



## Desarrollo de guía de cálculo y software para el dimensionado de una transmisión mecánica

### Development of a calculation guide and software for the sizing of a mechanical transmission

Ignacio Rodríguez Bruno, Alex A. Peronja, Leonel O. Pico

Universidad Nacional del Centro de la Provincia de Buenos Aires  
Departamento de Ingeniería Electromecánica  
Av. Del Valle 5737, Olavarría, Provincia de Buenos Aires, Argentina.

*(Recibido 21 de julio de 2024, para publicación 11 de octubre de 2024)*

**Resumen** – A partir de lo estudiado en la asignatura Mecánica Aplicada (E17.2) de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la U.N.C.P.B.A (Universidad Nacional del Centro de la Provincia de Buenos Aires) se propone el desarrollo de un software que facilite el dimensionado de una transmisión mecánica compuesta por dos árboles y dos engranajes. El objetivo es dimensionar los árboles mediante distintos criterios de falla por fatiga, teniendo en cuenta diversos factores de funcionamiento, y dimensionar y verificar los engranajes a través de dos criterios de esfuerzos dispuestos por la AGMA (American Gear Manufacturers Association). Se propone un método de cálculo de orden secuencial para concluir con un dimensionado que garantice durabilidad, confiabilidad, precisión y costos mínimos, entendiendo que el análisis dinámico resulta inevitable y que la complejidad del dimensionado dificulta su realización manual.

**Palabras clave** – Análisis dinámico, cálculo secuencial, decisiones de diseño; fatiga, herramienta didáctica.

**Abstract** – Based on the studies conducted in the course Mecánica Aplicada (E17.2) of Electromechanical Engineering at U.N.C.P.B.A (Universidad Nacional del Centro de la Provincia de Buenos Aires), we propose the development of a software that facilitates the sizing of a mechanical transmission composed of two shafts and two gears. The objective is to size the shafts using various fatigue failure criteria, taking into account different operating factors, and to size and verify the gears through two stress criteria established by AGMA (American Gear Manufacturers Association). A sequential order calculation method is proposed to conclude with a design that ensures durability, reliability, precision, and minimal costs, understanding that dynamic analysis is inevitable and that the complexity of the design makes a really hard manual execution.

**Keywords** – Design Decisions, Dynamic Analysis, Fatigue, Sequential calculus, Teaching tool.

## 1. INTRODUCCIÓN

El planteo en términos generales de esta problemática es crear una herramienta que ordene, agilice y reduzca el error a la hora de dimensionar una transmisión de potencia mecánica. Para ello deben considerarse algunos aspectos relevantes, relacionados con la metodología de cálculo, así como también con el alcance del mismo. Dichos aspectos son: con qué datos iniciales se cuenta, qué materiales se emplean, qué elementos de la transmisión se dimensionan, qué verificaciones se realizan, cómo se programa el software, cómo se ordena el cálculo, qué decisiones de diseño debe tomar el usuario, qué simplificaciones se hacen, en qué hipótesis se basa el dimensionado, cuáles son las opciones disponibles en el mercado actual y en qué puede aportar la realización de este programa. Aunque existen numerosos paquetes de software destinados al cálculo de transmisiones por engranajes como “*Gear Calculator*” desarrollado por Gleason Corporation en USA [1], que es una de las compañías líder mundial en la fabricación de engranajes, o

“Kisssoft” desarrollado por KissSoft AG en Suiza [2] y otros muchos, nuestro software aporta su guiado académico, su carácter de software libre y su facilidad de manejo entre otras ventajas.

## 2. MÉTODO

### 2.1. Análisis estático

El análisis parte de la suposición de una situación estática en la que cada árbol de transmisión se modela como una viga simplemente apoyada. Los apoyos se encuentran equidistantes a la carga y se desprecia la presencia de voladizos.

En el centro de cada árbol se ubica un engranaje que actúa como una carga puntual. A esta componente se le añaden dos fuerzas que completan la carga total: el peso propio de cada árbol y la fuerza que se produce en el contacto entre dientes de ambos engranajes. Los árboles se encuentran sometidos a flexo-torsión; la torsión es provocada por la velocidad angular de la máquina impulsora de la transmisión, mientras que la flexión es producto de la carga total.

