



**OPTIMIZACIÓN DE ENGRANES
HELICOIDALES BAJO EL CRITERIO DE
MINIMIZACIÓN DEL ERROR DE
TRANSMISIÓN**

REPORTE

QUE PARA OBTENER EL GRADO
ACADEMICO DE

**ESPECIALISTA TECNÓLOGO EN
MECATRÓNICA**

PRESENTA

ING. MARÍA LILIANA VILLARREAL ORTIZ



QUERETARO, QRO. AGOSTO 2004

RESUMEN

Existe un reclamo por parte del cliente, en el que se reporta un ruido en cierta transmisión - producida por TREMEC- cuando se conduce a baja velocidad. El análisis realizado por personal del Laboratorio del Centro de Desarrollo de Tecnología, División Transmisiones, identifica como fuente generadora de dicho ruido (conocido como warbling) al juego de engranes de primera velocidad.

Una vez que se ha definido el problema, el estudio explora varias opciones como alternativas de solución: una de ellas es la minimización del error de transmisión mediante modificaciones a la geometría actual del par de engrane. Las herramientas utilizadas para simular las modificaciones y visualizar su efecto sobre el error de transmisión son algunos programas computacionales desarrollados por la Universidad Estatal de Ohio para el análisis y optimización de los engranes. Con estas herramientas se obtienen geometrías que se proponen como alternativas de solución al problema.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer de forma especial el apoyo recibido por parte de mis tutores,
Ing. José Luis Meléndez e Ing. Héctor Uribe por parte de Tremec
MC. José Alfredo Manzo por parte del CIDESI
Dr. Isaías Regalado, CIATEQ, por sus asesorías y soporte en el uso del software.

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	2
AGRADECIMIENTOS.....	2
ÍNDICE DE CONTENIDO	3
INDICE DE CUADROS Y GRÁFICAS.....	4
ANTECEDENTES	5
DEFINICIÓN DEL PROYECTO.....	6
DEFINICIÓN DEL PROYECTO.....	6
JUSTIFICACIÓN	7
OBJETIVO	8
FUNDAMENTACIÓN.....	9
PROCEDIMIENTOS	16
RESULTADOS	27
CONCLUSIONES.....	34
RECOMENDACIONES.....	35
BIBLIOGRAFÍA	36
ANEXO I.....	37
ANEXO II.....	41
ANEXO IV	45

INDICE DE CUADROS Y GRÁFICAS

Ilustración 1	Modelo del error de transmisión de un par de engranes	10
Ilustración 2	Dinámica de la generación y transmisión de ruido en el vehículo	11
Ilustración 3	Sentido de las modificaciones y su efecto real sobre la superficie del engrane ...	13
Ilustración 4	Diferentes tipos de modificaciones simuladas en LDP	15
Ilustración 5	Layout de la transmisión en la sección de 1ra. velocidad y modelo generado	16
Ilustración 6	Cálculo de desalineamiento en RomaxDesigner	17
Ilustración 7	Modificaciones de perfil y flanco para engranes según el sumario actual	18
Ilustración 8	Error de transmisión para juego de engranes de acuerdo a sumario	19
Ilustración 9	Distribución de cargas en superficies conjugadas. Carga Máxima 478.29 lb	19
Ilustración 10	Distribución de carga para engrane sin modificaciones.....	20
Ilustración 11	Gráfico generado a partir de resultados del Multi96	21
Ilustración 12	Modificaciones para la propuesta de optimización al 70%	23
Ilustración 13	Error de transmisión para propuesta de optimización al 70%	23
Ilustración 14	Distribución de carga para optimización al 70%. Carga máxima: 437.33 lb	24
Ilustración 15	Error de transmisión para optimización al 70%, evaluado al 15% de torque.....	24
Ilustración 16	Distribución de carga. Carga máxima: 171.25 lb	25
Ilustración 17	Error de transmisión para geometría real de engrane.	25
Ilustración 18	Distribución de carga en engrane real. Maxima carga 577.03 lb	26
Ilustración 19	Ejemplo de reporte de inspección de flanco y perfil.	26
Ilustración 20	Gráficas de perfiles de piñón obtenidas de GGR y comparativo	29
Ilustración 21	Gráficas de perfiles de engrane obtenidas de GGR y comparativo.....	30
Ilustración 22	Gráficas de flanco de engrane obtenidas de GGR y comparativo.....	31
Ilustración 23	Gráficas de flanco de piñón obtenidas de GGR y comparativo	32
Ilustración 24	Esquema de ubicación y sentido de las hélices	33
Ilustración 25	Correlación entre LDP y piñón con reclamación.....	33
Ilustración 26	Ubicación de Acelerómetro en transmisión.....	38
Ilustración 27	..Mediciones en coast, señal del acelerómetro.	39
Ilustración 28	.. Mediciones en drive, señal del acelerómetro.	40
Ilustración 29	..Error de transmisión y su serie de Fourier.....	44
Ilustración 30	..Distribución de carga. Carga máxima 162.7 lb.....	44
Ilustración 31	..Magnitud de las modificaciones requeridas para TE mínimo, de MULTI96.....	45
Ilustración 32	Gráficas de las modificaciones requeridas en perfil y flanco para optimización al 15%.....	46
Ilustración 33	Error de transmisión estimado para optimización al 15% del torque máximo .	46
Ilustración 34	..Distribución de carga para optimización al 15%. Carga Máxima 116.73lb.....	46

ANTECEDENTES

A mediados del presente año, uno de los clientes principales de Tremec reportó un ruido indeseable en una transmisión utilizada en aplicaciones de carga ligera. El ruido reportado ocurría solo bajo específicas condiciones de manejo, alrededor de las 2500 rpm del motor y principalmente cuando se conducía en pendientes, indistintamente cuesta arriba o cuesta abajo. El primer paso para atender este reclamo fue definir de manera concreta el problema, ya que la información proporcionada por el cliente resultaba insuficiente. Para ello, el Laboratorio de Análisis de Ruido y Vibración del Centro de Desarrollo de Tecnología realizó mediciones de Nivel de Presión Sonora en cabina y de vibración sobre la carcasa de la transmisión, a fin de identificar mediante un análisis de orden la fuente del ruido reportado por el cliente.

Los resultados de la prueba indicaron que la fuente más probable del ruido (conocido como warbling), es el juego de engranes de primera velocidad cuando trabaja dentro del rango que va de las 700 a 2500 rpm. También se determinó que el ruido se presenta en condiciones de baja carga (ralenti hasta aproximadamente 15% del torque nominal); indistintamente si el engrane trabaja con el lado de avance o reversa¹. El origen del problema se definió como un mal contacto entre engranes y las posibles causas que se manejaron fueron defectos geométricos o un posible desalineamiento entre la flecha de mando y la contraflecha.

Una primera inspección de las transmisiones reclamadas indicó que las piezas estaban maquinadas y ensambladas conforme a las tolerancias especificadas en el proceso; sin embargo, la explicación de porque solo algunas piezas y no todas transmisiones de dicho número de parte presentaban el ruido seguía siendo insatisfactoria. Por ello se decidió en Tremec realizar un estudio más a fondo del problema y someter a dicha transmisión a un proceso de mejora de diseño, en el que se involucró desde la redefinición de geometrías de los engranes hasta la revisión de los parámetros de ensamble.

¹ Un resumen de los resultados de las mediciones realizadas por el laboratorio se presentan en el Anexo I.

DEFINICIÓN DEL PROYECTO

Apoyándose en el concepto de error de transmisión de movimiento (MTE por sus siglas en inglés) y en el uso del software LDP (Load Distribution Program) como herramienta para modelado y simulación del error de transmisión en engranes helicoidales, se analiza el juego de engranes de 1era. velocidad a fin de proponer modificaciones a la micro geometría del engrane que disminuyan el error de transmisión y por consiguiente, el ruido que estos generan.

Esta optimización se realiza al torque nominal (usualmente estimado al 70% del torque máximo entregado por el motor) y al 15% del torque máximo, buscando con ello simular las condiciones de carga a las que el ruido se presenta en la aplicación.

Los alcances del presente proyecto se enuncian a continuación:

1. Capturar el modelo del par de engranes de 1era. velocidad con la geometría actual (de acuerdo al sumario) en el programa LDP y simular el error de transmisión y distribución de carga obtenida con el par de entrada nominal.
2. Evaluar el modelo del par de engranes actual al 15% del torque máximo.
3. Obtener las modificaciones requeridas en los engranes para tener un error de transmisión mínimo, tanto para el 15% como para el 70% del torque máximo. Esto se realiza con la ayuda del programa Multi96.
4. Con base en las modificaciones ideales, se generan propuestas de modificación a nivel micro-geometría al perfil y flanco del piñón y engrane que sean factibles de manufacturar.
5. Se calcula el error de transmisión y la distribución de carga esperada para la(s) propuesta(s) elegidas para producir prototipos.

Queda fuera del alcance de este proyecto las modificaciones a nivel macrogeométricas del engrane, y la evaluación de los resultados de los prototipos que se cortaron a partir de las modificaciones sugeridas, ya que a la fecha de la presentación de resultados las piezas aún no se tienen físicamente.

JUSTIFICACIÓN

La razón de existencia de toda empresa es obtener utilidades y para obtener utilidades es necesario vender. La permanencia en el mercado de una marca o producto depende principalmente de la preferencia del cliente y, hablando de un entorno de alta competitividad y globalización como lo es el sector del mercado donde se colocan los productos de Tremec, la satisfacción del cliente de vuelve prioritaria; por lo que las demandas y reclamos del cliente y del usuario final deben ser resueltas con la mayor prontitud y eficacia posibles. Aunado a eso, están las normas y sistemas de administración de la calidad que rigen en la industria automotriz, cuyos indicadores condicionan (hasta cierto punto) la continuidad del negocio y son determinantes en la obtención de nuevos contratos con las armadoras.

En el caso que nos ocupa, la decisión de someter a análisis a la transmisión en cuestión proviene de un reclamo del cliente, ya que aunque los casos presentados hasta el momento se han resuelto con la sustitución de la transmisión -cubierta por garantía-, para el fabricante representa un foco rojo en donde hay que poner atención para evitar que el problema llegue a mayores y ocasione incurrir en gastos excesivos por campañas de sustitución o incluso haga peligrar la continuidad del negocio.

Por otro lado, la decisión de realizar la optimización del diseño del engrane con base en el criterio de minimizar el error de transmisión obedece a una evolución en la forma que se han afrontado estos problemas históricamente en Tremec. A la fecha, el diseño y las modificaciones que se hacen a los engranes se basan en la experiencia de los diseñadores y expertos en desarrollo que trabajan en Tremec. No obstante de los buenos resultados que esta metodología ha dado, existe la demanda por parte del mercado de que la respuesta sea cada vez más rápida y mejor fundamentada que la obtenida mediante los métodos tradicionales; es por ello que esta vez se ha decidido otras utilizar herramientas que apoyen en la toma de decisiones.

El software que se utiliza en este proyecto han sido desarrollado por el Laboratorio de Investigación de Dinámica de Engranés y Ruido de Engranés de la Universidad Estatal de Ohio, laboratorio del cual Tremec ha sido patrocinador a lo largo de los últimos 20 años. Gracias a este patrocinio, Tremec tiene derecho a utilizar los programas que ahí se desarrollan y ahora, por primera vez, son utilizados para resolver un problema real.

Independientemente de las repercusiones económicas que se produjeran como resultado de la disminución de reclamos por garantías, otro gran impacto positivo para la organización será el explorar nuevas formas de hacer las cosas, el proceso de aprendizaje y la generación de conocimiento derivado de ello.

OBJETIVO

Determinar las modificaciones geométricas requeridas en flanco y perfil del diente para minimizar el error de transmisión de un par de engranes mediante el uso de herramientas de modelado y simulación.

FUNDAMENTACIÓN

El problema de ruido de engranes, sus causas y remedios ha sido tema de interés por muchos años para los investigadores en el campo de diseño de engranes. Una premisa que debe mencionarse, es que el ruido de engranes NO se puede eliminar, solo podemos disminuirlo de manera que sea encubierto por los otros ruidos del vehículo (por ejemplo, del motor o las llantas). No obstante, en los últimos años los clientes se han vuelto más exigentes y los fabricantes de vehículos han venido reduciendo continuamente la emisión sonora de los otros sistemas excitadores, por lo que el ruido de engranes ha quedado “evidenciado” en algunas aplicaciones. En un esfuerzo para controlar el ruido de engranes, es necesario seleccionar tanto el diseño del engrane propiamente dicho como las modificaciones de perfil y flanco necesarias para optimizar el diseño.

Un enfoque para realizar la optimización del engrane (que ha demostrado ser muy efectivo), es el control del error de transmisión de movimiento (MTE), ya que este es de los que más contribuyen a la generación del ruido (ver referencias 1 y 3). De hecho, existen estudios realizados por diversas instituciones en los que se reportan disminuciones de hasta 5 dB

¿Qué es el error de transmisión?

Para definir el error de transmisión, debemos establecer primero que un par de engranes debería de transmitir el movimiento rotativo de manera *uniforme* del conductor al conducido (a partir de aquí, llamaremos piñón al conductor y engrane al conducido). El error de transmisión para una posición angular dada es, por lo tanto, cualquier desviación del engrane de la posición que teóricamente debiera ocupar si los dos engranes fueran geoméricamente perfectos e infinitamente rígidos. El siguiente modelo representa el error de transmisión para un par de engranes.

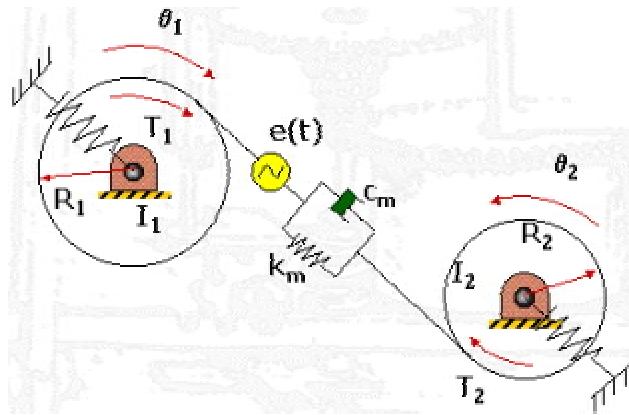


Ilustración 1 Modelo del error de transmisión de un par de engranes

En donde:

$$MTE(j\omega) = \theta_1 - \frac{N_2\theta_2}{N_1} \quad \text{Unidades angulares}$$

$$MTE(j\omega) = R_1\theta_1 - R_2\theta_2 \quad \text{Unidades de desplazamiento a lo largo de una línea de acción}$$

El error de transmisión error puede ser expresado en términos de movimiento angular o en términos del desplazamiento dinámico relativo a lo largo de la línea de acción de los engranes. Este error de desplazamiento es la causa de que se radie ruido, como resultado de las fuerzas dinámicas que se generan en el ciclo de engranamiento del diente y que posteriormente se transmiten por medio de la flechas a la carcasa de la transmisión.

