2001-D04 ^[13] establece los cálculos principales para determinar la resistencia a la picadura y a la flexión del diente para engranajes rectos o helicoidales con dientes de perfil involuto por medio de una serie de factores que modifican esfuerzos permisibles y estimados, que esta misma norma presenta.

A continuación se presenta el método dispuesto por los factores de la AGMA para estimar la vida de servicio del par de engranajes crítico del reductor según los factores de vida de resistencia a la flexión y picadura del diente, en su geometría nominal para la carga baja y la carga alta máxima de trabajo expuestas en la Tabla 5.

3.1 Ecuaciones AGMA para picadura y flexión del diente

La norma AGMA 2001-D04 establece las ecuaciones 27 y 28 para estimar la resistencia a la picadura y a la flexión del diente de un engranaje.

$$s_c \leq s_{ac,modificado} \quad (27)$$

$$s_t \leq s_{at,modificado} \quad (28)$$

Donde s_c y s_t son los esfuerzos de contacto y flexión equivalentes de la AGMA respectivamente. $s_{ac,modificado}$ y $s_{at,modificado}$ son los esfuerzos de contacto y flexión permisibles luego de ser modificado por factores. La ecuación 29 presenta el desarrollo de la ecuación de resistencia a la picadura, mientras que la ecuación 30 presenta para la flexión del diente.

$$C_p \sqrt{W_t \cdot K_O \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{d \cdot b} \cdot \frac{C_f}{I}} \leq \frac{s_{ac} \cdot Z_N \cdot C_H}{S_H \cdot K_T \cdot K_R} \quad (29)$$

$$W_t \cdot K_O \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{P_d}{b} \cdot \frac{K_m \cdot K_B}{J} \leq \frac{s_{at} \cdot Y_N}{S_F \cdot K_T \cdot K_R} \quad (30)$$

En las ecuaciones 29 y 30, W_t corresponde a la carga transmitida, d es el diámetro operacional, b el ancho de cara y P_d es el paso diametral. K_O , K_v , K_s , K_m , K_B , K_T , K_R , C_p , C_f , C_H , Z_N , Y_N , S_F son los factores AGMA, mientras que s_{ac} y s_{at} son los esfuerzos permisibles de contacto y flexión respectivamente. I y J son los factores geométricos AGMA para la resistencia a la picadura y a la flexión respectivamente. Estos factores derivan de las teorías de Hertz y de Lewis pero han sido

ampliamente modificados para incluir los efectos de la geometría crítica de los dientes helicoidales, así como de la concentración de esfuerzos.

Debido a las modificaciones de perfil que poseen los engranajes de estudio, el cálculo de los factores geométricos no se encuentra disponible de manera predeterminada por medio de tablas o gráficos. Por lo que su cálculo se guía mediante la norma AGMA 908-B89 ^[14], la cual detalla los procedimientos para determinar estos factores.

El desarrollo y obtención de los factores AGMA, así como la descripción y alcance individual de estos se encuentra disponible en el anexo 5. A continuación se presenta un resumen de los valores obtenidos junto a la estimación de la ventana de servicio mediante los factores de vida a la picadura Z_N y a la flexión Y_N .

3.2 Resumen factores, y esfuerzos de contacto y flexión AGMA.

Debido a que la norma AGMA 2001-D04 disponible se encuentra en términos del sistema métrico imperial, los cálculos tanto del anexo 5 como los valores que se presentan en esta sección se realizan y encuentran bajo estas unidades por comodidad.

La Tabla 22 presenta un resumen de todos los factores y resistencias AGMA. Mientras que la Tabla 23 presenta los parámetros no relacionados directamente con los factores AGMA necesarios para las ecuaciones 29 y 30. En la Tabla 24 se presentan los esfuerzos de contacto y de flexión AGMA para la carga baja y alta máxima.

Tabla 22. Resumen factores y resistencias AGMA

Parámetro	Carga baja	Carga alta máxima
C_p (Coeficiente elástico)	2612,61	$\sqrt{Lbf/in^2}$
K_v (Factor dinámico)	1,0367	1,0370
K_m (Factor de distribución de carga)		1,494
C_f (Factor de condición superficial)		1
I (Factor geométrico de resistencia a la picadura)		0,135
S_H y S_F (Factores de seguridad)		1
K_T (Factor de temperatura)		1
K_R (Factor de confiabilidad)		1
C_H (Factor relación de dureza)		1
s_{ac} (Esfuerzo de contacto permisible)	202500	Lbf/in^2 (~1396,55 [MPa])
K_s (Factor de tamaño)		1
K_B (Factor de montura)		1
s_{at} (Esfuerzo de flexión permisible)	60000	Lbf/in^2 (~413,79 [MPa])
J (Factor geométrico de resistencia a la flexión)		0,622
K_O (Factor de sobrecarga)		1

Tabla 23. Resumen parámetros no AGMA

Parámetro	Carga baja	Carga alta máxima
W_t (Carga Transmitida)	122413,52 [Lbf]	180373,7057 [Lbf]
d (Diámetro de operación)		25,98 [in]
P_d (Paso diametral)		1,57 [in ⁻¹]
b (Ancho de cara)		12,60 [in]

Tabla 24. Esfuerzos de contacto y flexión AGMA

Esfuerzo AGMA	Caso de carga			
	Carga baja		Carga alta máxima	
	[Lbf/in ²]	[MPa]	[Lbf/in ²]	[MPa]
Contacto (s_c)	171124,03	1180,17	207752,26	1432,77
Flexión (s_t)	37882,87	261,26	55835,75	385,07

3.3 Ventana de vida de servicio AGMA

Los factores de ciclos de esfuerzo Z_N e Y_N tienen como objetivo ajustar los esfuerzos admisibles de contacto y flexión (s_c y s_t) por fuera de su valor experimental, mediante las características de las curvas S-N de los materiales que presenta la norma.

Despejando las ecuaciones 29 y 30 en función de Z_N e Y_N y considerando las cargas límites a las que se ven enfrentados los engranajes de salida, se obtienen los factores de ciclos de carga para la picadura y la flexión. El factor de vida por resistencia a la picadura se encuentra entre 1,13 y 0,93, mientras que para la resistencia a la flexión se encuentra 0,93 a 0,63. La norma 2001-D04 dispone diferentes ecuaciones dependiendo del material del engranaje para transformar el valor del factor a una cantidad de ciclos de esfuerzos equivalentes y viceversa. Para los aceros carburizados, considerando la opción más pesimista y el rango de valores obtenidos, esta conversión se genera a través de la ecuación 31 para el cálculo de la picadura y mediante la ecuación 32 para la flexión.

$$N = \left(\frac{2,466}{Z_N} \right)^{\frac{1}{0,056}} \quad (31)$$

$$N = \left(\frac{1,6831}{Y_N} \right)^{\frac{1}{0,0323}} \quad (32)$$

De esta manera se obtiene una ventana de servicio para la picadura entre los $6,33 \times 10^6$ a $2,02 \times 10^8$ ciclos de carga para la picadura y entre los $9,28 \times 10^7$ ciclos de carga a un estado de vida infinita para la picadura, ya que un valor Y_N igual a 0,63 supera los 10^{10} ciclos de carga, lo cual es el límite estudiado por la AGMA. En las Figuras 13 y 14 se presenta de manera gráfica la ventana de vida de servicio estimada en función de los ciclos de carga.

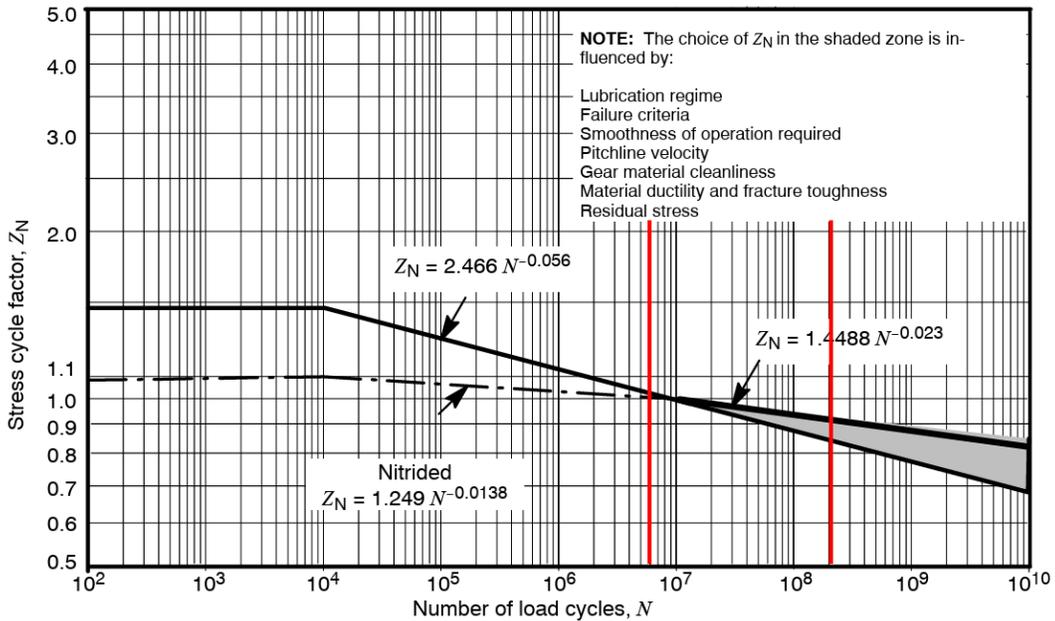


Figura 13. Ventana de vida de servicio en función a la resistencia a la picadura (Fuente: [13])

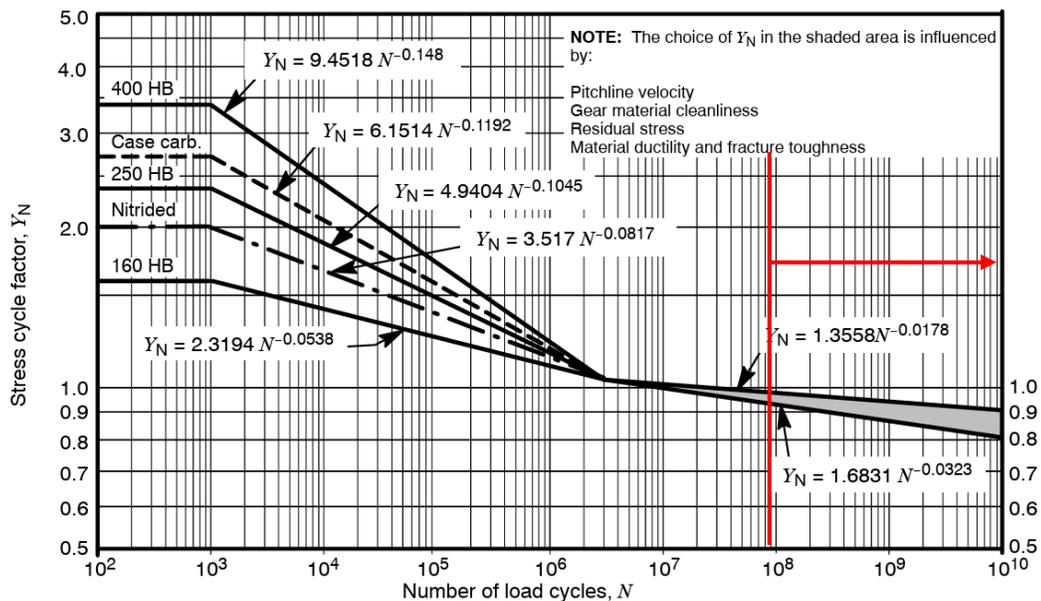


Figura 14. Ventana de vida de servicio en función de la resistencia a la flexión (Fuente: [13])

Estas ventanas de servicio, aunque muy poco precisas, permiten confirmar lo sensible que es la vida de servicio a las cargas a las que se somete el engranaje. Además permiten ratificar la aparición de la picadura antes de que ocurra la falla por flexión del diente. Esto es de suma importancia, ya que los engranajes pueden continuar su funcionamiento pese a presentar picadura en su flanco, pero es poco probable que suceda lo mismo con la flexión del diente, ya que este tipo de falla, en la mayoría de los casos daña de manera inmediata la transmisión, provocando ciclos no continuos e impactos en los dientes del engranaje adyacente o completa pérdida de capacidad de transmitir carga.

Mediante el uso de las normas AGMA se creó una ventana de servicio en función de los dos tipos de fallas más comunes que presentan los engranajes. El amplio uso y alcance de estas normas como herramientas de diseño acreditan a la estimación un nivel de confianza importante en combinación con el cálculo específico de los factores para el caso de estudio. Como elementos críticos, los engranajes 330 y 329 delimitan la vida útil del reductor, por lo que la aparición de estas fallas sobre el resto de las ruedas dentadas antes de la cantidad de ciclos de carga calculados sirve como argumento para la detección de mal funcionamiento en los engranajes no críticos. La Tabla 25 resume la ventana de servicio en función de los ciclos de carga para los factores de resistencia calculados.

Tabla 25. Ventana de servicio

Carga	Por resistencia a la picadura		Por resistencia a la flexión	
	Z_N	Ciclos de carga	Y_N	Ciclos de carga
Carga baja	0,85	$2,02 \times 10^8$	0,63	Vida infinita
Carga alta máxima	1,03	$6,33 \times 10^6$	0,93	$9,28 \times 10^7$

CAPITULO 4: Análisis por elementos finitos

4.1 Escenarios de estudio

El reductor se examina periódicamente para evaluar la condición de los engranajes y del resto de componentes. Debido a la envergadura y posición del equipo, las revisiones son meramente visuales, acompañadas de ensayos no destructivos, como tintas penetrantes, que permitan evaluar la condición sin la necesidad de desarmar equipo o componentes. Por esto, las evaluaciones son calificativas y no incluyen parámetros cuantitativos, como puede ser mediciones de espesor de los dientes o las dimensiones de los arranques por picadura.

El último reporte de inspección de los reductores de Huachipato disponible: “Inspección reductores LBR, N° 22-12-01-48 del 02/12/2022”, describe la condición del piñón del eje de salida (330) de la siguiente manera: “...se observa condición de descascarado en 2 zonas del mismo engranaje, de manera que, se solicita realizar ensayo no destructivo, arrojando como resultado indicios de fisuras en superficie de dientes a causa de desgaste y/o mecanizado, sin embargo, no muestra señales de fractura, por lo cual, se considera que mantiene similar comportamiento que inspección anterior...”.

Por medio de esta descripción y sin contar con mediciones de estas fallas, se propone crear tres modelos de estudio que permitan analizar el comportamiento del par de salida en función de un desgaste especulativo del espesor del diente y las cargas a las que se enfrenta el equipo. Un primer estudio, al que se le llamará nominal, analizará el engranaje en sus condiciones nominales enfrentado a la carga de trabajo baja y alta máxima, como método comparativo con los cálculos AGMA. Un segundo estudio al que se le llamara realista donde se analizara el engranaje suponiendo una pérdida de un 10% en el espesor del diente, enfrentado a la carga de trabajo media máxima. Y un tercer estudio al que se le llamará pesimista, donde el diente presente 20% de pérdida de espesor y se enfrente a la carga de trabajo alta máxima. La Tabla 26 resume los escenarios de estudio.

Tabla 26. Escenarios de estudio

Escenario	Espesor del diente (tangencial)	Carga (Torque de transmisión)
Nominal	29,540 [mm]	179,8 [kNm] y 264,9 [kNm]
Realista	26,586 [mm]	254 [kNm]
Pesimista	23,632 [mm]	264,9 [kNm]

4.2 Modelamiento y mallado

El estudio se lleva a cabo por medio de ANSYS Mechanical, el modelo 3D de los engranajes se realiza por medio de la herramienta nativa de diseño: Spaceclaim. De esta manera se simplifica la modificación de la geometría, sin la necesidad de exportar e importar archivos para luego ser cargados a la simulación. En la Figura 15 se presentan las especificaciones geométricas generales del eje engranaje 330. El eje engranaje 329 es análogo en sus dimensiones, solamente con un eje más corto ya que este eje no necesita montar una corona adicional.

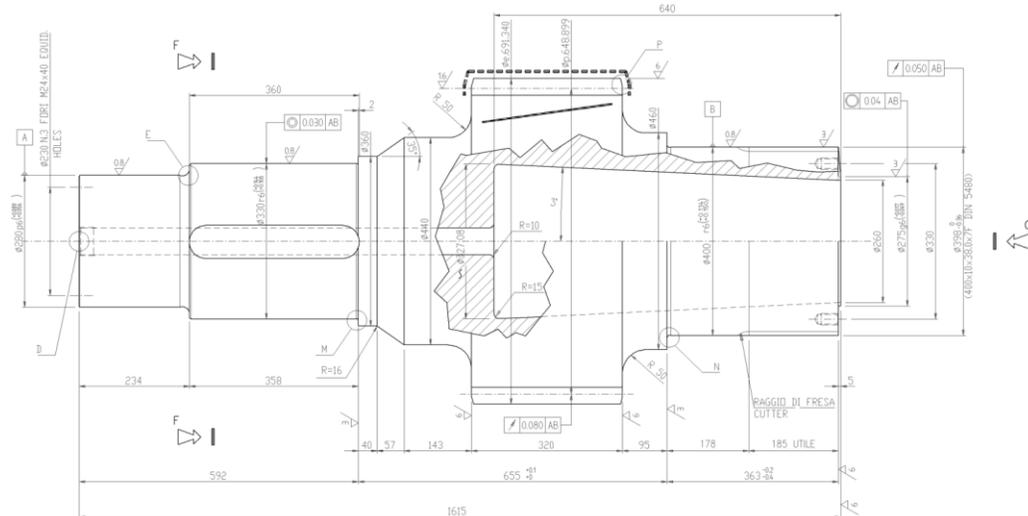


Figura 15. Extracto del plano del eje piñón 330

Se aprecia que el eje engranaje es hueco y que posee un conjunto de dientes rectos en uno de sus extremos. Estos se encuentran bajo la norma DIN 5480, y sirven para montar las conexiones a los ejes del laminador. Estos no son de interés para el análisis. La Figura 16 presenta el modelo 3D completo del eje engranaje 330 y su corona 329.



Figura 16. Par de salida [Creación propia]

Para llevar a cabo la simulación se debe crear una malla que permita el cálculo de los esfuerzos. El éxito de la simulación, como el tiempo de procesamiento así como de la naturaleza de los resultados depende directamente de la calidad de la malla. Debido a la licencia disponible para llevar a cabo el estudio (Ansys Student), la malla se ve limitada a un máximo de 128000 nodos o elementos, por lo que se debe modificar el modelo inicial a un modelo equivalente si se desean obtener resultados representativos ya que estos no son suficientes para teselar el modelo completo correctamente.

Como el análisis de los esfuerzos se enfoca en el desarrollo de los esfuerzos sobre los dientes, se restringe la geometría del eje engranaje solamente al área de los dientes de 320 [mm] de largo sobre el eje del cilindro. Se disminuye el espesor del anillo bajo los dientes desde un mínimo de 146,38 [mm] hasta 43 [mm] constantes, de esta manera se cumple con el mínimo teórico expuesto por la AGMA para que no se desarrollen esfuerzos dañinos en esta sección. Como los engranajes 330 y 329 comparten la carga de transmisión sobre más de un diente, si se desean analizar los esfuerzos sobre un diente en específico se requiere de dos dientes anteriores y dos posteriores para simular correctamente el ciclo de carga completo de un diente, ya que como se vio en el capítulo de contextualización del reductor, el par de salida tiene una relación de contacto total de 2,57. La Figura 17 presenta el modelo equivalente para el escenario nominal, con el engranaje 330 señalado en rojo y el 329 en azul.

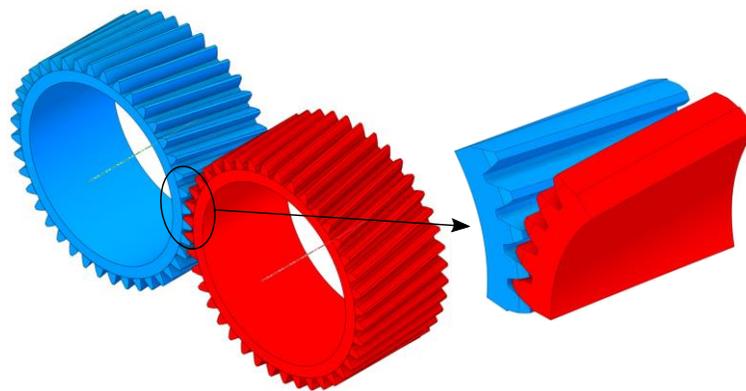


Figura 17. Sección equivalente [Creación propia]

Gracias a estas modificaciones se puede aprovechar de mejor manera los elementos y nodos disponibles para la generación de la malla. Con la finalidad de mejorar la malla para los dientes de estudio, se dividen las superficies que los conforman, formando una partición frontal en dirección a la zona de contacto, la cual abarca cerca de un 25% del área total del diente, y una partición trasera con un 75%. La partición frontal tiene como objetivo generar una malla fina que permita obtener los esfuerzos por contacto y flexión de manera precisa, mientras que la partición trasera permite que la malla fina frontal no sufra un descenso abrupto en su densidad y calidad. Además la base del engranaje se divide en 2 caras a la altura del círculo base como se presenta en la Figura 18.

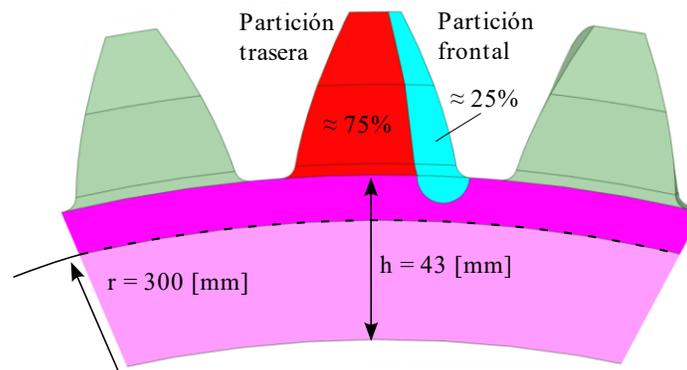


Figura 18. Seccionamiento del modelo [Creación propia]

La Figura 19 enumera las superficies dimensionadas, mientras que la Tabla 27 presenta la configuración de la malla local para cada cara numerada para el escenario optimista. Las Tablas A6-1 y A6-2 del anexo 6 contienen los datos análogos para los escenarios realista y pesimista, sin embargo estos no varían en gran medida.

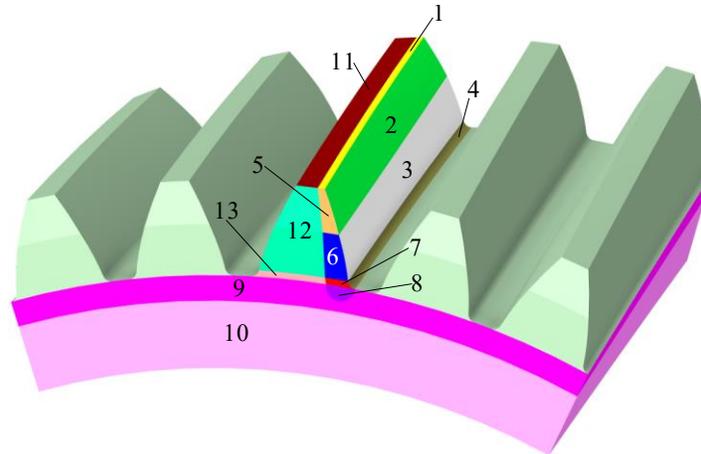


Figura 19. Caras para dimensionamiento [Creación propia]

Las superficies 10 y 9 tienen como objetivo disminuir la densidad de la malla en zonas que no son de interés para el estudio. La superficie 8 corresponde a la proyección de la zona de interés del empalme y tiene como objetivo mejorar el acercamiento de la malla hacia el empalme y mejorar la visualización de esfuerzos de flexión bajo el diente. Las áreas 11, 12 y 13 tienen como finalidad evitar el descenso abrupto en la densidad y calidad de la malla desde la zona de interés hacia posterior del diente.

La configuración base del mallado se establece con preferencia de físicas en mecánica, un tamaño de elementos por defecto en 6 [mm] y con una teselación por defecto de tetraedros para todos los escenarios de estudio.

Tabla 27. Dimensionamiento de las caras, escenario de estudio nominal

Superficie	Número	Tamaño del elemento	Comportamiento
Punta frontal	1	1,8 [mm]	Suave
Cara superior frontal	2	4 [mm]	Suave
Cara inferior frontal	3	4,5 [mm]	Suave
Empalme frontal	4	2 [mm]	Suave
Cara lateral superior	5	2 [mm]	Suave
Cara lateral inferior	6	2 [mm]	Suave
Empalme lateral	7	1 [mm]	Suave
Base empalme	8	2 [mm]	Suave
Base media	9	6 [mm]	Suave
Base exterior	10	12 [mm]	Suave
Punta trasera	11	3,5 [mm]	Suave
Respaldo trasero	12	5 [mm]	Suave
Respaldo empalme	13	2 [mm]	Suave

La Tabla 28 presenta las estadísticas de la malla para cada escenario una vez aplicado el dimensionamiento de caras. La Figura 20 presenta la malla junto a un acercamiento a la zona de estudio para el escenario nominal.

