

OPTIMIZACIÓN DE ENGRANES CON MÉTODOS DE CÁLCULO AVANZADOS

1. Desarrollo de la tecnología de engranes

Cada vez se fabrican más engranes con los métodos de inyección con moldes para plásticos, sinterización con polvos metálicos o por fresado de desbaste del acero. Esta es la razón de que desaparezcan algunas limitaciones que pueden producirse cuando se usan fresas matrices, rectificado o esmerilado. Se abren nuevas posibilidades para la optimización respecto a características operacionales, ruido y resistencia. mediante un *software* adecuado, puede realizarse el cálculo y la optimización de estos engranes sin cualquier tipo de problemas. Esto abre nuevos horizontes hacia la mejora de los engranes.

En el futuro, se acentuarán las siguientes tendencias:

- Los plásticos sustituirán cada vez más a los metales.
- Considerables reducciones del ruido y vibraciones en los engranajes.
- Aumento de la densidad de comportamiento (modelos menores para el mismo comportamiento)
- Uso de perfiles de diente especiales (dentado sin evolvente).

Los temas de este artículo son los procedimientos y programas de cálculo para la optimización de engranes [3].

2. Optimización del perfil de diente para mejor rendimiento

Los requisitos de diseño de los engranes pueden ser muy diferentes según la utilización prevista: generación de ruido o producción de vibraciones, bajos costes de producción, máxima resistencia y vida útil óptima son algunos de los criterios importantes. Pasamos a describir las varias posibilidades de optimización para conseguir estas propiedades. Estos métodos no son nuevos pero, con las actuales posibilidades mejoradas de la fabricación, pueden utilizarse varios de ellos sin aumentar, o con un modesto aumento, los costes de fabricación.

2.1. Algunos métodos para la optimización del perfil del diente

Según los procesos de fabricación, pueden usarse uno o más de los métodos siguientes

1: Cambio de la geometría a partir de un perfil de referencia

El cambio de geometría por variación del módulo, ángulo de presión, ángulo de hélice y modificación del adendo a partir de un perfil de referencia, tiene considerable influencia en las propiedades del dentado. De esta manera, es posible encontrar una solución óptima en gran parte de los casos, principalmente para engranes helicoidales cónicos. Puede usarse el dimensionado fino de los programas **KISSsoft** (ver Sección 3.4) [1] como herramienta de *software* eficiente. Estos programas compilan todas las soluciones posibles para el problema en cuestión y las clasifican de acuerdo con los objetivos establecidos (generación de ruido, resistencia, vida útil...). Con estos datos, el ingeniero puede escoger la solución más adecuada al problema específico. Por ejemplo, con este método, puede aumentarse la resistencia de 20 a 25% manteniendo la misma dis-

tancia interaxial y la misma anchura de diente.

2: Cambio de la geometría modificando un perfil de referencia

El cambio del perfil de referencia (normalmente un aumento de la altura de diente) origina un cambio de la duración de engrane. Es preferible una duración de engrane igual o superior a 2.0 para obtener una reducción del ruido y una marcha suave. Así se puede minimizar la rigidez de transición al cambiar del contacto simple al doble. La duración del engrane puede obtenerse por medio de un perfil de referencia correspondiente pero, normalmente, ocurren interferencias de contacto en la relación total de contacto de los engranes. **KISSsoft** ofrece una solución a este problema en el ya mencionado modulo de dimensionado fino [1] buscando todas las soluciones posibles para una duración de engrane determinada.

3: Eliminación del impacto inicial por corrección del perfil

Durante el contacto de un par de engranes el impacto inicial se produce cuando los dos dientes que inician el engrane tienen el primer contacto. Este impacto inicial genera ruido y es

Doctor Ingeniero **Kissling**,
KISSsoft AG

Recibido: 27/12/05
Aceptado: 27/02/06



Las medidas de optimización deben escogerse teniendo en consideración el método de fabricación y las cantidades a producir planificadas

más importante para pasos de engrane menos precisos y con el aumento de la deformación del diente bajo carga. Por eso, para engranes en plástico, se modifica la evolvente en la cabeza del diente con una curva de entrada. Para engranes en metal, esta modificación se conoce como corrección de la cabeza del perfil; debido a la mayor rigidez del material, esta corrección es mucho menor que para los engranes en plástico. Esta curva de entrada se aplica, normalmente, en las cabezas de ambos engranes; como variante (p. ej. para cremalleras) esta corrección se hace sólo en un de los engranes pero en la cabeza y en el pie. Preferentemente, la curva de entrada consiste en tres arcos que se estrechan, integrados en el perfil de diente (Fig. 1) los cuales pueden ser calculados en **KISSsoft** [1] si es necesario.