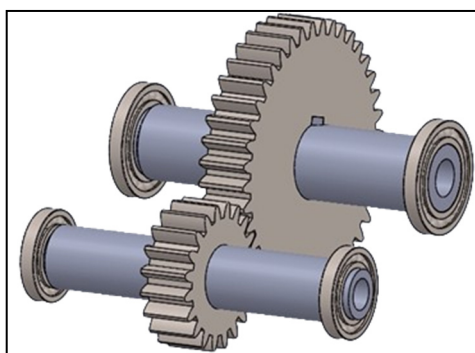


Fig. 1. Ilustración del caso de estudio.

La deformación o flecha producida por la carga total cambia de dirección en cada semiciclo de carga, sometiendo a cada árbol al fenómeno de fatiga.

### 2.2. Predimensionado de engranajes

En primer lugar, se debe realizar un predimensionado de los engranajes, teniendo en cuenta la potencia que se debe transmitir, la velocidad de entrada, la posibilidad de interferencia en el engrane, el ángulo de presión, el ancho de cara de los dientes, el módulo y la relación de transmisión. Un primer acercamiento a las dimensiones de los engranajes es fundamental para estimar la carga estática sobre los árboles, y así obtener un predimensionado de todos los elementos para afectarlos por los factores dinámicos que incluirán al efecto de la fatiga [3], [4], [5] y [6].

A través de la relación de transmisión fijada en este predimensionado, queda definida una velocidad de salida, que debe compararse con la velocidad requerida por la máquina impulsada. Es importante estimar el error porcentual entre estas dos, verificando que la naturaleza de la máquina admita la velocidad de salida obtenida.

### 2.3. Dimensionado a fatiga de árboles

Una vez predimensionados los engranajes, se procede al diseño a fatiga de los árboles [3], [4], [5] y [6]. A partir de la tensión de rotura de los materiales se considera una nueva resistencia límite a la fatiga ( $S_f$ ) para vida infinita (más de  $10^6$  ciclos). Teniendo en cuenta diferentes fenómenos dinámicos, se define una nueva resistencia del elemento ( $S_e$ ):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (1)$$

Esta nueva resistencia incluye diversos factores como la temperatura, condiciones superficiales, el tamaño, la naturaleza de la carga y la confiabilidad.

Definida la resistencia de cada árbol, pueden utilizarse distintos criterios de falla que tienen en cuenta las tensiones que se producen en un elemento sometido a fenómenos dinámicos.

Criterio de Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (2)$$

Criterio de Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Criterio de Gerber:

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (4)$$

Criterio ASME-elíptico:

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (5)$$

Si bien cada criterio tiene una expresión distinta, todos utilizan las tensiones alternantes y medias, las cuales se descomponen utilizando la teoría de rotura de Von Mises, a fines de calcular el diámetro mínimo de cada árbol.

La expresión que combina al criterio de falla con la teoría de rotura depende de los momentos flectores y torsores, donde cada uno tiene una componente media y otra alternante. Como se considera que la carga es completamente inversible en cada semiciclo y que la variación de velocidad angular es despreciable, el momento torsor alternante y el momento flector medio se consideran nulos.

### 2.3.1 Verificaciones de árboles

Obtenido el diámetro mínimo determinado por las condiciones dinámicas, se procede a realizar un conjunto de verificaciones a la deformación por torsión y flexión. Estas verificaciones contrastan a las propiedades del material y las cargas actuantes con deformaciones permisibles que se adoptan de acuerdo a la aplicación.

Deformación debida a la flexión:

$$\frac{P L^3}{48 E I} \leq \delta_{adm} \quad (6)$$

Deflexión angular debida a la flexión:

$$\frac{P L^2}{16 E I} \leq \theta_{adm} \quad (7)$$

Deflexión angular debida a la torsión:

$$\frac{M}{G I_0} \leq \varphi_{adm} \quad (8)$$

En el caso de no verificar a la rigidez propuesta, estas ecuaciones pueden utilizarse para hallar el diámetro del árbol que cumpla con la rigidez para todas las deformaciones analizadas.