Tabla 28. Elementos y nodos de mallas por escenario de estudio

Parámetro	Escenario		
	Nominal	Realista	Pesimista
Nodos	127914	127909	127671
Elementos	75140	75002	74689
Nodos esquina	19766	19783	19808
Nodos medios	108148	108126	107863
Elementos solidos	75140	75002	74689

La calidad de las mallas de cada escenario se revisó por medio de la hoja de cálculo de calidad de malla de ANSYS (Mesh Quality Worksheet). Ninguna malla presenta error, y los elementos de menor calidad se encuentran lejos de la zona de estudio, con la excepción de algunos elementos de la punta del diente, sin embargo se encuentra suficiente considerando la cantidad de elementos disponibles.

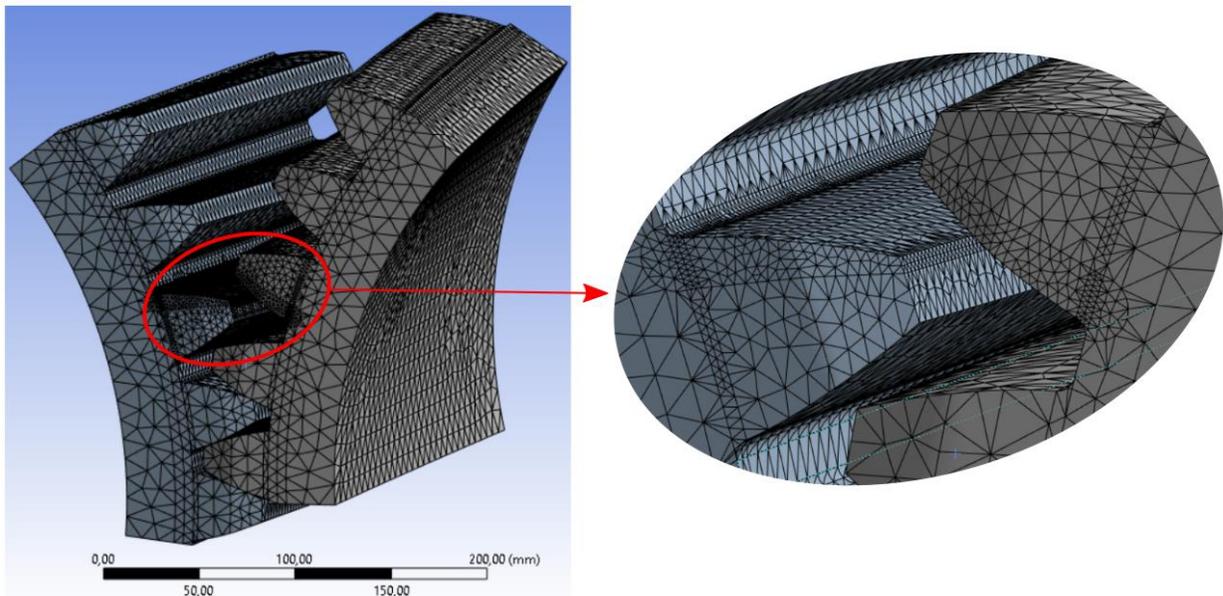


Figura 20. Acercamiento malla dientes de estudio, escenario nominal [Creación propia]

4.3 Preprocesamiento

Los modelos y sus mallas se cargan al módulo de análisis estructural de Ansys mechanical (statical structural). Se añade el acero 18NiCrMo5 a la librería de materiales según las características presentadas en las Tablas 7 y 8 junto a los datos de las Figuras 4 y 5. Se definen las zonas de contacto para cada engranaje en las correspondientes caras que transmiten la potencia, y se modifican los siguientes parámetros de la configuración de contacto según se presenta en la Tabla 29.

Tabla 29. Configuración contacto

Ítem	Configuración
Tipo (Type)	Sin fricción (Frictionless)
Formulación (Formulation)	Lagrange aumentado (Augmented Lagrange)
Rigidez normal (normal stiffness)	Por factor (factor) Factor = 1
Actualizar rigidez (Update stiffness)	En cada iteración (Each Iteration)
Tratamiento de la interfaz (Interface Treatment)	Ajustar a tocar (Adjust to Touch)

Los engranajes se restringen por medio de una conexión de tipo cuerpo-tierra (body to ground) de revolución (revolute) en su cara cilíndrica. De esta manera se limita el movimiento del engranaje a rotar sobre su eje sin desplazarse. Se modifica la configuración del análisis (analysis settings) según se presenta en la Tabla 30.

Tabla 30. Configuración del análisis

Ítem	Configuración
Subetapas iniciales (Initial sub steps)	200
Subetapas mínimas (Minimum sub steps)	200
Subetapas máximas (Maximum sub steps)	300
Gran deflexión (Large deflection)	Encendido (On)

La modificación de las subetapas tiene como objetivo obtener varias mediciones de esfuerzos de manera que se pueda apreciar ampliamente la carga y descarga del diente de estudio. Además, el encendido de grandes deflexiones tiene como objetivo introducir al análisis el cambio en el tiempo de las cargas que se generan sobre los dientes y permitir la simulación del engranado de los dientes.

Finalmente por medio de una carga conjunta (joint load) se configura la aplicación de torque para el engranaje 330 y rotación para el engranaje 329 según los sentidos de rotación definidos en el capítulo de caracterización del reductor. Los momentos aplicados corresponden a los presentados en la Tabla 26 para cada escenario, y se estipulan por medio de datos tabulados, de tal manera que el torque aplicado sea constante desde un inicio hasta el término de la rotación. La rotación del engranaje 329 se estipula hasta de 0 a 27°, de esta manera se puede apreciar la carga y descarga en la zona de estudio.

4.4 Resultados de la simulación

Los resultados de interés de la simulación se dividen en dos partes. Los esfuerzos producto del contacto de los dientes y los esfuerzos de flexión provocados por la transmisión de potencia en la raíz del diente. Antes de presentar los resultados es necesario destacar que para mejorar la visualización de algunas situaciones, se modificó la malla para ciertas locaciones. Las Figuras 21 a la 24 presentan una malla enfocada a los flancos, mientras que las Figuras 39 y 40 presentan una malla mejorada para la raíz del diente de estudio. Estas mallas son meramente usadas para mejorar la visualización, y los valores de los esfuerzos que se presentan son calculados por medio de las mallas presentadas anteriormente.

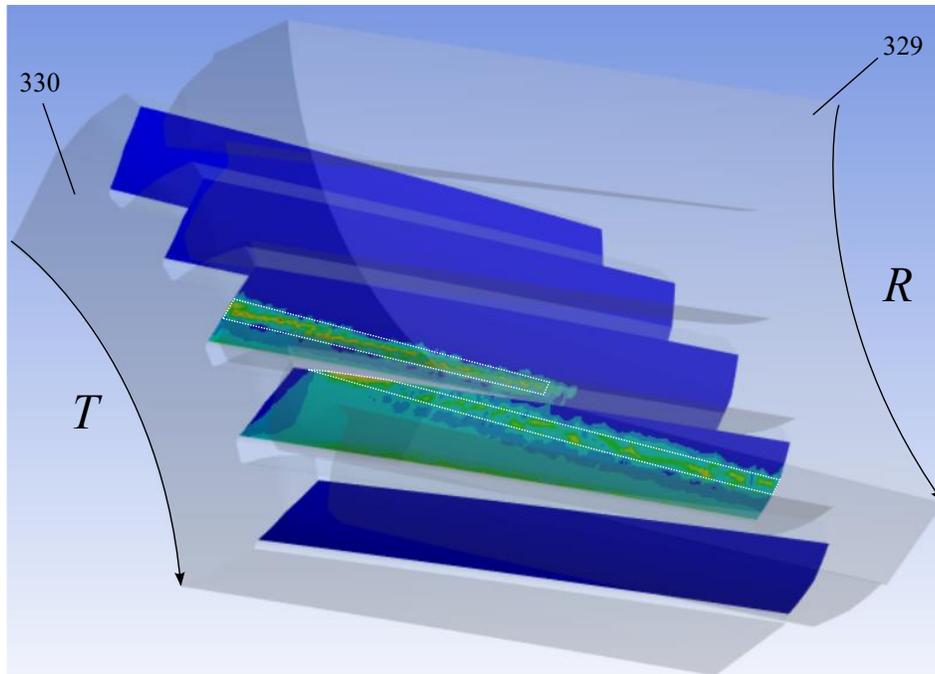


Figura 21. Líneas de contacto, escenario nominal, 2 dientes reparten carga

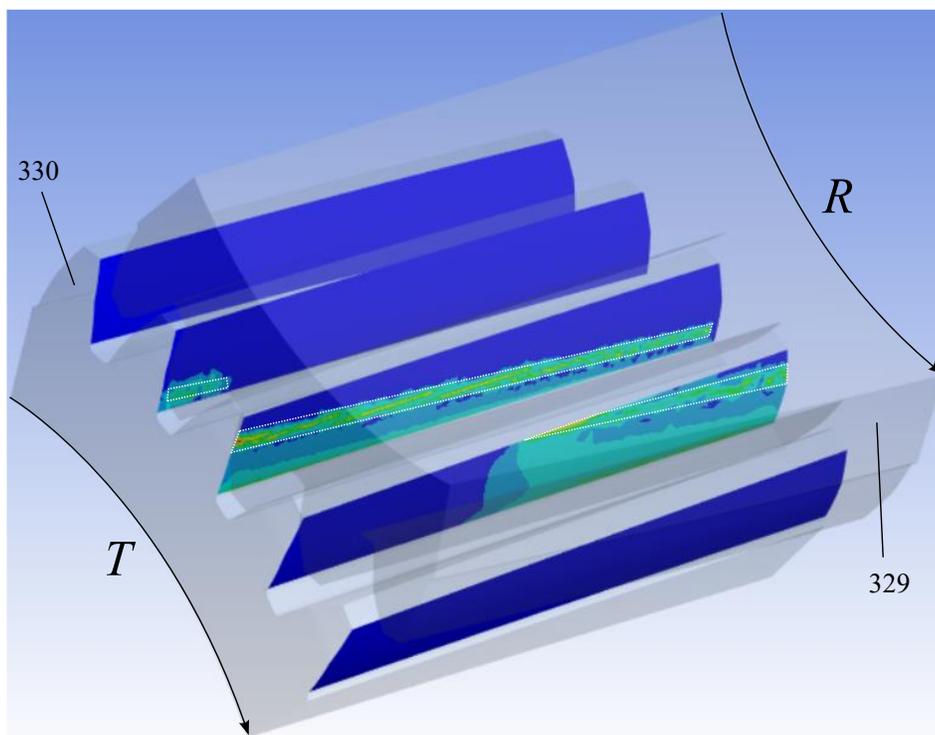


Figura 22. Líneas de contacto, escenario nominal, 3 dientes reparten carga

Gracias a la distribución de los esfuerzos de contacto, se evidencia que la carga se reparte entre dos a tres dientes durante la transmisión de potencia, como se aprecia en las Figuras 21 y 22. Pese a una pérdida de espesor de un 20%, los engranajes continúan repartiendo su carga entre 2 a 3 dientes, como se aprecia en las Figuras 23 y 24.

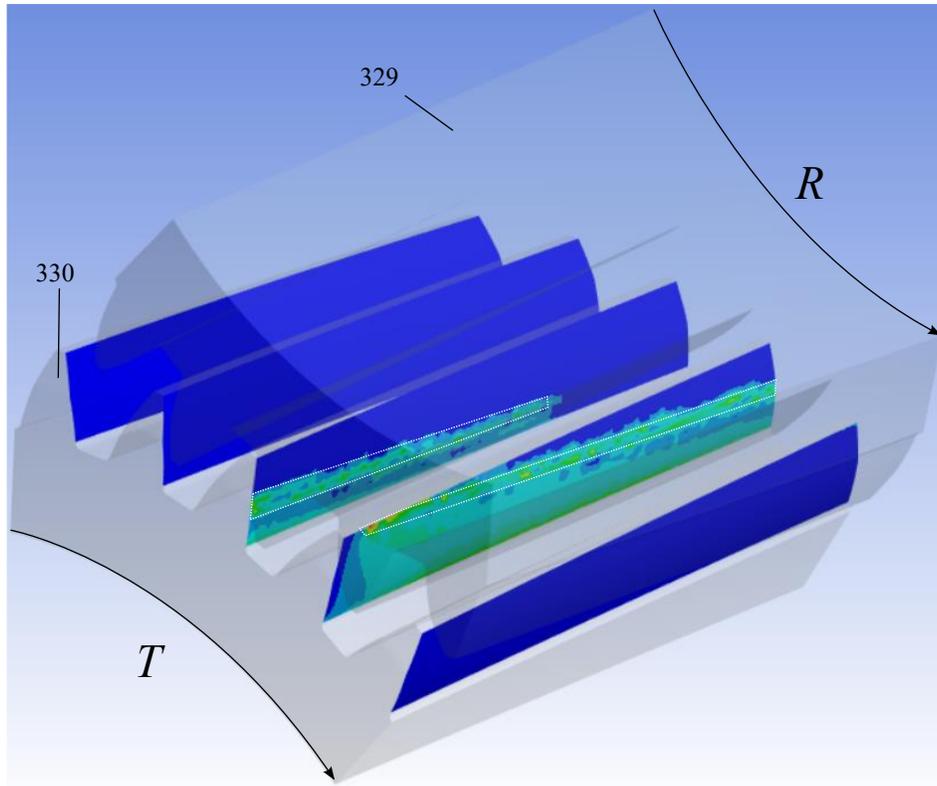


Figura 23 Líneas de contacto, escenario pesimista, 2 dientes reparten la carga

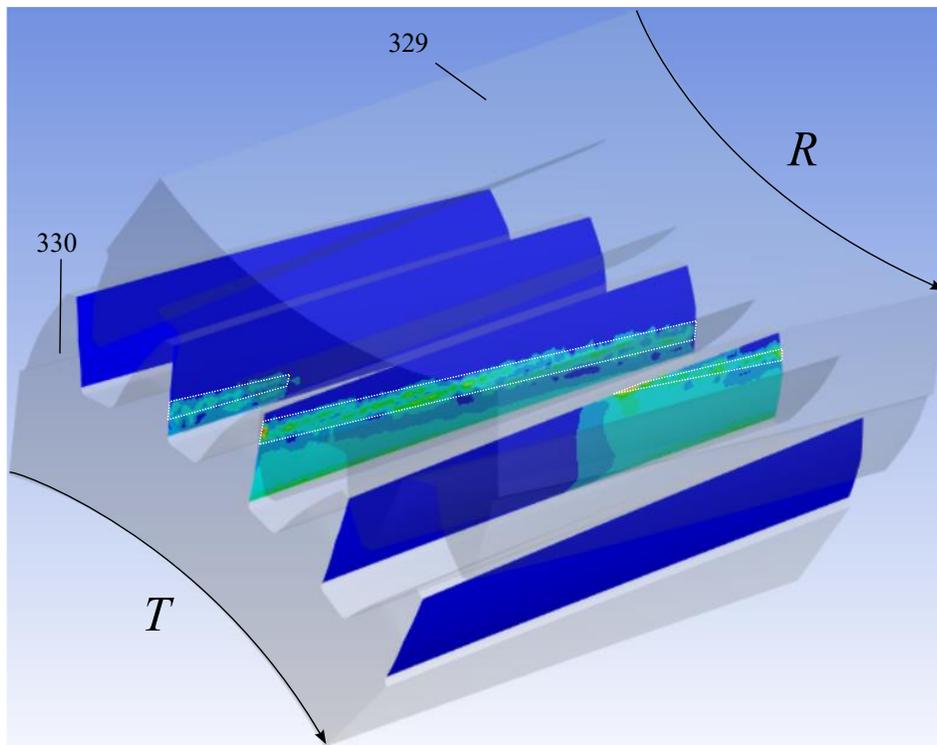


Figura 24. Líneas de contacto, escenario pesimista, 3 dientes reparten la carga

Los esfuerzos máximos se presentan para todos los escenarios de estudios en las mismas ubicaciones. El máximo se da sobre una de las puntas de los dientes de cada engranaje, debido a que la transmisión

de potencia parte con el diente del engranaje 330 cargando su punta sobre la mitad inferior del flanco del diente conjugado. Al finalizar la carga la punta del diente del engranaje 329 es cargado por el flanco del diente del engranaje 330, creando un ciclo reciproco pero opuesto en la carga. Posteriormente el máximo se presenta y se traslada en las aristas de las caras de contacto como se ilustra en la Figura 25.

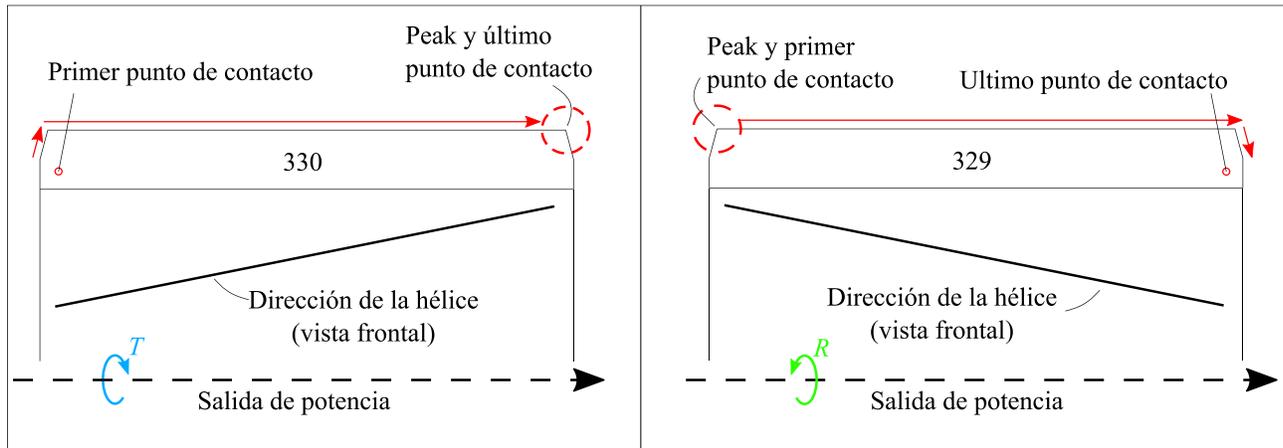


Figura 25. Desplazamiento de los esfuerzos de contacto máximos [Creación propia]

Las Figuras 26 a la 31 presentan los esfuerzos equivalentes de von-Mises producto del contacto entre los flancos de los dientes durante la transmisión de potencia.

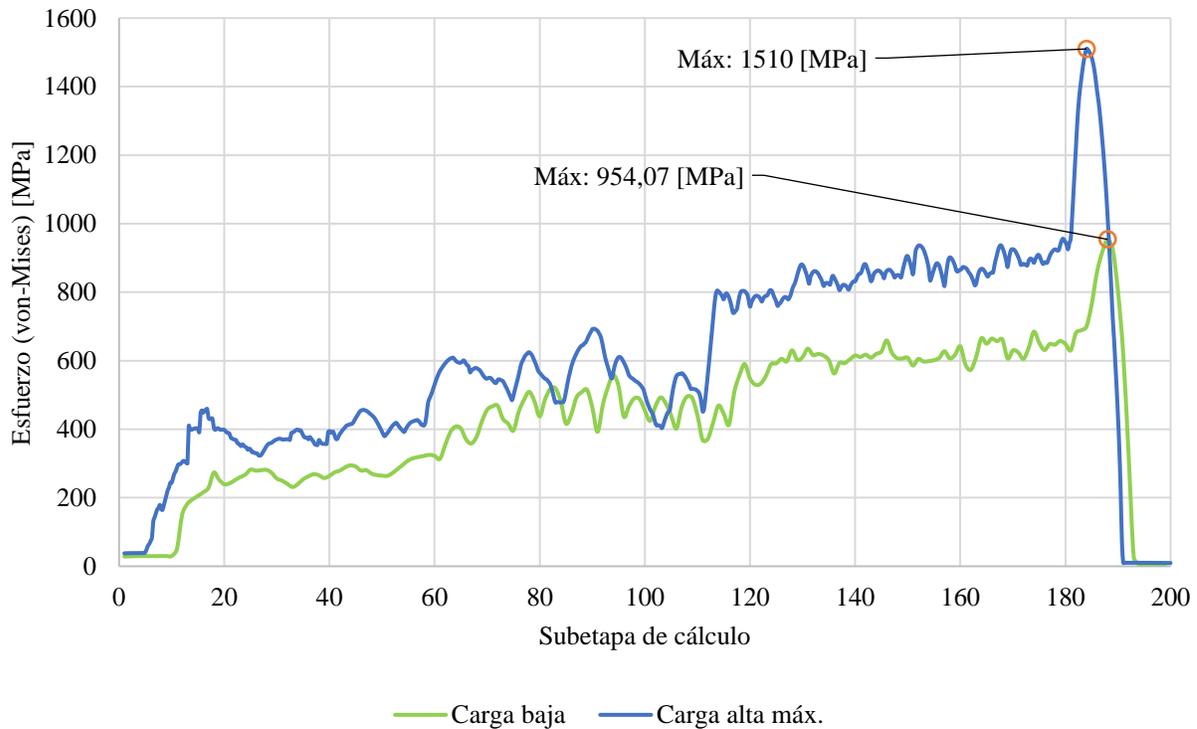


Figura 26. Escenario nominal, ciclo de carga flanco de contacto diente engranaje 330

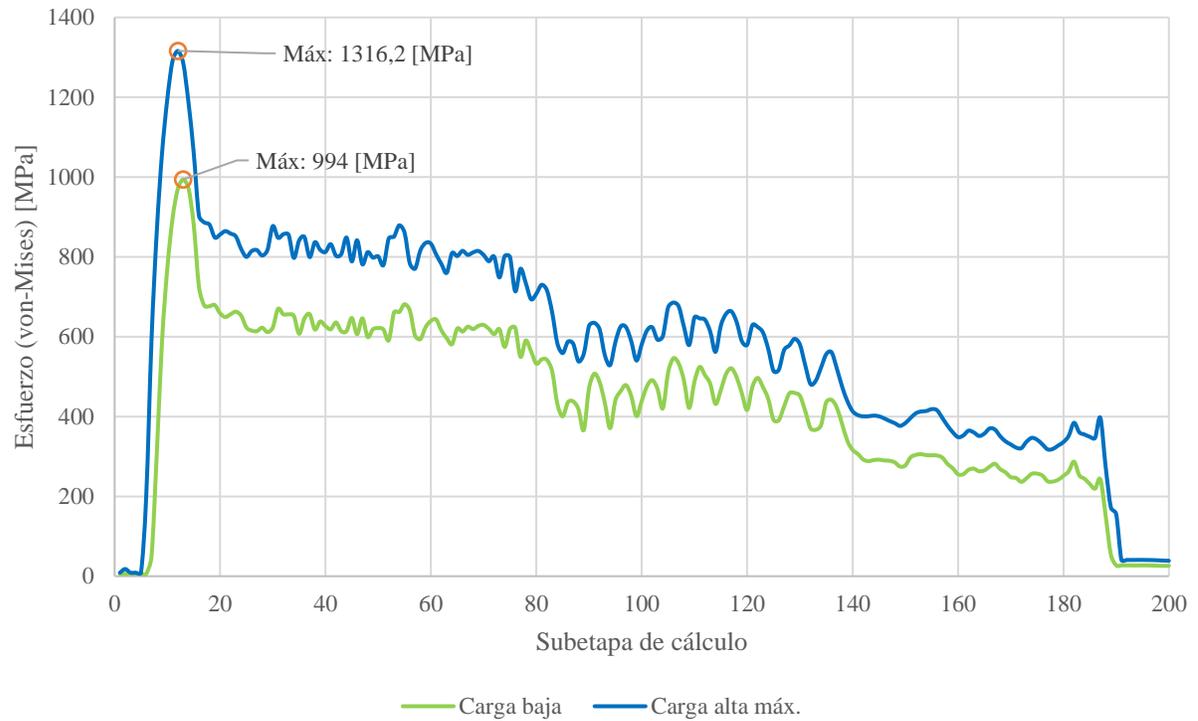


Figura 27. Escenario nominal, ciclo de carga flanco de contacto diente engranaje 329

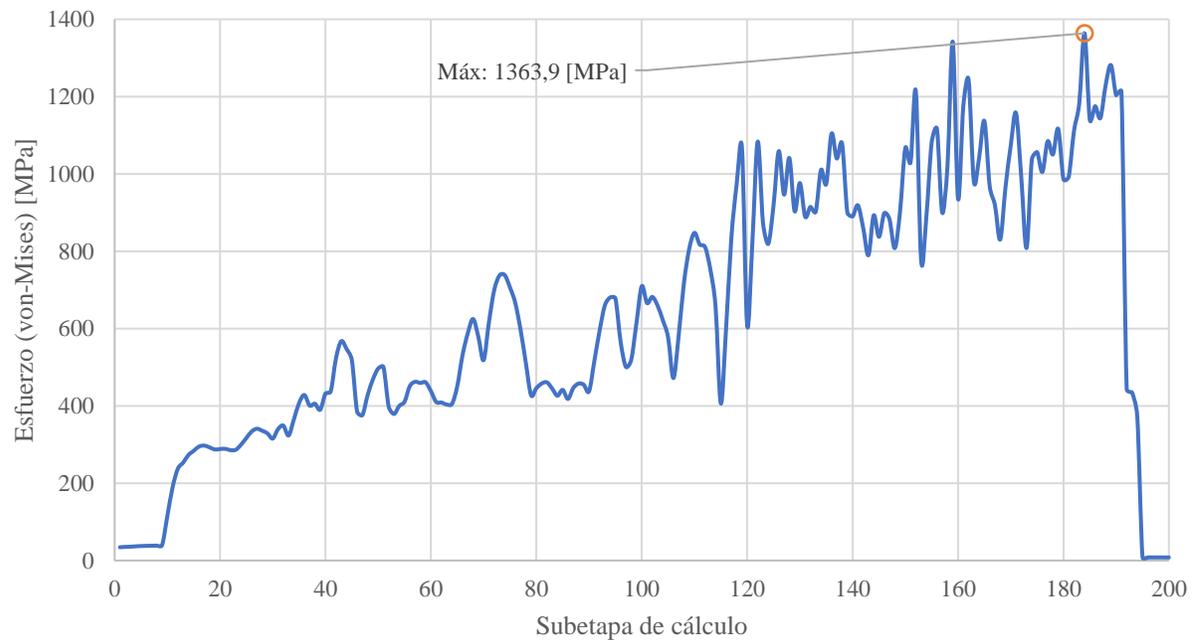


Figura 28. Escenario realista, ciclo de carga flanco de contacto diente engranaje 330

