



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA ELÉCTRICA**

**ESTUDIO DE ESFUERZOS DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES
EN UN TORNO MEDIANTE MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS
PARA INCREMENTAR SU RESISTENCIA EN SENATI-CHICLAYO**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autor:

Arturo Walter Diaz Clavo

Asesor:

Mg. Ing. Luis Alberto Ramos Martínez

Línea de investigación:

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

CHICLAYO – PERÚ

2016

ACTA DE SUSTENTACIÓN



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO



Acta de Sustentación

Siendo las 12:00 PM del día 29 de DICIEMBRE del 2016
Se reunieron en el aula 607 Campus UCV Chiclayo los
Integrantes del Jurado:
Presidente Ing. CHAPOÑAN RIMACHI LUIS FERNANDO.
Secretario Ing. CELADA PADILLA JAMES SKINNER.
Vocal Ing. DÍAZ ALCALDE HUBERTH IVÁN.
Para evaluar la Tesis: "ESTUDIO DE ESFUERZOS DE TRANSMISION
DE ENGRANATES EN UN TORNO MEDIANTE EL METODO DE ELEMENTOS
FINITOS PARA INCREMENTAR SU RESISTENCIA EN SENATI - CHICLAYO

presentado por el (los) Bachiller (es): DÍAZ CLAYO
ARTURO WALTER, para optar el título
profesional de Ingeniero MECANICO ELECTRICISTA

El Presidente del Jurado dio inicio solicitando al secretario
a dar lectura de la Resolución Directoral:

N° 1494-2016-PEA-UCV-CH-2000

Seguidamente se explicó las instrucciones al (los) expositor (es)
quien (es) tuvieron el permiso correspondiente para iniciar la
sustentación, terminada la misma, el Jurado procedió a
realizar las preguntas. Acto seguido se pasó a efectuar la
deliberación, llegando a la siguiente determinación:

"APROBADO POR MAYORIA"

Se pasó a comunicar el resultado de la evaluación, siendo las
12:45 PM, procediendo finalmente a firmar el Acta.

Presidente

Ing. Chapoñan Rimachi Luis F.

Secretario

Ing. James S. Celada Padilla

Vocal: Ing. Huberth Díaz Alcares

Grafiosa



CAMPUS CHICLAYO
Carretera Pimentel Km. 3.5
Tel.: (074) 481 616 Anx.: 6514

fb/ucv.peru
@ucv_peru
#saliradelante
ucv.edu.pe

DEDICATORIA

El presente estudio lo dedico a toda mi familia especialmente a mis padres José Díaz y Dedicación Clavo, a mi esposa Miriam Elizabeth y mis hijas Katherine y Dayana, quienes me alentaron en todo momento siendo participes de mis logros y fracasos, dándome ánimos para poder alcanzar mis metas

Arturo Díaz Clavo

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, a mis padres por apoyarme siempre y en todo momento por inculcarme buenos valores, nunca terminaré de agradecerles por todo lo que han hecho por mí y decirles lo mucho que los quiero.

A mi esposa y a mis hijas, gracias a ellas es que puedo terminar mi carrera profesional.

A mis profesores quienes me brindaron sus conocimientos en las aulas y a mi asesor Mag. Ing. Luis Alberto Ramos Martínez, por su asesoría permanente en esta investigación.

También agradezco a mi Alma Mater, la Universidad César Vallejo, a la escuela de Ingeniería Mecánica y eléctrica, al brindarme la oportunidad de seguir con mis estudios.

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo, Arturo Walter Diaz Clavo estudiante de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Escuela Profesional de Ingeniería de la Universidad César Vallejo, identificado con DNI 16708929 con la tesis titulada "Estudio de esfuerzos de transmisión de engranajes en un torno mediante método de elementos finitos para incrementar su resistencia en SENATI - Chiclayo", declaro que:

- 1) El tema de la tesis es auténtico, el cual es resultado de mi trabajo personal.
- 2) La tesis no ha sido flagiada, no se ha utilizado formulaciones, ilustraciones, citas integrales sin mencionar su origen o autor.
- 3) Los datos expuestos son reales, aquellos que se presentan en la tesis, constituyen aportes a la realidad investigada.

De identificarse falsificación, plagio o fraude, asumo las consecuencias y sanciones que de mi acción se deriven, sometiéndome a la normatividad vigente de la Universidad César Vallejo.

Chiclayo, 20 de diciembre del 2016



Arturo Walter Diaz Clavo

PRESENTACIÓN

En el presente trabajo de investigación titulado: “ESTUDIO DE ESFUERZOS DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES EN UN TORNO MEDIANTE MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS PARA INCREMENTAR SU RESISTENCIA EN SENATI-CHICLAYO”, se desarrolla con el interés de potenciar el perfeccionamiento de la evaluación de los esfuerzos en los dientes de ruedas dentadas que permitan valorar de la capacidad de carga de los engranajes cilíndricos.