4: Optimización del pie del diente

El coeficiente de seguridad de rotura por fatiga aumenta considerablemente cuando aumenta el radio en la zona de transición de la evolvente en el círculo de pie. Aunque, durante la fabricación de engranes por fresamadre, se utilice una herramienta

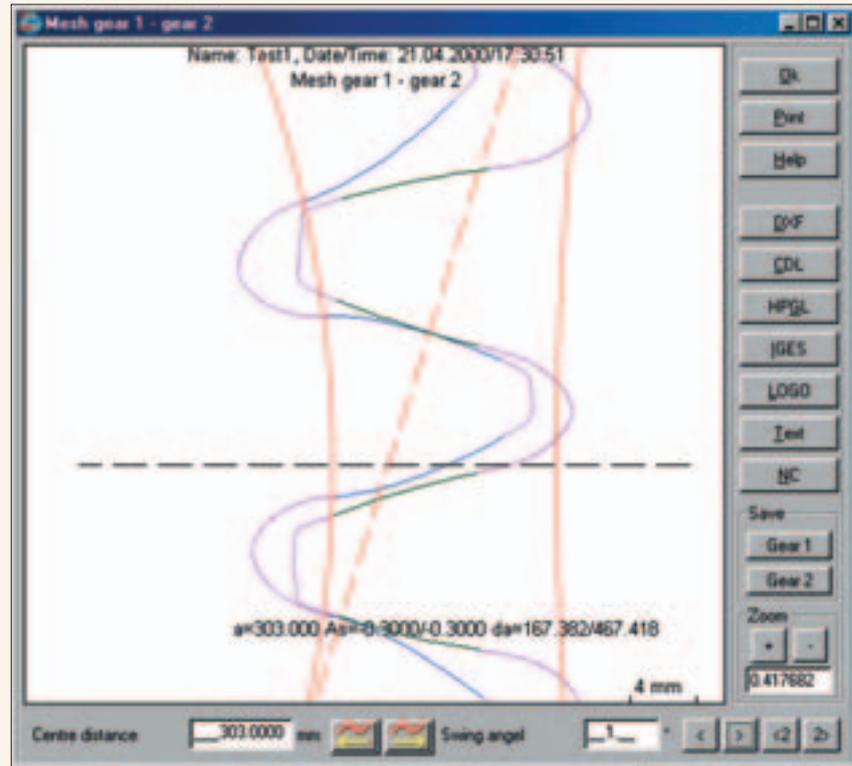


Figura 1: Control del engrane de los dientes modificado en un par de ruedas (las partes modificadas del contorno están señaladas en colores diferentes).

bien redondeada no siempre se consigue un redondeo óptimo pero puede mejorarse substancialmente la seguridad mediante una modificación apropiada, naturalmente, sólo debajo

del área de la evolvente usada (Fig. 1). Puede verificarse la mejoría directamente por medio del análisis de esfuerzos (Capítulo 2.2).

La Tabla 1 presenta una vista de conjunto de los procesos de fabricación y métodos de optimización. Es importante considerar estos puntos cuando se diseñan engranes económicos y con prestaciones óptimas.

2.2. Análisis de esfuerzos para perfiles en evolvente optimizados

Se ha desarrollado un algoritmo fiable para el cálculo de esfuerzos de engranes optimizados. Todos los métodos normales de cálculo determinan el esfuerzo en el pie de diente utilizando un modelo simplificado de las condiciones reales. Según ISO 6336, puede determinarse la sección crítica por medio de la tangente de 30° del contorno del pie. Según **AGMA**, aplícase la *parábola Louis* al perfil de diente y la sección crítica se determina en el punto de contacto de la parábola con el redondeo del pie del diente. Esto implica un mayor o menor error dependiendo de la forma del redondeo del pie del diente. Hace algunos años, **B. Obsieger** [2] propuso

Método de fabricación	Material	Dimensión del lote	Herramienta	Nivel de optimización
Fresa-madre (sólo fresado)	Metal	Pequeño	A	1
		Mediano	B	1, 2
		Grande	C	1, 2, 3, 4
	Plástico	Pequeño	A	1
Mediano		B	1, 2	
Fresado por generación y rectificad	Metal	Pequeño	A	1, 3
		Mediano	B	1, 2, 3
		Grande	C	1, 2, 3, 4
Sinterización	Metal	Grande	D	1, 2, 3, 4
Inyección en molde	Plástico	Grande	D	1, 2, 3, 4
Rectificado a la muela	Metal	Mediano/grande	D	1, 2, 3, 4

Tabla 1: Procesos de fabricación y métodos de optimización adecuados

Explicación de las herramientas:

A: Debe usarse una herramienta existente para la fabricación y, por lo tanto, el perfil de referencia es conocido.

B: Para una cantidad mediana de piezas puede utilizarse una herramienta existente en el mercado. No obstante, el perfil de referencia puede modificarse dentro de ciertos límites (elección de una herramienta estándar).

C: Para una gran cantidad, puede comprarse una herramienta cara especialmente diseñada para el dentado optimizado.

D: Para la fabricación por inyección en molde o por sinterización, las herramientas necesarias tendrán de ser especialmente concebidas. El perfil del diente puede ser modificado sin cualquier coste adicional para obtener las características operacionales óptimas.