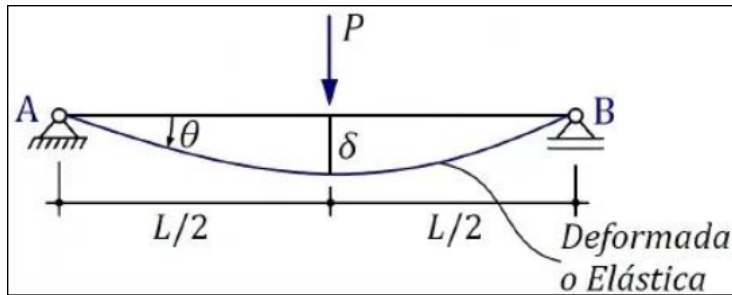


Fig. 2. Deformación debida a la flexión.

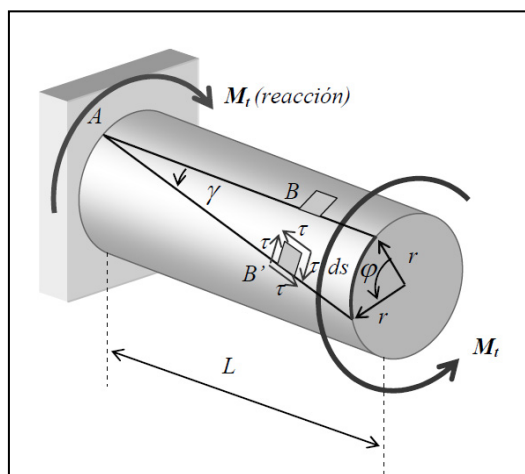


Fig. 3. Deformación debida a la torsión.

**2.4. Diseño y verificación de engranajes**

Con los diámetros de los árboles definidos, se da lugar a la verificación de las dimensiones de los engranajes. Para ello se recurre al procedimiento proporcionado por AGMA, el cual divide al diseño en dos partes.

Ambos criterios verifican que las tensiones a las que se encuentren sometidos los engranajes no superen las tensiones admisibles:

$$\sigma \leq \sigma_{adm} \tag{9}$$

Diseño por resistencia a la flexión:

$$W_t K_0 K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \leq \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z} \tag{10}$$

Diseño por durabilidad de la superficie:

$$Z_E \sqrt{W_t K_0 K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} F} \frac{Z_R}{Z_I}} \leq \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} \tag{11}$$

Este diseño tiene en cuenta factores que dependen de diferentes variables, como los tratamientos térmicos y terminaciones superficiales, situaciones de sobrecarga, la distribución de la carga, el espesor del aro, la calidad de fabricación de los dientes, resistencia a la flexión, temperatura de trabajo, confiabilidad, ciclos de carga, horas de funcionamiento, módulo de elasticidad y esfuerzos de contacto. También se incluye en la ecuación un coeficiente de seguridad AGMA. Debido a que los factores ya mencionados tienen en cuenta numerosas variables de manera conservadora, este coeficiente no modifica demasiado el resultado final.

## 2.5. Verificación de resonancia mecánica

Debido a que los sistemas mecánicos poseen modos de vibración particulares, a diferentes frecuencias en cada caso, resulta pertinente realizar un análisis de vibraciones, para constatar que el sistema opera lo suficientemente lejos de la zona de resonancia mecánica. Esta verificación es fundamental puesto que, ante la presencia de este fenómeno, todo el sistema quedaría expuesto a un deterioro acelerado que puede culminar en la destrucción prematura del mismo.

El análisis de resonancia se basa en la relación de frecuencias de vibración. Las frecuencias forzadas en operación deben diferir lo suficiente de las naturales como para garantizar la ausencia de resonancia, incluso ante pequeñas variaciones de las mismas. Esto se verifica cuando la relación de frecuencias es mayor a 1,25 o bien menor a 0,75, como se observa en la Fig. 4.