Retomando lo antes mencionado, si tuviéramos dos engranes infinitamente rígidos, con perfil de envolvente perfecta y acoplados a un sistema igualmente rígido, de manera que se asegurara en todo momento una alineación perfecta tendríamos teóricamente un sistema con cero error de transmisión. En la práctica, un nivel de error de transmisión finito es inducido al engrane como resultado de la combinación de errores en la manufactura del diente, desalineamientos en el ensamble, deflexiones por las cargas aplicadas y deformaciones de los dientes. Por lo tanto, la forma de controlar sus efectos radica en la selección y combinación adecuada de los parámetros que permitan minimizarlo.

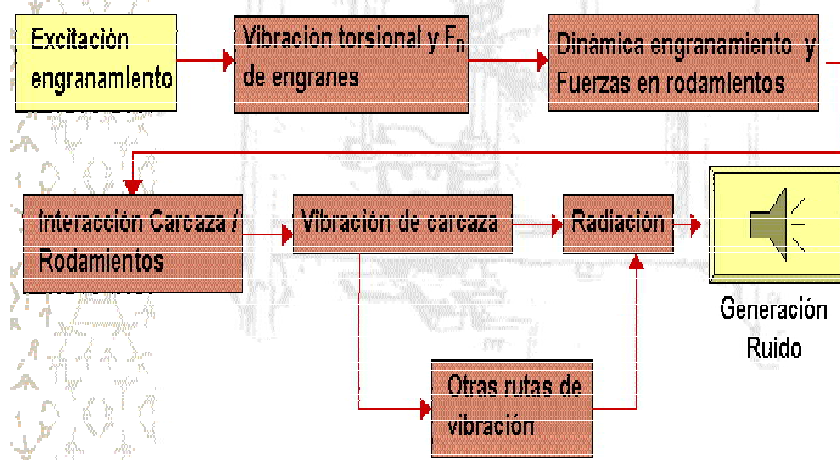


Ilustración 2 Dinámica de la generación y transmisión de ruido en el vehículo

Por lo que concierne al diseño del engrane, existen dos áreas claves a considerar durante un análisis para disminución del error de transmisión:

1. La primera es la macrogeometría del diente, que incluye la definición de los parámetros fundamentales del diseño del engrane, tales como el módulo, el número de dientes, los diámetros de los engranes, el ángulo de presión y el ángulo de hélice entre otros.
2. La segunda es la microgeometría del diente, que incluye las modificaciones de flanco, involuta, bias y modificaciones cruzadas a la superficie del diente para conseguir un bajo error de transmisión, una óptima distribución de carga y un óptimo patrón de contacto para el par de engranes bajo condiciones específicas de velocidad y carga.

Para el juego de engranes que se analizó en el presente proyecto se trabajó exclusivamente con los parámetros micro del engrane². Como herramientas se utilizaron técnicas analíticas de modelado y optimización de diseño, siendo en este caso específico los softwares LDP (Load Distribution Program) y Multi96, ambos desarrollados por el Laboratorio de Engranes de la Universidad de Ohio. No obstante, existen otros programas que ayudan a la optimización de

² El realizar un cambio a nivel macro (por ejemplo, modificación del ángulo de hélice), involucra hacer ajustes en otros elementos de la transmisión, mismos que sería necesario validar mediante nuevos PPAP's. Esos cambios se reservan para estudios posteriores.

engranes, tales como el GODA (Gear Optimization Design Analysis) y el CAPP (Contact Analysis Program Package).

Load Distribution Program

El LDP (Load Distributioin Program) es un programa para predecir la distribución de carga a través de la zona de contacto para un solo par de dientes de engranes rectos o helicoidales. Los engranes pueden tener engranamiento interno o externo y pueden estar montado sobre flechas entre centros o auto-soportados (sistemas de satélites y planetarios).

El modelo asume que la distribución de carga está en función de la elasticidad del sistema de engranes y de los errores o modificaciones en el diente.

Los efectos que el programa considera para realizar sus cálculos son:

Elasticidad (Deformaciones elásticas)

- Deflexiones en cuerpos de engranes y flechas de montaje.
- Flexibilidad de los rodamientos y carcasa.
- Deformaciones torsionales del cuerpo de los engranes.
- Deflexiones en los dientes en contacto.
- Rotaciones y traslaciones en la base de los dientes en contacto.
- Deflexiones por contacto local (análisis de Hertz).
- Interferencias en las orillas de los dientes.

Errores y modificaciones (separaciones iniciales)

- Desalineamiento de las flechas
- Involuta
- Perfil
- Espaciamiento
- Runout de las flechas

Las siguientes consideraciones fueron hechas en el cálculo de deformaciones elásticas en el LDP

1. El total de las deformaciones elásticas es la suma de las deformaciones individuales.

2. Las deformaciones elásticas son pequeñas, por lo tanto se asume que el contacto permanece sobre la línea de contacto.
3. Con el propósito de determinar las deformaciones torsionales y por flexión, el cuerpo de los engranes y las flechas que los soportan se modelan como cilindros sólidos.
4. Las deflexiones en cualquier par de dientes no son influidas por las cargas en otros dientes.

Modelado de los efectos de separaciones iniciales

Comprende los errores y las modificaciones al diente del engrane que son independientes de las cargas aplicadas y que cambian la localización de la superficie del diente con respecto al diente perfecto que se modela inicialmente a partir de los datos macro-geométricos que se alimentan al software. El siguiente dibujo ilustra la convención de signos, en donde una modificación positiva indica una remoción de material y una negativa representa una adición. Esto es importante tenerlo en cuenta cuando se sugieren las modificaciones geométricas, ya que ante todo hay que visualizar la manufacturabilidad del engrane.

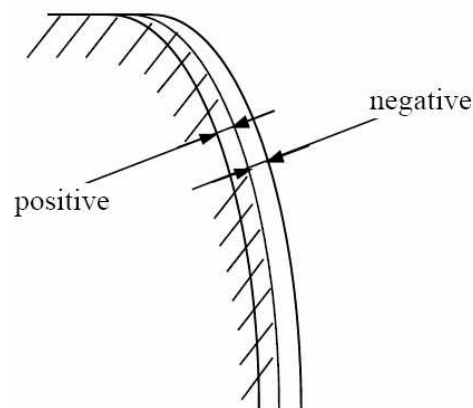


Ilustración 3 Sentido de las modificaciones y su efecto real sobre la superficie del engrane

Dado que el presente trabajo se basa en analizar el impacto de las modificaciones al perfil y flanco del diente, es conveniente ahondar en la forma que el software manipula esta información.

Modificaciones al diente

Las modificaciones al diente se especifican dando la magnitud de las correcciones al perfil y al flanco, independientemente para engrane y piñón. Las desviaciones se miden perpendicularmente a la superficie ideal del diente. El programa permite dos formas de alimentar estas modificaciones:

1. Aproximando las modificaciones mediante curvas parabólicas, líneas o arcos de circunferencia. Con este método, la modificación se asume cero en el punto en que el usuario defina como inicio de la modificación, (por lo general es el punto de paso en el centro del flanco) y entonces varía lineal y/o parabólicamente a la magnitud especificada por el usuario hasta el extremo de la superficie del diente. Las ecuaciones utilizadas para calcular la modificación en los puntos intermedios son:

- Para modificación lineal

$$y = y_2 \left(\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \right)$$

- Para Modificación parabólica

$$y = y_2 \left(\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \right)^2$$

donde x = coordenada de posición

y = modificación

Subíndices 1 y 2 denotan la modificación inicial y final respectivamente.

Estas ecuaciones son validas para modificaciones tanto en la involuta como en flanco. En la siguiente figura se observa el efecto de dichas modificaciones sobre la superficie del diente.

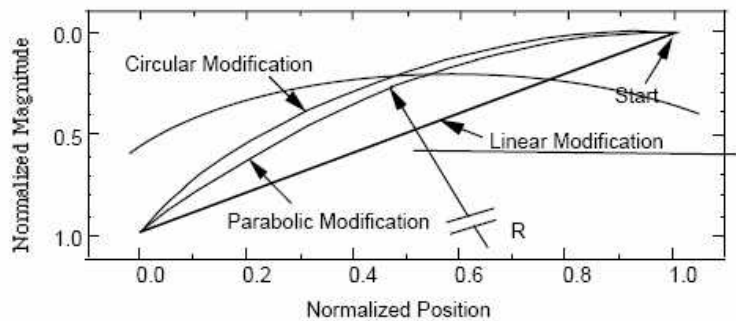


Ilustración 4 Diferentes tipos de modificaciones simuladas en LDP

Las modificaciones a la involute (o el error) se especifican a lo largo de la línea que es perpendicular al eje de rotación. Para un engrane d involuta perfecta, esta línea la visualizaríamos como una línea recta en la gráfica “K”, aunque en realidad significa que tiene una forma de involuta. Para localizar un punto sobre esa línea, es necesario especificar el ángulo de rolado que le corresponde. Usando el método de aproximación, deben especificarse las modificaciones parabólicas y lineales en la punta y en la raíz del diente y los ángulos de rolado de inicio de la modificación. Para la modificación circular, esta se ubica su punto de inicio en el ángulo de rolado medio entre el Start of Active Profile (SAP) y la punta. Aquí los valores de modificación a la punta y a la raíz son iguales y se ajustan a un arco de circunferencia perfecta. Esta puede ser positiva o negativa. El total de la modificación a la superficie es la suma de las modificaciones por separado.

2. El segundo método para introducir las modificaciones es medir la involuta y el flanco de un engrane físicamente e introducir esta información al software, mediante pares de datos posición – magnitud. Lo máximo permitido son 50 pares de datos para especificar cada modificación (50 perfil y 50 flanco), los cuales se ingresan por lo general desde un archivo generado directamente en la máquina de medición por coordenadas.

PROCEDIMIENTOS

Preparativos

Para poder realizar el modelado del error de transmisión del par de engranes, es necesario contar con ciertos datos de entrada que se alimentan al software LDP (load distribution program). La información requerida corresponde a la geometría macro y micro del engrane, a los materiales, información sobre las flechas en las que se montan, tipos/rigidez de rodamientos utilizados, deflexiones y desalineamientos ocasionados por la carga de trabajo, velocidad de operación, etc. Las fuentes para esta información son:

- 1) Sumarios y hojas de especificación de engranes, en donde se encuentra la información detallada de la macro y micro geometría del engrane.
- 2) Planos de parte, con la geometría de las flechas y dimensiones de los engranes.
- 3) Layout de la transmisión, de donde se obtienen datos como distancias de montaje y offsets.

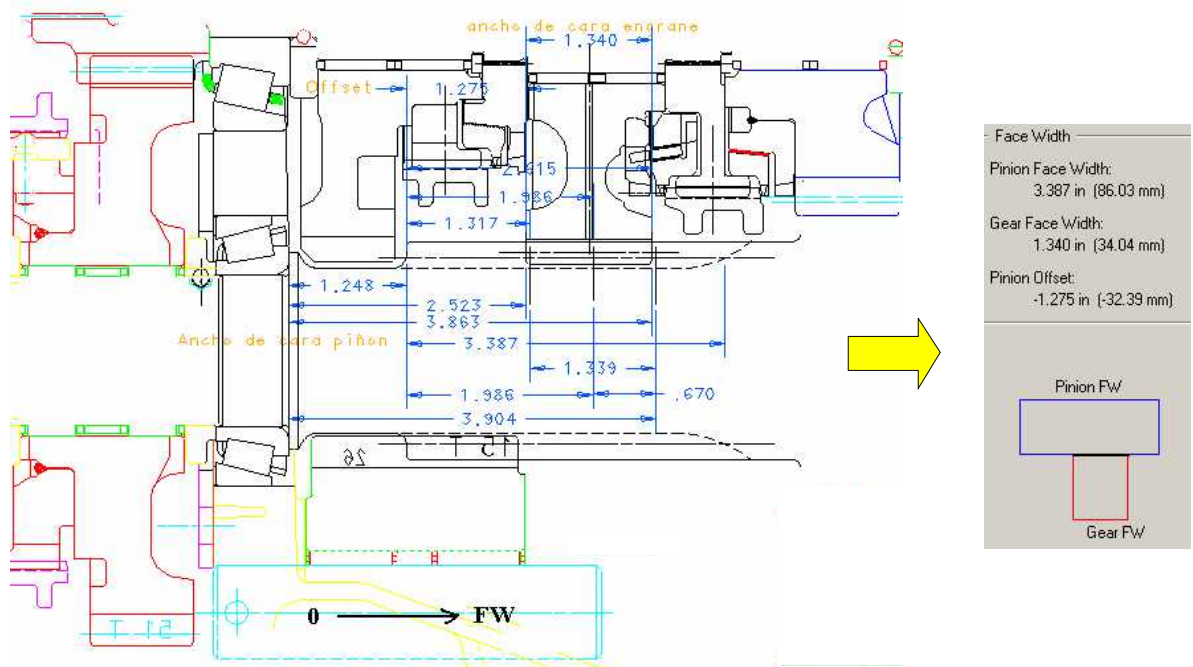


Ilustración 5 Layout de la transmisión en la sección de 1ra. velocidad y modelo generado

- 4) Cálculo de deflexiones de flechas para el torque de trabajo máximo especificado en los datos de la transmisión. Esta información se obtiene del software RomaxDesigner o de Ansys.