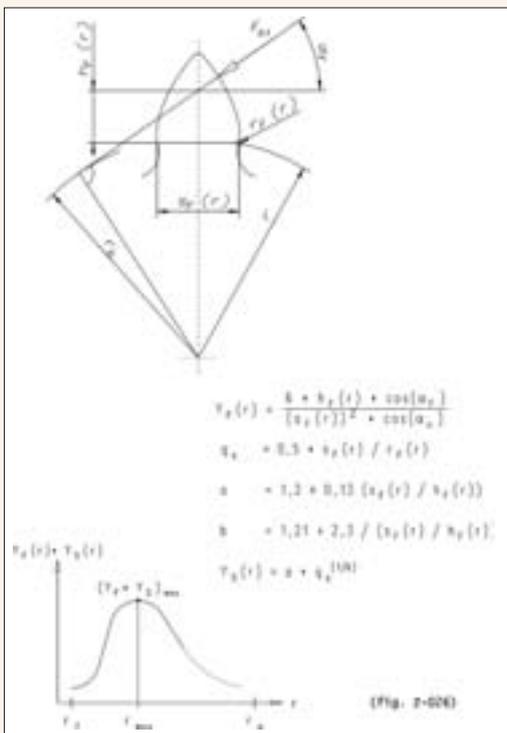


Figura 2: Derivada del esfuerzo en el pie de diente en cualquier posición del pie entre YF(r) y YS(r).

puede determinarse en función de la fuerza aplicada en la cabeza (AGMA: *loaded at tip*) o a la fuerza aplicada en el punto individual de contacto (AGMA: *loaded at PSTC*). A continuación, se ejecuta el cálculo de la resistencia según ISO, AGMA o DIN utilizando estos datos específicos. También se puede visualizar gráficamente el recorrido de los esfuerzos (Fig. 3).

El cálculo de la presión hertziana a lo largo del flanco del diente se ejecuta en base

un método de cálculo bastante mejorado. En base al perfil real del diente se calculan el factor de perfil (ISO:YF, AGMA:Y) y el factor de corrección del esfuerzo (ISO:YS, AGMA:Kf) en cada punto del área de la base en la cual el producto (ISO:YF*YS, AGMA: Y/Kf) sea máximo (Fig. 2).

Este método de cálculo está integrado en el *software* de **KISSsoft**. La sección crítica en el pie de diente

al perfil real de diente. Se determinan para ambos engranes los radios de curvatura correspondientes a cada punto de contacto, en función de los cuales se calcula la presión. Con los mismos datos, es posible calcular la velocidad de deslizamiento (Fig. 4) así como la temperatura local de contacto, el rendimiento y la seguridad contra corrosión de estos perfiles modificados.

2.3. Análisis de esfuerzos en engranes para perfiles sin evolvente optimizados

Los algoritmos descritos en el Capítulo 2.2 derivan de los requisitos básicos de un sistema de engranes y, por lo tanto, pueden también aplicarse para perfiles de diente modificados con o sin evolvente.

Debido a la incorporación directa de estos perfiles especiales en el *software*, pueden ejecutarse rápida y fácilmente cálculos comparativos entre perfiles de diente con o sin evolvente. Por ejemplo, en una bomba de engranes para un vehículo deportivo motorizado, podría reducirse sustancialmente el peso sustituyendo engranes en evolvente, en aluminio, por cicloides en plástico. Debido a la curvatura óptima de las cicloides (Fig.4), pueden reducirse la presión hertziana y las velocidades de deslizamiento casi un 50%, principalmente en las zonas críticas de la cabeza y del pie

2.4. Rigidez de engrane

La variación en la rigidez de un par de engranes durante el ciclo de engrane es una bien conocida fuente de vibraciones y de ruido. **KISSsoft** incluye un procedimiento que permite determinar la rigidez de engrane:

1. Cálculo del perfil de diente exacto por simulación del proceso de fabricación con los datos de la herramienta de corte.

2. Determinase la rigidez individual de un diente para cada posición de los dos dientes durante un ciclo de engrane.

3. La rigidez total se obtiene superponiendo las rigideces individua-

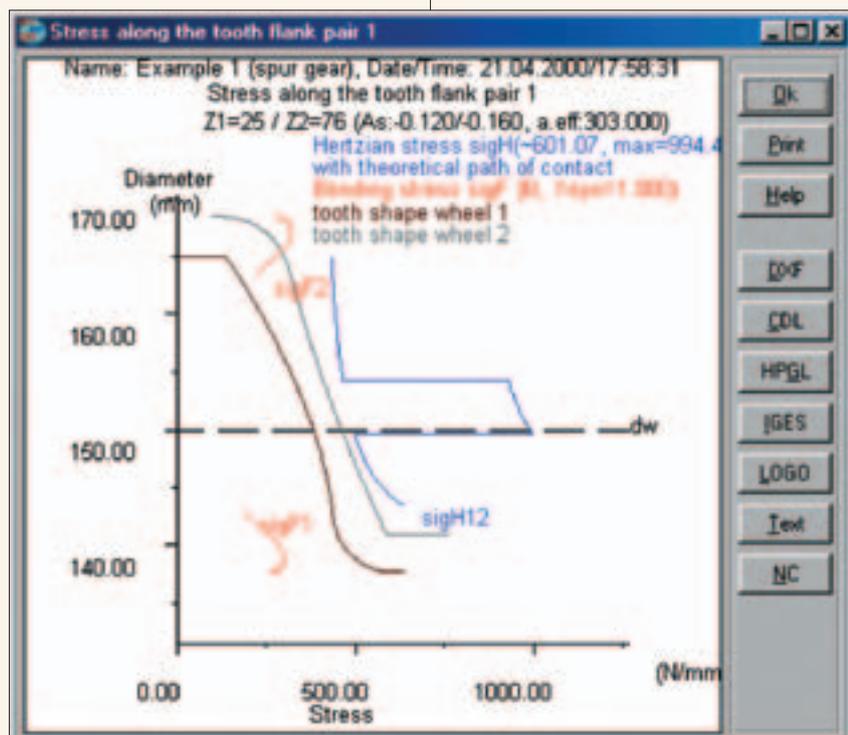


Figura 3: Esfuerzos en el pie de diente (y presiones hertzianas), calculados en base a las condiciones reales del perfil de diente y del engranaje.