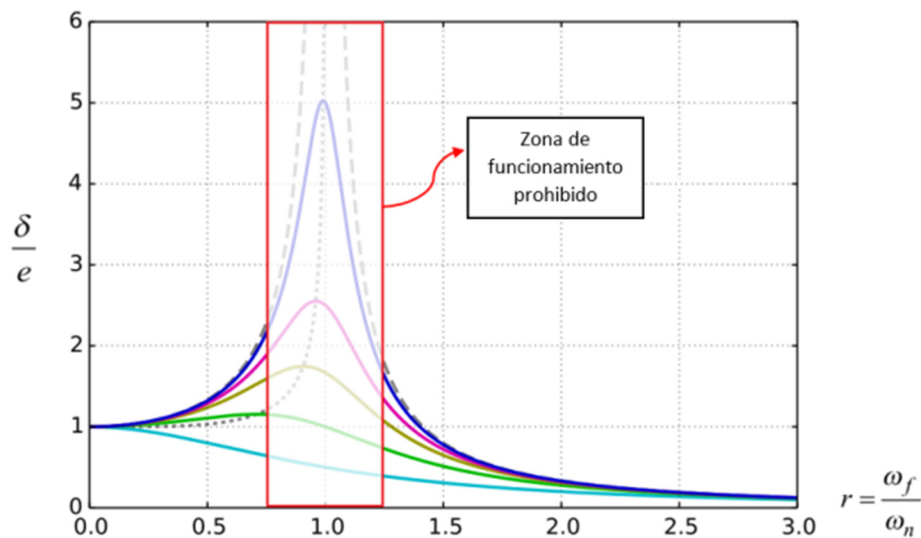


Fig. 4. Familia de curvas de deformación vs. relación de frecuencias para distintos amortiguamientos.

En el sistema a analizar, las vibraciones forzadas están dadas por la velocidad de la máquina impulsora, para el primer árbol, y por la velocidad angular luego de la relación de transmisión para el segundo.

Las frecuencias de vibraciones naturales se relacionan con la deformación por flexión que se produce en cada árbol, la cual a su vez está dada por sus longitudes, la carga que deben soportar, el módulo de elasticidad del material y el momento de inercia de los mismos.

Una vez realizada la verificación de resonancia mecánica, el dimensionado de los elementos principales de la transmisión se da por concluido.

## 2.6. Programación de software

Para poder introducir la metodología de cálculo desarrollada en esta sección, se optó por realizar la programación del software en lenguaje C. Este lenguaje de alto nivel permitió la lectura de código sencilla y, mediante principios lógicos relativamente simples, dar lugar a la secuencia de cálculo deseada, así como también a la toma de decisiones respectivas al diseño. A través de un proceso de dominio del lenguaje se incluyeron selecciones de valores que se encuentran en tablas, poder utilizar distintos criterios de falla,

repetir cálculos por partes, mostrar resultados parciales y finales en cada ejecución y dar cuenta de dimensionados erróneos.

### 3. RESULTADOS

A la luz de lo expuesto en la sección anterior, la investigación acerca de la posibilidad de un cálculo sistematizado de una transmisión mecánica resultó en el desarrollo de un software ágil, interactivo y fácil de utilizar, que ejecuta el dimensionado de los elementos principales de una transmisión compuesta por dos árboles cilíndricos y dos engranajes de dientes rectos ubicados en el centro de cada árbol, todos de acero AISI-SAE, utilizando criterios dinámicos e implementando la normativa proporcionada por la AGMA, lo cual permite asegurar un sistema confiable y duradero.

El software permite tomar diversas decisiones de diseño como lo son: condiciones ambientales, características de la máquina impulsora, tipo de acero de los elementos, ciclo de vida, nivel de confiabilidad, calidad de fabricación, tratamientos térmicos y de superficie, factores de seguridad, criterios de falla, entre muchos otros. Todos estos se combinan para dar lugar a un diseño secuencial controlado por el usuario, quien puede repetir secciones de cálculo y verificar resultados parciales a medida que avanza en el proceso.

#### 3.1. Inputs del programa

El usuario debe contar con la siguiente información inicial: potencia a transmitir, velocidad angular de la máquina impulsora y velocidad requerida en la salida de la transmisión. Con esta mínima cantidad de datos, el dimensionado puede comenzarse, aunque a medida que avance deberá complementar con información adicional a partir de decisiones, suposiciones o tablas de datos. A fines didácticos, en conjunto con el software se desarrolló un manual de uso (figuras 5 a 8), el cual recopila las fuentes de información necesarias, y explica sucintamente los conceptos necesarios para tomar las decisiones pertinentes.