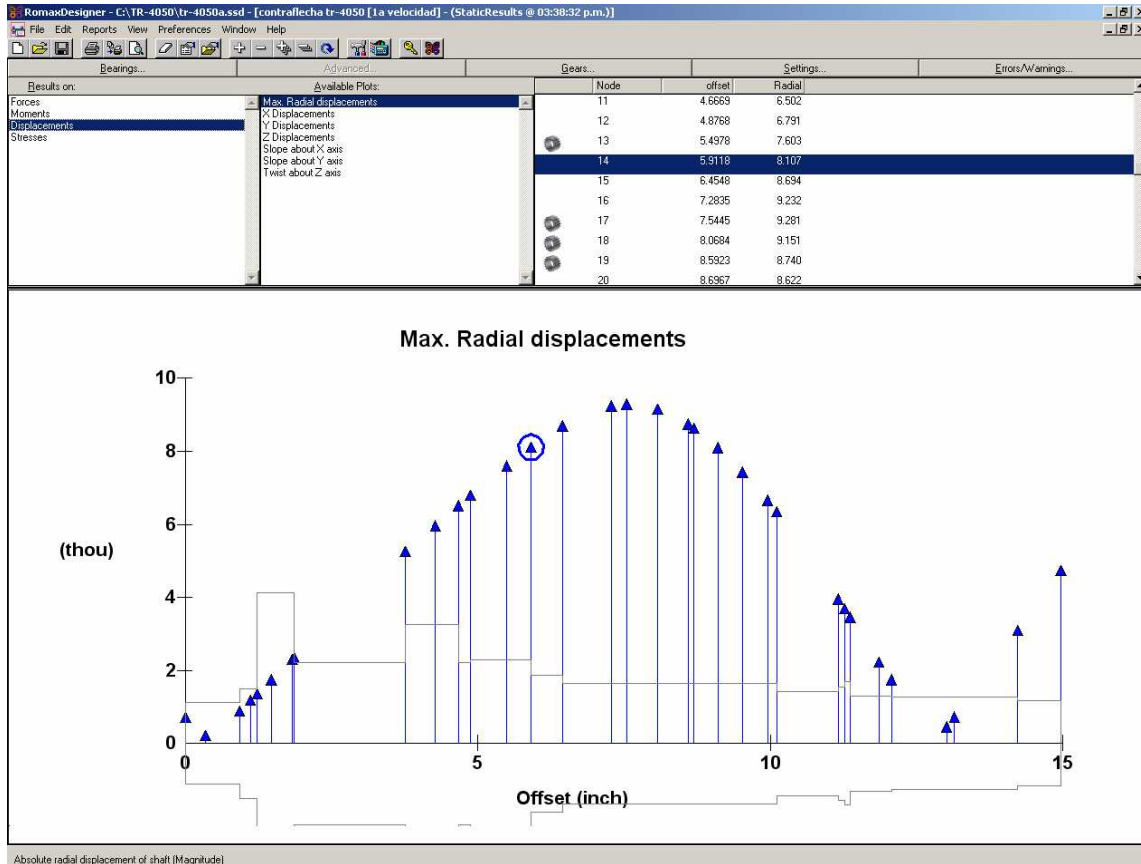


Ilustración 6 Cálculo de desalineamiento en RomaxDesigner

En el anexo II se presenta un resumen generado por el LDP de los parámetros de los engranes y sus condiciones de operación.

Desarrollo

NOTA: Cabe hacer la aclaración que el siguiente proceso de optimización se realizó para dos torques diferentes, la única diferencia radicó en cambiar algunos de los parámetros alimentados al software:

- 1) Al 70% del par máximo, por ser el par nominal con el que trabaja la mayor parte del tiempo el engrane.

2) Al 15% del par máximo, por ser el par en el que se estimó que el ruido se presenta. Es proceso que se siguió para llegar a definir una geometría que disminuyera el error de transmisión -y por consiguiente la emisión acústica generada por los engranes-, se describe a continuación. Las gráficas más relevantes para el desarrollo de la optimización al 70% del torque máximo se presentan en esta sección, información complementaria y el set completo generado en el análisis de optimización al 15% se incluye en los anexos.

- 1) Se modeló la condición ideal de los engranes, de acuerdo a lo indicado por los sumarios que actualmente están en producción. Con este modelo se obtuvo del LDP la predicción del error de transmisión y la distribución e intensidad de carga para un torque de trabajo del 70% del máximo entregado por le motor (par nominal). Estos datos nos servirán como referencia para comparar las propuestas posteriores.

	Perfil				Flanco			
	Punta		Raíz		Lado X=0		Lado X=FW	
	Ángulo Rolado	Magnitud	Ángulo Rolado	Magnitud	Posición Inicio	Magnitud	Posición Inicio	Magnitud
Piñón	30.4832	0.00045	30.4832	0.00020	1.9860	0.00330	1.9860	0.00164
Engrane	26.9805	0.00060	26.9805	0.00030	0.6700	0.0006	0.6700	0.0006

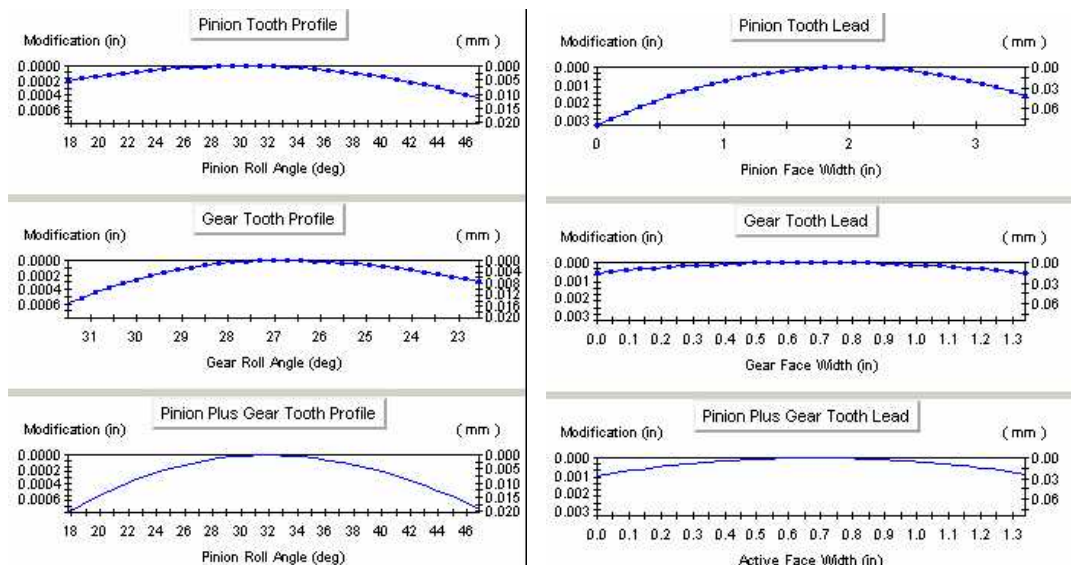


Ilustración 7 Modificaciones de perfil y flanco para engranes según el sumario actual

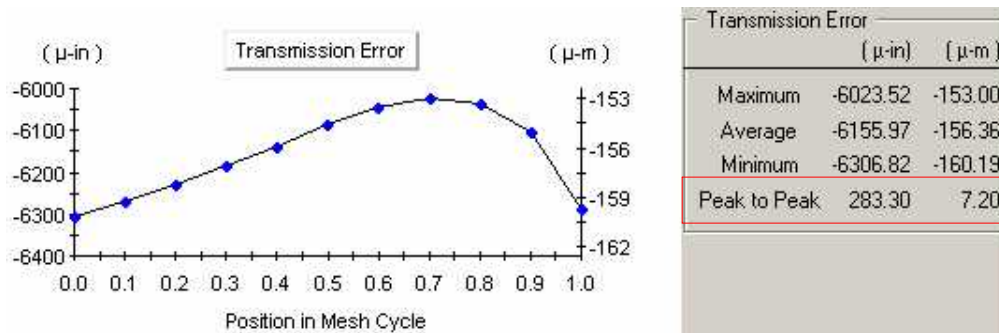


Ilustración 8 Error de transmisión para juego de engranes de acuerdo a sumario

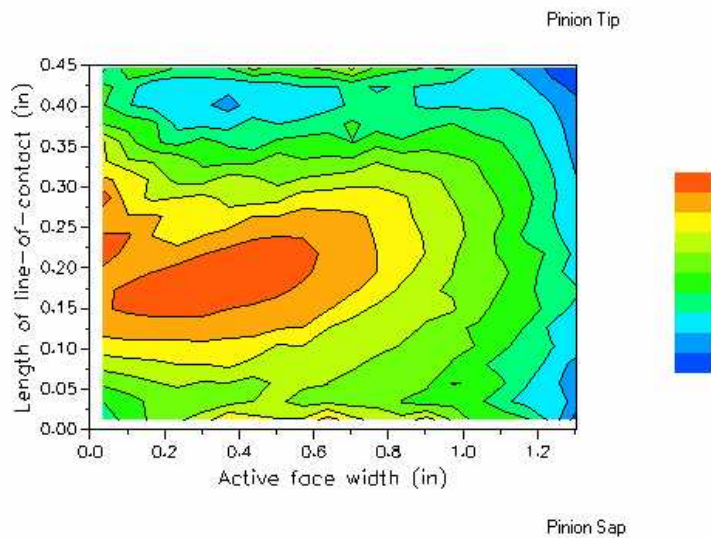


Ilustración 9 Distribución de cargas en superficies conjugadas. Carga Máxima 478.29 lb

- 2) Se modeló el juego de engranes sin las modificaciones sugeridas por el sumario para el lead y el perfil, es decir, considerando geometrías perfectas tanto para el flanco como para la involuta. En este caso, el error de transmisión pico a pico (PTPTE) fue de $335.8\mu\text{in}$. La parte relevante que puede darnos el LDP en este punto es la distribución de carga, que es la gráfica que se presenta abajo. En ella es importante notar la distribución existente sobre la superficie de engranamiento. La mayor carga está concentrada en la orilla de los dientes, lo que denota una propensión a problemas de escoriación o de durabilidad.

Para remediar este problema es necesario incluir las modificaciones micro geométricas, ya que nos permiten ubicar la posición, forma y longitud del contacto para lograr una distribución de carga más uniforme.

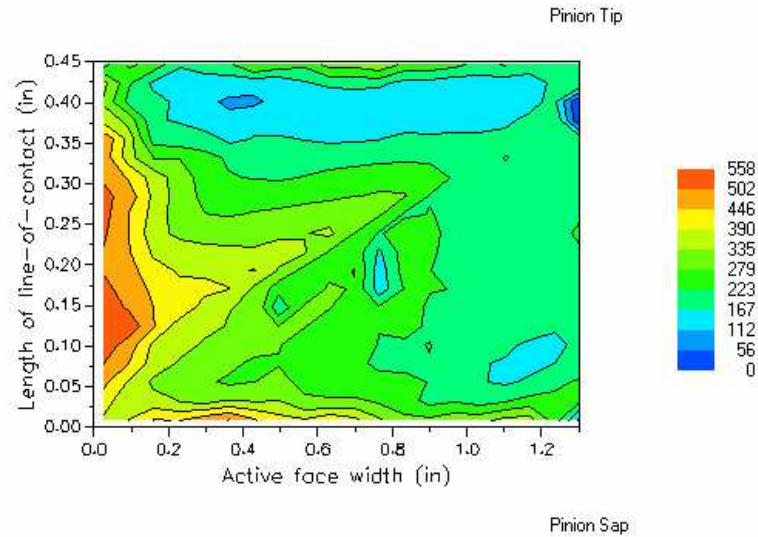


Ilustración 10 Distribución de carga para engrane sin modificaciones. Carga máxima: 597.37lb

- 3) El modelo anterior se evalúa en el software MULTI96 para obtener la magnitud de las modificaciones requeridas en las superficies conjugadas para minimizar el error de transmisión.
- 4) El archivo de las modificaciones se lleva a un graficador (se usó el TableCurve 3D de Systat) para reconstruir la geometría de la superficie conjugada optimizada y de ahí obtener la magnitud de las modificaciones tanto para el flanco como para el perfil de engrane y piñón.

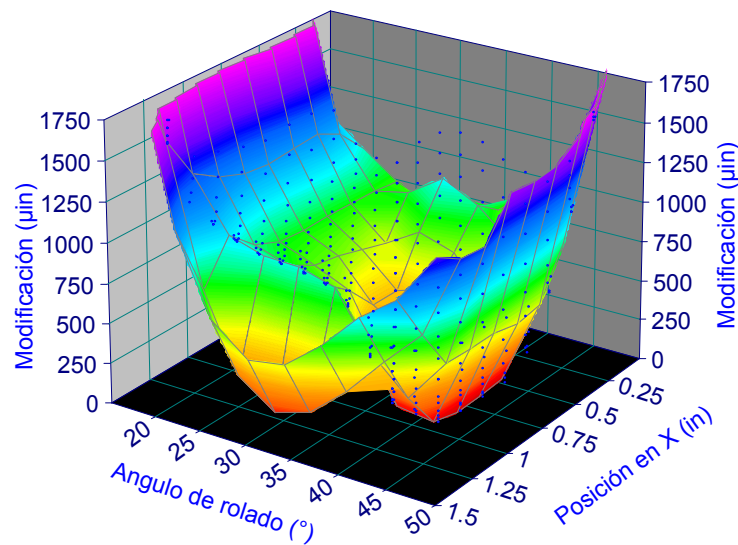


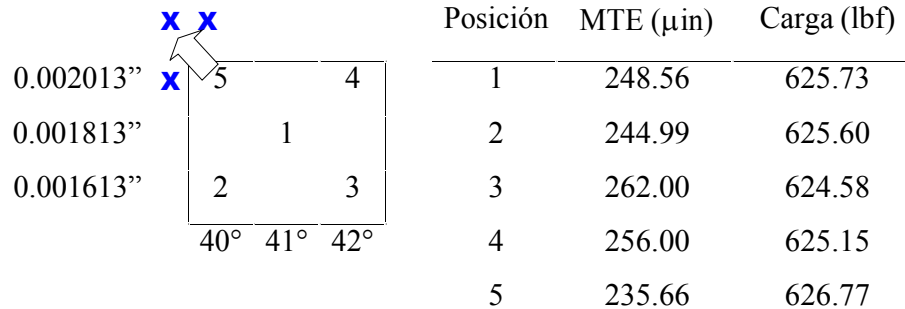
Ilustración 11 Grafico generado a partir de resultados del Multi96

- 5) Estas modificaciones se alimentan nuevamente al LDP en las secciones de “LEAD DATA” e “INVOLUTE DATA”, partiendo del archivo que se generó con cero modificaciones. Se recomienda ir introduciendo una a una las modificaciones, iniciando por el perfil (piñón y corona, punta y raíz) y después por el flanco (piñón y corona, lado del flanco de $X=0$ y lado $X=\text{ancho_de_cara}$); teniendo un total de 8 variables para ajustar. La posibilidad de ajustar cada variable por separado viene dada por la propiedad del modelo en el que consideramos que el diente es rígido y de material isotrópico.