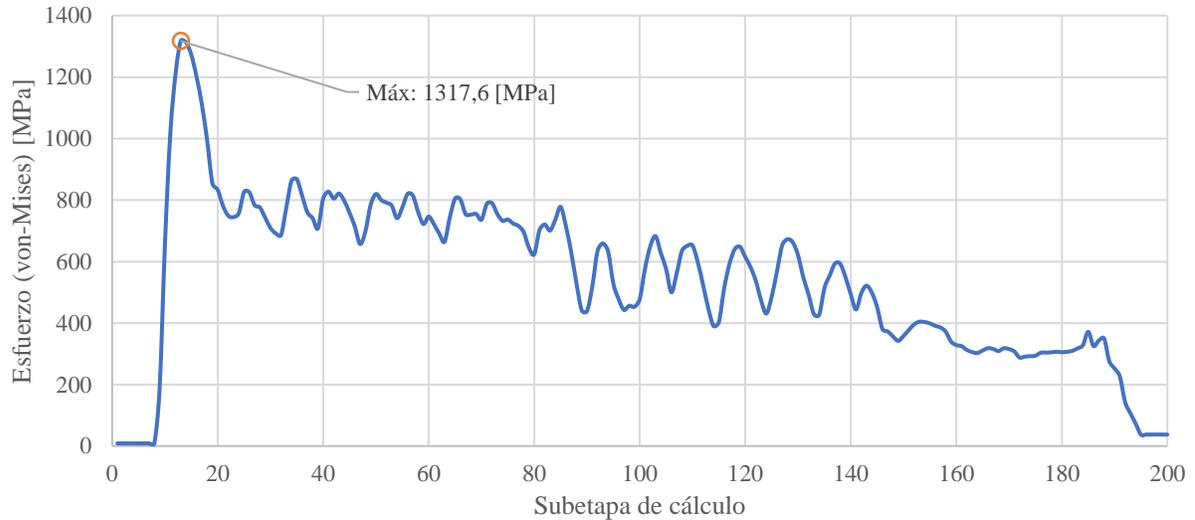


Figura 29. Escenario realista, ciclo de carga flanco de contacto diente engranaje 329

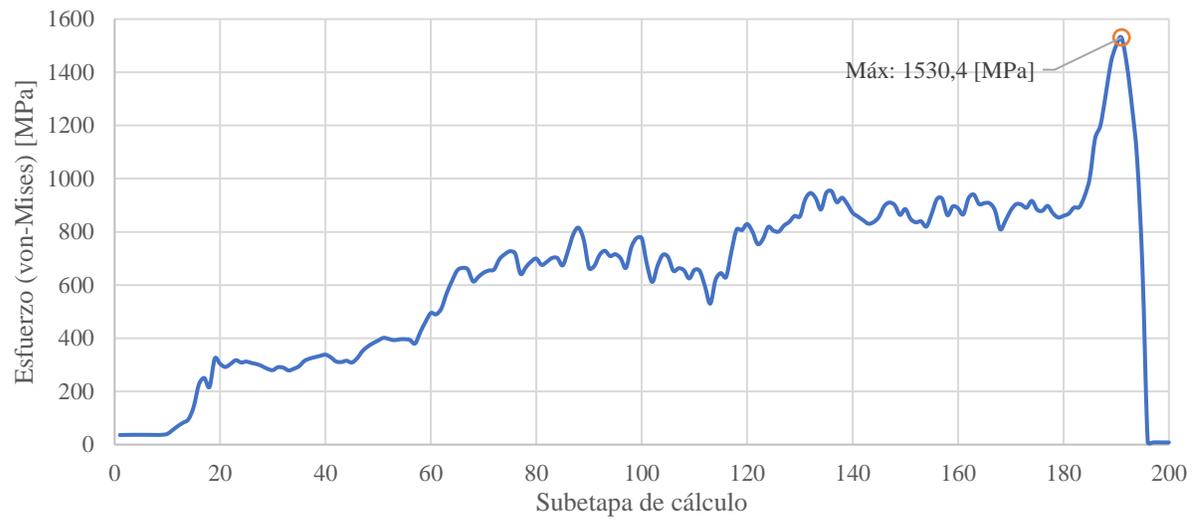


Figura 30. Escenario pesimista, ciclo de carga flanco diente engranaje 330

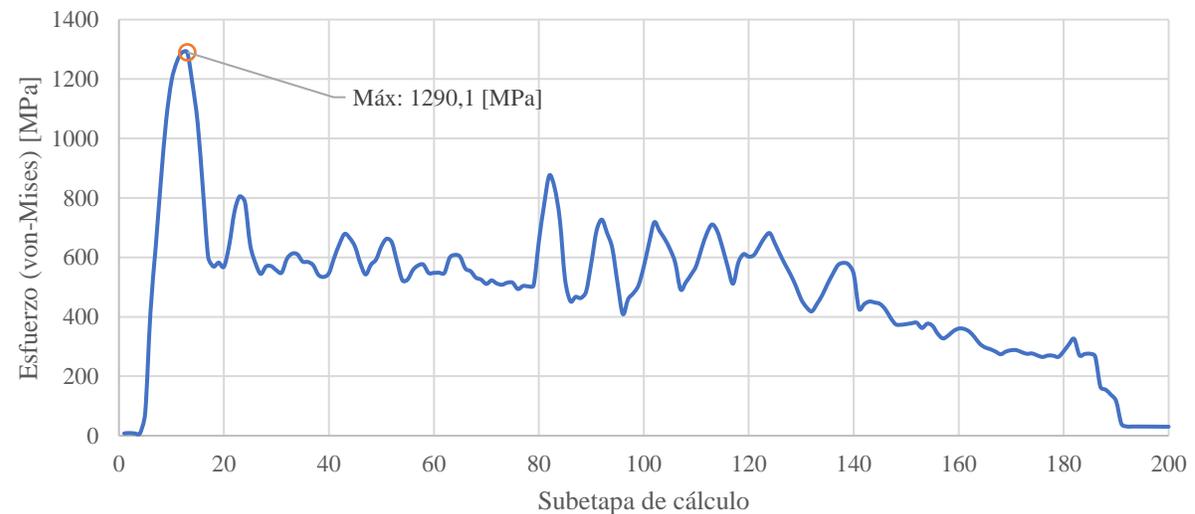


Figura 31. Escenario pesimista, ciclo de carga flanco diente engranaje 329

Se aprecia que las curvas de esfuerzo de contacto son conjugadas y opuestas, presentando una forma similar pero en revés, como si fuese una reflexión. Además se repite la tendencia de un pico durante la descarga del diente del engranaje 330, así como carga del flanco del diente del engranaje 329. Este pico ocurre para una posición en donde uno de los dientes es cargado en su punta cerca de la mitad superior externa del flanco de su diente conjugado.

La Figura 28 no presenta el pico del resto de curvas, esto se puede deber a elementos de menor calidad en la punta del diente, que no permitan correctamente describir la curvatura de esta zona, lo que genera cálculos anómalos. Además en general las formas oscilantes que se generan en todas las curvas son indicativas de un desfase en los cálculos, posiblemente por un contacto entre nodos con elementos medios.

Los esfuerzos máximos de contacto varían en 240,0 MPa, lo que no es insignificante. Los esfuerzos máximos del escenario nominal, carga alta máxima se encuentran en este rango. Debido que los esfuerzos de contacto son directamente influenciados por la fuerza y radios de curvatura de las superficies, y estos casos de estudio presentan misma carga y los mismos perfiles involutos se considera que el rango entre los 1290 a 1530 MPa es un rango aceptable para describir los esfuerzos máximos producto de la carga más alta de trabajo. Los esfuerzos máximos del escenario realista también entran en este intervalo, sin embargo como la diferencia de torque es de 10,1 kNm es posible que la malla no sea lo suficientemente precisa como para señalar una gran diferencia entre los dos escenarios.

Los resultados se encuentran aceptables mas no buenos del todo. Estos permiten caracterizar ciertos fenómenos pero las oscilaciones demuestran una falta de pulido en la malla. Los resultados son suficientes para generar un intervalo descriptivo de los esfuerzos máximos para cada caso de carga, pero no un valor robusto.

Respecto a la flexión del diente, la teoría más tradicional (teoría de Lewis) indica que los esfuerzos de flexión máximos ocurren en el punto de tangencia del radio de la raíz del diente con el flanco involuto de este. Teorías más recientes, como el método de los 30°, ubica los esfuerzos de flexión máximos en un punto inferior al tradicional, como se presenta en la Figura 32.

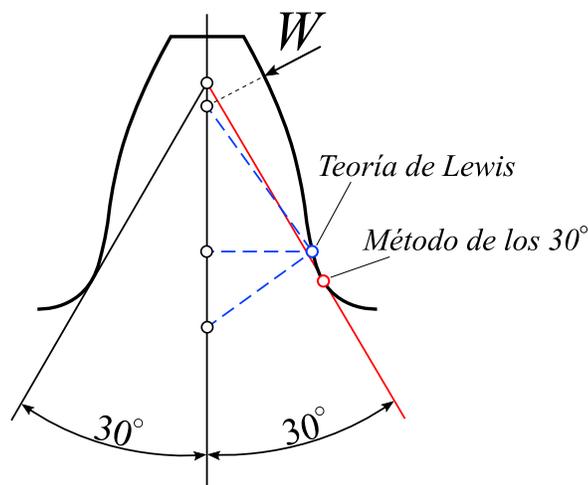


Figura 32. Comparación ubicación punto de esfuerzos máximos de flexión (Adaptado de: [9])

La teoría de Lewis posiciona el punto de mayor estrés en la sección en cual se une el empalme de la raíz con el flanco involuto mientras se considera una carga W en el punto más alto de contacto en el diente para determinar la geometría crítica. Mientras que el método de los 30° ubica el punto de mayor estrés por flexión en un lugar del empalme, bajo del punto de la teoría de Lewis. El método de los 30° no requiere de ubicar el punto más alto de carga para determinar la geometría crítica. Es a través de este método por medio del cual se desarrollan los cálculos análogos de diseño de engranajes de la ISO. Considerando estos puntos y que la raíz del diente, por su forma, actúa como un concentrador de esfuerzos, se especifica dentro de las soluciones el reporte del esfuerzo equivalente de von-Mises que se desarrolla para toda la zona de la raíz del diente (área 4 de la Figura 19) para un ciclo de carga completo. Las Figuras 33 a 38 presentan la curva de esfuerzo equivalente máximo de von-Mises que se genera durante un ciclo de carga para la zona de la raíz para todos los escenarios y para ambos engranajes de salida.

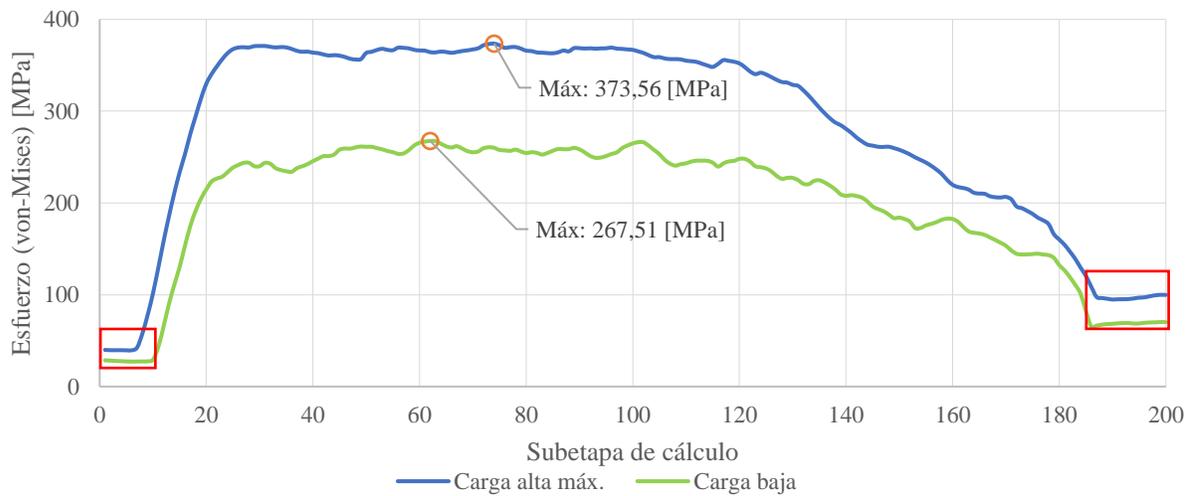


Figura 33. Escenario nominal, ciclo de carga diente engranaje 329

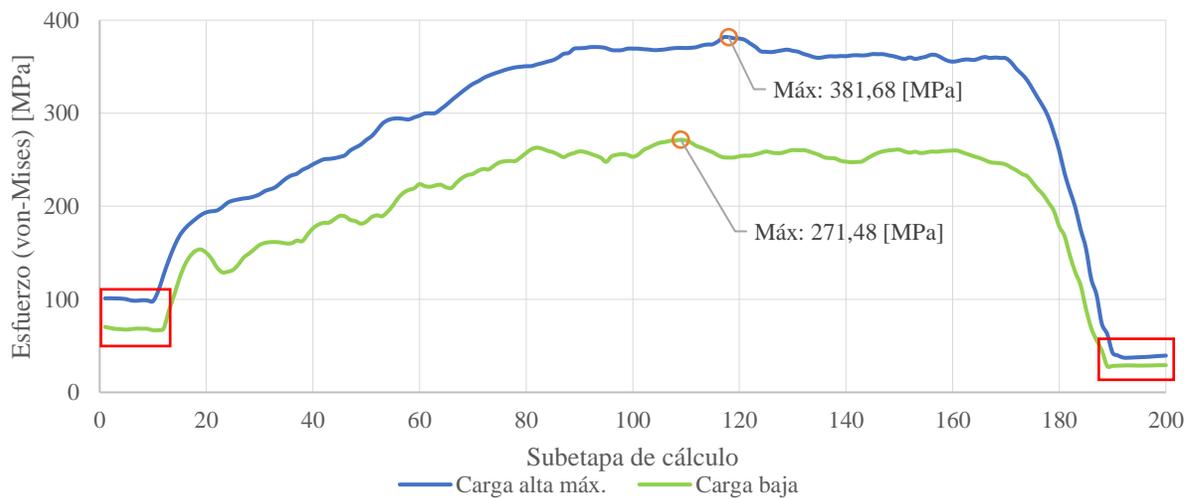


Figura 34 Escenario nominal, ciclo de carga diente engranaje 330

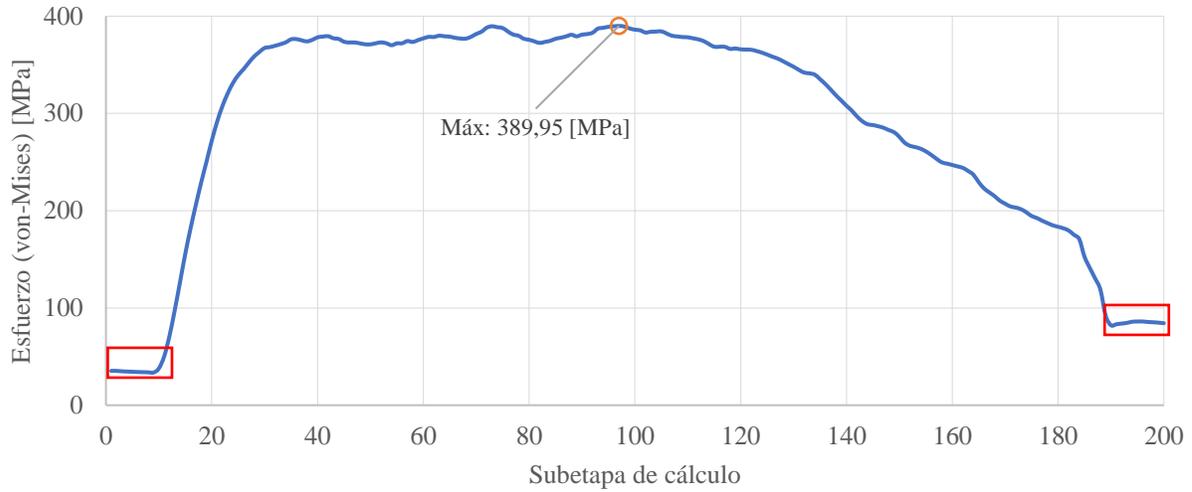


Figura 35. Escenario realista, ciclo de carga diente engranaje 329

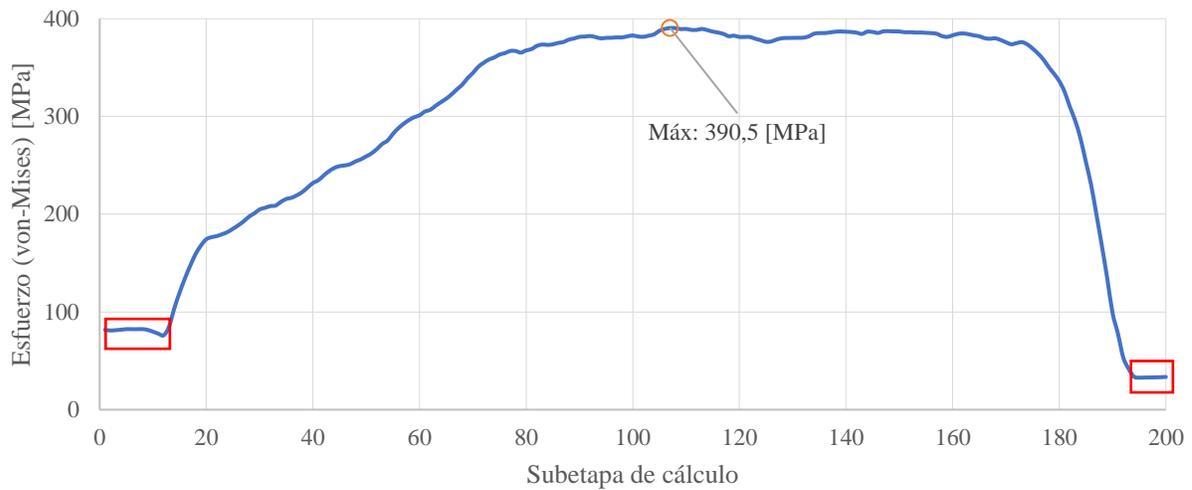


Figura 36. Escenario realista, ciclo de carga diente engranaje 330

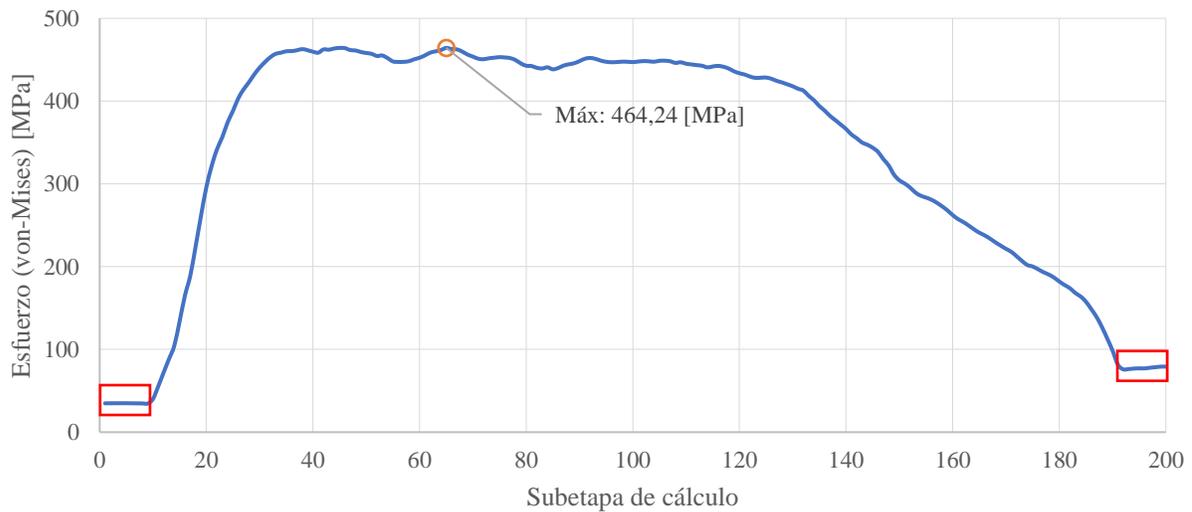


Figura 37. Escenario pesimista, ciclo de carga diente engranaje 329

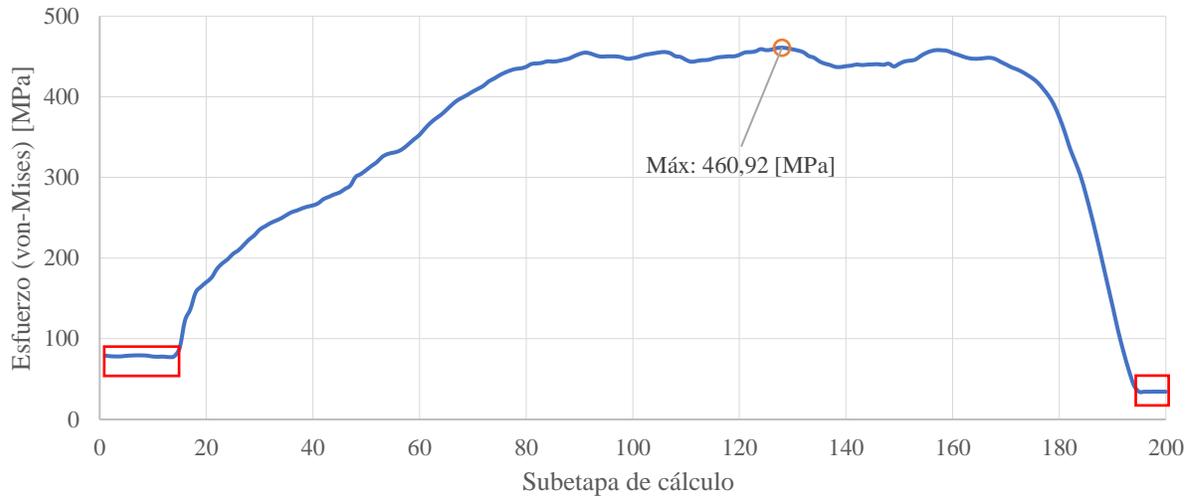


Figura 38. Escenario pesimista, ciclo de carga engranaje 330

Las secciones encerradas en rojo se consideran datos anómalos, que no corresponden a valores representativos de la flexión del diente. Estos valores se deben a una calidad menor en la malla fuera del diente de estudio y a esfuerzos equivalentes que representan compresión o tracción producto de la carga que experimentan los otros dientes del modelo.

Se aprecia en las curvas de esfuerzo tres zonas o tendencias, de carga, casi constante y de descarga. Se presenta una descarga suave para los dientes del engranaje 329, así como para la carga de los dientes del engranaje 330. Mientras que la carga de los dientes del engranaje 329 es abrupta, así como para la descarga de los dientes del engranaje 330. Estos fenómenos comprueban la repartición de carga en más de un diente, propio de los engranajes helicoidales convencionales. A su vez las curvas son conjugadas pero opuestas en su forma entre los pares de dientes engranados, mientras que las magnitudes de los esfuerzos no varían en gran medida a diferencia de los resultados para los esfuerzos de contacto.

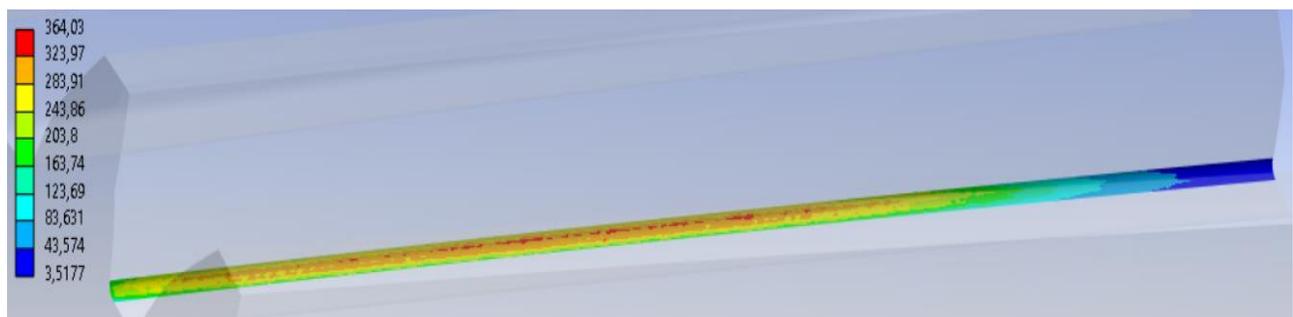


Figura 39. Desarrollo de los esfuerzos diente engranaje 329, escenario nominal carga alta máx.