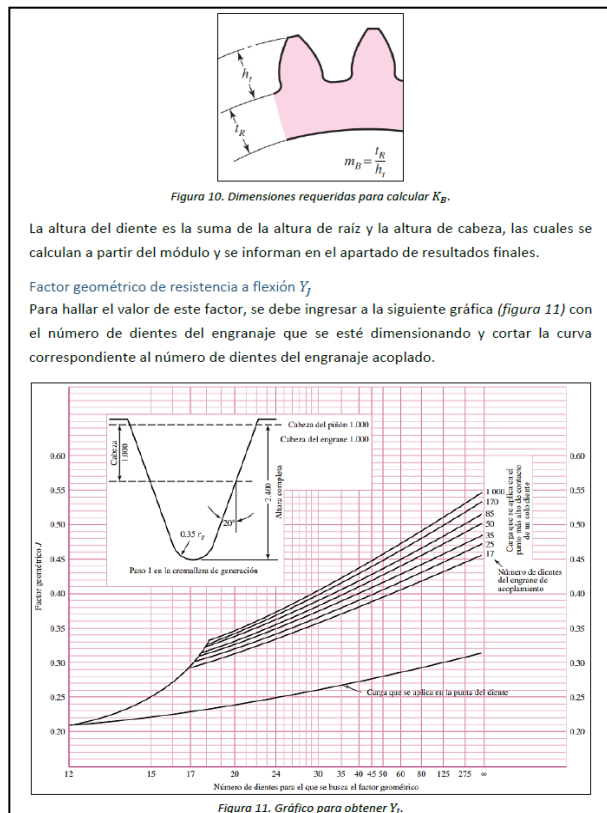


Fig. 5. Ejemplo de gráficas que se encuentran en el manual.

### 3.2. Utilización del manual

El manual de uso es una herramienta didáctica conceptual cuyo fin es proporcionar información al usuario que le permita tomar decisiones de diseño, y también recopila diferentes tablas, gráficos y ecuaciones que respaldan el funcionamiento del software. Todos los cálculos necesarios para el dimensionado pueden completarse a través de este manual, de manera que el lector no necesita recurrir a ninguna fuente de información adicional.

**Criterios de dimensionado por fatiga**

Para el dimensionado por fatiga el software da la posibilidad de utilizar cuatro criterios de falla distintos.

Soderberg

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (4.8)$$

Donde  $n$  es un coeficiente de seguridad que es una decisión de diseño y algunos valores recomendados se muestran en la siguiente tabla.

*Tabla 5: Coeficientes de seguridad típicos.*

$n$	Condición de funcionamiento
1,25 a 2	Estructura con carga estática y alto grado de confianza.
2 a 2,5	Elementos de máquina con cargas dinámicas y confianza promedio.
2,5 a 4	Elementos de máquina con cargas dinámicas e incertidumbre acerca de las cargas y del ambiente.
4 o más	Estructuras o elementos con cargas dinámicas e incertidumbre acerca de las combinaciones de las cargas, propiedades del material y el ambiente.

Las tensiones alternantes y medias se descomponen utilizando la teoría de rotura de Von Mises. De esta manera, la ecuación (4.8) queda definida como sigue:

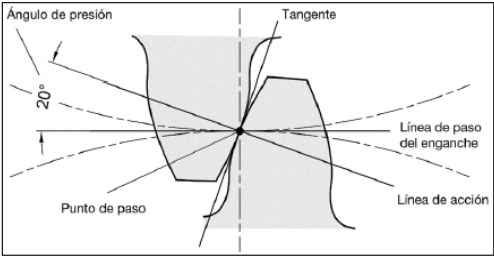
$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_y} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.9)$$

Fig. 6. Ejemplo de segmento de dimensionado de árboles en el manual.

De todos modos, en caso de que el lector desee indagar por su cuenta sobre alguno de los temas implicados en el diseño, se dejan notas al pie con las fuentes que se consultaron en la redacción del manual. Además, la estructura del mismo acompaña a la secuencia definida en el programa, ayudando al lector a entender el procedimiento de cálculo.