Rueda cilíndrica:
 Presión en el flanco de diente del Par 1
 Z1=Z25.....
 Presión hertziana
 sigH (~601.07, máx.= 994.4
 en la línea de engrane teórica
 Esfuerzo de flexión...
 Perfil de diente, Rueda 1
 Perfil de diente, Rueda 2

Rueda cilíndrica

Esfuerzo a lo largo del flanco de

diente, par 1

Presión hertziana σ_H (~601,07

máx. = 994,4 en la línea de contacto

teórica

Esfuerzo de flexión σ_F

($B, Y_{eps}=1,000$)

Perfil de diente, Rueda 1

Perfil de diente, Rueda 2

¡El perfil de diente especial: σ_F es sólo aproximado!

Presión hertziana para contacto simple

les de todos los dientes en contacto (Fig. 5).

Este cálculo, bastante complejo, también está integrado en el procedimiento de optimización (Paso 1 y Paso 2 en el Capítulo 2.1). Se visualiza la variación de la rigidez de engrane para cada solución verificada. En el caso de que la reducción de la vibración sea muy importante, debe seleccionarse una solución cuya variación de la rigidez de engrane sea la menor posible.

3. Análisis y optimización de engranes con KISSsoft

3.1. Software para Ingeniería mecánica

KISSsoft es un paquete de programas muy exhaustivo para la Ingeniería mecánica. Además de los módulos para el análisis de árboles, ejes, cojinetes lisos y de bolas, tiene módulos para el cálculo de tornillos y uniones eje-cubo como chavetas y ejes acanallados. Desarrollado desde 1985 por un fabricante de cajas de cambio y

Cicloide

Esfuerzo a lo largo del flanco de

diente, Par 1

$Z_1=17 / Z_2=39$

Presión hertziana σ_H (~319,53

máx. = 849,27 en la línea de

contacto real

Esfuerzo de flexión σ_F ($B,$

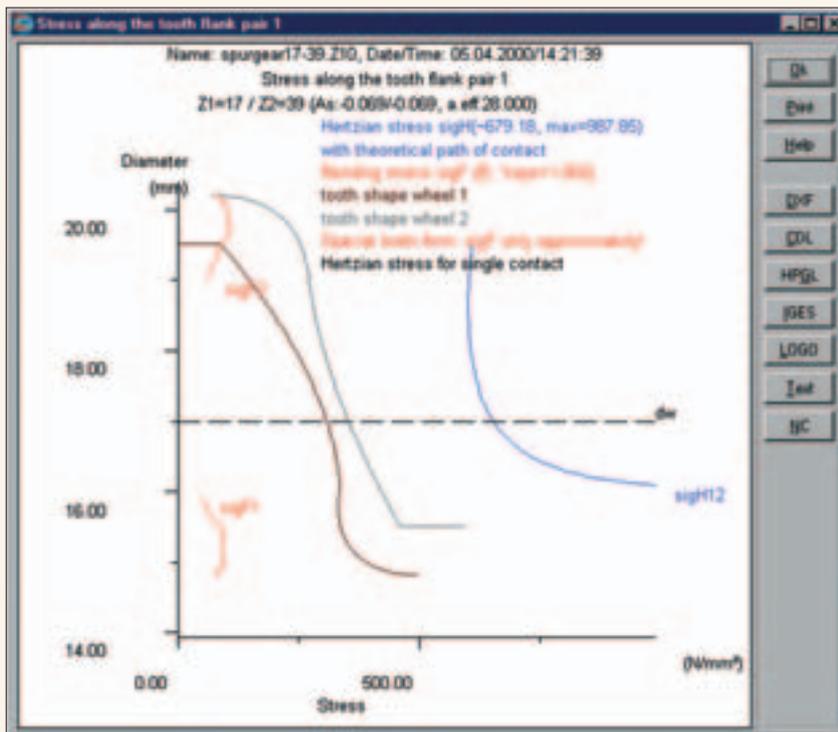
$Y_{eps}=1,000$)

Perfil de diente, Rueda 1

Perfil de diente, Rueda 2

¡El perfil especial: σ_F es sólo aproximado!