Una vez que se introduce una variable en la magnitud sugerida por el gráfico, es conveniente realizar un “mapeo” en los alrededores del valor elegido. Esto se hace con la finalidad de detectar alguna tendencia (por ejemplo, si se sigue aumentando el ángulo de rolado en la punta del engrane, el error de transmisión sigue disminuyendo) y, de ser necesario, ajustar los parámetros de la modificación. Un ejemplo de mapeo se incluye a continuación:

De la gráfica de modificaciones se toma la magnitud sugerida para el cambio en el perfil del piñón, lado de la punta. El valor sugerido para la modificación de tipo parabólico es de $0.000248''$, iniciando en un ángulo de rolado de 41° .

Entonces, se prueba una malla de 4 puntos alrededor del valor sugerido y se determina si existe alguna tendencia de mejora.



En este ejemplo mostrado, vemos que la tendencia de que a mayor magnitud de modificación y menor ángulo de rolado (es decir, conforme nos adentramos más en el flanco), el error de transmisión disminuye, por lo que es conveniente probar los puntos marcados con "X" para confirmar la tendencia y encontrar un valor mínimo.

Es importante mencionar la conveniencia de registrar y guardar los archivos del LDP con las modificaciones que se van realizando, ya que resulta útil cuando se desea comparar algunas configuraciones anteriormente modeladas.

El ajuste de las modificaciones se detiene cuando se llega a un valor en el cual la mejoría es poca o nula si este se sigue variando. Esta mejora puede ser tanto en disminución de error de transmisión o en una mejor distribución de carga en el diente o en ambos a la vez. El objetivo consiste realmente en encontrar la mejor combinación de los parámetros que lleven a un resultado aceptable y que sean factibles de manufacturar con el equipo y herramientas disponibles en la empresa.

- 6) Una vez que se llega a un conjunto de modificaciones con resultados aceptable, se corre el LDP y se comparan sus resultados con los obtenidos del modelo actual, analizando sus diferencias y explicando las tendencias encontradas. Puede ocurrir de más de una solución se considere optima, y la decisión de si se envía a producción de prototipos dependerá de manufacturabilidad de la misma.

Involuta

Flanco

	Punta		Raíz		Lado X=0		Lado X=FW	
	Roll Angle	Magnitude	Roll Angle	Magnitude	Beginning Position	Magnitude	Beginning Position	Magnitude
Piñón	38°	0.001107	22.881	0.000338	0	0	0	0
Engrane	27.77°	0.000338	24.134	0.001107	0.200	0.00060	1.100	0.00060

Gear Lead angle error = -0.0012

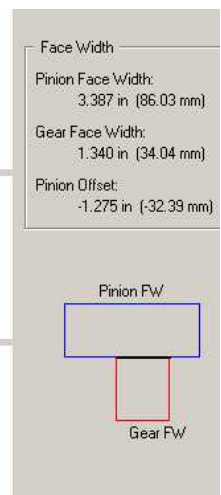
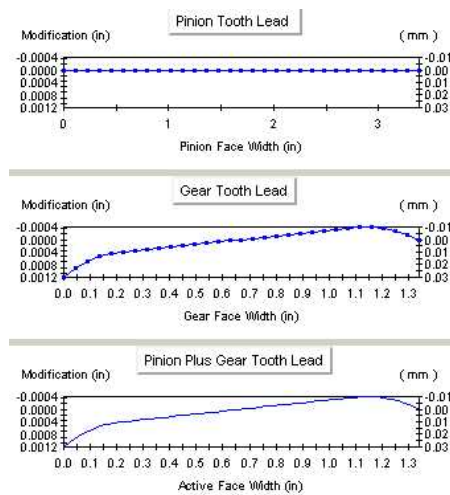
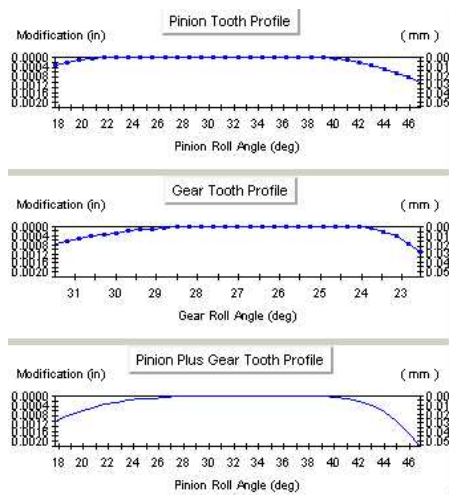
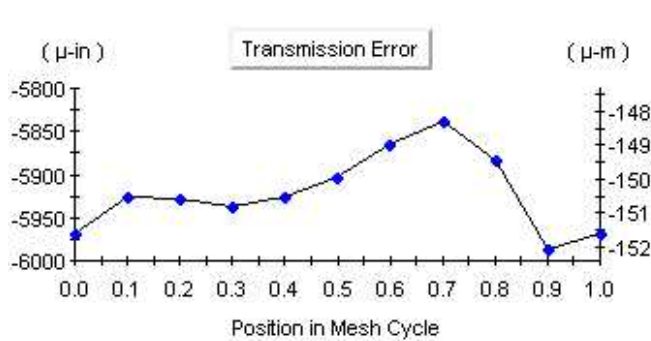


Ilustración 12 Modificaciones para la propuesta de optimización al 70%



	(μ-in)	(μ-m)
Maximum	-5838.66	-148.30
Average	-5921.28	-150.40
Minimum	-5987.61	-152.09
Peak to Peak	148.94	3.78

Ilustración 13 Error de transmisión para propuesta de optimización al 70%

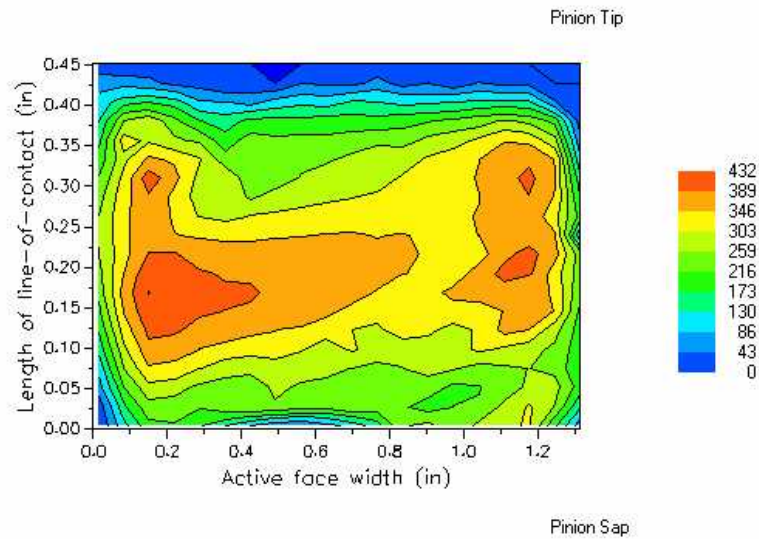


Ilustración 14 Distribución de carga para optimización al 70%. Carga máxima: 437.33 lb

- 7) Se evalúa el modelo recién generado con el torque para el cual no fue optimizado (por ejemplo, si el modelo se optimizó al 70%, se evalúa al 15% de par). Esto con la finalidad de determinar cual es el comportamiento en un rango de trabajo diferente.

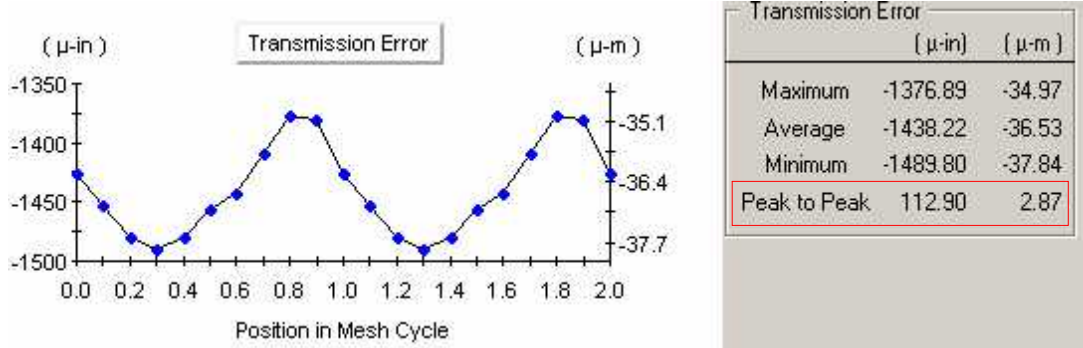


Ilustración 15 Error de transmisión para optimización al 70%, evaluado al 15% de torque

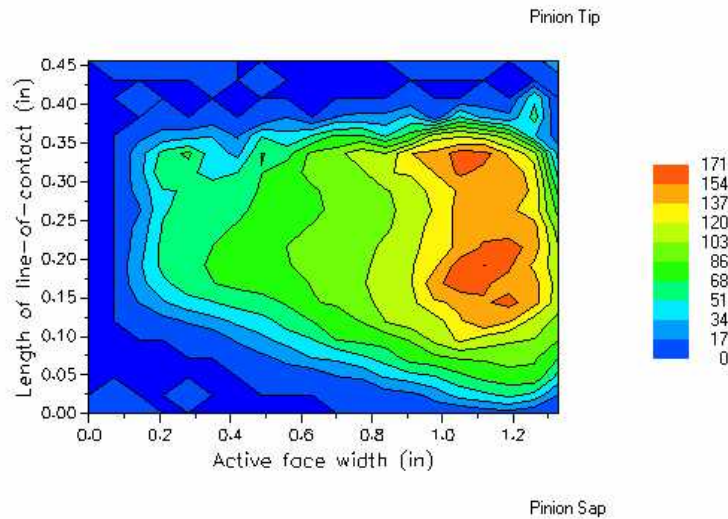


Ilustración 16 Distribución de carga. Carga máxima: 171.25 lb

- 8) Si las explicaciones de los resultados obtenidos son aceptables y congruentes con lo que se encontró en campo y en los engranes retirados de las transmisiones reclamadas, se procede a generar las cartas de engranes correspondientes a las modificaciones sugeridas para que sean enviadas al área de afilado de herramientas y se inicie con la producción de prototipos.

Paralelamente a este proceso, se capturó la geometría real de un par de engranes de los que resultaron tener reclamo por parte del cliente, para calcular su error de transmisión y posteriormente compararlo con el esperado de las geometrías optimizadas. La modelación de este engrane real se hizo por medio del método de aproximación de curvas lineales y parabólicas, no mediante captura de archivo directamente desde la máquina de coordenadas.

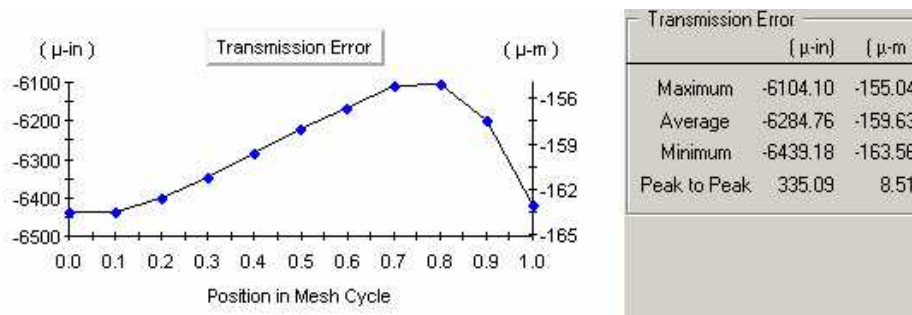


Ilustración 17 Error de transmisión para geometría real de engrane.