**3. Diseño general de engranajes**

El ángulo de presión ( $\phi$ ) es el ángulo comprendido entre la línea tangente a la superficie del diente y la línea que va desde el centro del engranaje hasta el punto de contacto entre dos engranajes engranados. El ángulo puede variar entre  $14,5^\circ$  y  $25^\circ$ , aunque generalmente se utiliza un valor de  $20^\circ$ .



*Figura 3. Esquema del ángulo de presión.*

Fig. 7. Ejemplo de explicación y sugerencia de diseño que se encuentra en el manual.

**Factor de superficie  $k_a$**   
El factor de modificación de la condición superficial depende de la calidad del acabado de la superficie y de la resistencia a la rotura.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (4.3)$$

Tabla 3: Coeficientes del factor  $k_a$ .<sup>9</sup>

Acabado superficial	Factor $a$	Exponente $b$
Esmerilado	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Como sale de la forja	272	-0,995

**Factor de tamaño  $k_b$**   
El factor de modificación del tamaño depende del diámetro exterior de cada árbol.

$$k_b = \begin{cases} 1,24 d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51 d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (4.4)$$

<sup>9</sup> Budynas, R., Nisbett, K. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. McGraw Hill octava edición.

Fig. 8. Ejemplo de tablas y ecuaciones que se encuentran en el manual.

### 3.3. Ejemplo de ejecución

A continuación, se adjuntan una serie de capturas de la interfaz del software en distintos momentos de su ejecución que ilustran los conceptos detallados anteriormente.

En la Fig. 9 puede observarse un momento del proceso en el que el usuario puede decidir entre utilizar uno de los cuatro criterios de falla posibles, a su vez que debe introducir valores que surgen de decisiones de diseño o de gráficos y tablas, todos proporcionados por el manual de uso. También se observa que el software arroja resultados intermedios, en este caso los diámetros tentativos del árbol del piñón.

```

G:\Mi unidad
DISEÑO A FATIGA DEL ÁRBOL DEL PIÑÓN
El diámetro predimensionado por criterio de resistencia es 22,41 mm
Introduzca el radio de acuerdo [mm] -> 2
Introduzca el valor de Kt (factor de concentración de tensiones) -> 1,95
Introduzca el valor de Kts -> 1,7
Introduzca el valor del coeficiente de seguridad n -> 2
Introduzca el número que corresponda al criterio de dimensionado por fatiga que desea utilizar:
(1) Criterio de Soderberg.
(2) Criterio de Goodman.
(3) Criterio de Gerber.
(4) Criterio ASME-elíptico.
-> 1
El diámetro exterior del árbol del PIÑÓN según el criterio de Soderberg es -> 21,02 mm
El diámetro interior del árbol del PIÑÓN según el criterio de Soderberg es -> 10,51 mm
Introduzca (1) para continuar, o (0) para volver a calcular el diámetro dimensionado por fatiga -> 1

```

Fig. 9. Ejemplo de ejecución en el diseño a fatiga del primer árbol.

Por último, se encuentra la opción de repetir esta sección del cálculo, en donde podría optarse por seleccionar otro criterio de falla, o bien cambiar alguno de los valores introducidos, de manera que puede observarse su impacto en los resultados de manera ágil e inmediata.



En la Fig. 10 se observa la pantalla de verificación de resonancia. Esta pantalla sólo llega a ejecutarse cuando los dimensionados de los elementos concluyeron exitosamente, y no necesita la introducción de ningún valor o toma de decisión extra, sino que recopila la información que se fue obteniendo durante toda la ejecución.

```

G:\Mi unidad
VERIFICACIÓN DE RESONANCIA MECÁNICA
La deformación máxima por flexión en el árbol del PIÑÓN es de 0,0097 mm
La frecuencia natural de oscilación del árbol del PIÑÓN es de 1006,76 rad/s (9613,89 rpm)
La relación de frecuencias r es: 0,31
En funcionamiento permanente, el árbol del PIÑÓN no entra en resonancia.
-----
VERIFICACIÓN DE RESONANCIA MECÁNICA
La deformación máxima por flexión en el árbol del CONDUCTIDO es de 0,0051 mm
La frecuencia natural de oscilación del árbol del CONDUCTIDO es de 1387,16 rad/s (13246,42 rpm)
La relación de frecuencias r es: 0,11
En funcionamiento permanente, el árbol del CONDUCTIDO no entra en resonancia.
Presione una tecla para continuar . . .