Presión hertziana para contacto simple

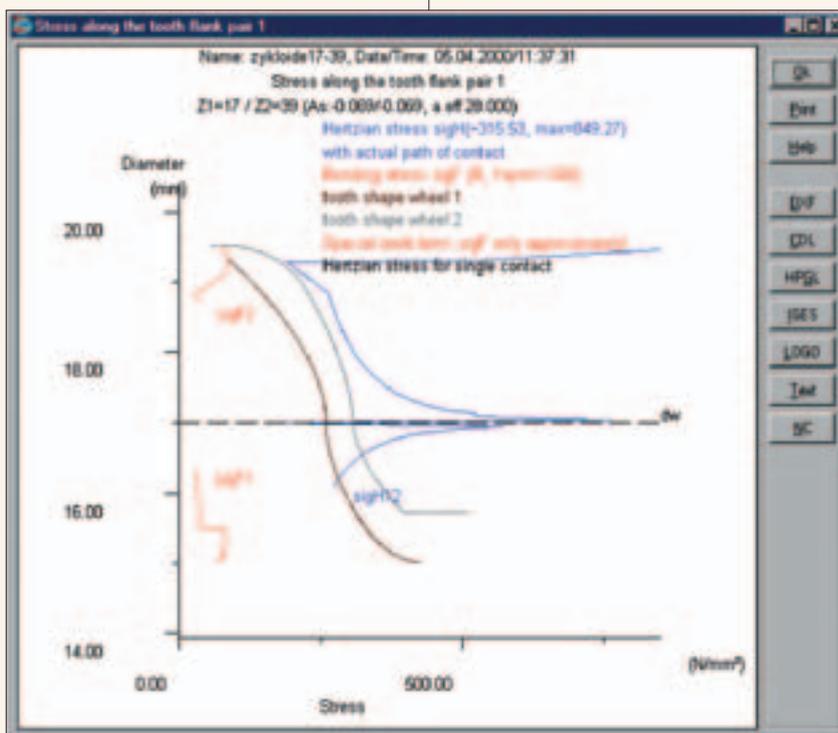


utilizado en su mismo departamento de Ingeniería para diseñar transmisiones por engranes, se comercializó y actualmente es utilizado en todo el mundo por más de 300 empresas.

La sección del análisis de engranes se merece mención especial pues cubre todo el ámbito del campo de la Ingeniería, incluyendo perfiles sin evolvente para aplicaciones especiales. El análisis es especialmente ex-

haustivo, incorporando el análisis de engranes helicoidales, así como cónicos, tornillos sinfín y helicoidales de ejes cruzados. Los engranajes pueden ser pares de epicicloides (en trenes de hasta cuatro engranes) y cremalleras.

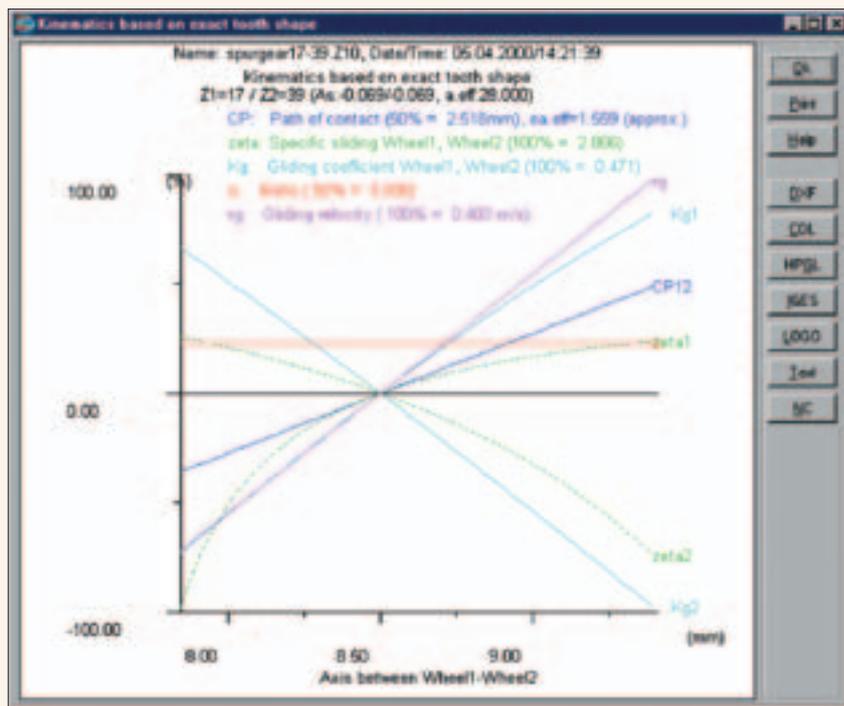
El análisis de engranes cilíndricos es muy flexible permitiendo el empleo de todas las posibilidades para el dimensionado y el diseño detallado de



Rueda cilíndrica:
 Cinemática en base al perfil de diente exacto
 $Z1=17 / Z2=39$
 CP: Línea de engrane (50 %= $\dots 1.559$ aprox.)
 Zeta: Deslizamiento específico Rueda 1, Rueda 2 (100 % = 2.866)
 Kg: Coeficiente de deslizamiento Rueda 1, Rueda 2 (100 % = 0.471)
 u: Relación (50 % = 5.000)
 vg: Velocidad de deslizamiento (100 % = 0.403 m/s)

un engrane. El interfaz de usuario es de fácil manejo para todos los niveles de Ingeniería y distingue entre introducciones de datos obligatorias y opcionales.

El cálculo de la geometría del diente (con todas las medidas de control y tolerancia), así como el completo análisis de resistencia están integrados en un sólo programa. Esto es importante cuando se tiene que investigar diferentes soluciones en un tiempo muy reducido; en caso de que el análisis de resistencia no sea deseado, puede desactivarse fácilmente esta opción.