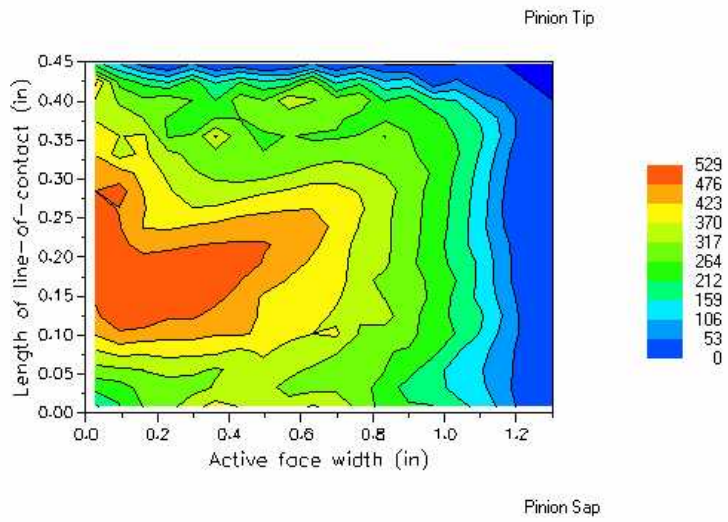


Ilustración 18 Distribución de carga en engrane real. Maxima carga 577.03 lb

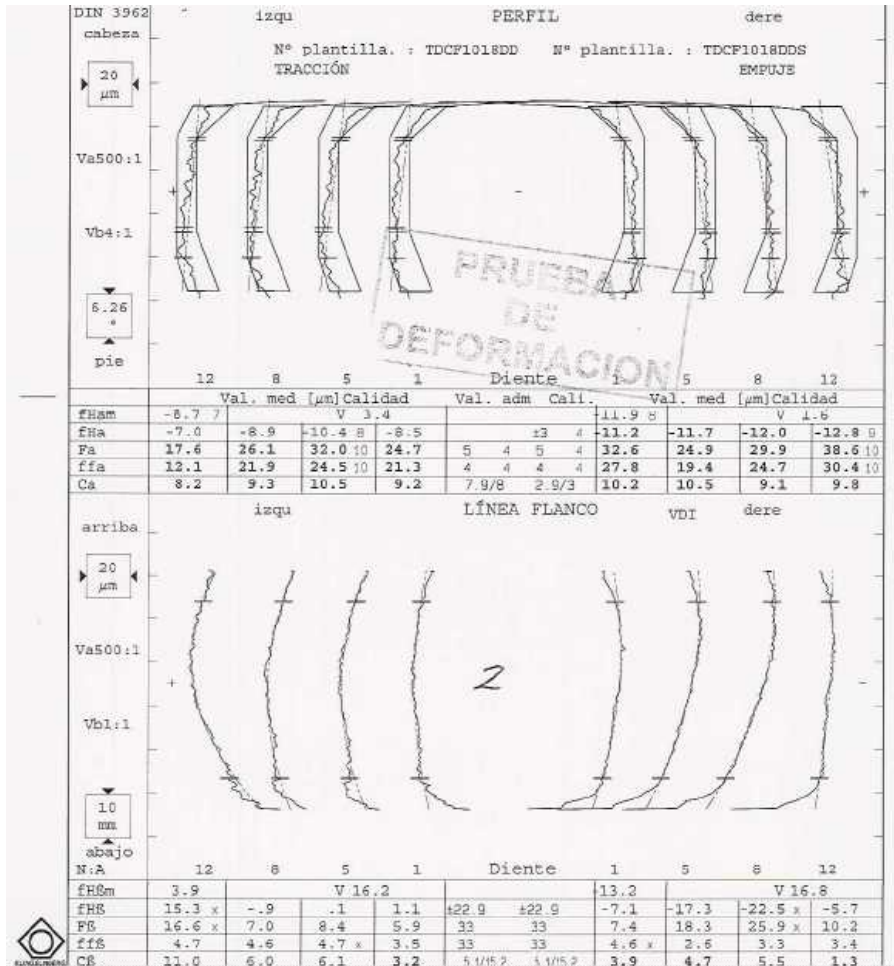


Ilustración 19 Ejemplo de reporte de inspección de flanco y perfil.

RESULTADOS

De acuerdo al alcance establecido para el proyecto, los resultados que se reportarán serán:

1. Los resultados de la simulación para error de transmisión y de distribución de carga para las geometrías propuestas, realizadas una para el 70% del torque y la otra para el 15%. Estas micro-modificaciones geométricas propuestas se enviaron a fabricación de prototipos, pero a la fecha de la presentación aún no se tienen físicamente.
2. La comparación de las magnitudes de las modificaciones del juego teórico de sumario, el juego medido en máquina de coordenadas y las modificaciones propuestas. Esta comparación se realiza contra las tolerancias de proceso especificadas en la carta de engranes.
3. **La correlación de las tendencias encontradas con el software y los patrones de contacto encontrados en las piezas reclamadas.**

1) La siguiente tabla resume los resultados obtenidos de las simulaciones. Con las propuestas realizadas se obtiene una mejora potencial en la disminución de error de transmisión de hasta el 220%.

	Condición inicial		Diseño óptimo		Diseño óptimo	
			70% torque		15% torque	
			Propuesta 1		Propuesta 2	
Evaluado al	70%	15%	70%	15%	70%	15%
Error de transmisión (PTPTE) (μin)	283.3	146.3	148.9	112.9	300.4	45.1
Cambio con respecto al inicial			-90%	-15%	+6%	-220%
Carga máxima (lb)	478.3	162.7	438.3	171.2	433.4	116.7
Cambio con respecto al inicial			-9%	+5%	-10%	-39%

Tabla 1 Resumen de resultados para los modelos optimizados

De ponerse especial atención en que el beneficio alcanzado por las modificaciones en una de las variables de interés no afecte adversamente a las otras, por ejemplo disparando la carga o creando puntos de concentración de esfuerzo, ya que con ello disminuiríamos la vida del engrane. Este criterio fue el seguido para determinar las mejores opciones de modificación, que si bien no en todos los casos corresponde al menor error de transmisión posible, fueron las que en conjunto más atractivas resultaron.

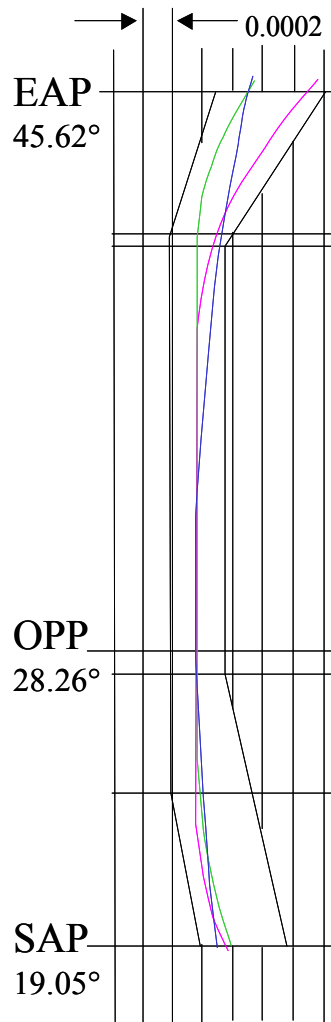
2) A continuación se presenta un resumen de las modificaciones sugeridas para perfil y flanco de los engranes de 1a. velocidad. Estas modificaciones se representan sobre las tolerancias establecidas en las cartas de engranes para el número de parte en específico.

Se presentan tres modelos diferentes:

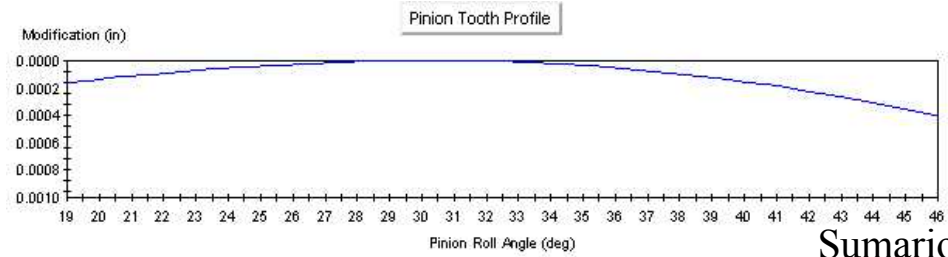
- En azul se muestran las curvas correspondientes al perfil sugerido tomado de sumarios.
- En verde están las curvas obtenidas de un par de engranes dimensionado en la máquina de coordenadas.
- En magenta están las modificaciones propuestas para la optimización realizada al 70% torque máximo.

Comentarios a las gráficas:

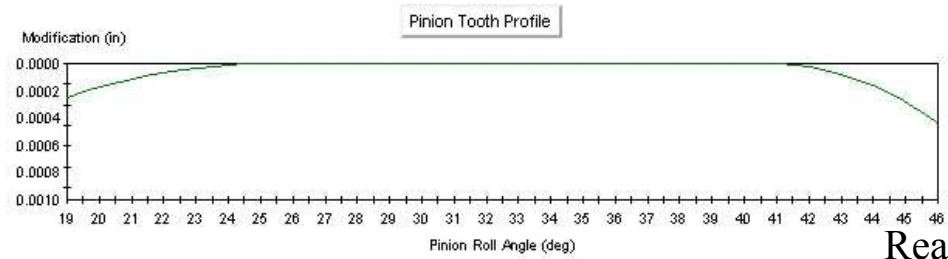
- Las curvas presentadas son obtenidas del software GGR que es la opción de graficación del LDP.
- Las modificaciones graficadas son las que se alimentaron al software para realizar los cálculos de error de transmisión y distribución de carga en los tres modelos mencionados.
- Una aclaración especial requieren las gráficas de flanco de piñón; ya que aunque se modeló la longitud total del diente; la zona en la que se reproduce detalladamente la geometría es solo el 80% del FW del engrane de 1a. (indicada en la gráfica).



Modificaciones al perfil del piñón

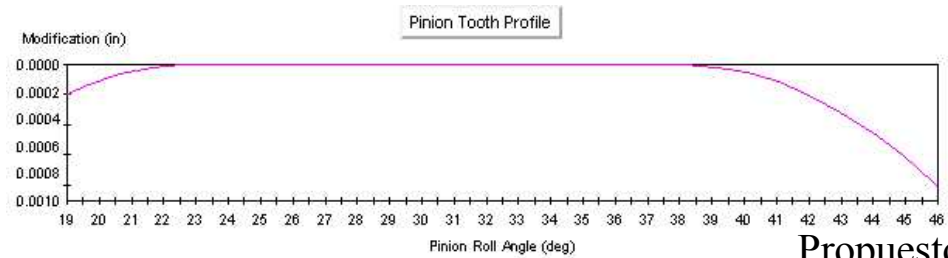


Sumario



Real

(medido en máquina de coordenadas)



Propuesto

Ilustración 20 Gráficas de perfiles de piñón obtenidas de GGR y comparativo

Modificaciones al perfil del engrane

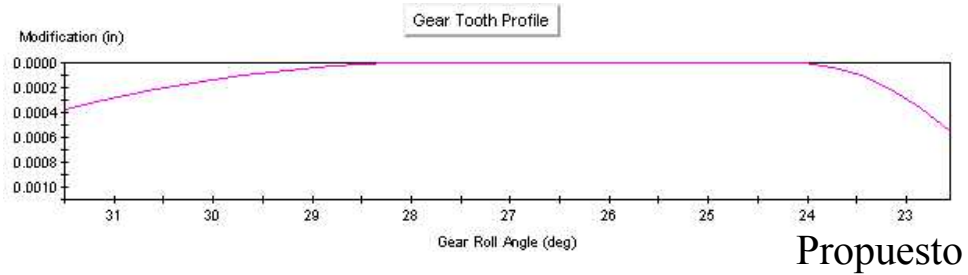
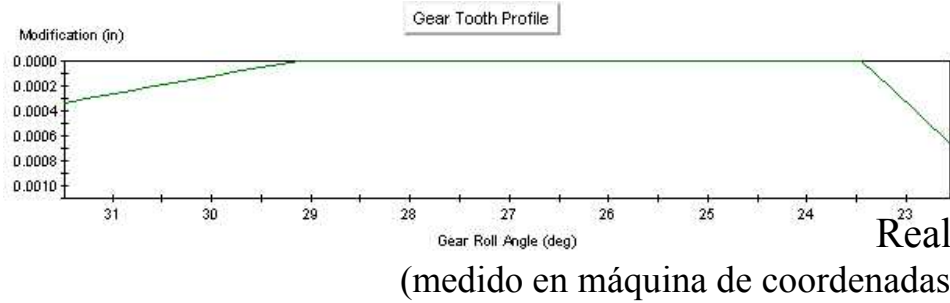
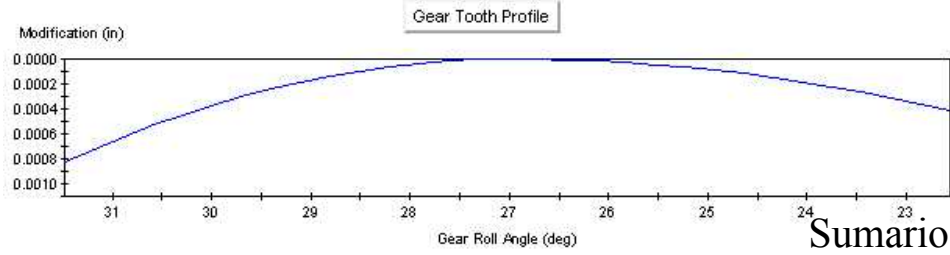
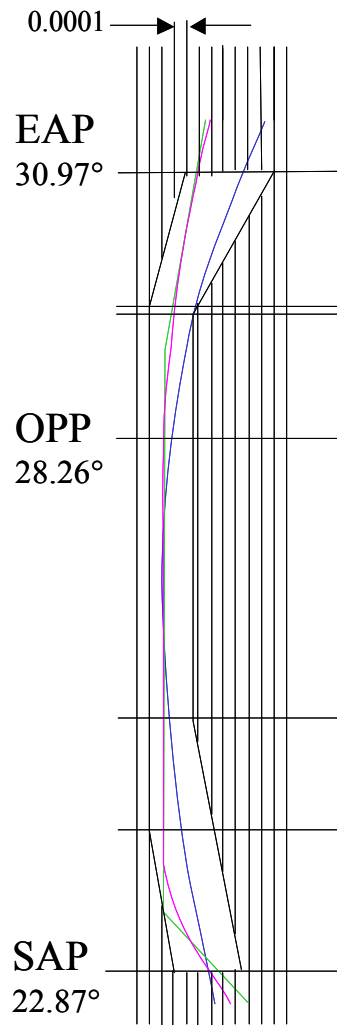
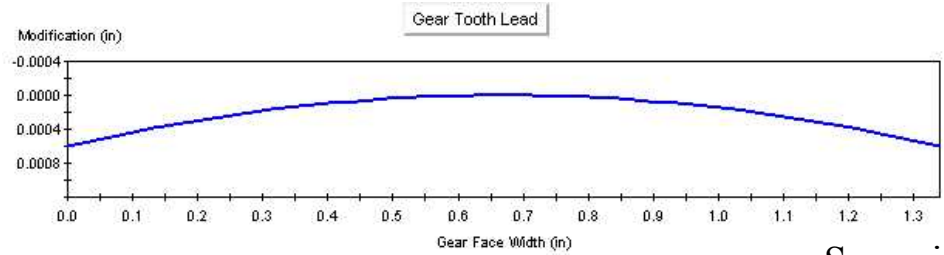
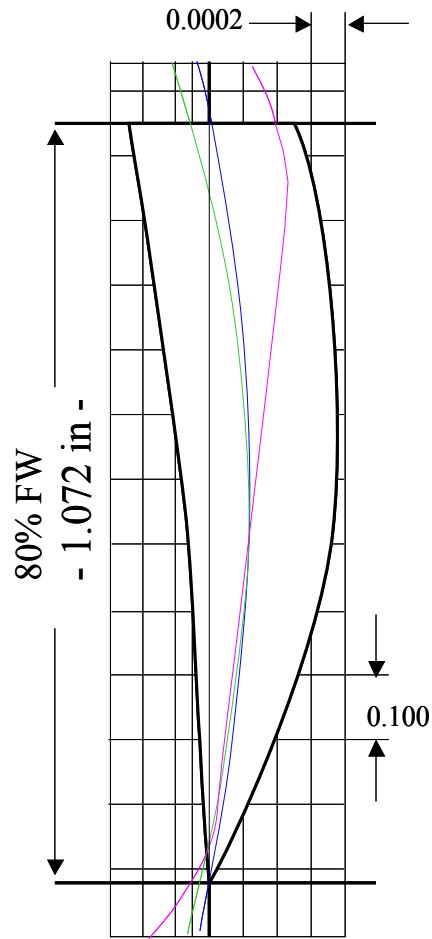
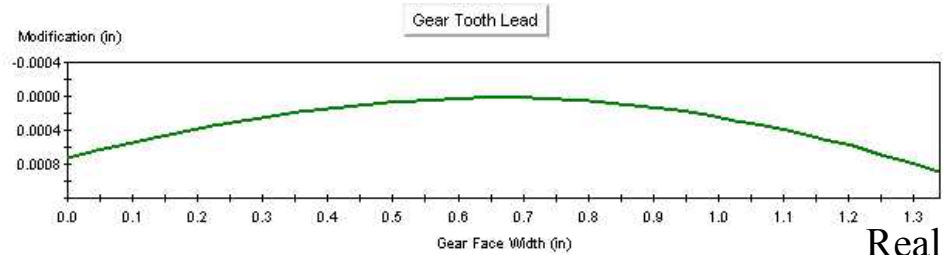