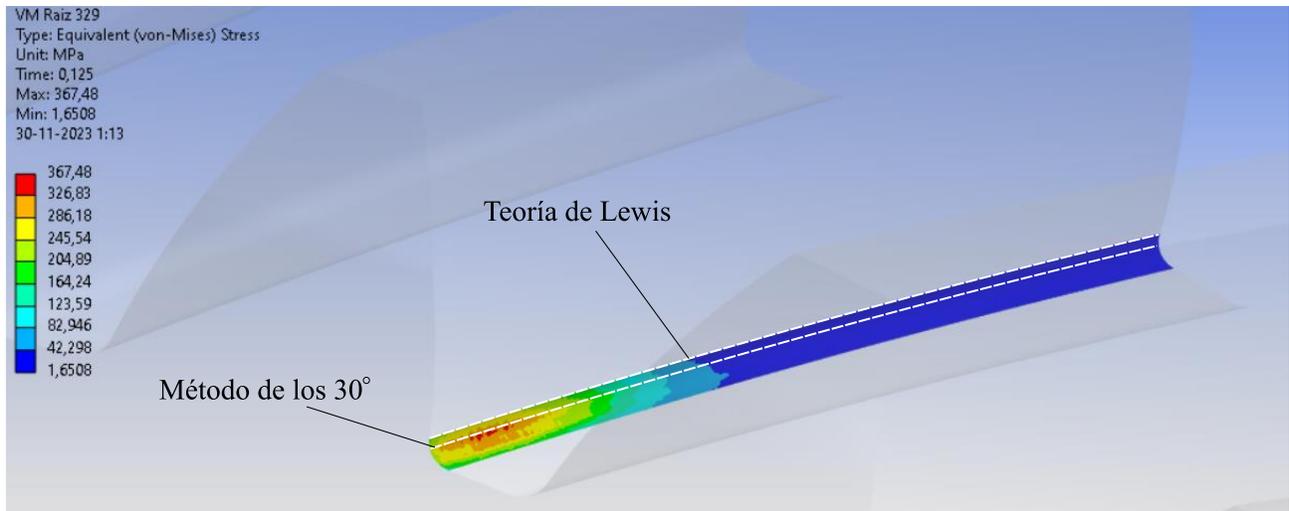


Figura 40. Desarrollo de esfuerzos inicio ciclo de carga diente 329, escenario nominal carga alta máx.

La Figura 39 presenta el desarrollo y concentración de los esfuerzos sobre la raíz del diente del engranaje 329 para el escenario nominal bajo la carga alta máxima, cercano a la subetapa de cálculo 30. Se aprecia que los esfuerzos máximos se acumulan bajo la conexión del empalme al flanco involuto del diente. La Figura 40 presenta el desarrollo de los esfuerzos durante la carga del diente del engranaje 329 (cercano a la subetapa de cálculo 20), contrastando las líneas que se forman por los puntos teóricos de esfuerzos máximos según la teoría de Lewis y el método de los 30°. Se aprecia que los esfuerzos máximos obtenidos se concentran levemente bajo la línea del método de los 30° por lo que se considera que los esfuerzos son representativos.

Debido a que esta sección de la malla realiza los cálculos de los esfuerzos sin contacto directo entre los elementos de un diente a otro, la estabilidad de las curvas es mayor y mejor que las de los esfuerzos de contacto.

En resumen los resultados de la aplicación de elementos finitos por medio de Ansys Mechanical se encuentran suficientes como para describir y aproximar el comportamiento general de los engranajes críticos, así como del aumento de los esfuerzos de flexión por pérdida del espesor del diente, mientras que los esfuerzos de contacto requieren de una malla de mejor orden y calidad para mejorar la estabilidad de las curvas de esfuerzos, sin embargo los resultados disponibles sirven para crear un rango de comportamiento. Los esfuerzos de contacto del escenario nominal varían entre 954,07 a 994 MPa para la carga de trabajo más baja, y entre los 1316,2 a 1510 MPa. Para el caso de la flexión del diente, los esfuerzos de flexión máximos para el escenario nominal varían entre 267,51 a 271,48 MPa para la carga de trabajo más baja y entre 373,56 a 381,68 MPa para la carga alta máxima.

CAPÍTULO 5: Estudio de vibraciones

Todo equipo tiene una vida útil propuesta por su fabricante, estas ventanas de tiempo son teóricas y en la realidad pueden variar de gran manera por numerosos factores, los cuales van desde el cuidado que se les da a los componentes, como a factores externos del medio donde se desenvuelve la operación. Estos factores son muchas veces difíciles de calificar por lo que su impacto directo en la vida del equipo no siempre es de interpretación inmediata y/o cuantificable.

Con el objetivo de optimizar recursos, la industria ha cambiado de una vista del reemplazar y desechar, a la mantención cada vez más cuidada de componentes y sistemas. Gracias a esto, se han desarrollado múltiples maneras de calificar la condición general inmediata de un equipo en base a datos que caracterizan la suma de factores que afectan al equipo sin la necesidad de conocer el alcance particular de estos. Estos datos a su vez pueden ser utilizados para estimar una ventana de tiempo de vida útil por medio de diferentes modelos, los cuales se categorizan bajo el nombre: “Data driven RUL” o vida restante útil en base a datos. Estos modelos se dividen en tres categorías y su elección depende del tipo de dato disponible como se presenta en la Figura 41.

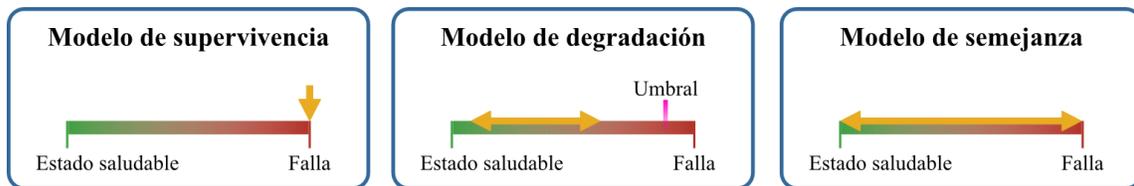


Figura 41. Modelos RUL en base a datos (Adaptado de: [15])

5.1 Modelos RUL en base a datos

Para escoger correctamente el modelo para estimar la vida restante, primero se deben conocer los tipos de modelos disponibles, el tipo de dato necesario para su aplicación y el alcance de estos. La Figura 42 presenta los tres modelos RUL de la clasificación en base a datos y sus subcategorías.

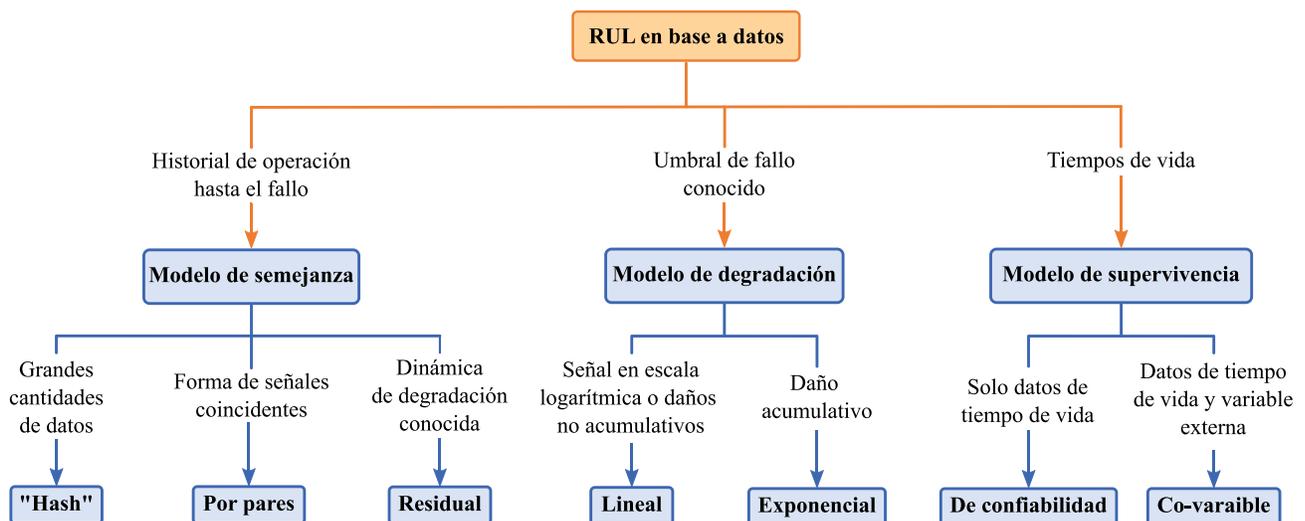


Figura 42. Modelos de vida restante útil en base a datos (Modificado de:[16])

- a. Modelo de Semejanza:** permite estimar el RUL en función de datos del ciclo completo de vida de un componente, equipo o sistema, que sea análogo o comparable al que se desea analizar, desde un estado saludable hasta la falla. Este método integra indicadores de condición de los sistemas comparables y los enfrenta con los datos que va emitiendo el equipo analizado, para determinar que perfil se le parece más.

Los modelos de semejanza pueden ser de tres tipos: hash, por partes o residuales. El primer tipo hace uso de una función Hash para transformar la ruta o evolución de los datos de condición comparables en un parámetro de característica, único y comparable, por lo que se requieren de grandes cantidades de datos provenientes de varias unidades comparables para estimar el RUL con cierta precisión. El segundo tipo compara el perfil de condición de la unidad analizada directamente con el historial de la unidad análoga, y por medio de una función de distancia compara las condiciones para estimar el RUL. Finalmente el tercer tipo, compara los datos de condición de la unidad analizada con las análogas por medio de un error o residual, el cual indica la semejanza entre las unidades comparadas, por lo que se recomienda cuando las unidades a comparar son parecidas tanto en su diseño como en operación, de tal manera que la dinámica de degradación del equipo, componente o sistema se conozca.

- b. Modelo de degradación:** permite estimar el RUL por medio de datos de condición del equipo, componente o sistema que provienen de un área entre un estado saludable y un estado de falla. Además requiere conocer o estipular un umbral el cual no debe ser traspasado, por ejemplo vibraciones, temperaturas o deformaciones máximas que soporta un equipo, componente o sistema. Este modelo extrapola el comportamiento pasado para predecir la condición futura, mediante la predicción de la evolución del indicador de condición y cuando este llegará a dicho umbral. Se recomienda cuando se conoce el valor que toma el indicador de condición cuando ocurre la falla.

Los modelos de degradación pueden ser lineales o exponenciales. Se recomienda el uso de los modelos lineales cuando los datos de condición se encuentran en escala logarítmica o cuando la unidad analizada no experimenta degradación acumulativa. El segundo se utiliza para cuando la unidad bajo análisis experimenta degradación acumulada, como puede ser la causada por fenómenos asociados a la fatiga.

- c. Modelo de Supervivencia:** permite estimar el RUL en base a la distribución estadística de los datos del tiempo a la falla de equipos, componentes o sistemas similares al analizado, en lugar de historiales completos hasta la falla, no requiere de datos provenientes del objeto de análisis. Este modelo se recomienda para estimar la vida de un elemento que provenga de un conjunto de similares o iguales características como por ejemplo un conjunto de baterías a las cuales se les conoce los ciclos de carga al momento de fallar.

El modelo de supervivencia se divide en dos tipos; de confiabilidad y covariable. El primer tipo hace uso solamente de la distribución estadística para estipular la confiabilidad de un conjunto comparable, por lo que el RUL estimado podría no ser representativo si la unidad que se analiza no comparte la misma operación. El segundo tipo requiere de variables extras, las cuales son incluidas en una función de supervivencia con la finalidad de mejorar la estimación del RUL al

ajustar la curva de probabilidad en función de la semejanza de las variables extra en contraste con las de la unidad que se estudia.

5.2 Elección del modelo

Huachipato dispone de un sistema de monitoreo continuo para analizar las vibraciones de los reductores de la línea de laminación. Este sistema se compone de sensores de aceleración ubicados tanto sobre el alojamiento de los cojinetes de algunos de los ejes de cada reductor de la línea de laminación, como en sectores de la carcasa de los equipos. Para el reductor del stand n°2, cuatro sensores recopilan la información vibratoria. Tres de estos sensores se ubican en los alojamientos de los rodamientos de los tres primeros ejes horizontales del reductor, como se presentan en la Figura 43, señalados en un círculo del 4 al 6, mientras que el sensor “3” se ubica sobre la carcasa del equipo cercano al eje de entrada de potencia. Un quinto sensor se señala en la Figura por el número 7, sin embargo este sensor no se encuentra en funcionamiento.

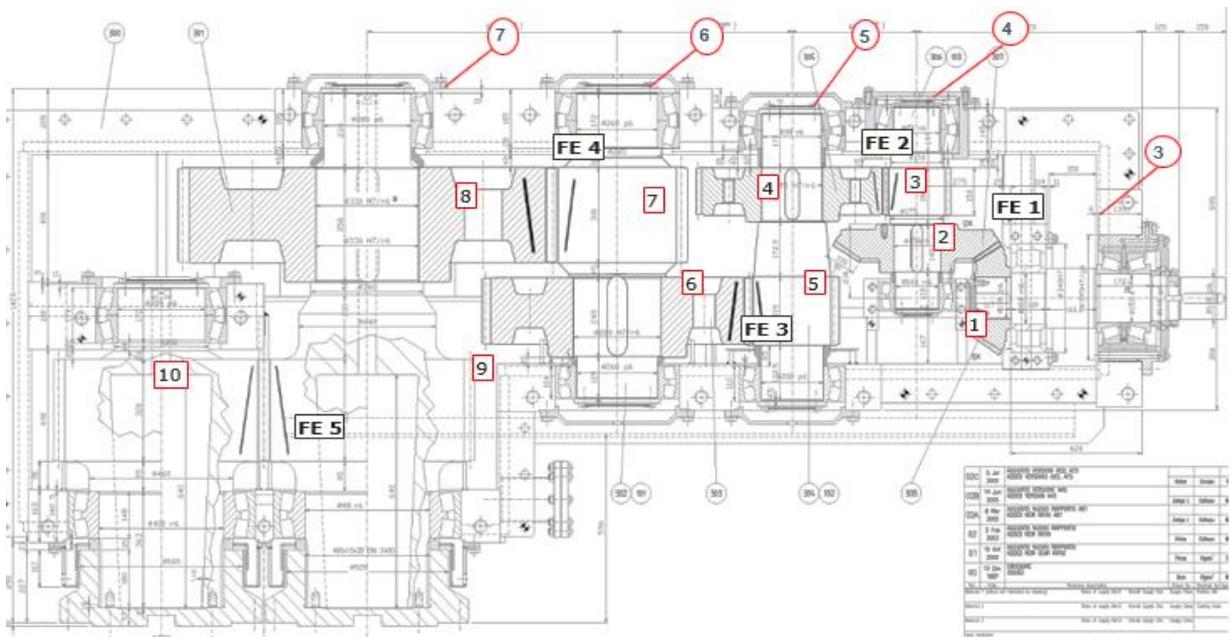


Figura 43. Ubicación de los sensores (señalados por un círculo).

El sistema de monitoreo continuo trabaja automáticamente las vibraciones registradas de manera que se estas señales expresan la condición del equipo, y estas se contrastan contra un valor de alarma preestablecido para evitar que el reductor entre en zona de daño vibratorio.

No se disponen de datos de unidades comparables, tanto respecto a historial, como tiempos a la falla, por lo que se descartan inmediatamente modelos de semejanza y supervivencia. De esta manera y con la información disponible, se escoge la aplicación de un modelo de degradación, caracterizado por las señales vibratorias como indicador de condición y el umbral necesario como el nivel de entrada a la zona de vibraciones dañinas. Además se elige el modelo de degradación de tipo exponencial, puesto que el daño, tanto de desgaste, como picadura y fractura de los dientes que sufren los engranajes, corresponden a daño acumulativo.

5.3 Aplicación del modelo de degradación exponencial

Se dispone de tres conjuntos de datos por cada sensor para crear el indicador de condición del equipo. El primer conjunto, "TIME", se compone de datos de la señal de aceleraciones en dominio tiempo para la operación que llevó a cabo el reductor durante un día de operación. El segundo conjunto, "Spectra", cuenta con datos de la transformación de la señal a dominio frecuencia por medio de la transformada rápida de Fourier (FTT) en valor cuadrático medio "RMS" para la velocidad de vibración en mm/s. El último conjunto, "OverAll", condensa los valores RMS de la señal en dominio frecuencia en un solo valor representativo para un periodo de operación. La Figura 44 presenta una comparación de estos conjuntos.

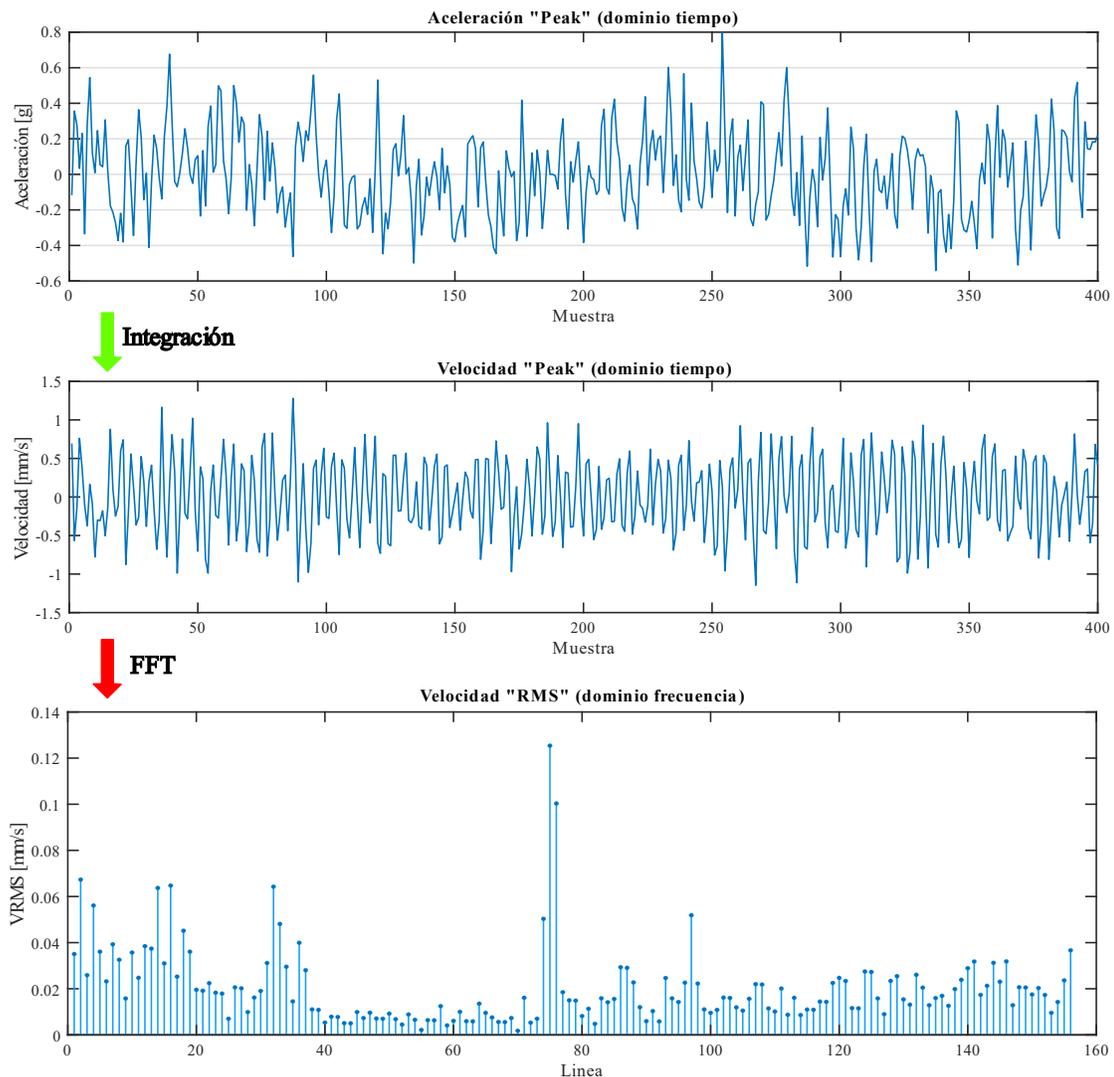


Figura 44. Comparación conjuntos de datos

Debido a la falta de un historial de trabajos, no se puede relacionar directamente el comportamiento bajo el cual está sometido el equipo y su reacción vibratoria. Por esta razón se elige trabajar con los datos generales que ofrece el conjunto OverAll. De esta manera se ignora la razón detrás de las

vibraciones y se enfoca el estudio a analizar la evolución de la velocidad de vibración RMS (o VRMS) como indicador de condición del estado del reductor.

Los valores VRMS se encuentran tabulados según fecha formato: día-mes-año hora: minuto. Esta fecha indica el inicio de la medición de las vibraciones, y se ocupa como marcador de posición para la vibración equivalente de un periodo de operación del cual no se tienen detalles. Por lo que la diferencia entre las fechas no indica tiempo de operación.

Gracias a que los indicadores de condición se encuentran en valores VRMS, la elección del umbral límite se puede guiar en según la norma de severidad vibratoria ISO 10816: “Vibración mecánica - Evaluación de la vibración de una maquina por mediciones en partes no rotativas” en su subsección 3: “Maquinaria Industrial con potencia nominal sobre los 15 kW y velocidades entre 120 a 15000 rev/min cuando se miden in situ”, bajo la cual recae el reductor según sus características de operación. La norma estipula los límites de severidad vibratoria en función de cuatro grupos de máquinas. La Figura 45 resume las zonas de severidad vibratoria para los grupos maquinas.

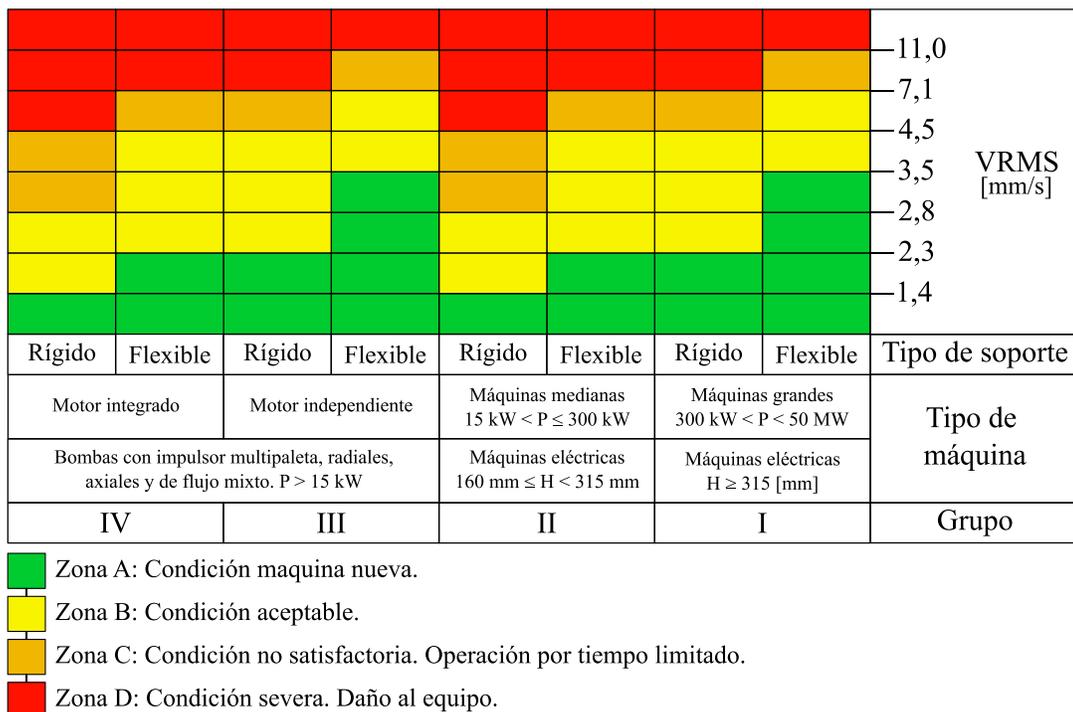


Figura 45. Zonas de severidad vibratoria ISO 10816-3 (Adaptado de: [17])

Debido a que el reductor se encuentra firmemente montado sobre una loza por medio de una serie de pernos y no posee descansos dinámicos, se clasifica el equipo en el tipo de soporte rígido. Además se considera que el equipo cae en la clasificación de “maquinas grandes”, ya que este es capaz de operar hasta los 493 kW para ciertos de los trabajos de laminación, y estos trabajos a su vez no son los más demandantes en términos de torque. De esta manera se establecen dos umbrales para la aplicación del estudio. Estos umbrales delimitan la zona C de severidad vibratoria que se presenta en la Figura 45 para maquinas grandes de soportes rígidos. El primer umbral, con un valor VRMS de 4,5 [mm/s], representa un límite precaución, mientras que el segundo umbral, con un valor VRMS de 7,1 [mm/s], representaría el límite final.