Otra característica importante es la visualización de los pares de engranes: basta con un clic del ratón para que, simulando el proceso de fabricación, se calcule la forma de los engranes con una precisión de 1×10^{-4} mm.

Además de la simple introducción de parámetros, la mayor parte de los valores críticos dispone de una ayuda interactiva para su introducción como, por ejemplo, la modificación del aden-

do. Las propuestas para la modificación del adedo presentan varias soluciones: un valor optimizado para engranes de alta velocidad, un valor para deslizamientos específicos equilibrados y otros más. La función Dimensionado (en la definición del perfil de referencia) puede usarse para determinar con qué altura de perfil se obtiene la relación de engrane deseada (p. ej. para perfiles de diente altos).

3.2. Análisis de resistencia según diferentes métodos

En este *software* están integrados diferentes métodos de cálculo que pueden cambiarse durante su ejecución.

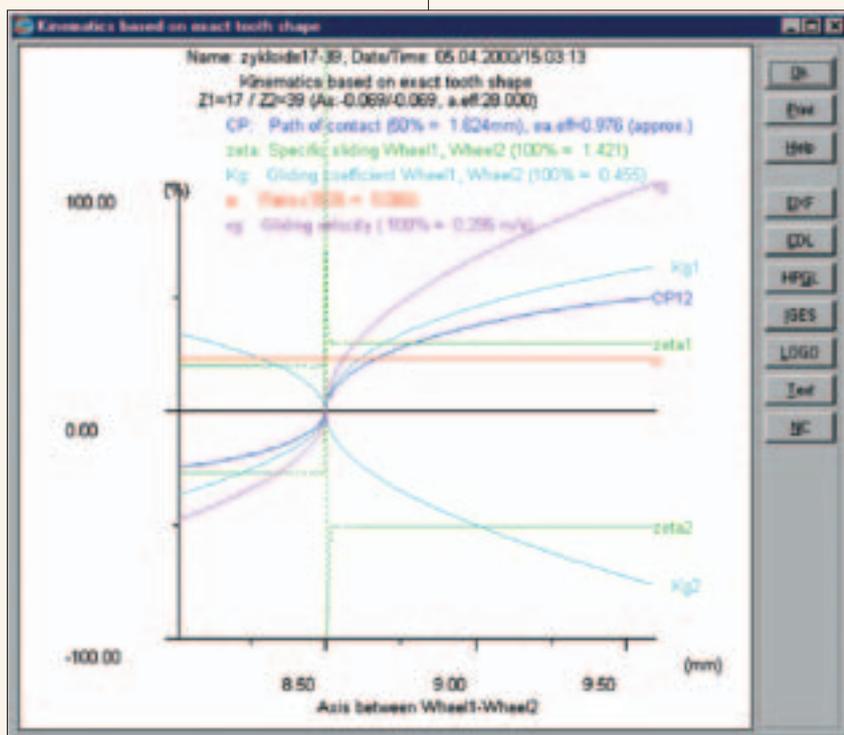


Figura 4: Comparación entre la presión hertziana y las condiciones cinemáticas de un engranaje en evolvente y un par de ruedas cicloides (número de dientes 17:39).
 Cicloide:

Cinemática en base al perfil de diente exacto
 $Z1=17 / Z2=39$
 CP Línea de engrane (50 %= $\dots 1.624$ (aprox.)
 Zeta: Deslizamiento específico Rueda 1, Rueda 2 (100 % = 1.421)
 Kg: Coeficiente de deslizamiento Rueda 1, Rueda 2 (100 % = 0.455)
 u: Relación (50 % = 5.000)
 vg: Velocidad de deslizamiento (100 % = 0.295 m/s)

Calcular la rigidez de engrane desde el perfil de diente

Rigidez (xm, s)...

Contacto simple

Figura 5: Rigidez de engrane de un par de dientes de un engrane de perfil alto (número de dientes girados en la horizontal y rigidez de engrane en la vertical)

Puede analizarse la resistencia de engrane según AGMA 2001, ISO 6336 y DIN 3990 sin cualquier esfuerzo adicional. Para engranes en plástico que no puedan ser analizados con estos métodos, existen métodos de cálculo especiales (como el alemán VDI 2545 y otros), que también están implementados.