Ilustración 21 Gráficas de perfiles de engrane obtenidas de GGR y comparativo

Modificaciones al flanco del engrane

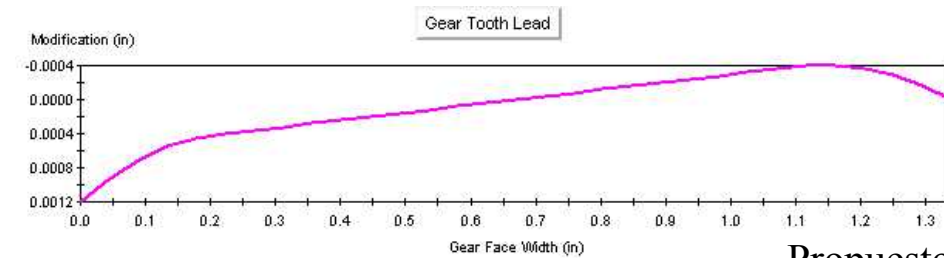


Sumario



Real

(medido en máquina de coordenadas)



Propuesto

Ilustración 22 Gráficas de flanco de engrane obtenidas de GGR y comparativo

Modificaciones al flanco del piñón

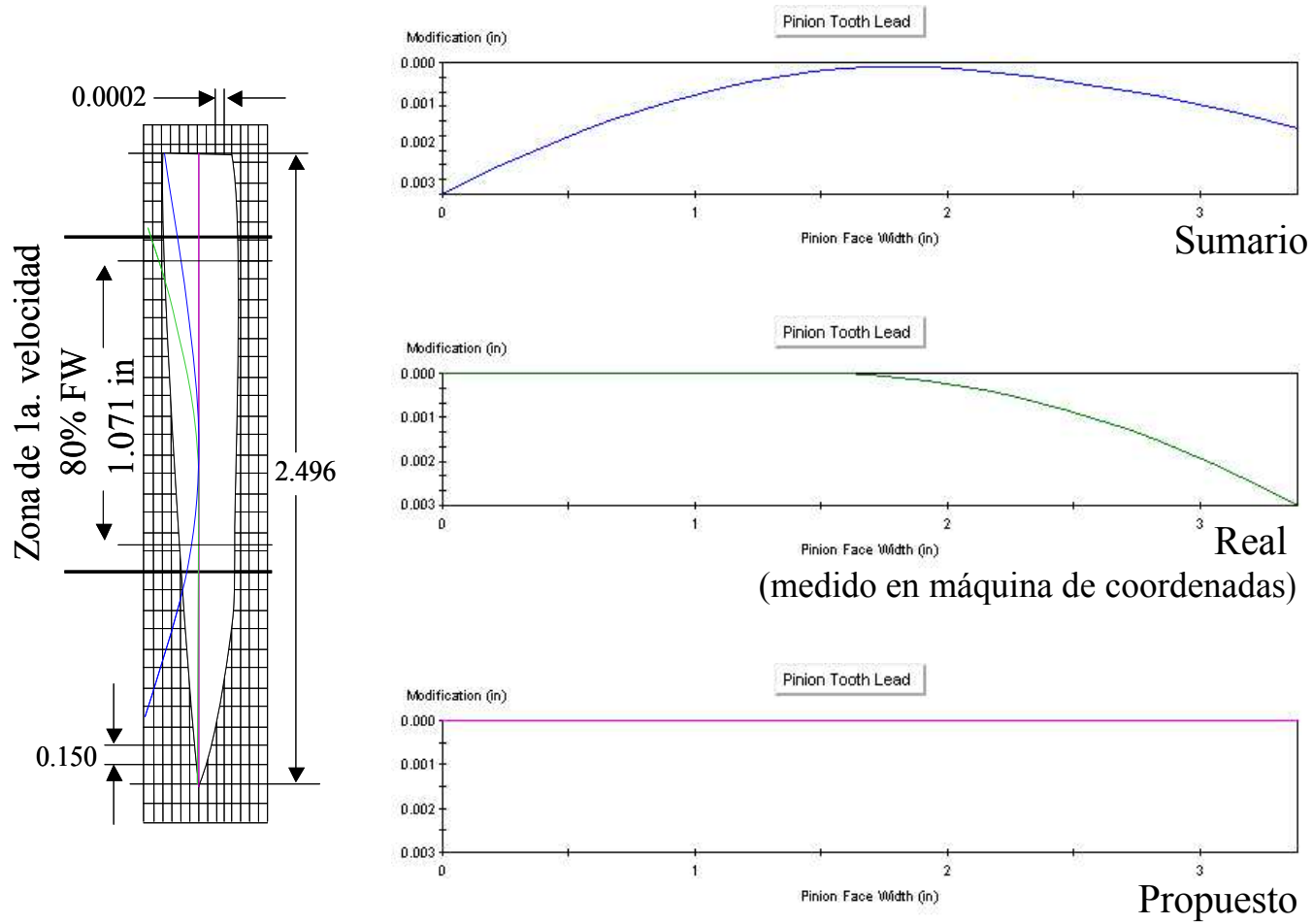


Ilustración 23 Gráficas de flanco de piñón obtenidas de GGR y comparativo

- 3) Correlación entre los resultados obtenidos de la modelación y la tendencia que estos muestran, con la condición real encontrada en las transmisiones reclamadas por el cliente.

La línea punteada en el dibujo de las hélices nos indica la modificación deseada; donde se ve que a mayor ángulo de hélice (ver ilustración 22) al piñón o menor al engrane se puede revertir el efecto de concentración de carga en un extremo del diente.

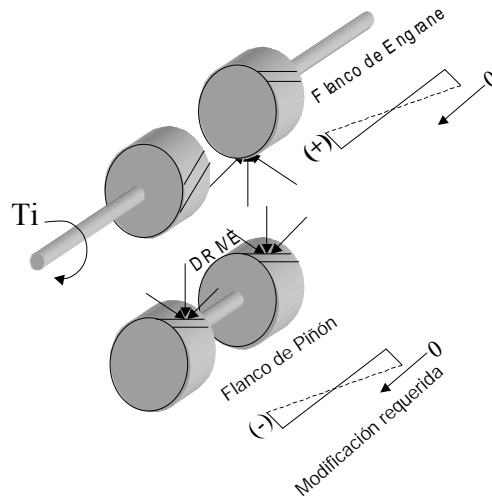


Ilustración 24 Esquema de ubicación y sentido de las hélices

Si se compara el resultado del análisis de LDP al 70% del torque con la fotografía tomada al piñón de la pieza reclamada, se observa la tendencia de concentración en un extremo.

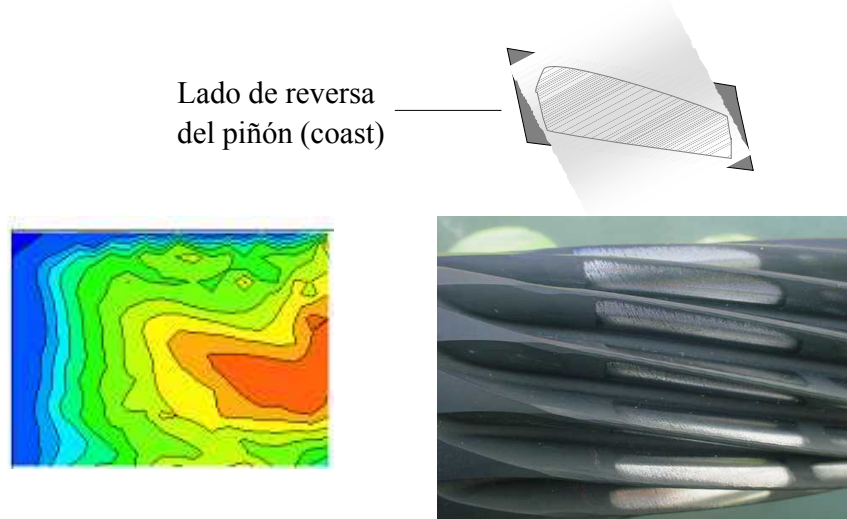


Ilustración 25 Correlación entre LDP y piñón con reclamación

CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos demuestran muy claramente el impacto potencial que la tecnología del modelado y la simulación puede tener en la reducción de ruido de engranes en la transmisión, por medio de las modificaciones del perfil y de flanco para la reducción del error de la transmisión.

Al estado actual del proyecto, en el que aún no se cuenta con prototipos para evaluar en prueba de carretera, la correspondencia entre los patrones de contacto encontrados en los engranes reclamados con el simulado con el LDP dan confianza para continuar trabajado en esta línea de investigación e ir depurando cada vez más el modelo, mediante la inclusión del modelo de las flechas completas, la dinámica de la carcasa, la rigidez de los rodamientos, efectos del tipo de lubricante en ellos, cálculo de esfuerzos de contacto para evaluar la vida de la pieza, etc.

A pesar de que en el proyecto no fue posible modificar los parámetros macro-geométricos del engrane durante esta etapa inicial (con lo cual se robustece el diseño y se hace menos sensible al error de transmisión); considero que con los avances obtenidos al momento se ha demostrado el valor de incorporar estas tecnologías en el proceso temprano del diseño, ya que estas herramientas ayudarán en la selección óptima de los diseños de la transmisión (iniciando desde el blank de forja) y proporcionarán la capacidad de desarrollar diseños más silenciosos incluso antes de que el problema presente.

Otro punto importante sobre el que me gustaría concluir es sobre la magnitud y sentido de las modificaciones sugeridas con referencia a las tolerancias de proceso actuales. Como pudo notarse en las gráficas “K” y de perfil, las modificaciones propuestas ajustan en un 80% dentro de las tolerancias establecidas actualmente, aunque la tendencia sugerida es en algunos casos opuesta a la usada en producción. Esto nos indica la necesidad de redefinir las tolerancias de proceso, aunque por el momento esté trabajo quedó inconcluso.

RECOMENDACIONES

Existen ciertos puntos importantes por comentar, sobre los que es posible realizar nuevas investigaciones y desarrollos:

- Realizar optimización del diseño partiendo desde los parámetros macro-geométricos; entre ellos modificar el ángulo de hélice para elevar la relación de contacto axial a unitaria (actualmente está en 0.83, con eso se disminuye el error de transmisión).
- Evaluar el efecto de igualar los coeficientes de adendo y dedendo del cortador. Su impacto esperado es una mejor distribución de la carga y disminución del error de transmisión al aumentar la superficie conjugada.
- Simular el efecto y analizar la factibilidad de realizar modificaciones cruzadas, ya que en teoría son las óptimas recomendadas para engranes helicoidales y es lo que se requiere para reproducir la geometría propuesta por MULTI96.
- Realizar un programa que determine las modificaciones para error de transmisión mínimo en LDP por una metodología de diseño de experimentos.
- Procurar en las cartas de sumario disminuir la magnitud de las modificaciones circulares y dejar un mayor rango de trabajo a la involuta del engrane.

Queda mucho por explotar del software LDP. Las potencialidades son enormes, aunque igualmente demandante es el tiempo que se requiere para llegar a conocer y dominar los conceptos involucrados y poder obtener resultados mucho más valiosos.

Aparte del tiempo, es necesario obtener capacitación y/o apoyo por parte de los expertos que desarrollaron el programa. Conforme uno se familiariza con el software, se comienzan a hacer evidentes detalles en la programación y limitaciones que lo hacen poco amigable. Por otro lado, existe incompatibilidad entre las diferentes versiones del software, por lo que sería importante establecer cual será la versión oficial a utilizarse en Tremec para evitar retrabajos de captura posteriores.

Por otro lado, la recomendación principal esta dirigida a los mismos usuarios en la empresa, ya que deben darse a si mismos la oportunidad de conocer las nuevas herramientas y romper el paradigma entre lo teórico y lo práctico. Deben de atreverse a probar nuevos diseños, aunque esos difieran de lo que su experiencia les indica; de otra forma será muy difícil mantener la preferencia del cliente si sus productos no tienen innovaciones.

BIBLIOGRAFÍA

- Cheng, Chih-Hung (Jerry); Steyer, Glen y otros (1998). Gear Noise Reduction through Transmisión Error Control and Gear Blank Dynamic Tuning. Documento 1999-01-1766, Society of Automotive Engineers, Inc.
- Dudley, Darle (1994). Handbook of Practical Gear design. CRC Press, New York.
- Houser R., Donald Ph.D., Harianto, Jonny y Ueda, Yasushi (2003): Determining the Source of Gear Whine Noise. Revista Gear Solutions, ejemplar Febrero 2004.
- Houser R. Donald Ph.D., Singh, Rajendra (2000). Basic Gear Noise Short Course. Notas del curso; The Ohio State University, Columbus, Ohio.
- Houser R. Donald Ph.D., Singh, Rajendra (1998). Advance Gear Noise Short Course. Notas del curso; The Ohio State University, Columbus, Ohio.
- Little, Eric (1999). Introduction to vehicle NVH. Notas del Seminario MTS Systems, Aguascalientes, México. Diciembre 1999.
- Documentación interna en Tremec.