Cabe destacar la existencia de la una norma de severidad vibratoria más reciente y específica para equipos que funcionan a base de unidades de engranajes. Esta norma es la ISO 20816-9: “Medición y evaluación de vibración de máquinas. Parte 9: Unidades de engranajes”. Debido a lo reciente de la norma, esta no se encuentra en su totalidad accesible ni disponible dentro de plataformas de investigación o de bibliográficas. Sin embargo un fragmento de las zonas de severidad vibratoria que establece esta norma se presenta en la Tabla 31. Estos datos provienen de Simon Mills ^[18] para su presentación sobre el desarrollo de una norma ISO para el monitoreo de vibraciones de unidades de engranajes.

Tabla 31. Extracto límites VRMS severidad vibratoria ISO 20816-9 (Fuente: [18])

VR	Límite de zona		
	A/B	B/C	C/D
3,15	2	3,15	5,0
5	3,15	5,0	8,0
8	5,0	8,0	12,5

Según la norma ISO 8579-2: “Código de aceptación para engranajes. Parte 2: Determinación de vibraciones mecánicas en unidades de engranajes durante pruebas de aceptación” ^[19], el reductor se clasificaría en el nivel VR 5. De esta manera la zona de severidad vibratoria C según la norma ISO 20816-9 se encuentra entre los 5 a 8 mm/s, siendo estos límites superiores a los establecidos por la ISO 10816-3 pero no en gran medida.

Debido a que no se posee acceso completo al contenido de la ISO 20816-9, de manera que se pueda confirmar su alcance y requisitos, y que los límites establecidos no son menores ni tampoco en gran medida superiores a los descritos en la ISO 10816-3, se prefiere trabajar con esta última. De manera que a la estimación del RUL se le añade un cierto rango de seguridad extra de forma implícita al ser los umbrales del estudio más bajos a los que posiblemente ocupa la norma más nueva.

Los datos del conjunto OverAll son procesados por medio de Matlab y su función “movmean” para aplicar una media móvil entre siete datos consecutivos. Se aplica este cálculo estadístico para suavizar los datos VRMS del conjunto y resaltar su tendencia sin perder representatividad. En la Figura 46 se presentan gráficamente los datos VRMS para el sensor 3, el conjunto con la aplicación de la media móvil y las líneas de tendencia exponenciales correspondientes. Adicionalmente las fechas que actúan de marcadores de posición se modifican para expresar el tiempo en horas, con la primera fecha (01-09-2022 13:53) como tiempo 0. De esta manera se visualizan los datos en función de horas desde que inicio el muestreo. Se aprecia en la Figura 46 que las líneas de tendencia son prácticamente iguales.

Una vez se finaliza la elección y adecuación de parámetros para el modelo, este se implementa por medio de Matlab. Usando la función “fit” se ajusta una curva exponencial de un término, como la que se presenta en la ecuación 33, al conjunto de datos VRMS modificados por la media móvil. Se descarta el uso de una función exponencial de dos términos, puesto que esta se sobre ajusta a los datos, perdiéndose representatividad para la evolución de los datos. Se recuperan los coeficientes “a” y “b” creados para el ajuste por medio de la función “coeffvalues”, y mediante estos parámetros se calcula

el tiempo hasta los umbrales estipulados. La Tabla 32 presenta los valores de los coeficientes. En el anexo 7 se encuentra el código utilizado para el desarrollo de este estudio.

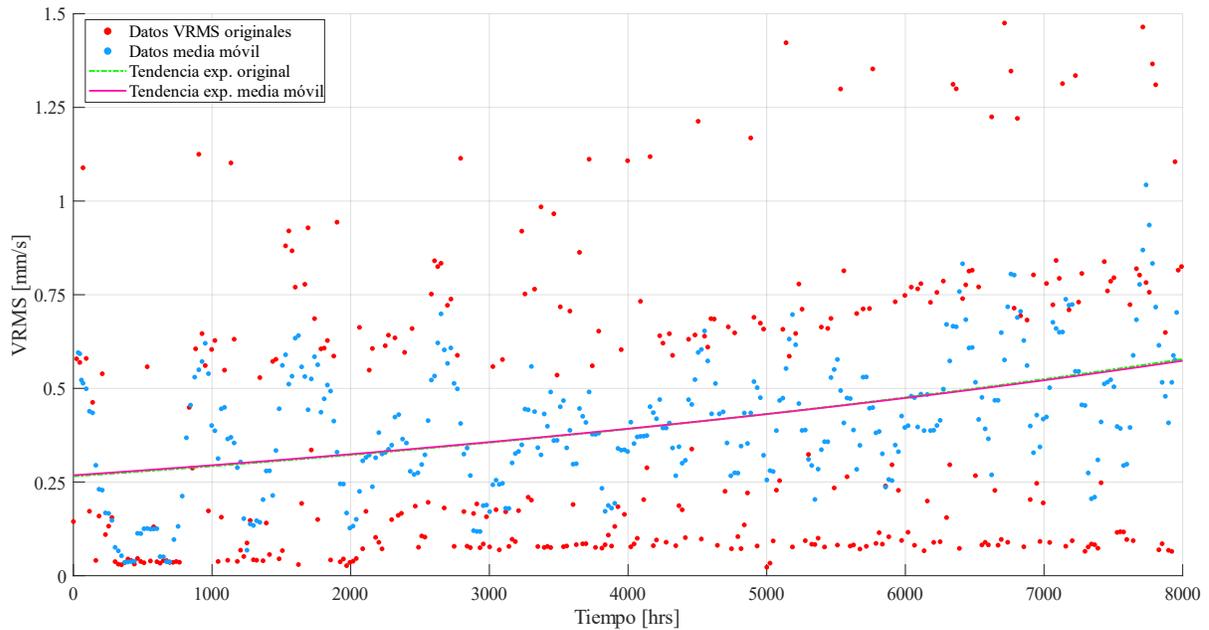


Figura 46. Comparación datos originales y por media móvil

$$y = a \cdot e^{b \cdot x} \quad (33)$$

Tabla 32. Parámetros ajuste exponencial

Sensor	Parámetros del ajuste	
	a	b
3	0,2681	$9,5120 \times 10^{-5}$
4	0,2527	$3,1799 \times 10^{-5}$
5	0,2847	$1,9509 \times 10^{-5}$
6	0,2472	$2,3780 \times 10^{-5}$

La Tabla 33 presenta los resultados del estudio en función de las horas restantes hasta los umbrales estipulados desde el comienzo del registro de los datos (tiempo 0) determinados para cada sensor.

Tabla 33. Tiempo hasta umbrales para cada conjunto de datos de cada sensor

Sensor	Tiempo hasta el umbral [h]	
	Umbral precaución (4,5 mm/s)	Umbral Límite (7,1 mm/s)
3	29.653	34.447
4	90.558	104.899
5	141.495	164.870
6	122.017	141.194

Se aprecia en la Tabla 33 que los valores de la ventana de tiempo disponible varían en gran medida, siendo el RUL calculado por medio de los datos VRMS del sensor 3, los que representan un tiempo de vida menor. Debido a la que los sensores 4, 5 y 6 se ubican sobre el alojamiento de los rodamientos,

es probable que las señales de estos sean mayormente representativas de las vibraciones locales generadas sobre cada uno de los ejes correspondientes. Mientras que el sensor 3 ubicado sobre la carcasa del equipo y cercano a la entrada de potencia, sea más representativo en sus datos a la experiencia vibratoria general del equipo y al mismo tiempo sensible a los cambios de trabajos de laminación.

Se considera entonces que el RUL calculado por medio de los datos del sensor 3 determina de manera más representativa, segura y conservadora la ventana de tiempo disponible. La Figura 47 presenta de manera gráfica la evolución de la tendencia vibratoria en contraste con los puntos de datos y las zonas de severidad vibratoria para los datos VRMS del sensor 3.

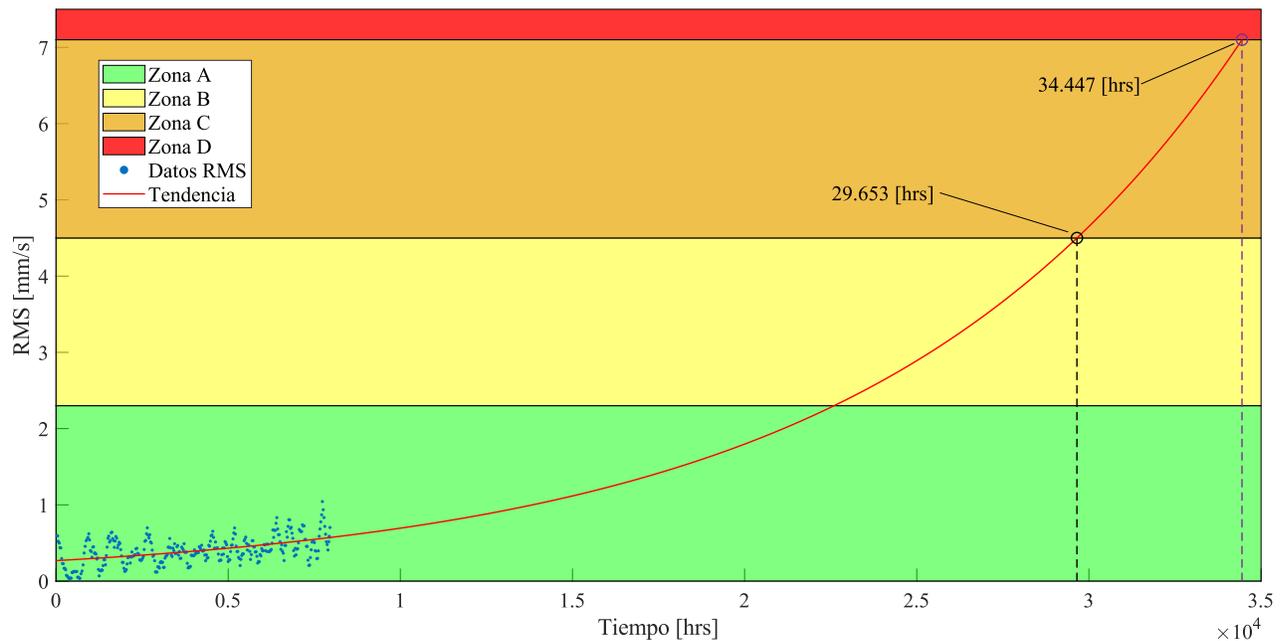


Figura 47. Evolución vibraciones v/s zonas de severidad vibratoria y RUL estimados.

Es importante recalcar que debido a la falta de un historial de datos con que contrastar, las horas que se presentan en la Tabla 33 y Figura 47 son solamente representativas de las mediciones, y han de ser ajustadas en función de las horas de operación reales.

En síntesis, por medio de una línea de tendencia exponencial se creó un modelo de degradación siguiendo las recomendaciones de MathWorks ^[15] para la estimación del RUL de elementos bajo daños acumulativos haciendo uso de los datos VRMS de las vibraciones en carcasa dadas por el sensor 3 y los umbrales estipulados por la norma ISO 10816-3. El RUL calculado presenta dos valores, uno de precaución con 29.665 horas y un límite máximo de 34.447 horas en función de las horas estipuladas por medición (no operación) desde el día 1 de septiembre del 2022 cuando inicia el conjunto de datos disponible.

CAPÍTULO 6: Discusión y reporte de aptitud

El estudio por medio de FEA permitió obtener rangos de esfuerzos de contacto y de flexión del diente, así como de la distribución de estos. Por medio del estudio de la metodología AGMA, también se han determinado esfuerzos para el contacto y la flexión. La finalidad del escenario nominal del estudio FEA es generar un contraste con los resultados AGMA que a la vez permita validar los resultados del resto de estudios. La Tabla 34 contrasta los esfuerzos de contacto del escenario nominal FEA con los resultados de la AGMA, junto con la diferencia porcentual entre resultados. La Tabla 35 presenta la información análoga para los esfuerzos de flexión

Tabla 34. Comparación esfuerzos de contacto AGMA contra FEA.

Carga	Esfuerzo de contacto [MPa]		Diferencia máxima [%]
	Estudio AGMA	Estudio FEA	
Baja	1.180	954,07-994	19,15
Alta máx.	1.432,77	1.316,2-1.510	8,14

Tabla 35. Comparación esfuerzos de flexión AGMA contra FEA.

Carga	Esfuerzo de flexión [MPa]		Diferencia máxima [%]
	Estudio AGMA	Estudio FEA	
Baja	261,26	267,51 - 271,48	3,76
Alta máx.	385,07	373,56 - 381,68	2,13

De manera análoga al desarrollo de la AGMA se puede estimar el tiempo de vida mediante los resultados del estudio FEA y la curva S-N del material. Sin embargo como la curva disponible llega hasta los 10^6 , Ansys reporta seguridad total frente a los esfuerzos que se desarrollan en la raíz. No sería correcto realizar este procedimiento con los esfuerzos de contacto debido al diferente comportamiento del acero frente a estos tipos de esfuerzo y la naturaleza de la curva S-N disponible, la cual es relativa a los esfuerzos de flexión. Sin embargo es posible realizar una estimación mediante la proyección de la curva S-N disponible para la flexión del 18NiCrMo5. A continuación se presenta el método de esfuerzo vida en base a la tendencia de la curva S-N y los resultados de flexión por FEA.

Como los dientes varían entre un estado de carga, dado por las curvas de las Figuras 33 a la 38, y un estado descargado, con un esfuerzo teórico de 0 MPa, los esfuerzos alternos y medios son iguales como se presenta en las ecuaciones 34 y 35.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + 0}{2} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2} \quad (34)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - 0}{2} \right| = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{2} = \sigma_m \quad (35)$$

La Tabla 36 presenta el esfuerzo equivalente máximo que se produce en la raíz del diente para cada escenario de estudio, en función del engranaje que alcanza el mayor valor (330 o 329), así como el esfuerzo medio y alterno.

Tabla 36. Esfuerzos máximos, alternos y medios

Escenario	Esfuerzo máximo [MPa]	Esfuerzo alterno y medio [MPa]
Nominal	Carga baja: 267,51	133,76
	Carga alta máx.: 381,68	190,84
Realista	390,23	195,11
Pesimista	462,58	231,29

Se aprecia que los esfuerzos alternos y medios son más bajos que el límite a la fatiga de la curva S-N de la Figura 5 (510 [MPa] a 10^6 ciclos de carga). La gran mayoría de aceros se suele ensayar entre los 10^6 ciclos a los 10^7 ciclos, ya que se estima que entre estas magnitudes el comportamiento del material frente a los esfuerzos se vuelve cuasi constante, lo que se denomina la zona de vida infinita. Los estudios realizados por la AGMA para los factores de ciclos de carga Y_N y Z_N , para ciertos materiales superan los 10^7 ciclos con la intención de proyectar una curva a futuro más representativa y real del comportamiento de la vida del material, como los presentados en las Figuras 13 y 14. Estas curvas que presenta la AGMA permiten ratificar que el comportamiento de vida infinita no es exactamente constante para un valor de esfuerzo fijo, sino que presenta un lento decaimiento. Con esto en mente, la curva real del comportamiento del material sobre los 10^6 ciclos se debe encontrar en algún punto entre la curva teórica de vida infinita y la tendencia de la curva experimental. Como no se dispone de datos de vida-esfuerzo adicionales, una manera muy conservadora para estimar una ventana de tiempo, es asumiendo que la curva por sobre los 10^6 ciclos se comportará según describe su línea de tendencia.

Para crear la línea de tendencia se ajustan tres curvas a la curva experimental, una logarítmica, una exponencial y una potencial. Estas se presentan en las ecuaciones 36, 37 y 38 respectivamente, mientras que en la Figura 48 se comparan visualmente.

$$\sigma = 864,75 * e^{-(6*10^{-7})*N} \quad (36)$$

$$\sigma = -82,34 * \ln(N) + 1624,7 \quad (37)$$

$$\sigma = 2278 * N^{-0,109} \quad (38)$$

La curva de tendencia de tipo potencial es la que mejor se ajusta a los datos experimentales presentando un R^2 muy cercano a 1, superando en significancia a la tendencia exponencial y logarítmica. De esta manera se calculan los ciclos hasta la falla para los tres escenarios de estudio por medio de la ecuación 38. La Tabla 37 contiene los resultados de la aproximación en número de ciclos de carga para los esfuerzos de flexión para cada escenario de estudio. Mientras que la Figura 49 presenta de manera gráfica estos resultados contrastados con la curva de tendencia potencial (con la excepción del escenario nominal carga baja debido al gran número de ciclos de carga obtenido).

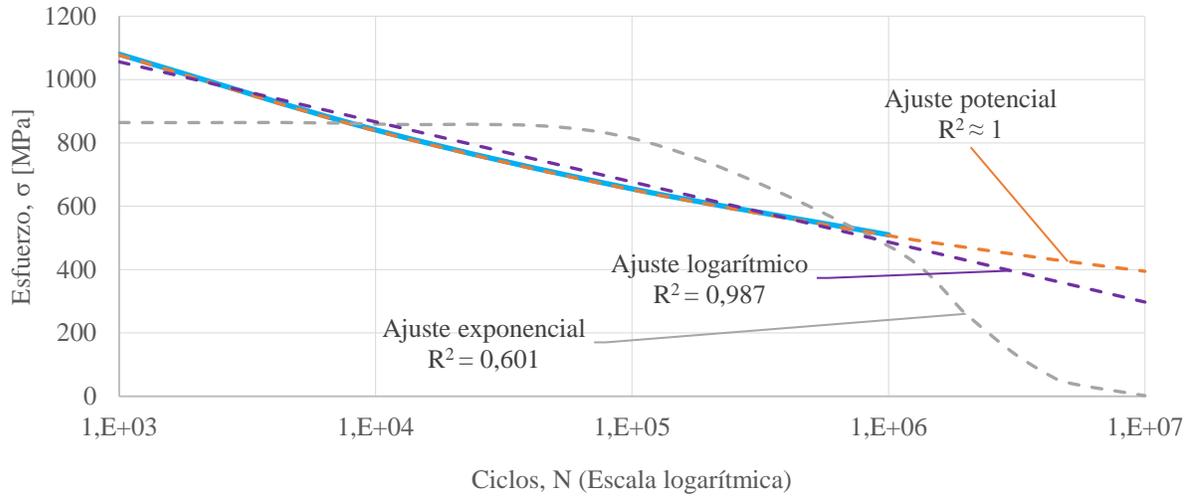


Figura 48. Comparación tendencias curva S-N 18NiCrMo5

Tabla 37. Ciclos a la falla por escenario

Escenario		Ciclos
Nominal	Carga baja	$2,049 \times 10^{11}$
	Carga alta máx.	$7,859 \times 10^9$
Realista		$6,373 \times 10^9$
Pesimista		$1,304 \times 10^9$

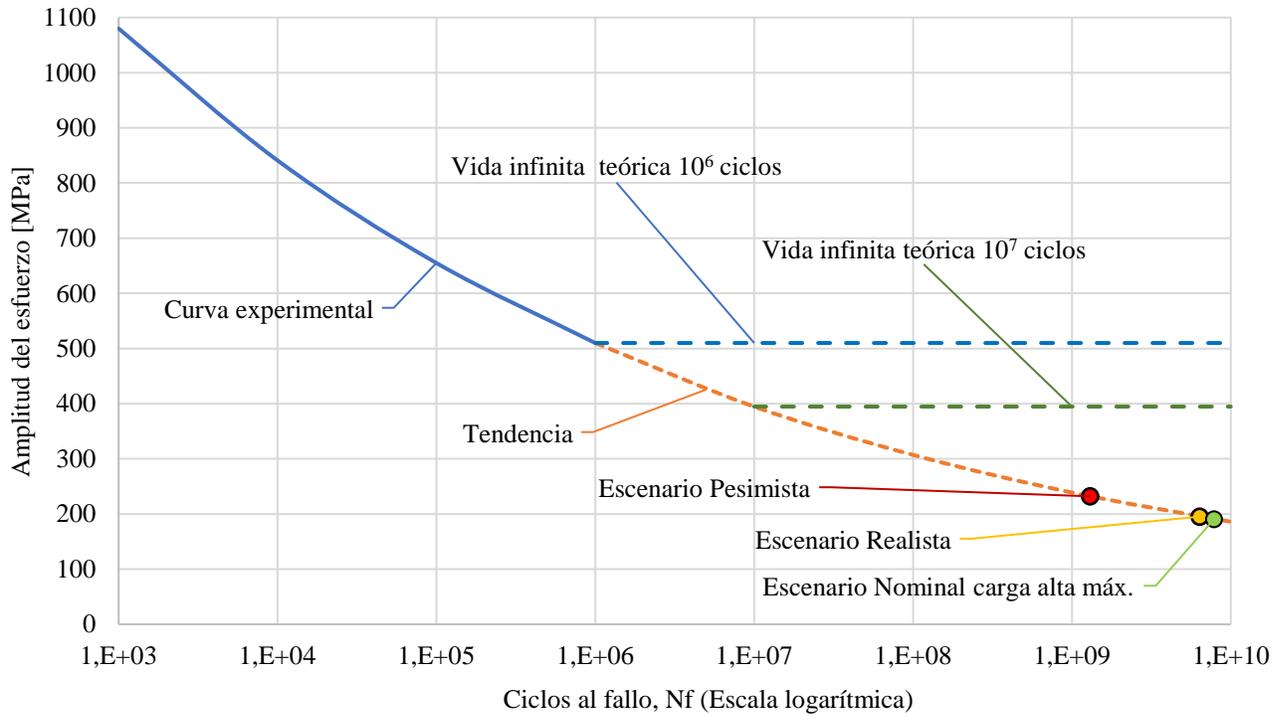


Figura 49. Ubicación escenarios de estudios en la proyección de la curva S-N

Como se aprecia en la Tabla 37, la cantidad de ciclos al fallo estimados para todos los escenarios son altos, superando los 10^9 ciclos para todos los casos. Considerando la magnitud de los resultados y lo conservador del procedimiento realizado, se puede afirmar que el diseño realizado para los engranajes de salida es en extremo seguro al fallo por fatiga por flexión del diente.

Considerando lo conservador de la ventana de servicio por fallo a la flexión que ofrece el escenario nominal, la ventana de servicio obtenida por medio de los factores AGMA difiere en gran medida. Como se mencionó durante el estudio AGMA, existe incertidumbre a la hora elegir los valores de los factores de resistencia a la flexión y picadura permisibles, ya que no se dispone de toda la información necesaria para determinar el grado AGMA del material. Sin embargo ahora que se dispone de una segunda ventana de servicio para la flexión, se puede realizar una corrección al estudio AGMA al escoger los valores dispuestos para el grado 2 del material ($s_{ac} = 225.000 [Lbf/in^2]$, $s_{at} = 65.000 [Lbf/in^2]$)^[13]. La Tabla 38 presenta los nuevos resultados para la ventana de servicio de la AGMA luego de la corrección.

Tabla 38. Ventana de servicio AGMA corregida

Carga	Número de ciclos de carga	
	Picadura	Flexión
Baja (179,8 [kNm])	$1,33 \times 10^9$	Vida infinita
Alta máx. (264,9 [kNm])	$4,15 \times 10^7$	$1,11 \times 10^9$

Esta nueva ventana de servicio concuerda mejor los resultados de la tendencia de la curva S-N. Sin embargo los ciclos de carga por sí mismos no permiten apreciar una ventana de tiempo de servicio directamente. Como se mencionó anteriormente no se dispone de un historial de trabajos que permita caracterizar a mayor profundidad los estudios, sin embargo se puede estimar un valor de ciclos de carga por año considerando una velocidad promedio para los engranajes de salida de 15 RPM, 2 turnos de laminación de 8 horas por día, 340 días de trabajo por año y una puesta en marcha a principios del año 2010. De esta manera se estiman 4.896.000 ciclos de carga para los dientes de los engranajes de salida por año de operación. Mediante esta modificación la ventana de servicio de la AGMA se presenta en la Tabla 39 en términos de años.