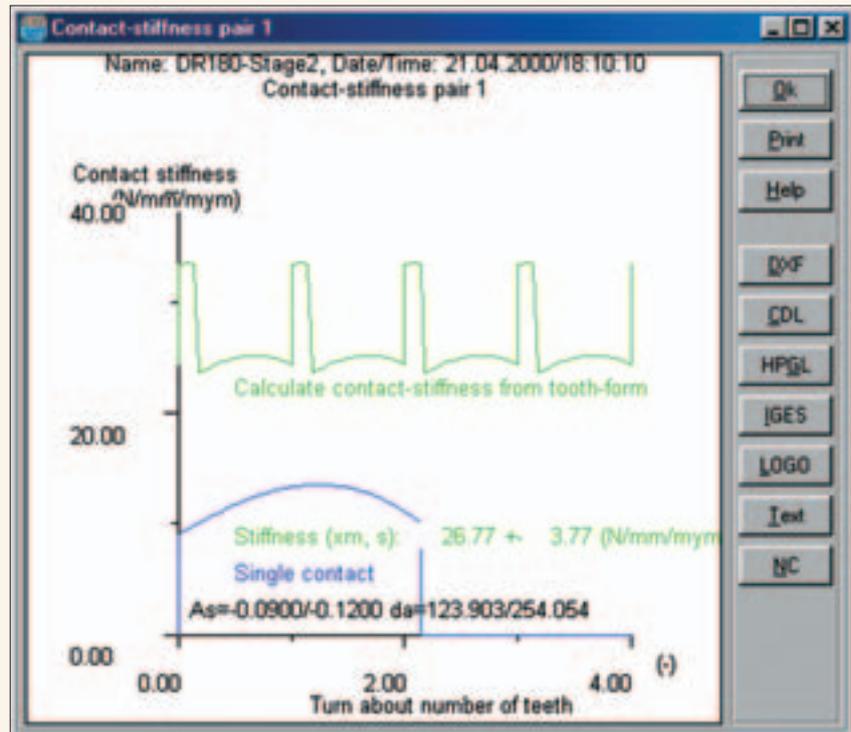
Para cualquier empresa que planifique cambiar de un estándar viejo al nuevo ISO 6336, es esencial disponer de una herramienta que permita un cambio lo más suave posible o, todavía mejor, que proporcione al usuario la flexibilidad de trabajar con un método de cálculo familiar a sus clientes.

3.3. Otras opciones de análisis

Desde su primera edición en 1985, además de las funciones clásicas de análisis, rutinas de dimensionado y de optimización anteriormente descritas, el software ha sido considerablemente desarrollado. Por ejemplo, ahora es posible obtener una propuesta para la profundidad del temple en función de la tensión circular (perpendicular a la superficie del diente, Fig. 6) para aceros cementados o nitrurados. Según la curvatura del flanco de diente, es posible optimizar el tiempo de calefacción, con consecuente reducción de costes.

Puede determinarse la forma del molde para engranes en plástico o sinterizados. Esta función toma en

Figura 6: Determinación de la profundidad de temple (tensión circular perpendicular a la superficie del diente, puntos de medida de dureza)



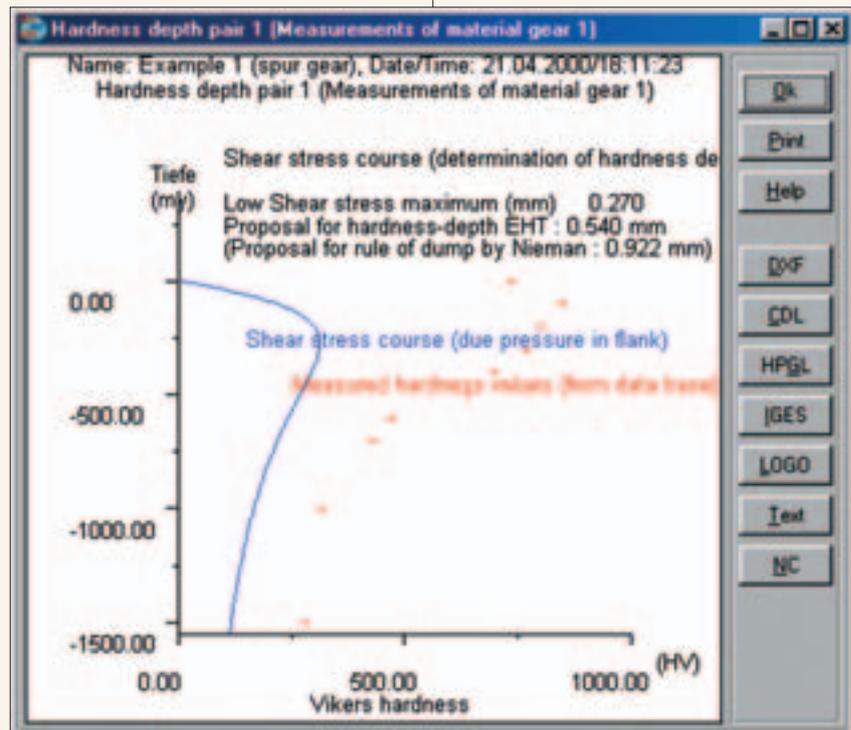
consideración la contracción del material de los engranes y puede también optimizar el perfil de diente para compensar el error de paso de los dientes, frecuentemente encontrado en engranes moldados.

Adicionalmente, el cálculo puede ejecutarse utilizando cargas de diseño equivalentes, que son libremente definibles o, por defecto, en base a distribuciones tiempo-carga.