```

Fig. 10. Pantalla de verificación de resonancia mecánica.

### 3.4. Puntos críticos de verificación

Puede ocurrir que, en diversos momentos del dimensionado, el programa no complete los cálculos debido a que alguna verificación no se cumple. El detenimiento de la ejecución viene acompañado de ciertas recomendaciones de modificación a fines de guiar al usuario frente a una segunda iteración en los cálculos, como se ilustra en la Fig. 11.

Existen tres puntos críticos de verificación:

1. En la sección de dimensionado a la fatiga de árboles, al calcular el factor para flexión y torsión se utiliza un valor de diámetro predimensionado, el cual puede resultar fuera de los rangos en los que tiene validez la ecuación empírica del factor. Si el diámetro resulta menor al valor mínimo, significa que el árbol se encuentra sometido a un torque demasiado bajo para el material seleccionado. Por otra parte, si el diámetro resulta mayor al valor máximo, el torque es muy elevado para el material del árbol elegido. Se recomienda modificar la selección del material.
2. En la sección de diseño y verificación de engranajes, las ecuaciones del procedimiento de la AGMA dependen fundamentalmente del material de los engranajes, la dureza y la terminación superficial, el ancho de cara y las condiciones de fabricación. Ante una verificación fallida se recomienda modificar alguna de estas variables y observar atentamente los valores que se van obteniendo, para lograr una verificación sin sobredimensionar en exceso.
3. En la sección de verificación de resonancia mecánica, dentro de la ecuación utilizada para calcular la frecuencia de oscilación natural del sistema, lo más simple de modificar físicamente entre todas las variables involucradas es la distancia entre apoyos de los árboles, puesto que la inercia está dada por los diámetros obtenidos en verificaciones previas y la carga que los árboles soportan es dependiente del torque aplicado, el cual es una condición no modificable del sistema.

```

G:\Mi unidad
DISEÑO AGMA DEL ENGRANAJE PIÑÓN
VERIFICACIÓN POR RESISTENCIA A LA FLEXIÓN:
Coeficiente de esfuerzo de flexión permisible St:
Introduzca el número que corresponda:
(1) Acero endurecido de grado 1.
(2) Acero endurecido de grado 2.
(3) Acero nitrurado de grado 1.
(4) Acero nitrurado de grado 2.
-> 4

El valor del factor St es -> 491,99 MPa
Factor de ciclos de esfuerzo de flexión Yn:
Introduzca la vida de diseño, en horas -> 15000
Factor por ciclos de esfuerzo YN:
El valor de YN puede encontrarse entre 0,84 y 0,92
Introduzca un valor de YN -> 0,84
Introduzca el valor del factor de seguridad SF -> 1
Introduzca el valor del factor de confiabilidad Yz -> 1
El valor del factor de temperatura Ytheta es -> 1,00
El valor de sigma permisible es -> 413,27 MPa
EL ENGRANAJE NO VERIFICA A LA FLEXIÓN.
Se recomienda modificar el material a usar en los engranajes, modificar la dureza superficial o aumentar el ancho de cara.
Reinicie el programa para volver a cargar todos los datos.

```

Fig. 11. Ejemplo de dimensionado incompleto.

En cualquiera de estos casos, el usuario debe volver a iniciar el programa desde el inicio y volver a cargar todos los datos, modificando las condiciones que hacen que dichas verificaciones no se cumplan.

### 3.5. Fin de ejecución

En el caso de que todas las verificaciones se hayan cumplido, se mostrará al usuario la pantalla de resultados finales, como se ve en la Fig. 12.

```

G:\Mi unidad
RESULTADOS FINALES:

-Velocidad de salida: 1475,00 rpm
-Error porcentual entre velocidad de salida obtenida y deseada: 1,67 %

-----

Dimensiones de los árboles:
-Diámetro exterior del árbol del piñón: 38,00 mm
-Diámetro interior del árbol del piñón: 19,00 mm

-Diámetro exterior del árbol del conducido: 45,00 mm
-Diámetro interior del árbol del conducido: 22,50 mm

-----

Dimensiones de los engranajes:
-Módulo: 4 mm
-Relación de transmisión: 2,00
-Ancho de cara: 30,00 mm
-Altura de raíz: 5,00 mm
-Altura de cabeza: 4 mm

Dimensiones del engranaje piñón:
-Diámetro primitivo: 80,00 mm
-Diámetro de raíz: 70,00 mm
-Diámetro de cabeza: 88,00 mm
-Número de dientes: 20

Dimensiones del engranaje conducido:
-Diámetro primitivo: 160,00 mm
-Diámetro de raíz: 150,00 mm
-Diámetro de cabeza: 168,00 mm
-Número de dientes: 40

Presione una tecla para continuar . . .