Tabla 39. Ventana de vida de servicio AGMA corregida

Carga	Tiempo de servicio [años]	
	Picadura	Flexión
Baja (179,8 [kNm])	270,85	Vida infinita
Alta máx. (264,9 [kNm])	8,49	225,86

Por medio del estudio de las tendencias vibratorias se obtuvo una ventana de tiempo más concreta y acorde a las necesidades de planeamiento de mantenimiento del equipo. Estas vibraciones contrastan con los estudios anteriores al ser representativas del comportamiento completo del equipo; rodamientos, ejes, chavetas, etc, en vez de ser enfocado a un componente. Como se comentó, el sensor 3 presenta la menor ventana de tiempo hasta los umbrales estipulados. Los resultados del estudio se encuentran

en función de los tiempos de las mediciones, una ventana de tiempo de 7.992 horas aproximadamente. Sin embargo los tiempos estimados no son representativos de la estimación de tiempo de operación propuesta. Se ajustan los tiempos del estudio de las vibraciones mediante la ecuación 39, lo que entrega finalmente el RUL del equipo de precaución y límite como se presenta en la Tabla 40.

$$\text{horas de medición} \cdot \frac{1 [\text{dia}]}{24 [\text{hrs}]} \cdot \frac{16 [\text{hrs}]}{1 [\text{dia de operación}]} \cdot \frac{340 [\text{días de operación}]}{1 [\text{año de operación}]} \quad (39)$$

Tabla 40. RUL

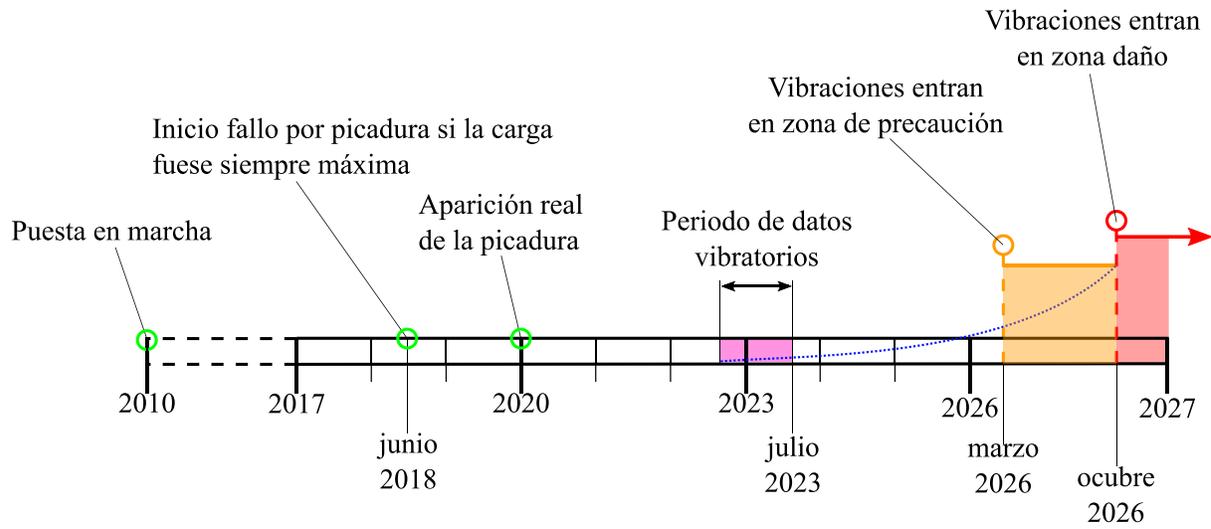
Umbral	Tiempo inicial calculado	Tiempo restante útil (horas de operación)	Tiempo restante útil (años de operación)
Precaución	21.862 [h]	14.574,67 [h]	2,65 [años]
Límite	26.455 [h]	17.636,67 [h]	3,24 [años]

Finalmente se emite el siguiente reporte de la aptitud del reductor en base al comportamiento de su rueda crítica y las tendencias vibratorias del equipo, junto a la representación gráfica de los tiempos mediante la Figura 50.

El par de salida se encuentra diseñado en extremo seguro frente al fallo por flexión del diente, con capacidad de perder hasta un 20% de espesor en los dientes de los engranajes de salida sin presentar esfuerzos dañinos en la raíz. Esta característica es extrapolable al resto de ruedas dentadas del reductor ya que se enfrentan a torques significativamente menores para el mismo tipo de material y tratamientos. Sin embargo la pérdida de espesor sobre un 5% se traduce en la pérdida de la capa dura lo que incrementará el desarrollo de la picadura. Las puntas de los engranajes de salida presentan la mayor acumulación de esfuerzos de contacto debido a la naturaleza del engranado producto de su ángulo de hélice. Mientras que las aristas de los flancos presentan el resto de los esfuerzos máximos mientras se desarrolla la transmisión de potencia. Se recomienda que la lubricación de los dientes sea completa, no solamente enfocada al centro de los flancos, para evitar desgaste en las zonas más exigidas. La picadura que presenta el par crítico del reductor se encuentra dentro de la ventana de servicio del equipo, por lo que se estima que la aparición de esta falla no se debe a factores externos y se encuentra dentro del comportamiento esperable para la operación del equipo.

Se tiene hasta finales de febrero del 2026 para que el reductor entre a zona vibratoria de precaución. A principios de octubre del 2026 se estima que las vibraciones serán totalmente dañinas para el equipo. Se recomienda realizar las tareas de mantenimiento antes de la entrada a zona de precaución, como decisión preventiva frente a daños no cuantificables por el modelo de degradación.

Adicionalmente se recomienda el análisis periódico de aceite lubricante para poder detectar desgaste, así como el desarrollo de un historial de cargas, así como de la actualización continua de las tendencias vibratorias mediante la carga de datos por medio del sistema de monitoreo continuo e inspecciones que involucren parámetros cuantificables de manera que se puedan crear modelos más confiables, y la estimación de los tiempos disponibles sea más precisa.



CAPÍTULO 7: Conclusiones y trabajo futuro

7.1 Conclusiones

En términos generales se determinó la capacidad del equipo de continuar su operación de manera aceptable pese a los daños que presenta, dentro de una ventana de tiempo estimable en base a las caracterizaciones mecánicas de las vibraciones y los esfuerzos, lo que confirma la hipótesis de diseño de la memoria. La fusión de estudios independientes ha probado ser en extremo útil para determinar la aptitud del reductor. La complementación dispuesta por la cruce de información de los estudios permitió la corrección y mejoramiento de los resultados para el reporte de aptitud, supliendo por la falta de información.

Se determinó la capacidad del equipo de continuar un funcionamiento seguro en base a la evolución de sus tendencias vibratorias, creando una ventana de tiempo para la toma de decisiones de mantención y gestión de repuestos. Esta ventana de tiempo incluye un periodo de precaución el cual teóricamente aún permite la operación del reductor. Adicionalmente se concluye que las fallas por picadura presente en el par de salida son normales en relación con los tiempos de operación que lleva el equipo. Se confirma de un correcto diseño de los dientes del par de salida, pese a ser creado fuera de las recomendaciones típicas. Siendo los dientes del par de salida infatigables y resilientes frente al fallo por flexión del diente, considerando las cargas de trabajo que enfrenta el reductor. El diseño actual permite teóricamente una pérdida de hasta un 20% del espesor lineal de los dientes del par de salida sin afectar la capacidad de transmitir potencia, aguantar las cargas, ni pérdida del reparto de carga entre los dientes. Debido a que se comparte el mismo material, así como tratamientos térmicos con el mismo nivel de alcance entre todos los engranajes, se puede extrapolar la seguridad que presenta el par de salida frente a la flexión del diente a todos los engranajes del equipo.

En referencia al estudio mediante los factores AGMA se evidenció la razón detrás de su amplio y aceptado uso. La norma AGMA 2001-D04 y por consiguiente la 908-B89 probaron ser excelentes herramientas de diseño, ya que sus factores permiten la inclusión de una multitud de propiedades propias del funcionamiento y características geométricas de los engranajes. Gracias a esta norma se determinó que la falla por picadura presente en el reductor se encuentra dentro de lo esperable del funcionamiento normal del equipo.

Mediante la aplicación de elementos finitos por medio de Ansys Mechanical, se determinó el comportamiento y desarrollo de los esfuerzos para los engranajes críticos del reductor durante el ciclo de carga que experimenta un diente. La simulación probó ser muy descriptiva, permitiendo apreciar fenómenos como el reparto de carga y las líneas de contacto oblicuas, propio de los engranajes helicoidales convencionales. Estos fenómenos son en extremo difíciles de cuantificar y caracterizar, siendo las fórmulas disponibles meras aproximaciones, reafirmando la utilidad del método de elementos finitos. Sin embargo la aplicación de este estudio también comprobó la necesidad de una comprensión avanzada del funcionamiento del entorno de trabajo (Ansys), debido a la multitud de configuraciones posibles para realizar las simulaciones. Adicionalmente se confirmó la dependencia de los resultados a la estructura y calidad de la malla.

El estudio de las tendencias vibratorias permitió la estimación más sólida de la vida disponible o RUL del equipo en contraste con el resto de los estudios que estipularon intervalos de tiempo. El uso de una tendencia de tipo exponencial para un modelo de degradación compone una decisión importante, ya que esta introduce los efectos propios de daños acumulativos, como el desgaste y la picadura al cálculo del RUL. Gracias al procesamiento de los datos vibratorios se aligeró en gran medida la aplicación del estudio, sin embargo la revisión de los datos brutos pudo haber sido de provecho como herramienta para caracterizar a más profundidad el comportamiento del reductor frente a los trabajos de laminación.

Adicionalmente se comprobó la razón detrás de la serie de estandarizaciones y recomendaciones relevantes al diseño de engranajes. Debido a que el diseño de los engranajes del reductor no se ciñe a estas consideraciones, los cálculos para determinar su geometría y posterior comportamiento se alargaron considerablemente. Cálculos como los realizados para los factores geométricos J e I no hubiesen sido necesarios, así como el uso de ecuaciones más complejas para determinar los espesores de los dientes.

7.2 Trabajos futuros

En base a los estudios realizados y la experiencia obtenida del modelamiento y aplicación de estos, se proponen las siguientes ideas como trabajos a futuro que podrían ser útiles como herramientas para la toma de decisiones.

- Caracterización cuantitativa de las fallas presentes en los engranajes del reductor así como la creación de un historial de cargas permitiría la creación de diferentes estudios que faculten caracterizar más a fondo los tiempos disponibles para la toma de decisiones de mantención. Mediante esta información se podría realizar la simulación del avance de las fallas en función de los datos de deformación por fluencia lenta (creep data) para las ruedas dentadas.
- Trabajos en base a la inteligencia artificial se podrían aplicar para determinar el avance de las fallas en función del aumento de los fenómenos de picadura, así como la automatización de detección de fallas dentro del equipo mediante los sistemas de monitoreo continuo.
- Mejoramiento del sistema de monitoreo continuo mediante la actualización constante de las tendencias vibratorias, y calculo iterativo del tiempo hasta los umbrales permisibles.
- Revisión de la norma ISO 20816-9, y posterior adecuación de los sistemas de monitoreo en base a una norma más nueva y específica para reductores.

REFERENCIAS

- [1] H. Stadtfeld, “The Basics of Spiral Bevel Gears”, Gear Technology, Ed. Enero/Febrero 2001.
- [2] Total Materia, “18 NiCrMo 5” Keys to Metals AG. Abril 2021.
- [3] Mechanicalc, “Mechanical Properties of Materials, Ramberg-Osgood Equation”, accedido septiembre 2023 de: <https://mechanicalc.com/reference/mechanical-properties-of-materials#stress-strain-approx>
- [4] C. Glinsky, “Geometry/Helical Gears: Review of geometry for helical gears and helical gear meshes”, Drivetrain Hub LLC, recuperado septiembre 2023 de: <https://drivetrainhub.com/notebooks/gears/geometry/Chapter%20%20-%20Helical%20Gears.html>
- [5] KHK Stock Gears, “Basic Gear Terminology and Calculation”, 2021, Kohara Gear Industry. Recuperado octubre 2023 de: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/abcs_of_gears-b/basic_gear_terminology_calculation.html
- [6] R. Norton, A. Brito, “Diseño de Máquinas”, Prentice Hall, 4ta edición, 2011.
- [7] SDP/SI, KHK y G. Michalec, “Elements of metric gear technology”, Stock Drive Products / Sterling Instrument, recuperado septiembre 2023 de: <https://www.sdp-si.com/PDFS/Elements-of-Metric-Gear-Technology.pdf>
- [8] DIN, “Reference Profiles of Gear-cutting for involute tooth Systems according to DIN 867”, Enero 1952
- [9] S. Radzevich, “Dudley’s Handbook of Practical Gear Design and Manufacture”, CRC Press, 2^{da} edición, 2012.
- [10] W. Lewis, “Investigation of the Strength of Gear Teeth”, Engineer’s Club of Philadelphia, Octubre 1892, recuperado septiembre 2023 de: <https://www.geartechnology.com/ext/resources/issues/1192x/lewis.pdf>
- [11] E. Osukue y L. Anetor, “Revised Lewis Bending Stress Capacity Model”, The Open Mechanical Engineering Journal, Julio 2020. DOI: 10.2174/1874155X02014010001
- [12] R. Budyunas, K. Nisbett, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, McGrawHill, 10^{ma} edición, 2015.
- [13] AGMA, “AMERICAN NATIONAL STANDARD, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth”, AGMA 2001-D04, 2004.
- [14] AGMA, “Information Sheet, Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth”, AGMA 908-B89, 1999.\
- [15] MathWorks, “Predictive Maintenance with MATLAB”, 2020, recuperado octubre 2023 de: <https://la.mathworks.com/campaigns/offers/predictive-maintenance-with-matlab.html>
- [16] MathWorks, “RUL Estimation Using RUL Estimator Models”, 2023, recuperado octubre 2023 de: <https://la.mathworks.com/help/predmaint/ug/rul-estimation-using-rul-estimator-models.html>
- [17] British Standard, “BS ISO: 10816-3:2009+A1:2017, Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ”, 2017.

- [18] S. Mills, “Developing an ISO for Gearbox Vibration Monitoring”, International Operations & Maintenance Conference, diciembre 2020.
- [19] ISO, “International Standard, Acceptance code for gears – Part 2: Determination of mechanical vibrations of gear units during acceptance testing”, 1993.
- [20] S. Garavaglia, “Gear accuracy grades: comparing of standards”, 2016, MICRO journal. Recuperado octubre 2023 de: <https://microjournal.microingranaggi.it/en/gear-accuracy-grades-comparing-of-standards/>
- [21] SDP/SI, “Precision and Commercial Gears, Gear Assemblies, and Precision Differentials”, 2023, recuperado octubre 2023 de: <https://www.sdp-si.com/products/gears/index.php>
- [22] Koepfer America, “AGMA GEAR QUALITY AND PROCESSES”, 2016, As the Gear Turns. Recuperado octubre 2023 de: <http://asthegearturns.com/2016/11/10/hard-finishing-gears-part-2/>

Bibliografía

La siguiente bibliografía, aunque no referenciada directamente en el desarrollo de la memoria, fue clave para el desarrollo de esta.

Respecto al funcionamiento y cálculos de engranajes.

AGMA, “American Gear Manufacturers Association: Method for Specifying the Geometry of Spur and Helical Gear”, AGMA 913 – A98, 1998.

AGMA, “AMERICAN NATIONAL STANDARD, Design Manual for Bevel Gears”, ANSI/AGMA 2005-D03, 2003

B. Akinnuli, T. Ogedengbe, K. Oladosu, “Computer Aided Design and Drafting of Helical Gears”, 2012, The federal University of Technology, Akure.

A. Fuentes, I. Gonzalez, “Mathematical definition and computerized modeling of spherical involute and octoidal bevel gears generated by crown gear”, 2016.

J. Klingelnberg, “Bevel Gear: Fundamentals and Applications”, Springer, 2016.

KHK Stock Gears, “Basic Gear Terminology and Calculation”, 2021, Kohara Gear Industry. Recuperado octubre 2023 de: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/abcs_of_gears-b/basic_gear_terminology_calculation.html

Respecto al uso y aplicación de elementos finitos en ANSYS

A. Fuentes e I. Gonzales. “Gear Tooth Strength Analysis of High Pressure Angle Cylindrical Gears”, Gear Solutions, julio 2018, recuperado de: <https://gearsolutions.com/features/gear-tooth-strength-analysis-of-high-pressure-angle-cylindrical-gears/>

M. Bucur, S. Cananau, R. Mirica, et al., “Comparative analysis concerning the state of stress for involute gears using ISO, AGMA standards and Finite Element Method”. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, IOP Publishing 2022. DOI: 0.1088/1757-899X/1262/1/012002

Özgün, “What is Large Deflection in Ansys?”, Mechead, septiembre 2018. Accedido noviembre 2023 de: <https://www.mechead.com/what-is-large-deflection-in-ansys/>

FEA TIPS, “ANSYS Geometric Modification Settings Explained”, Accedido noviembre 2023 de: <https://featips.com/2023/02/13/ansys-geometric-modification-setting-explained/>

Ansys blog, “Contact Settings”, ANSYS learning forum, julio 2019. Accedido noviembre 2023 de: <https://forum.ansys.com/forums/topic/contact-settings/>

Respecto a la aplicación de metodologías RUL

C. Ferreira, G. Gonçalves, “Remaining Useful Life prediction and challenges: A literature review on the use of Machine Learning Methods”, Department Industrial Engineering and Management, Faculty of Engineering, University of Porto, 2022.

J. Robichaud, “Reference Standards for Vibration Monitoring and Analysis”. Bretech Engineering Ltd, 70 Crown Street, Saint John, Canada. (s.f). Recuperado 2023.

P. Saavedra, “TUTORIAL SEVERIDAD VIBRATORIA. PARTE 1”. Laboratorio de vibraciones mecánicas, Departamento de ingeniería mecánica, Facultad de ingeniería, Universidad de Concepción, Chile. Recuperado 2023.

ANEXO 1: Carta Gantt

Como no se dispone de la curva esfuerzo deformación del material ni es posible realizar ensayos prácticos, se recurre a la relación de Ramberg-Osgood para aproximar la curva. Esta relación permite aproximar el comportamiento del material en las cercanías de su límite elástico, conociendo algunas de sus propiedades mecánicas. La ecuación de Ramberg-Osgood se define según presenta la ecuación A2-1.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{H}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (\text{A2-1})$$

Donde:

ε es la deformación.

σ es el esfuerzo.

H es el coeficiente propio de esfuerzo, en la misma unidad que el esfuerzo.

n es el exponente propio de endurecimiento de trabajo, y es adimensional.

MechaniCalc^[3] en su artículo sobre propiedades mecánicas de los materiales explica la utilidad, forma de uso de la relación y la obtención de los factores propios de la ecuación de Ramber-Osgood. A continuación se presentan las equivalencias para “ H ” y “ n ” en las ecuaciones A2-2 y A2-3.

$$n = \frac{\log\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)}{\log\left(\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}\right)} \quad (\text{A2-2})$$

$$H = \frac{\sigma_1}{\varepsilon_1^n} \quad (\text{A2-3})$$

Los factores σ y ε representan puntos en la zona plástica de la curva de esfuerzo-deformación. Por lo que conociendo el límite elástico (S_{ty}), el esfuerzo de rotura (S_{ur}), el módulo elástico (E) y la deformación plástica a la rotura (ε_f), se pueden calcular dos puntos ($\sigma_{1,2}, \varepsilon_{1,2}$) y obtener la relación.

A su vez la deformación plástica a la rotura se puede obtener mediante el porcentaje de elongación “ eL ” según la ecuación A2-4.

$$\varepsilon_f = eL/100\% \quad (\text{A2-4})$$

Finalmente si considera el método de compensación del 0,2% (0,2% offset) los puntos se obtienen de acuerdo con la Tabla A2-1.

Tabla A2- 1. Puntos (σ, ε) para la relación de Ramberg-Osgood

	Esfuerzo, σ	Deformación total, ε	Deformación elástica, ε_e	Deformación plástica, ε_p
Punto de fluencia	$S_{ty} = \sigma_1$	$\frac{S_{ty}}{E} + 0,002$	$\frac{S_{ty}}{E}$	$0,002 = \varepsilon_1$

Punto de rotura	$S_{ut} = \sigma_2$	$\frac{S_{tu}}{E} + \varepsilon_f$	$\frac{S_{tu}}{E}$	$\varepsilon_f = \varepsilon_2$
-----------------	---------------------	------------------------------------	--------------------	---------------------------------

Finalmente la curva de la relación de Ramberg-Osgood se obtiene mediante la ecuación A2-5 y se presenta como en la Figura 4 de la memoria.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{H}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{\sigma}{210000} + \left(\frac{\sigma}{1234,879}\right)^{\frac{1}{0,096}} \quad (\text{A2-5})$$

ANEXO 3: Grafico para espesor de diente tipo Gleason

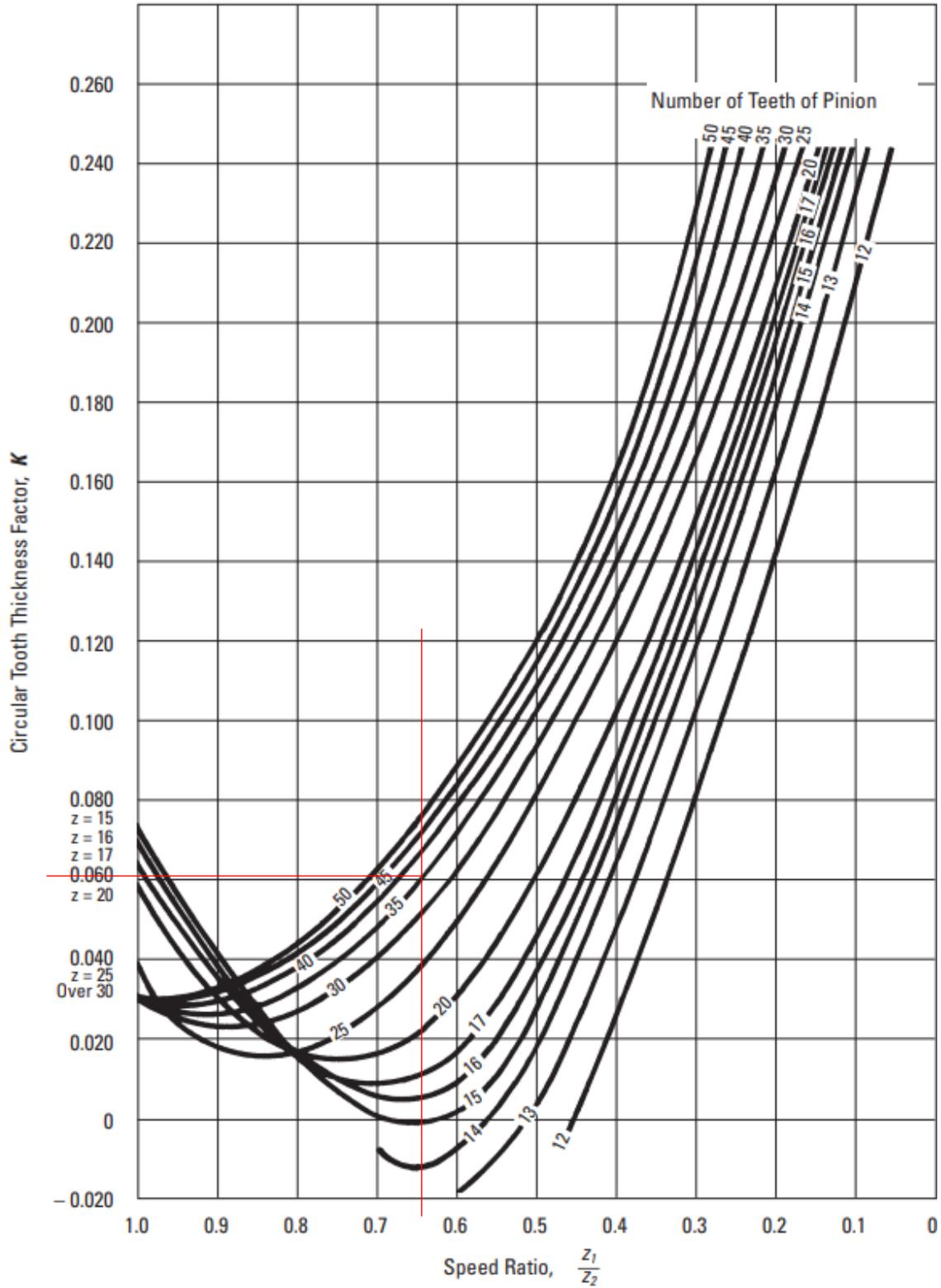


Figura A3- 1. Gráfico para determinar es factor K de espesor circular del diente para engranajes cónicos espirales tipo Gleason (Fuente: [7] (Fig. 10-3))

ANEXO 4: Dimensiones geométricas para flexión de Lewis modificado

Las Figuras A4-1 a la A4-9 presentan los resultados gráficos de la geometría crítica de los dientes para la aplicación de la flexión de Lewis modificada. Estos resultados se obtuvieron mediante el dibujo de los dientes mediante Inventor. El espesor crítico “ t ” se calcula al punto crítico estipulado por Lewis, o sea el punto en que cambia la sección del perfil de una curva involuta a la raíz del diente.