Engrane cilíndrico: Profundidad de temple, Par 1 (medidas del material, Engrane 1):

3.4. Optimización

Una de las características principales del software es la capacidad para dimensionar y optimizar elementos de máquinas de acuerdo con una carga predeterminada. En el módulo de engranes, el dimensionado puede utili-



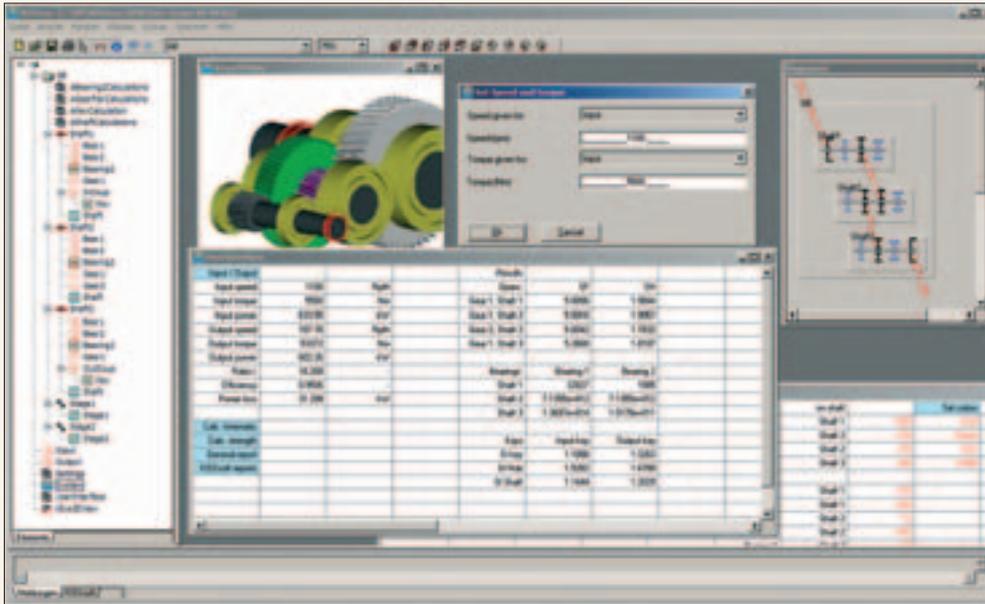


Figura 7: KISSsys: estructura de árbol (a la izquierda), 3D gráfico, diálogos, tablas y esquema del flujo de potencia (a la derecha)

zarse para obtener todos los parámetros necesarios para un nuevo juego de engranes en base a la carga y al margen nominal de seguridad.

Los principales parámetros y relaciones (como ancho / diámetro) pueden definirse como intervalos, lo que produce soluciones técnicas óptimas. La función Dimensionado ofrece una propuesta específica con distancia entre centros, ancho de diente, módulo y número de dientes. La propuesta satisfará exactamente los coeficientes de seguridad mínimos exigidos.

Puede utilizarse la función *Optimización* para obtener el mayor rendimiento de un juego de engranes en base a condiciones-límite. Una de las aplicaciones más frecuentes de esta función es la optimización de un juego de engranes con distancias entre centros y ancho de diente predeterminados, respecto a la resistencia y al ruido. La optimización se desarrolló para este tipo de problemas y el resultado del análisis es un listado con todas las soluciones geométricas posibles, respetando las condiciones-límite. Todas las soluciones son completamente analizadas y sus características descritas en términos de resistencia, desviación de la relación nominal y de engrane, rendimiento, deslizamiento específico, peso e inercia.

4. Desarrollo de las posibilidades de cálculo para el dimensionado

Este artículo describe el soporte del *software* para la optimización de pares de engranes. Pero, un par de engranes es sólo un elemento de una caja de cambio. Un desarrollo adicional del *software*, muy importante para el ingeniero, ha sido considerar el sistema de transmisión como un todo (cadena de momentos). Éste es el objetivo del nuevo *software* KISSsys, que mencionamos aquí brevemente y será descrito en otro artículo más detalladamente.

En KISSsys es posible definir un sistema de elementos de máquinas, por ejemplo, una caja de cambios. También se definen los parámetros generales (que para una caja de cambios son el par, el número de revoluciones, fuerzas externas y otros parámetros como la temperatura). Los detalles de las partes del sistema son dimensionados y optimizados utilizando el *software* KISSsoft, que ofrece gran variedad de métodos de cálculo. El programa administra todos estos datos y, a partir de los parámetros generales, calcula las fuerzas locales y números de revoluciones, que servirán de datos de introducción para el cálculo del elemento individual. El usuario dispone de diferentes visualizaciones del sistema: gráfica, para la definición de la cinemática, árbol, para la estructura lógica del sis-

tema y tablas, para manejar diferentes variantes del sistema y los datos específicos necesarios para los cálculos.

En KISSsys pueden definirse relaciones entre elementos o variables y utilizarse funciones semejantes a las de las hojas de cálculo. KISSsys puede ser una herramienta muy importante para sistemas de transmisión de potencia que consistan en más de un par de engranes.

5. Sumario

Hoy en día, el rendimiento de los engranes puede aumentarse sustancialmente y reducirse el ruido. El uso de *software* especializado y de fácil manejo permite alcanzar estas optimizaciones en un corto plazo de tiempo. Adicionalmente, es posible reducir los costes de fabricación utilizando engranes de menores dimensiones.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] KISSsoft, *Calculation Programmes for Machine Design*, www.KISSsoft.ch.
- [2] OBSIEGER, B.: *Zahnformfaktoren von Aussen- und Innenverzahnungen*, *Konstruktion* 32 (1980) S. 443-447.
- [3] KISSLING, U.: *Noise and Vibration Reduction in cylindrical Gears by an accurate Optimising Procedure implemented in KISSsoft*, Proceedings of the *International Gearing Conference*, Paris, 1999. ■