ANEXO I

Análisis realizado por el laboratorio de Ruido y Vibración para determinar la causa del ruido reclamado por el cliente: extracto del reporte.

Propósito de la prueba: Determinar la fuente del ruido reportado por el cliente.

Descripción de la prueba: Nivel de presión Sonora en la cabina y vibración en la carcasa de la transmisión, medidas desde la condición de ralenti hasta máximas rpm del motor en primera velocidad.

Procedimiento:

- Calibrar equipo
- Instrumentar vehículo (el acelerómetro se coloca en la carcasa y el micrófono dentro de la cabina).
- Realizar mediciones en lado de reversa del engrane (coast).
- Realizar mediciones en el lado de avance del engrane (drive).
- Análisis de resultados.

Equipo utilizado:

- ORO's OR25 PC-Pack.
- Micrófono B&K tipo 2071.
- Tacómetro B&K tipo 4230.
- Acelerómetro PCB tipo 353B16.
- Excitador para calibración B&K tipo 4294.
- Fococelda IRD
- Laptop Dell Inspiron 7000.
- Vehículo

Comentarios a la prueba.

- La transmisión presenta ruido tanto en drive como en coast. Las mediciones se realizan en prueba de carretera sobre la misma pista y se busca reproducir las condiciones reportadas por el cliente en donde se presenta el ruido: pendientes (10° de inclinación),

alrededor de 2500 rpm. Se realizan grabaciones de audio y se procede a realizar un análisis de órdenes para ubicar el origen del ruido.

- El acelerómetro se fija con pegamento a la estructura de la transmisión en dirección lateral; el micrófono se instala dentro de la cabina a 300 mm del piso del vehículo, dirigido hacia la transmisión. Las rpm se registran directamente de la flecha cardán y con el engrane de 1ra. trabajando.



Ilustración 26 Ubicación de Acelerómetro en transmisión

En la siguiente página se presentan los espectros de dos mediciones, una correspondiente al drive y la otra al coast. Los resultados concuerdan con que la mayor amplitud es la correspondiente a la frecuencia del engrane de primera velocidad y sus armónicos.

Se realizaron otras mediciones con similares resultados, por lo que se emite la conclusión de que el ruido reportado por el cliente es generado por los engranes de primera, este problema puede ser generado por mal contacto entre engranes, es decir, geometrías defectuosas, desalineamiento entre flechas y/o juego axial.

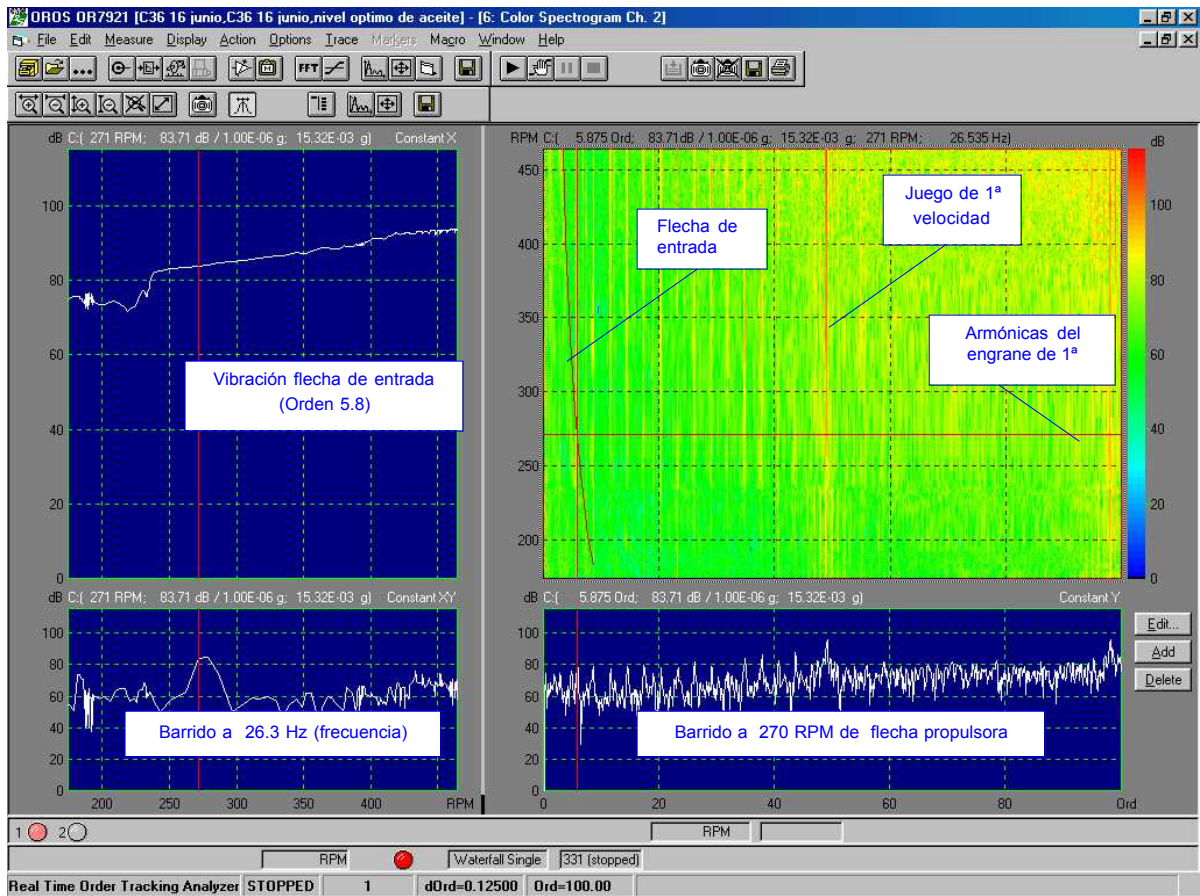


Ilustración 27..Mediciones en coast, señal del acelerómetro.

En esta gráfica, las mayores amplitudes corresponde al engrane de 1ª velocidad, ordenes 49(fundamental) y 98 (1ª armónica).

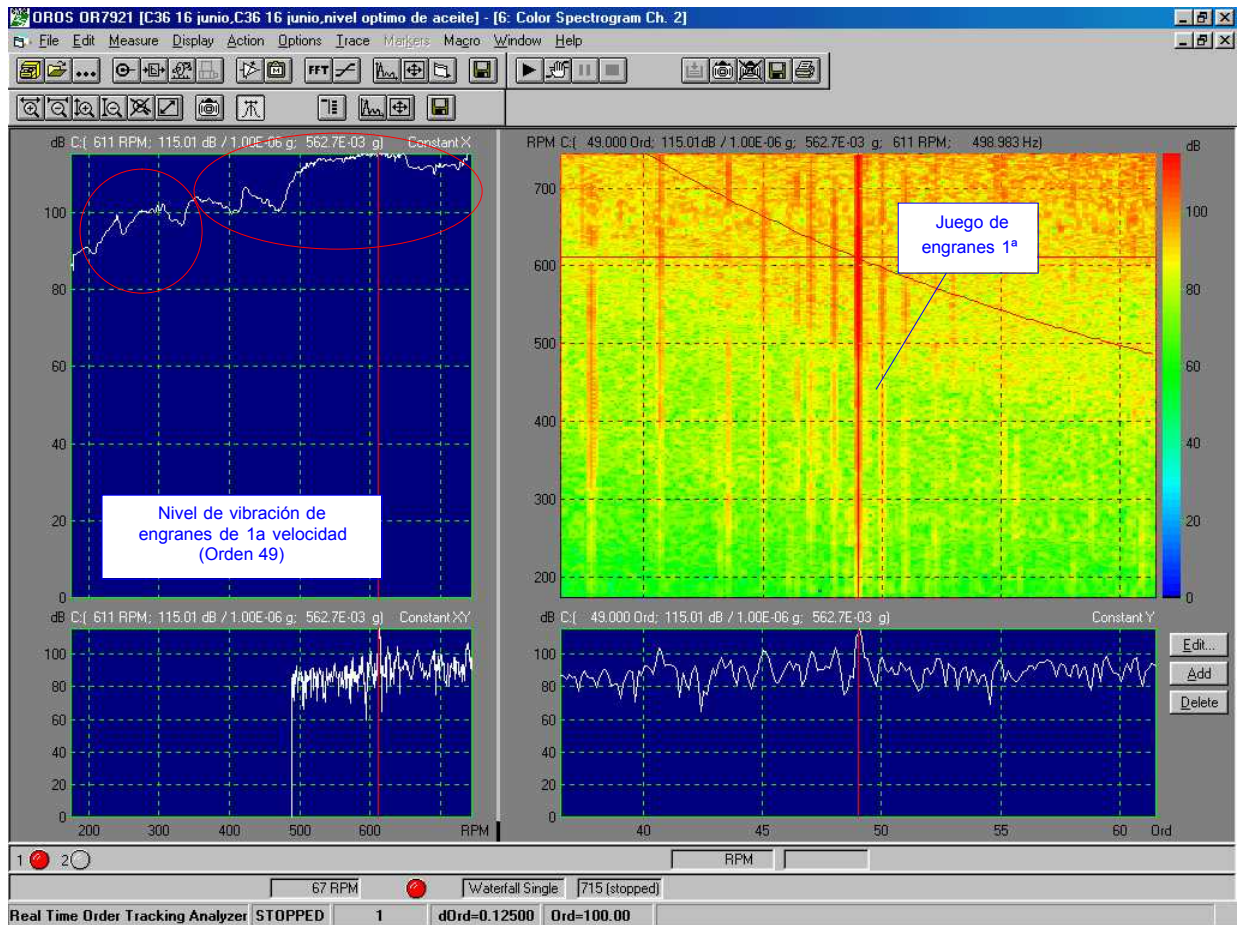


Ilustración 28.. Mediciones en drive, señal del acelerómetro.

En la gráfica puede verse que la señal de mayor amplitud corresponde al orden 49, que es la frecuencia fundamental de engranamiento del engrane de 1ª velocidad.

ANEXO II

Archivo resumen generado por el software LDP.

Contiene los datos relativos a la geometría del engrane y condiciones de operación que se alimentan para realizar los cálculos de error de transmisión, distribución e intensidad de carga, rigidez de engranamiento, transmisión de fuerza en los dientes, esfuerzos y rigidez en los rodamientos entre otros.

```
*****
**
**          GEAR DYNAMICS AND GEAR NOISE RESEARCH LABORATORY          **
**
**          LOAD DISTRIBUTION PROGRAM                                  **
**          VERSION 10.8B2                                           **
**          (Released:08-29-00)                                       **
**
**          http://gearlab.org/                                       **
*****
12
ENGLISH SYSTEM
HELICAL GEAR DATA          PINION          GEAR
EXTERNAL MESH
NUMBER OF TEETH             15             49
GEAR RATIO                  3.266667
CENTER DISTANCE             4.286500
YOUNG'S MODULUS             30.0000E6          30.0000E6
POISSON'S RATIO             0.300000          0.300000
NORMAL DIAMETRAL PITCH
THEORETICAL                  7.8154
OPERATING                    7.7221
TRANSVERSE DIAMETRAL PITCH
THEORETICAL                  7.5617
OPERATING                    7.4653
NORMAL PRESSURE ANGLE
THEORETICAL                  24.0000
OPERATING                    25.4921
TRANSVERSE PRESSURE ANGLE
THEORETICAL                  24.7102
OPERATING                    26.2531
HELIX ANGLE
THEORETICAL                  14.6380
OPERATING                    14.8188
BASE                         13.347888
PITCH
BASE                         0.3774
AXIAL                        1.5906
CIRCULAR                     0.4208
LENGTH OF CONTACT
APPROACH                     0.1655 ( 36.11 %)
RECESS                       0.2929 ( 63.89 %)
TOTAL                         0.4584
CONTACT RATIO
PROFILE                       1.2145
FACE                         0.8424
TOTAL                         2.0569
FACE WIDTHS
ACTUAL                        3.3870             1.3400
ACTIVE                       1.3400
OFFSET                       -1.2750
```

DIAMETERS		
OUTSIDE	2.328400	6.716700
OPERATING PITCH	2.009297	6.563703
THEORETICAL PITCH	1.983674	6.480002
BASE	1.802036	5.886652
ROOT	1.757100	6.184900
BEGINNING CONTACT	1.886375	6.716700
END OF CONTACT	2.328400	6.326471

HOB GENERATING GEAR DATA		PINION	GEAR
HOB TYPE	FINISHING		FINISHING
GEN. NORMAL PITCH	7.8154001		7.8154001
GEN. PRESS. ANGLE	24.0000000		24.0000000
GEN. HELIX ANGLE	14.6379986		14.6379986
NORMAL HOB TT	0.1911528		0.1645308
HOB ADDENDUM	0.1132870		0.1475511
HOB DEDDENDUM	0.1723629		0.1183491
HOB TIP RADIUS	0.0695060		0.0255178
HOB FILLET RADIUS	0.0000000		0.0000000
HOB PROTUBERANCE	0.0000000		0.0000000
PROTRUBERANCE ANGLE	0.0000000		0.0000000
NORMAL SHAVING STOCK	0.0000000		0.0000000
PARALLEL LAND LENGTH	0.0000000		0.0000000
GEN. PITCH DIAMETER	1.9836740		6.4800019
HOB SHIFT (IN)	0.0000000		0.0000000
MAXIMUM TIP RADIUS	0.0695060		0.0255178
T.I.F. DIAM.	1.8660351		6.2417645

HELICAL GEAR DATA		PINION	GEAR
ROLL ANGLES			
TIP OF TOOTH	46.881344		31.481041
OPERATING PITCH		28.258955	
SAP	17.733469		22.558220
INPUT TORQUE		6272.000	
TORQUE ENTERS INTO PINION AT X=0 AND LEAVES THE GEAR AT X=F.			
TRANSVERSE NORMAL LOADS			
TOTAL		6961.014648	
PER UNIT WIDTH FACE WIDTH		5194.787109	
ADDENDUM CONSTANT	1.191100		0.571084
DEDENDUM CONSTANT	0.941363		1.413940
ADDENDUM	0.159552		0.076499
DEDENDUM	0.126098		0.189402
WORKING HEIGHT		0.236050	