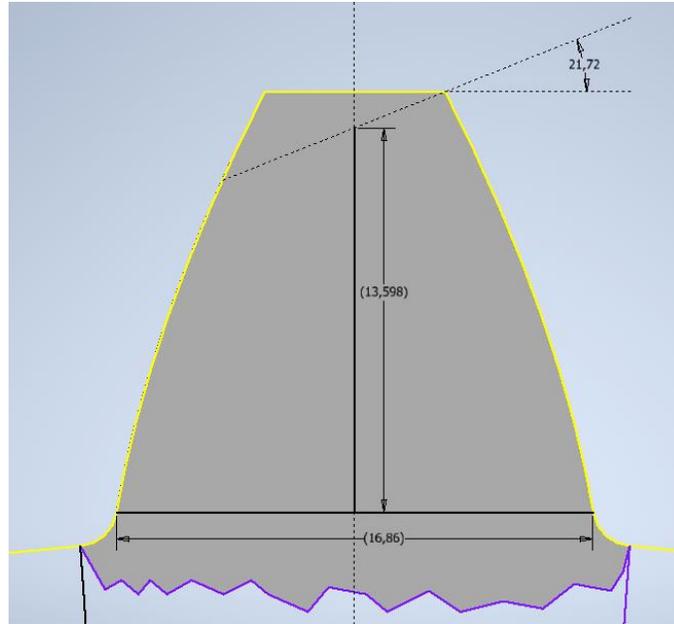


Figura A4- 1. Geometría crítica, diente medio piñón 308

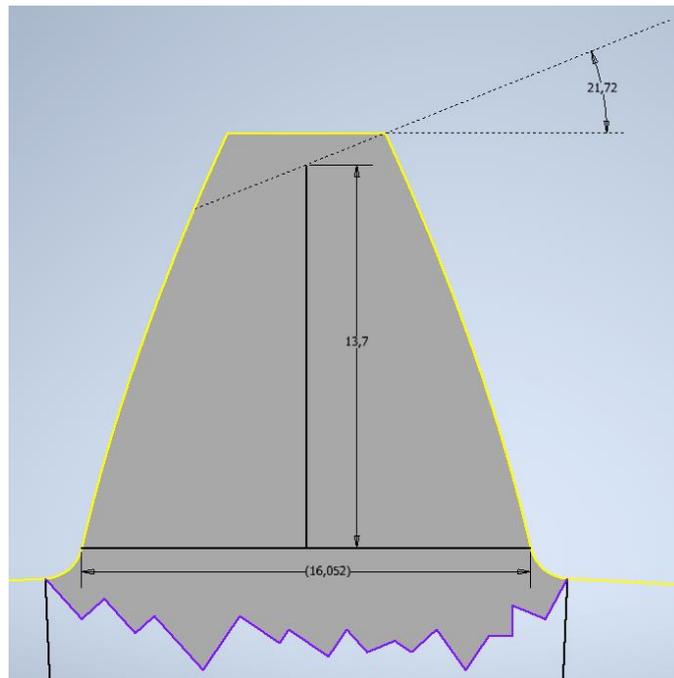


Figura A4- 2. Geometría crítica, diente medio corona 307

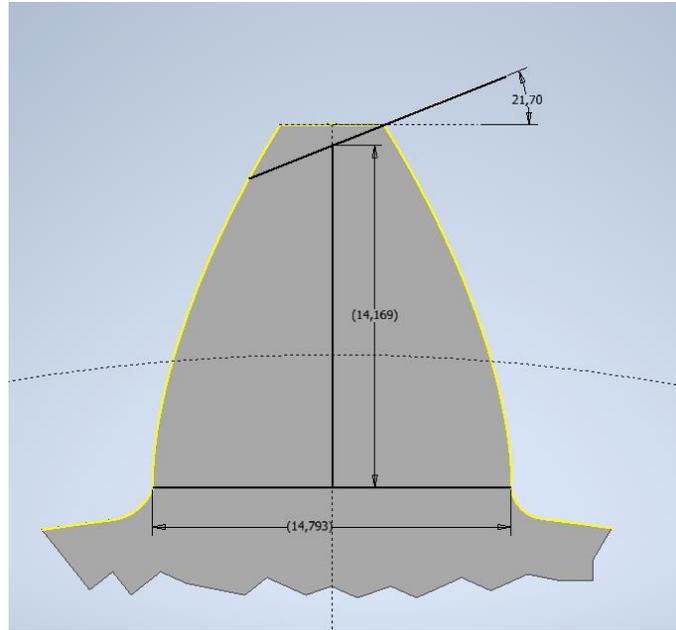


Figura A4- 3. Geometría crítica, diente piñón 306

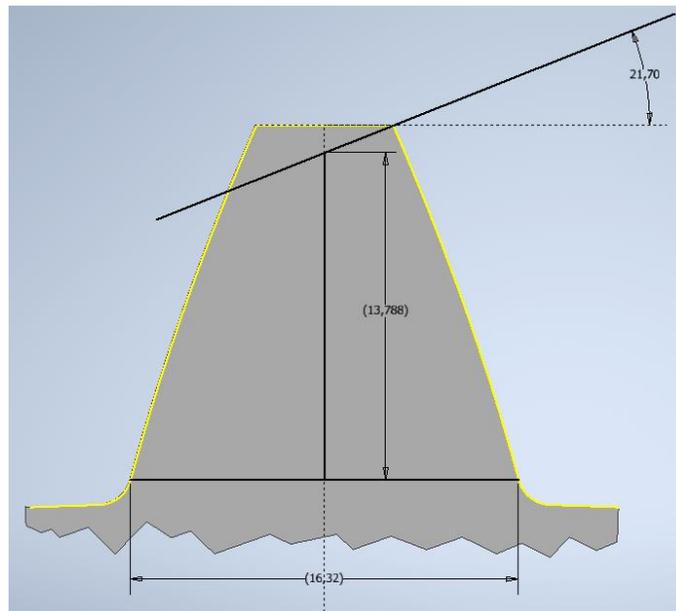


Figura A4- 4. Geometría crítica, diente corona 305

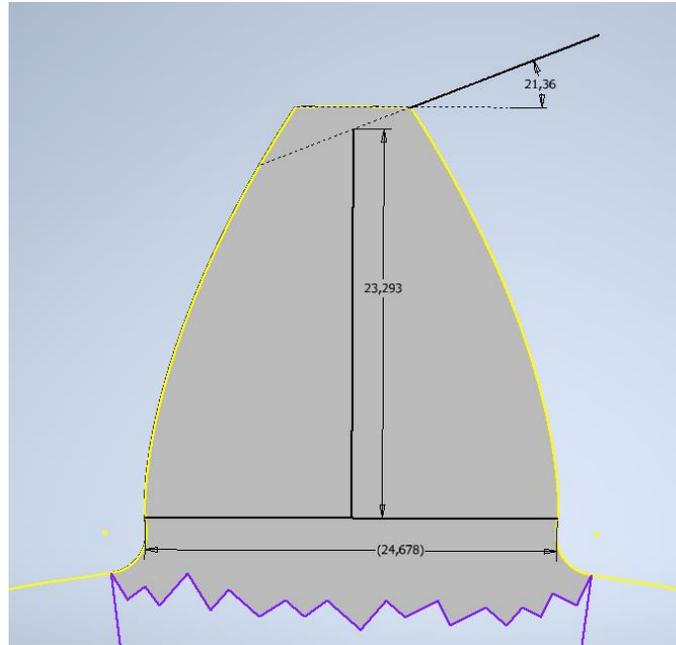


Figura A4- 5. Geometría crítica, diente piñón 304

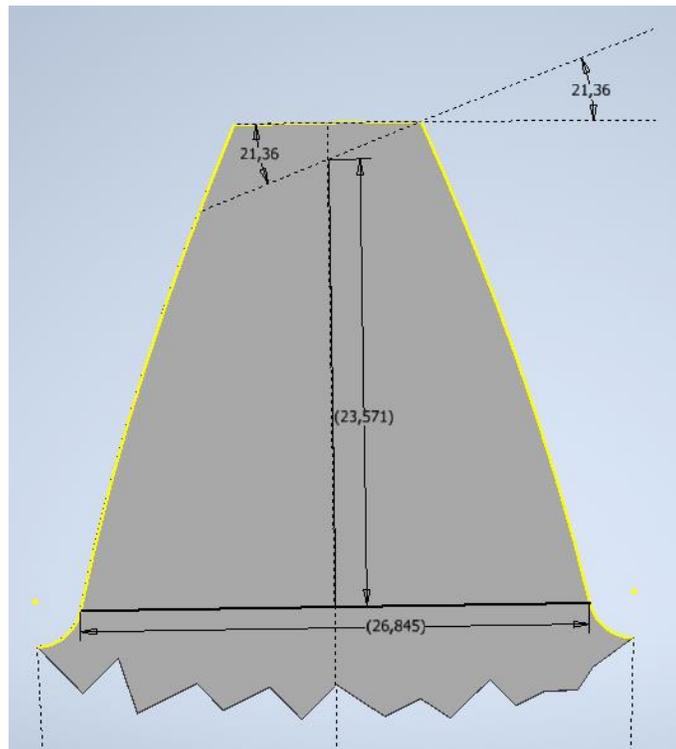


Figura A4- 6. Geometría crítica, diente corona 303

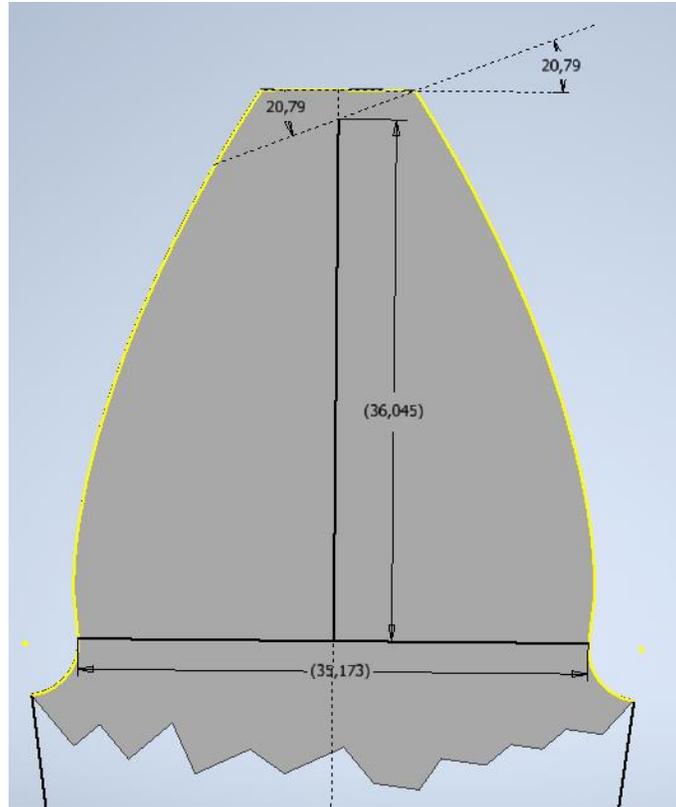


Figura A4- 7. Geometría crítica, diente piñón 302

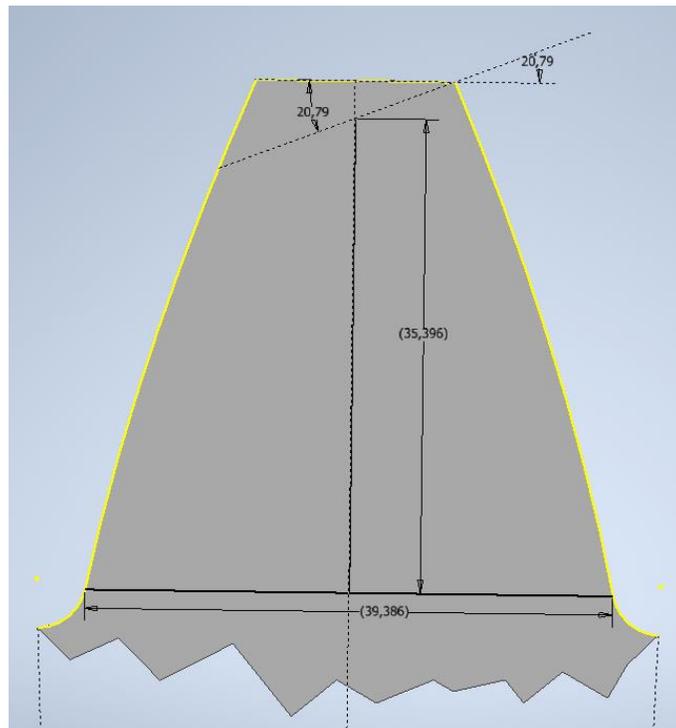


Figura A4- 8. Geometría crítica, diente corona 301

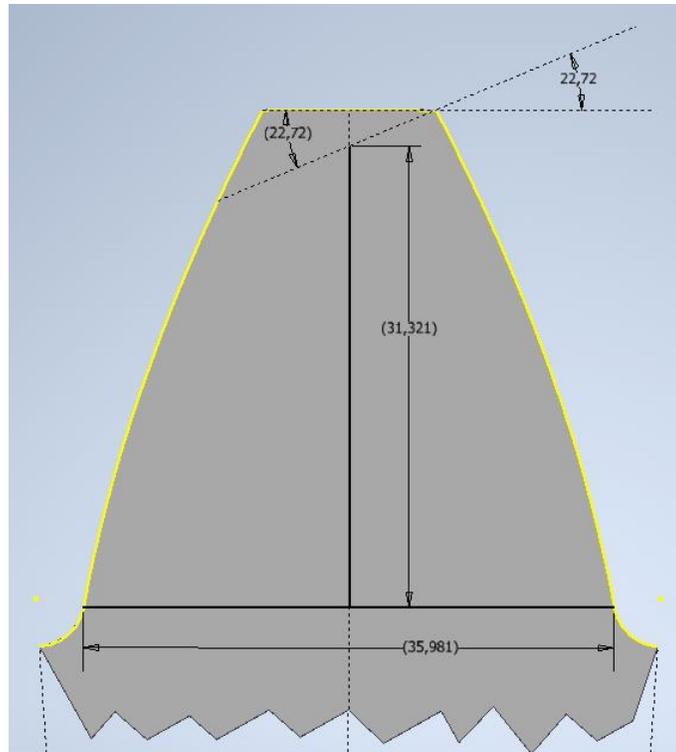


Figura A4- 9. Geometría crítica, diente piñón 330 y corona 329

ANEXO 5. Determinación factores AGMA

A5.1. Coeficiente elástico C_p

El coeficiente elástico AGMA proviene de la teoría de esfuerzos de contacto de Hertz, y se obtiene mediante la ecuación A5-1.

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (\text{A5-1})$$

Donde μ_1 y μ_2 son el coeficiente de Poisson para el material del piñón y corona respectivamente, y E_1 y E_2 son el modulo de elasticidad del material del piñón y corona respectivamente. Como piñón y corona comparten el mismo material, el coeficiente elástico queda como se presenta en la ecuación A5-2.

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{2\pi \cdot \left(\frac{1 - \mu}{E} \right)}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi \cdot \left(\frac{1 - 0,29}{3,046 \cdot 10^7} \right)}} = 2612,610 \left[\sqrt{\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}} \right] \quad (\text{A5-2})$$

A5.2. Carga tangencial transmitida W_t

La carga tangencial transmitida que requiere la metodología AGMA es la misma a la calculada anteriormente en la Tabla 17. De esta manera las fuerzas tangenciales transmitidas para estimar una ventana de tiempo de servicio se presentan en la Tabla A5-1 transformadas al sistema métrico imperial.

Tabla A5- 1. Fuerza tangencial transmitida para los tres escenarios

Sistema métrico	Fuerza transmitida W_t	
	Mínima	Máxima
Internacional	544522,53 [N]	802342,29 [N]
Imperial	122413,52 [Lbf]	180373,7057 [Lbf]

A5.3. Factor de sobrecarga K_o

El factor de sobrecarga modifica la ecuación de esfuerzos para considerar excesos breves en las fuerzas transmitidas. Un factor de sobrecarga igual a la unidad incluye la capacidad de sostener un número limitado de hasta 200% de ciclos momentáneos de sobrecarga, mientras estos no superen un segundo de duración, y no superen cuatro ocurrencias en 8 horas de operación. El factor se considera 1.

A5.4. Factor dinámico K_v

El factor dinámico introduce a la ecuación de esfuerzo los errores que se generan en la transmisión de potencia entre un piñón y su corona producto de fuerzas dinámicas, que a su vez se generan por pequeños errores en el engranado. Estos errores se ven influenciados por variables de manufactura, las cargas transmitidas, desgaste excesivo, desalineamientos y fricción excesiva entre los dientes. Para casos donde no se conoce el error generado, la AGMA estipula 7 curvas para estimar el factor dinámico. Estas curvas se presentan en la Figura A5-1 y se construyen a partir de las ecuaciones A5-3 a A5-5, y se encuentran en función de la velocidad en la línea de paso “ v_t ”, y la calidad AGMA “ A ” de la rueda dentada. (Este factor es similar al factor dinámico ocupado para la ecuación de Lewis, pero las ecuaciones de la AGMA varían levemente)

$$K_v = \left(\frac{C}{C - \sqrt{V}} \right)^{-B} \quad (\text{A5-3})$$

$$C = 50 + 56 \cdot (1 - B) \quad (\text{A5-4})$$

$$B = 0,25 \cdot (A_v - 5)^{0,667} \quad (\text{A5-5})$$

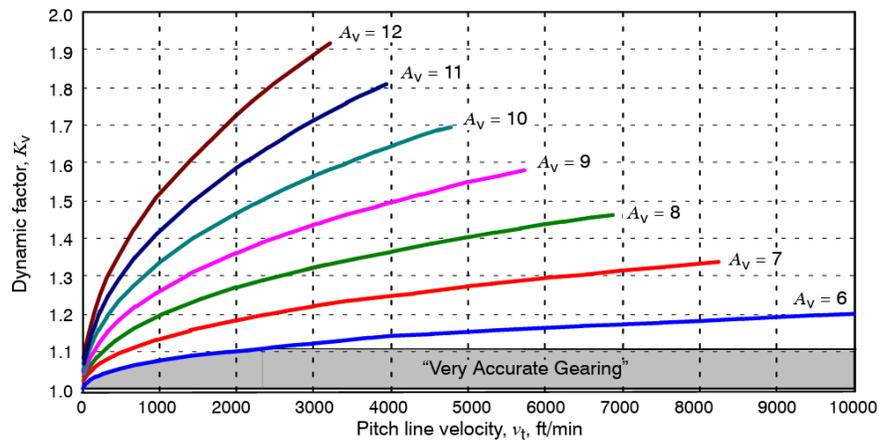


Figura A5- 1. Factor dinámico K_v [Fuente: [13]]

Debido a que los engranajes se encuentran modificados, el círculo de paso real, se encuentra en el diámetro de trabajo u operacional “ d_w ”, por lo que la velocidad en la línea de paso se obtiene mediante la ecuación A5-6.

$$V = \omega \cdot r = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \left(\frac{d_w}{2} \right) \quad (\text{A5-6})$$

Los engranajes del reductor tienen su calidad normada según la ISO 1328, en su categoría n°6. No existe una conversión matemática directa a la norma AGMA 2015-1-A01, la cual presenta los métodos de cálculo para determinar el número de la calidad AGMA, y tampoco se dispone de la información necesaria para llevar a cabo el cálculo. Fuentes como S, Garavaglia ^[20] y SDP/SI ^[21] aproximan la calidad n°6 de la ISO a la calidad Q10 y Q11 de la norma AGMA 2000-A88 respectivamente, lo que supondría una calidad AGMA de A6 a A7. Mientras que para un proceso de mecanizado (skiving), el cual se detalla como proceso de formado del engranaje en su plano, Koepfer America ^[22] se le refiere

como calidad AGMA Q11 y A6. Y considerando la alta calidad superficial que presenta en la zona de engrane se estima una calidad AGMA correspondiente a la A6.

La velocidad en la línea de paso para las cargas bajas y alta máxima, así como el factor dinámico correspondiente se presentan en la Tabla A5-2.

Tabla A5- 2. Factor K_v para los tres escenarios de estudio

Carga	Velocidad en la línea de paso V		Factor K_v
	[m/s]	[pies/min]	
Baja	1,03	203,16	1,0367
Alta Máx.	1,05	207,13	1,0370

A5.5. Factor de distribución de carga K_m

El factor de distribución de carga modifica la ecuación de esfuerzo para reflejar la no uniformidad en la distribución de carga en las líneas de contacto entre los dientes del piñón y su corona. Estas no uniformidades en la distribución de cargas se deben principalmente a variaciones en la instalación de los engranajes debido a las tolerancias de los cojinetes, deflexión de los dientes por las cargas que se transmiten y distorsiones por efectos térmicos o centrífugos. La AGMA estipula la ecuación A5-7 para determinar el factor de distribución de carga.

$$K_m = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) \quad (\text{A5-7})$$

C_{mc} es el factor de corrección de avance, el cual modifica la intensidad máxima de la carga cuando modificaciones de avance o coronamiento se han aplicado al diente. La AGMA dispone un valor de 0,8 para engranajes los cuales posean estos adecuamientos, y un valor igual a 1 para engranajes que no los posean. El piñón 330 no posee ninguna de estas adaptaciones en sus dientes.

C_{pf} es el factor de proporción del piñón, este considera las deflexiones por las cargas. La norma estipula tres ecuaciones independientes según el ancho de cara (b) del engranaje para calcular el factor. Para un ancho de cara entre 1 a 12 pulgadas, la formula del factor viene dada por la ecuación A5-8.

$$C_{pf} = \frac{b}{d_w} - 0,0375 + 0,0125 \cdot b = 0,168 \quad (\text{A5-8})$$

C_{pm} es el modificador de proporción del piñón. Este modifica la ecuación A5-7 para incluir los efectos producto de la posición del piñón respecto al centro de su eje como se presenta en la Figura A5-2.

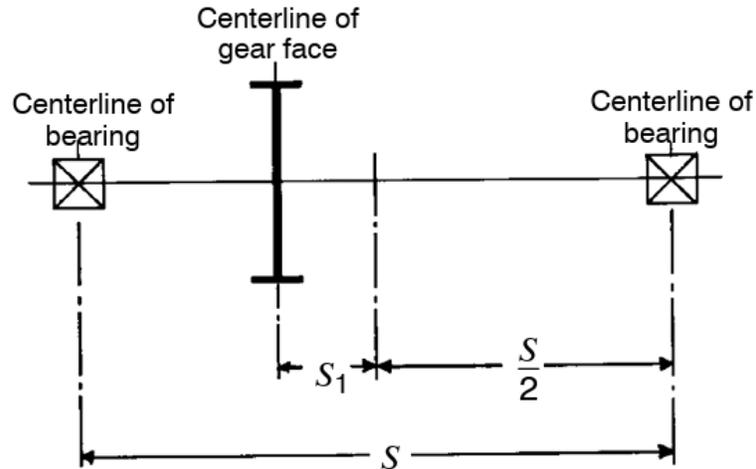


Figura A5- 2. Dimensiones S_1 y S para el cálculo de C_{pm} (Fuente: [15])

C_{pm} es igual a 1 para piñones montados con una relación $\frac{S_1}{S} < 0,175$, y es igual 1,1 para relaciones mayores o iguales a 0,175. Para el caso del piñón 330, su distancia S es de 1219 [mm] y la distancia S_1 es de 265,5 [mm], por lo que la relación es de 0,214 y C_{pm} es igual a 1,1.

C_{ma} es el factor de alineamiento de engranado, este introduce el desalineamiento de los cilindros de paso para todos los efectos que no sean causados por deformaciones elásticas. La norma estipula 4 curvas distintas en función del tipo de unidad de engranajes que se analice. El reductor corresponde a la curva 2 de “unidades de engranajes cerradas de carácter comercial”. Esta curva viene dada por la ecuación A5-9.

$$C_{ma} = 0,127 + b \cdot 0,0158 - (1,093 \times 10^{-4}) \cdot b^2 = 0,309 \quad (\text{A5-9})$$

C_e es el factor de corrección de alineamiento de engranado, este modifica a C_{ma} para incluir los efectos producto de técnicas de manufactura o ensamblado que mejoren el engranado. Como ninguna de estas técnicas, como por ejemplo lapeado (lapping), se mencionan en los planos, se considera el factor igual a 1.

Finalmente el valor del del factor de distribución de carga es $K_m = 1,494$.

A5.6. Factor de condición superficial para resistencia a la picadura C_f

El factor de condición de superficie modifica la ecuación de esfuerzo de contacto para tomar en consideración efectos negativos por la condición superficial de la zona de contacto de dientes. La AGMA recomienda un factor igual a la unidad para engranajes con la apropiada calidad de superficie. Considerando el nivel de rugosidad requerido para las zonas del flanco y la cara se considera apropiado seguir esta recomendación.

A5.7. Factor geométrico para la resistencia a la picadura I

El factor geométrico para la resistencia a la picadura evalúa el radio de curvatura de contacto de los perfiles de los dientes según su geometría para evaluar los esfuerzos de contacto de Hertz en el flanco del diente. Comúnmente este factor se obtiene de manera tabulada en función de geometría estándar de dientes y el parámetro de diseño modulo o paso diametral, pero debido a la geometría modificada de los engranajes se hace necesario el cálculo del factor. El método de obtención del factor se encuentra detallado en la AGMA 908-B89 ^[15], y se presenta a continuación de manera resumida.

El factor geométrico para la resistencia a la picadura se obtiene mediante la ecuación A5-10. Es necesario recalcar que los parámetros que se ocupan para los cálculos tanto de este factor como el del factor “ J ” para la resistencia a la flexión requieren de una serie de pasos previos y de que la geometría del engranaje se encuentre normalizada al ser dividida por su modulo normal, esta geometría normalizada se señala por medio de una cremilla “ $'$ ”.

$$I = \frac{\cos(\alpha_{wt}) \cdot C_{\psi}^2}{\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right) d_w' \cdot m_N} \quad (\text{A5-10})$$

Donde C_{ψ} es el factor de superposición de la hélice. El cual tiene un valor igual a 1 para engranajes helicoidales convencionales, como es el caso de los engranajes 330 y 329. ρ_1 y ρ_2 son los radios de curvatura del piñón y corona en el punto del cálculo del esfuerzo de contacto. Debido a que la geometría de los engranajes es idéntica al tener una razón de reducción igual a 1, $\rho_1 = \rho_2$. Y se calculan según las ecuaciones A5-11 y A5-12.

$$R_m = 0,5 \cdot \left(\frac{d_a'}{2} + \left(a_w' - \frac{d_a'}{2} \right) \right) = 20,625 \quad (\text{A5-11})$$

$$\rho = \left(R_m^2 - \left(\frac{d_b'}{2} \right)^2 \right)^{0,5} = 7,967 \quad (\text{A5-12})$$

m_N es la relación de reparto de carga normalizada (relación de contacto total de un engranaje recto), su cálculo involucra cerca de 20 ecuaciones (ecuaciones 3.1 a 3.24 de la AGMA 908-B89^[14]) con la geometría normalizada del engranaje helicoidal, por lo que solamente se presenta la fórmula de la relación de reparto de carga y su valor en la ecuación A5-13.

$$m_N = \frac{b_{norm}}{L_{min}} = \frac{20}{30,271} = 0,661 \quad (\text{A5-13})$$

Finalmente se obtiene un valor para el factor geométrico para la resistencia a la picadura igual a 0,135 como detalla la ecuación A5-14.

$$I = \frac{\cos(22,723) \cdot 1}{\left(\frac{1}{7,967} + \frac{1}{7,967}\right) \cdot \frac{660}{16} \cdot 0,661} = 0,135 \quad (\text{A5-14})$$

A5.8. Factor de seguridad S_H y S_F

Los factores de seguridad son comúnmente utilizados en el diseño para modificar los esfuerzos calculados en proporción a la resistencia de los materiales. Tienen como principal función tomar en cuenta incertidumbres o desviaciones estadísticas en los análisis de diseño, las características del material y tolerancias de manufactura. Además estos factores deben considerar el riesgo humano y económico producto de una falla. Como se desea conocer una ventana de servicio nominal del reductor se escoge un factor de seguridad igual a 1 de tal manera que no se modifique la ecuación.