```

Fig. 12. Pantalla de resultados finales.

Este segmento muestra todas las dimensiones necesarias para modelar a los elementos de la transmisión. Sin embargo, el software ha calculado en el proceso muchas otras variables que pueden ser de interés. Es importante que a lo largo de la ejecución el usuario siga con atención al proceso, controlando los resultados obtenidos para poder compararlos con una posible segunda iteración a fines de ajustar los resultados del dimensionado.

Es pertinente resaltar la importancia del error porcentual entre la velocidad de salida obtenida y la requerida por la máquina impulsada, puesto que, si la naturaleza de ésta última requiere una elevada precisión en su velocidad, o la relación de transmisión es muy grande, es probable que una transmisión de un único paso no sea suficiente para satisfacer los requerimientos.

Frente a esto, cabe la posibilidad de ejecutar al programa nuevamente, utilizando las dimensiones de los elementos conducidos de la primera ejecución, como datos de los conductores de la segunda. De esta manera, el alcance del software se extiende a la posibilidad de dimensionar trenes de engranajes.

Respecto al estado del conocimiento actual, pueden encontrarse diversos softwares en el mercado, principalmente orientados a las verificaciones geométricas y a la implementación del Método de Elementos Finitos para visualizar tensiones y deformaciones en elementos de máquinas, como lo son *Solidworks*, *Ansys* o *Simulation Mechanical* de *Autodesk*. Estos programas son muy completos, pero requieren de cierta habilidad con cada uno de ellos para implementarlos correctamente, y además necesitan de un dimensionado previo para poder representar a los elementos.

Con el software planteado en esta investigación, se intenta crear una herramienta simple, ampliamente didáctica y que permita realizar el dimensionado desde cero, sin la necesidad de ningún programa auxiliar ni ningún conocimiento de software previo. La interfaz sencilla, acompañada del manual de uso, permite al usuario realizar los dimensionados a la vez que se familiariza con los conceptos y pone en práctica los fundamentos teóricos necesarios para realizar una transmisión mecánica, pudiendo reiniciar el programa las veces que sea necesario y modificando los valores para observar cómo cada variable impacta de forma distinta a los parámetros de cada elemento a dimensionar.

#### 4. CONCLUSIÓN

A través del dominio conceptual y las técnicas de programación adquiridas en el transcurso de esta investigación, se concluye que fue posible realizar un método de cálculo e introducirlo en un software que agiliza, ordena y reduce el error a la hora de dimensionar una transmisión de potencia mecánica.

En base al análisis dinámico de la situación, y utilizando distintos criterios de falla y la norma AGMA como base para la verificación, se construyó una herramienta de alto potencial didáctico y con una gran cantidad de aplicaciones reales, extendiendo su uso a transmisiones de pasos múltiples y permitiendo la adquisición rápida de resultados parciales y finales.

#### REFERENCIAS

- [1] <https://www.gleason.com/es/facts-and-news/news-room/gear-calculator-app-free-calculation-tools-for-the-gear-pro>
- [2] <https://www.kisssoft.com>
- [3] Budynas, R., Nisbett, K., *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 8° edición McGraw Hill (2008)
- [4] Mott, R., *Diseño de elementos de máquinas*. 4° edición Pearson (2006)
- [5] ANSI/AGMA 2101-D04. “Factores de clasificación fundamentales y métodos de cálculo para dientes de engranajes helicoidales y rectos involutos” (2004)
- [6] Pico, L., Apuntes de las asignaturas “Mecánica Aplicada (E17.2)” y “Mecánica Racional (E50.0)”