012

PAGE:

TRANSVERSE BACKLASH		0.0040000	
% BACKLASH ON PINION		50.00000	
TRANS. TOOTH THICKNESS			
OPERATING PITCH	0.208413		0.208413
BEGINNING CONTACT	0.244064		0.132542
END OF CONTACT	0.014577		0.304451
RADIOI OF CURVATURE (TRANSVERSE PLANE)			
OPERATING PITCH	0.444393		1.451683
BEGINNING CONTACT	0.278872		1.617204
END OF CONTACT	0.737243		1.158832

EQUIVALENT CURVATURE			
OPERATING PITCH		0.340238	
BEGINNING CONTACT		0.237856	
END OF CONTACT		0.450584	
TOOTH MODEL		TAPERED-AUTO	
TR. TIP THICKNESS	0.040393		0.141204
TR. ROOT THICKNESS	0.295917		0.356544
HEIGHT	0.285650		0.265900
TAPER RATIO	0.863500		0.603963
NOR. ROOT THICK.	0.286312		0.344971
PLATE BENDING FACTOR	1.000000		1.000000
BASE ROT. FACTORS	1.000000		1.000000
HERTZ EXG. FACTOR		1.000000	
SHAFT DIMENSIONS			
LENGTH X=0	1.000000		1.000000
LENGTH X=F	1.000000		1.000000
OUTER DIA. X=0	1.700000		1.500000
INNER DIA. X=0	0.000000		0.000000
OUTER DIA. X=F	1.700000		1.500000
INNER DIA. X=F	0.000000		0.000000
INNER HUB DIA P & G	0.000000		0.000000
BEARING STIFFNESS			
X=0 SIDE	1000.0000E6		1000.0000E6
X=F SIDE	1000.0000E6		1000.0000E6
HELICAL GEAR DATA	PINION		GEAR
			PAGE:
MISALIGNMENT ERROR			
AT X=0 (IN)		0.002520	
SLOPE (IN/IN)		0.000630	
INTERACTIVE INVOLUTE MODIFICATIONS			
PRESS ANG ERR.	0.000000		0.000000
TIP			
START RADIUS	1.081172		3.270975
START ROLL ANG.	38.000000		27.777000
PARABOLIC MOD.	0.002213		0.000750
STRAIGHT MOD.	0.000000		0.000000
ROOT			
START RADIUS	0.901018		2.943326
START ROLL ANG.	0.000000		0.000000
PARABOLIC MOD.	0.000000		0.000000
STRAIGHT MOD.	0.000000		0.000000
INTERACTIVE LEAD MODIFICATIONS			
LEAD MOD SLOPE.	0.000000		-0.001200
X=0 SIDE			
START POSN.	1.986000		0.200000
PARABOLIC MOD.	0.003300		0.000600
STRAIGHT MOD.	0.000000		0.000000
X=FW SIDE			
START POSN.	1.986000		1.100000
PARABOLIC MOD.	0.001640		0.000600
STRAIGHT MOD.	0.000000		0.000000
STARTING POSITION CONSTANT		0.000000	
ENDING POSITION CONSTANT		0.999000	
NUMBER OF POSITIONS		11	
CONTACT POINT MULTIPLIER		4.000000	

012

ANEXO III

Modelado de par de engranes de 1ª. velocidad de acuerdo a información de sumarios, evaluado al 15% del torque máximo.

La micro-geometría es la misma que se presentó para la evaluación al 70%.

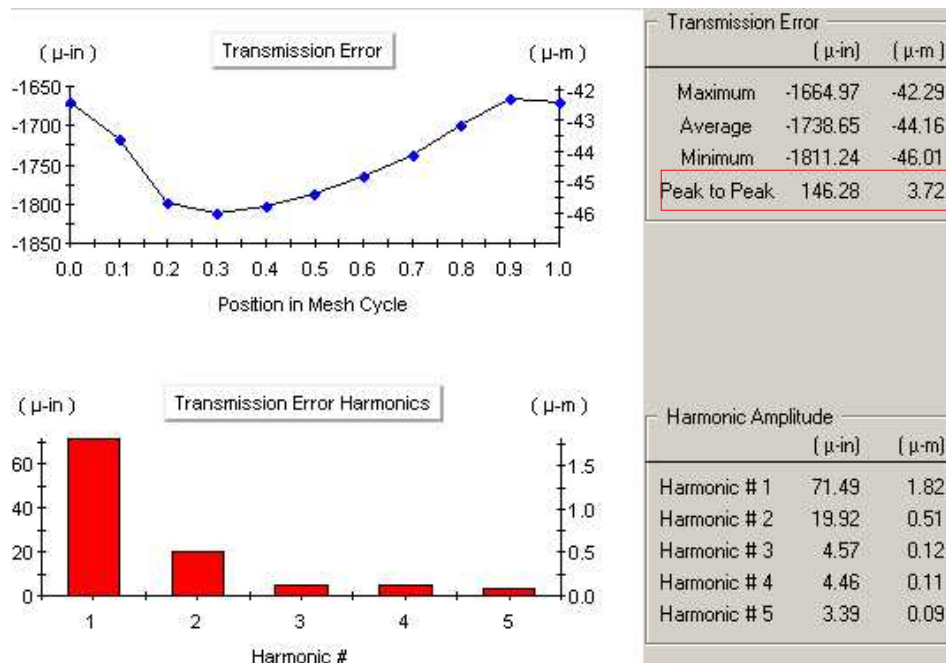


Ilustración 29..Error de transmisión y su serie de Fourier

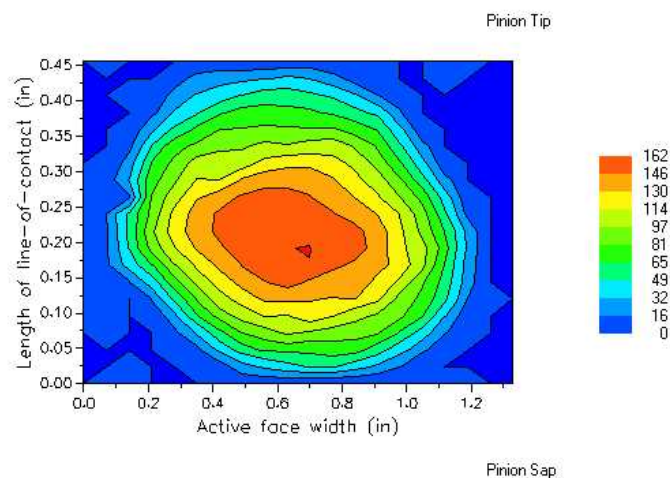


Ilustración 30. Distribución de carga. Carga máxima 162.7 lb

ANEXO IV

Optimización al 15% del torque máximo.

Modificación para error de transmisión mínimo Evaluado a 15% torque máximo

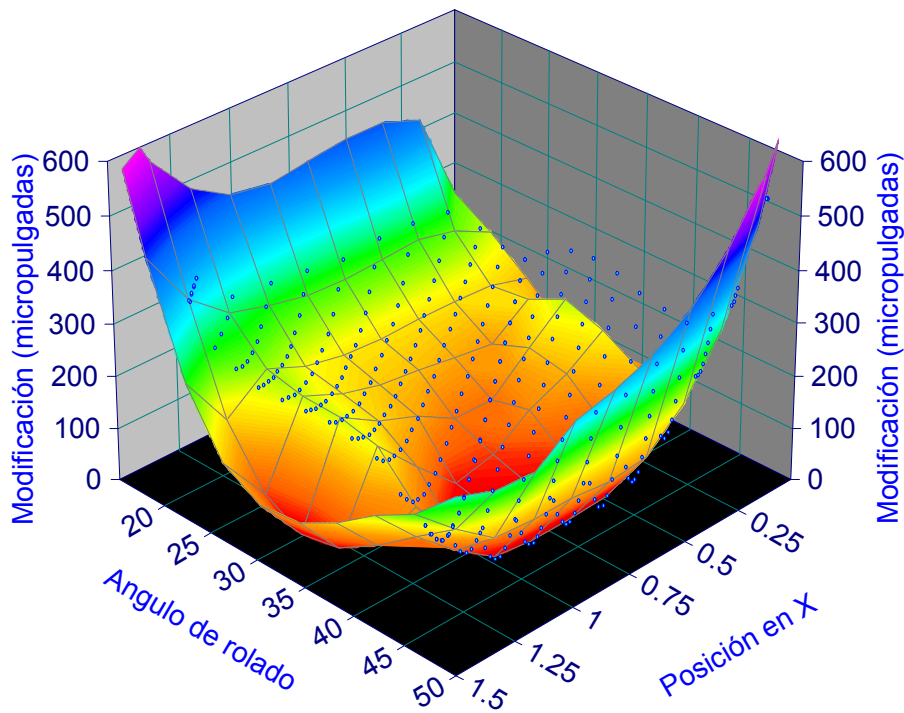


Ilustración 31..Magnitud de las modificaciones requeridas para error de transmisión mínimo, de MULTI96

Las modificaciones requeridas son las siguientes:

	Involute				Lead			
	Tip		Root		X=0 Side		X=FW Side	
	Roll Angle	Magnitude	Roll Angle	Magnitude	Beginning Position	Magnitude	Beginning Position	Magnitude
Pinion	41	0.00040	0	0	1.9860	0.00330	1.9860	0.00164
Gear	27.823	0.00035	0	0	0.3500	0.00030	0	0

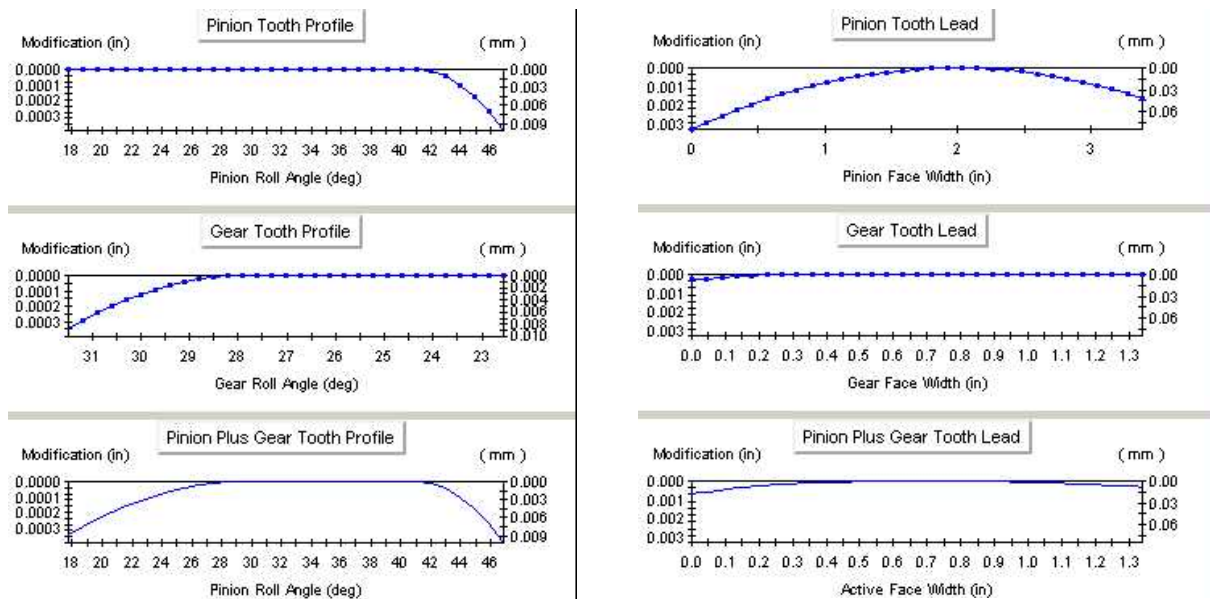


Ilustración 32 Gráficas de las modificaciones requeridas en perfil y flanco para optimización al 15%

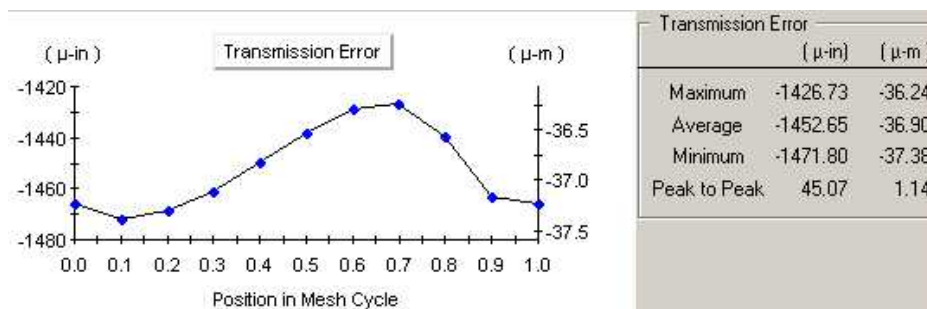


Ilustración 33 Error de transmisión estimado para optimización al 15% del torque máximo

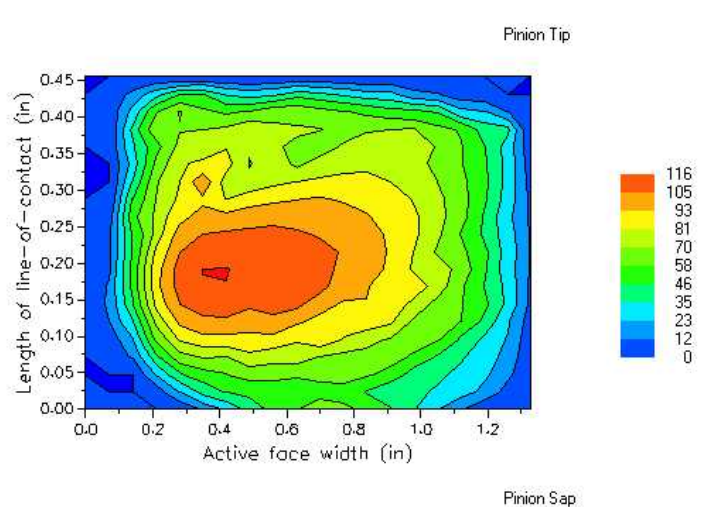


Ilustración 34. Distribución de carga para optimización al 15%. Carga Máxima 116.73 lb