A5.9. Factor de temperatura K_T

Para engranajes operando con temperaturas de aceite de lubricación inferiores a 121,1°C (250 Fahrenheit) el factor de temperatura se considera igual a 1. Mientras que sobre esta temperatura, el factor se debe considerar mayor a 1, mientras que no se excedan los 300 °F. Si se exceden, consideraciones adicionales se deben aplicar debido a efectos de templado.

El reductor posee un sistema de lubricación y refrigeración propio lo que permite que se encuentre operando cerca de los 25°C, de esta manera el factor de temperatura no modifica la ecuación.

A5.10. Factor de confiabilidad K_R

El factor de confiabilidad modifica el factor de ciclos de esfuerzo Z_N e Y_N , para introducir el efecto de la distribución estadística de las fallas del material al ser probado. La AGMA presenta la Tabla A5-3 para escoger el valor de este factor, sin embargo, escoger correctamente este factor sin entender el uso apropiado sería incorrecto.

Tabla A5- 3. Factor de confiabilidad (Fuente: [13])

Requerimientos de aplicación	K_R
Menos de una falla en 10000	1,50
Menos de una falla en 1000	1,25
Menos de una falla en 100	1,00
Menos de una falla en 10	0,85
Menos de una falla en 2	0,70

S, Radzevich ^[9] explica el uso apropiado del factor de confiabilidad según el tipo de operación para el cual fue creado el engranaje. El primer nivel ($K_R = 1,50$) se ha usado en trabajo aeroespacial altamente crítico. El segundo nivel ($K_R = 1,25$) es típico de trabajo con turbinas industriales, trabajos con helicópteros, y trabajos de motores eléctricos de alta calidad. Engranajes de vehículos para uso en tierra se encuentran entre el segundo y tercer nivel ($1 < K_R < 1,25$). Herramientas de casa, juguetes y accesorios se encuentran en los últimos dos niveles.

Siguiendo esta explicación se escoge un factor de confiabilidad igual a 1 debido a que las características de los engranajes del reductor son similares a los de una transmisión automovilística, pero de mayor envergadura.

A5.11. Factor relación de dureza C_H

El factor de relación de dureza toma en consideración la diferencia entre las durezas y calidades superficiales del piñón y su corona, debido a procesos como el endurecimiento por trabajo. Debido a que ambos engranajes están contruidos del mismo material, se les han aplicado los mismos tratamientos térmicos y tienen la misma calidad superficial, el factor de relación de dureza no modifica la ecuación.

A5.12. Esfuerzo de contacto permisible s_{ac}

La norma AGMA 2001-D04 posee sus propias curvas y datos tabulados de esfuerzos permisibles para diferentes tipos de aceros. Estos esfuerzos son fruto de múltiples pruebas de laboratorio basadas en 10 millones de ciclos de carga, cargas unidireccionales y un nivel de confiabilidad del 99%. Las curvas que presenta la norma se encuentran en función del tipo tratamiento superficial, grado del acero, dureza Brinell del núcleo y durezas superficial Rockwell C.

En función de los aceros y sus propiedades descritas en la norma, se estima que el acero 18NiCrMo5 bajo los tratamientos térmicos que se le atribuyen, corresponde a la categoría de aceros carburizados y endurecidos en algún punto por sobre el promedio de los grados 1 y 2 de esta norma. Mediante un promedio simple se estima el esfuerzo de contacto permisible por medio de los valores límites de Tabla 3 de la AGMA 2001-D04 (180.000 a 225.000 [Lbf/in^2])^[13], tomando un valor de 202.500 [Lbf/in^2].

A5.13. Factor de tamaño K_s

El valor que toma el factor de tamaño refleja la no uniformidad en las propiedades del material del engranaje, y depende principalmente de: tamaño de los dientes, diámetro de las partes, relación entre el tamaño del diente y el diámetro, espesor de cara, razón entre el espesor de cementación y tamaño del diente y tratamientos térmicos y templabilidad del material. AGMA estipula, para la mayoría de los engranajes, confeccionados a partir de un acero correctamente escogido para el tamaño de sus partes, tratamientos térmicos y templado a efectuarse un valor de 1. El acero 18NiCrMo5 del cual se componen los engranajes es un acero especialmente manufacturado para ser usado en la creación de ejes y engranajes, y para ser sometido a cementación y templado, por lo que se considera que el material es correcto y el factor de tamaño es igual a la unidad.

A5.14. Factor de espesor de montura K_B

En situaciones donde el espesor del anillo sobre el cual se construyen los dientes es insuficiente, la falla por flexión se puede dar a través del anillo del engranaje en vez del entalle del diente. Este factor tiene como finalidad inducir este efecto a la ecuación de esfuerzos y se encuentra dado por la Figura A5-3 en función de la relación de respaldo (backup ratio) " m_B ".

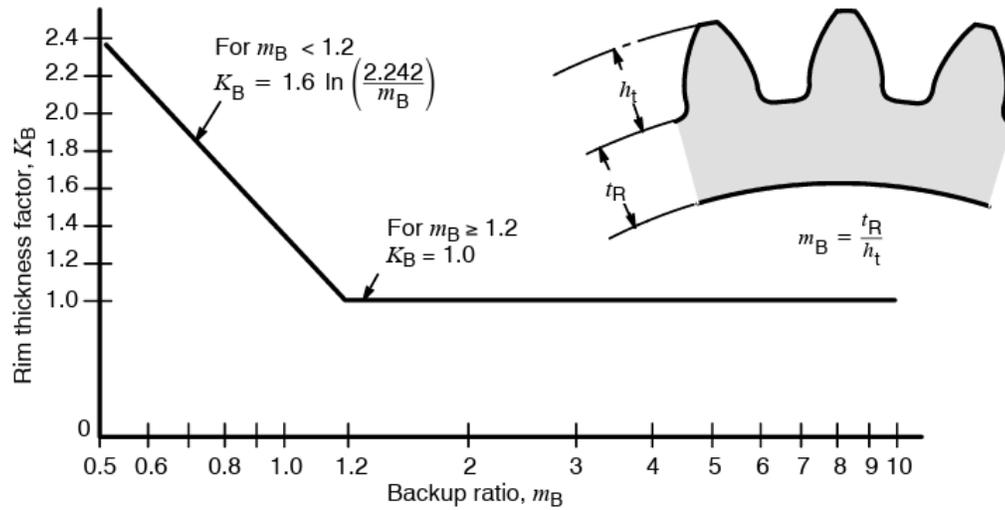


Figura A5- 3. Factor de espesor de montura, K_B . (Fuente: [13])

Tanto el piñón 330 como la corona 329 poseen un ahuecamiento en el eje, este ahuecamiento en su diámetro máximo tiene un valor de 327,08 [mm] como se aprecia en el extracto del plano de la Figura A5-4. De esta manera el espesor mínimo del anillo “ t_{Rmin} ” se calcula por medio de la ecuación A5-15 y se obtiene una razón de respaldo de 4,088 como se presenta en la ecuación A5-16.

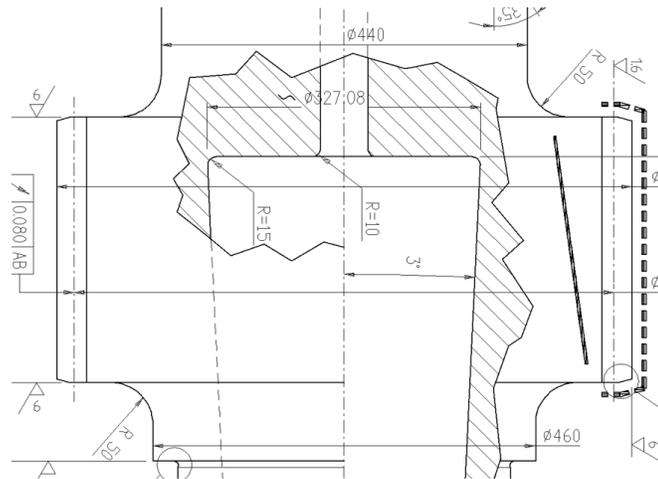


Figura A5- 4. Extracto plano piñón 330, Sección hueca.

$$t_{R,min} = \frac{(d_a - 2 \cdot hr - 327,08)}{2} = \frac{(691,340 - 2 \cdot 35,795 - 327,08)}{2} \quad (A5-15)$$

$$= 146,335 \text{ [mm]}$$

$$m_B = \frac{h_t}{t_R} = \frac{h_r}{t_{R,min}} = \frac{35,795 \text{ [mm]}}{146,335 \text{ [mm]}} = 4,088 \text{ [s. u]} \quad (A5-16)$$

Por lo que el factor de espesor de montura es igual a 1.

A5.15. Esfuerzo de flexión permisible s_{at}

Como se describió en la sección del esfuerzo a la picadura permisible, el acero de los engranajes corresponde a un acero carburizado y endurecido, el cual se encuentra en algún punto entre el grado 1 y el grado 2 para la clasificación de la AGMA. El valor promedio de los rangos de este tipo de acero, según lo propuesto por la norma, a través de su Tabla 4 (55.000 a 65.000 [Lbf/in²])^[13], entrega un esfuerzo de flexión permisible de 60.000 [Lbf/in²]

A5.16. Factor geométrico J

El factor geométrico J evalúa la forma del diente en la posición en la cual recibe mayor carga, y el reparto de las cargas en las líneas de contacto, de manera parecida a cómo funciona el factor de forma de Lewis.

El factor geométrico J se obtiene mediante la norma AGMA 908-B89^[14]. Comúnmente se dispone de este factor en tablas de la AGMA, pero estas se encuentran calculadas para casos estándar de dientes y modificaciones del perfil tabuladas, por lo que es necesario realizar su cálculo. El factor geométrico se calcula por medio de la ecuación A5-17. Para la obtención completa del factor se requieren de cálculos que involucran la transformación del engranaje helicoidal en un engranaje recto virtual, conocimiento de la geometría del cortador que formó los dientes, y la aplicación de un algoritmo iterativo para determinar del punto de carga más alto en un solo diente de este engranaje virtual o punto HPSTC. Debido a la complejidad de estos cálculos y la falta de información respecto a la geometría del cortador, los parámetros geométricos necesarios se han obtenido de manera gráfica, directamente dibujando los engranajes 330 y 389 virtuales para el punto HPSTC. Debido a la longitud de los cálculos para la transformación a engranajes virtuales solo se presenta el resumen del cálculo del factor en sí.

$$J = \frac{Y' \cdot C_{\psi}}{K_F \cdot m_N} \quad (\text{A5-17})$$

Donde Y' es el factor de forma del diente, el cual se obtiene mediante la ecuación A5-18. K_{ψ} , es el factor de ángulo de hélice, el cual para engranajes helicoidales convencionales se calcula mediante la ecuación A5-19.

$$Y' = \frac{K_{\psi}}{\frac{\cos(\alpha_{nL})}{\cos(\alpha_{wn})} \cdot \left[\frac{6 \cdot h_F}{S_F^2 \cdot C_h} - \frac{\tan(\alpha_{nL})}{S_F} \right]} \quad (\text{A5-18})$$

$$K_{\psi} = \cos(\beta_r) * \cos(\beta) = \cos(9,659^\circ) \cdot \cos(9,5^\circ) = 0,9723 \quad (\text{A5-19})$$

C_h es el factor de hélice, el cual introduce la relación del momento flexor en la raíz del diente producto de una carga en la punta, con el momento flexor en la raíz del diente por una carga de la misma intensidad sobre las líneas de contacto en los dientes helicoidales. Para engranajes helicoidales convencionales, el factor se obtiene mediante las ecuaciones A5-20 y A5-21.

$$w = \tan^{-1}(\tan(\beta) * \sin(\alpha_n)) = 3,276 \quad (\text{A5-20})$$

$$C_h = \frac{1}{1 - \sqrt{\frac{w}{100} \cdot \left(1 - \frac{w}{100}\right)}} = 1,217 \quad (\text{A5-21})$$

h_F es la altura crítica del diente, s_F es el espesor en la sección crítica del diente, α_{nL} es el ángulo de carga crítico medido respecto a una línea perpendicular a la línea media del diente y $\alpha_{n,w}$ es el ángulo de presión normal de trabajo. Los primeros tres valores se determinan de manera gráfica mediante el modelado del piñón 330 virtual y la corona 329 virtual, y del punto HPSTC al forzar 2 dientes a su contacto por medio de Inventor. Mientras que el último ángulo se calcula mediante las ecuaciones normalizadas de la AGMA 908-B89. Los resultados del método gráfico se presentan en la Figura A5-5. De esta manera se obtiene un factor de forma del diente de 0,796 como se presenta en la ecuación A5-22.

$$Y' = \frac{0,9723}{\frac{\cos(22,610^\circ)}{\cos(22,434^\circ)} \cdot \left[\frac{6 * 1,492}{2,289^2 * 1,217} - \frac{\tan(22,610^\circ)}{2,289} \right]} = 0,796 \quad (\text{A5-22})$$

Finalmente, K_F es el factor de corrección de esfuerzo, donde r_F es el radio del empalme de la base del diente y se calcula según las ecuaciones A5-23 a la A5-26.

$$K_f = H + \left(\frac{s_F}{r_F}\right)^L \cdot \left(\frac{s_F}{h_F}\right)^M = 1,934 \quad (\text{A5-23})$$

$$H = 0,331 - 0,463 \cdot \alpha_n [\text{rad}] = 0,179 \quad (\text{A5-24})$$

$$L = 0,324 - 0,492 \cdot \alpha_n [\text{rad}] = 0,152 \quad (\text{A5-25})$$

$$M = 0,261 + 0,545 \cdot \alpha_n [\text{rad}] = 0,451 \quad (\text{A5-26})$$

Una vez determinados todos los factores necesarios, se obtiene un valor igual a: 0,622 para el valor geométrico J .

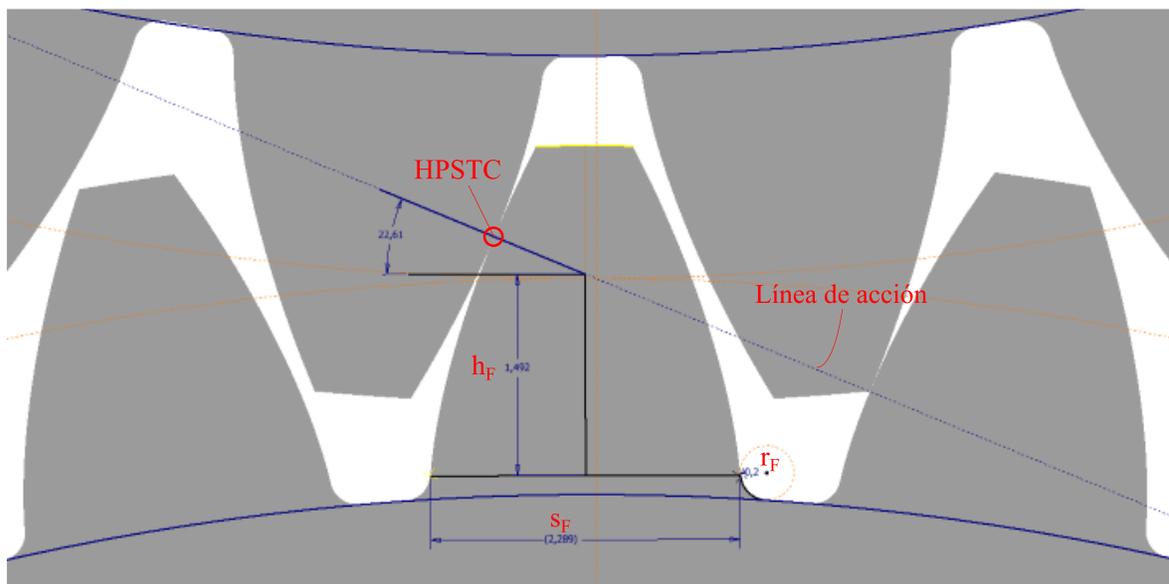


Figura A5- 5. HTPC engranaje virtual 330 y 329

ANEXO 6: Aplicación de elementos finitos

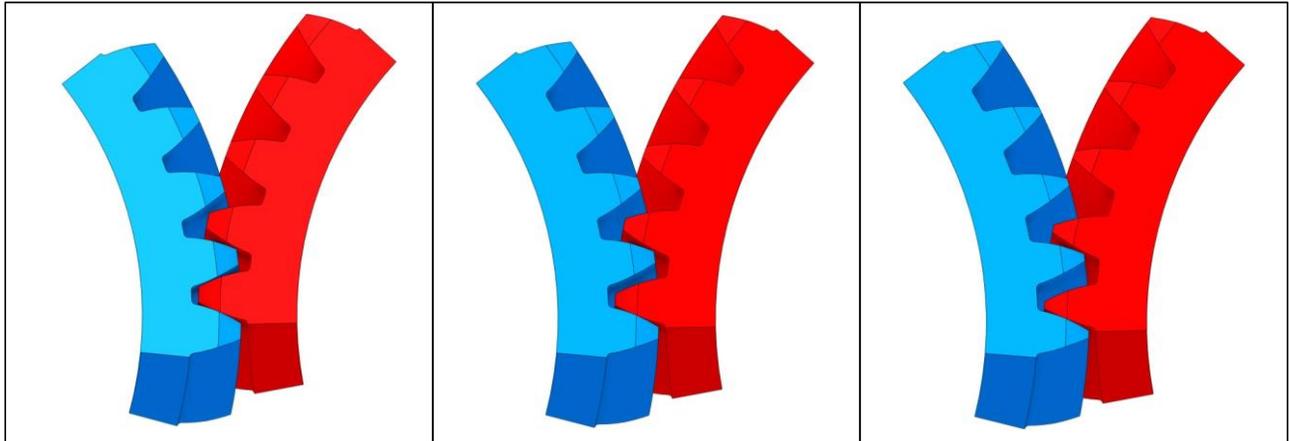


Figura A6- 1. Comparación modelos. De izquierda a derecha: nominal, 10% desgaste y 20% desgaste

Tabla A6- 1. Dimensionamiento escenario realista

Superficie	Número	Tamaño del elemento	Comportamiento
Punta frontal	1	1,5 [mm]	Suave, cara mapeada
Cara superior frontal	2	4 [mm]	Suave
Cara inferior frontal	3	4 [mm]	Suave
Empalme frontal	4	2 [mm]	Suave
Cara lateral superior	5	2 [mm]	Suave, cara mapeada
Cara lateral inferior	6	2 [mm]	Suave
Empalme lateral	7	1 [mm]	Suave
Base empalme	8	2 [mm]	Suave
Base media	9	5,9 [mm]	Suave
Base exterior	10	11 [mm]	Suave
Punta trasera	11	Dimensionamiento automático	Suave, cara mapeada
Respaldo trasero	12	5 [mm]	Suave, cara mapeada
Respaldo empalme	13	2 [mm]	Suave

Tabla A6- 2. Dimensionamiento escenario pesimista

Superficie	Número	Tamaño del elemento	Comportamiento
Punta frontal	1	1,5 [mm]	Suave, cara mapeada
Cara superior frontal	2	4 [mm]	Suave, cara mapeada
Cara inferior frontal	3	5 [mm]	Suave
Empalme frontal	4	2 [mm]	Suave
		1,5 [mm] / 2	
Cara lateral superior	5	elementos mínimos en arista superior	Suave, cara mapeada
Cara lateral inferior	6	2,5 [mm]	Suave, cara mapeada
Empalme lateral	7	1 [mm]	Suave
Base empalme	8	2 [mm]	Suave
Base media	9	5,5 [mm]	Suave
Base exterior	10	12 [mm]	Suave
		3 [mm] / 3 elementos	
Punta trasera	11	mínimos en aristas transversales	Suave
Respaldo trasero	12	3 [mm]	Suave
Respaldo empalme	13	2 [mm]	Suave

ANEXO 7: Estudio de las tendencias vibratorias

Código RUL sensor 3. Script del resto de sensores no se adjuntan. Estos son prácticamente iguales entre sí, cambiando únicamente el llamado del registro de datos.

```

clc
clear vars
%Carga de datos%
DATOS=readmatrix('RMSS.xlsx','Sheet','OverAll RMS DTS hrs');
%Definir número de muestras, "n"
n=341;
%Selección de datos específicos del sensor%
x=DATOS(1:n,3);
y=DATOS(1:n,2);
%Aplicación media movil (MM), z = numero de datos promediados%
z=7;
xMM=movmean(x,z);
yMM=movmean(y,z);
%Ajuste curvas exponenciales%
f_3H=fit(x,y,'exp1');
f_3H_MM=fit(xMM,yMM,'exp1');
%Extracción de características curvas exp.%
v=coeffvalues(f_3H);
a=v(1,1);
b=v(1,2);
vMM=coeffvalues(f_3H_MM);
aMM=vMM(1,1);
bMM=vMM(1,2);
%Umbrales (usar ISO 10816-3)%
U_warning=4.5;
U_limit=7.1;
%Tiempos total (0 hasta umbrales)%
T_W=(log(U_warning/a))/b;
T_W_MM=(log(U_warning/aMM))/bMM;
T_max=(log(U_limit/a))/b;
T_max_MM=(log(U_limit/aMM))/bMM;
%Creación curvas exp.%
t=0:T_max;
y_evolv=a*exp(b*t);
tMM=0:T_max_MM;
y_evolv_MM=aMM*exp(bMM*tMM);
%Tiempos de vida restantes%
RUL_W=T_W-y(n,1);
RUL_W_MM=T_W_MM-y(n,1);
RUL_L=T_max-y(n,1);
RUL_L_MM=T_max_MM-y(n,1);
fprintf('RUL a warning: %6.0f [hrs]\n',RUL_W)
fprintf('RUL (media movil) a warning: %6.0f [hrs]\n',RUL_W_MM)
fprintf('RUL a umbral limite: %6.0f [hrs]\n',RUL_L)
fprintf('RUL (media movil) a umbral limite: %6.0f [hrs]\n',RUL_L_MM)
%Creacion graficos%
figure(1)
i=[0 T_max T_max 0];
j=[0 0 U_warning U_warning];
patch(i,j,'green','faceAlpha',0.3)

```

```

title("RUL sensor 3H ")
hold on
j2=[0 0 U_limit U_limit];
patch(i,j2,'yellow','facealpha',0.3)
scatter(x,y,5,'filled')
plot(t,y_evolv)
hold off
legend('Zona Segura','Zona C','Datos RMS','Tendencia Exp')
xlabel('Tiempo [hrs]')
ylabel('RMS [mm/s]')
%Creación gráficos con media móvil
figure(2)
i2=[0 35000 35000 0];
j2=[0 0 2.3 2.3];
patch(i2,j2,'green','faceAlpha',0.5)
title("RUL sensor 3H (Media movil)")
hold on
j3=[2.3 2.3 4.5 4.5];
j4=[4.5 4.5 7.1 7.1];
j5=[7.1 7.1 7.5 7.5];
patch(i2,j3,"yellow", 'facealpha',0.5)
patch(i2,j4,[0.9290 0.6940 0.1250], 'facealpha',0.8)
patch(i2,j5,"red", 'facealpha',0.8)
scatter(xMM,yMM,5,'filled')
plot(tMM,y_evolv_MM)
plot([RUL_W_MM RUL_W_MM],[0 4.5])
plot([RUL_L_MM RUL_L_MM],[0 7.1])
hold off
legend('Zona A','Zona B','Zona C','Zona D','Datos RMS','Tendencia')
xlabel('Tiempo [hrs]')
ylabel('RMS [mm/s]')
annotation('textarrow','String','29.653 [hrs]')
annotation('textarrow','String','34.447 [hrs]')
%Comparacion media movil%
figure(3)
scatter(x,y,15,'filled','red')
title("comparacion")
hold on
scatter(xMM,yMM,15,'filled','green')
t_comp=0:8000;
y_evolv_comp=a*exp(b*t_comp);
y_evolv_MM_comp=aMM*exp(bMM*t_comp);
plot(t_comp,y_evolv_comp)
plot(t_comp,y_evolv_MM_comp)
legend('Datos VRMS originales','Datos media móvil','Tendencia exp. original','Tendencia
exp. media móvil')
hold off

```