En el primer capítulo, se presenta la realidad problemática considerando la transferencia de fuerza en el sistema a través de ruedas dentadas que hasta ahora es de gran importancia a nivel industrial, se hace un resumen de los principales trabajos previos y se menciona las teorías relacionadas a los engranajes, sus esfuerzos y resistencias. Luego se plantea el problema, posteriormente justificar el trabajo de investigación realizado y presentar la hipótesis, con los objetivos de la investigación.

En el segundo capítulo, se presenta el diseño de la investigación, describiendo las variables y su operacionalización, así como la población y muestra, además de las técnicas e instrumentos de recolección de datos utilizados en la investigación, así como los métodos de análisis de datos.

En el tercer capítulo, se presenta los resultados obtenidos de acuerdo con los objetivos generales y específicos definidos.

En el cuarto capítulo, se realiza la discusión de los resultados obtenidos. En el quinto y sexto capítulo, se presenta las conclusiones y recomendaciones, respectivamente.

En el séptimo capítulo, se muestran las referencias bibliográficas obtenidas para la investigación de la presente tesis.

ÍNDICE

ACTA DE SUSTENTACIÓN.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD	v
PRESENTACIÓN	vi
ÍNDICE.....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	ix
RESUMEN.....	x
ABSTRACT.....	xi
I. INTRODUCCIÓN	12
1.1. Realidad problemática.....	12
1.2. Trabajos previos.....	14
1.3. Teorías relacionadas al tema.....	19
1.3.1. Engranajes.....	19
1.3.2. Método de Elementos Finitos	39
1.4. Formulación del problema.....	45
1.5. Justificación del estudio	45
1.6. Hipótesis	46
1.7. Objetivos.....	46
1.7.1. Objetivo General:.....	46
1.7.2. Objetivos específicos:.....	46
II. MÉTODO.....	47
2.1. Diseño de investigación	47
2.2. Variables, operacionalización	48
2.1.1. Variable independiente. -.....	48
2.1.2. Variable dependiente. -	48
2.1.3. Operacionalización de variables	49

2.3.	Población y muestra.....	50
2.4.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad ...	51
2.5.	Métodos de análisis de datos.....	51
2.6.	Aspectos éticos.	51
III.	RESULTADOS.....	52
3.1.	Determinar en la actualidad la resistencia de los engranes del tren de ruedas de un torno en SENATI – Chiclayo	52
3.2.	Calcular los esfuerzos de transmisión en engranajes cilíndricos de dientes rectos utilizando el Método de Elementos Finitos.....	59
3.3.	Obtener los parámetros geométricos que garanticen una equi resistencia a los esfuerzos de contacto y de flexión.	66
IV.	DISCUSIÓN	69
4.1.	Determinar en la actualidad la resistencia de los engranes del tren de ruedas de un torno en SENATI – Chiclayo	69
4.2.	Calcular los esfuerzos de transmisión en engranajes cilíndricos de dientes rectos utilizando el Método de Elementos Finitos.....	70
4.3.	Obtener los parámetros geométricos que garanticen una equi-resistencia a los esfuerzos de contacto y flexión	72
V.	CONCLUSIONES	73
VI.	RECOMENDACIONES.....	74
VII.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
	ANEXOS.....	78
	Acta de Aprobación de Originalidad de Tesis	90
	Autorización de Publicación de Tesis.....	91
	Autorización de la Versión Final del Trabajo de Investigación	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Engranajes cilíndricos de dientes rectos	20
Figura 2: Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales	20
Figura 3: Engranajes cónicos de dientes rectos	21
Figura 4: Engranaje por tornillo sinfín	21
Figura 5: Diente de engranaje con perfil evolvente	22
Figura 6: Engranaje Nóvikov	22
Figura 7: Modelo cinemático de transmisión por engranajes	25
Figura 8: línea de engrane de perfil evolvente.	26
Figura 9. Nomenclatura de los dientes de engranes rectos	27
Figura 10: Diagrama de cuerpo libre de fuerzas	25
Figura 11. Descomposición de las fuerzas	26
Figura 12: Tren de engranajes	26
Figura 13. Diente del engranaje como viga en voladizo	29
Figura 14: Esfuerzo de contacto entre dos cilindros	31
Figura 15: Grados de libertad	34
Figura 16: Números locales	34
Figura 17: Números globales	35
Figura 18: Fuerzas que actúan en los engranajes	48
Figura 19: Interfaz de software CAE	53
Figura 20: Cálculo de componentes	54
Figura 21: Representación de engranaje recto	56
Figura 22: Tensión máxima en el diente	57
Figura 23: Discretización del diente	58
Figura 24: Aplicación de restricción de pasador	58
Figura 25: Deformación real del modelo	59
Figura 26: Deformación del modelo x 0.5	59
Figura 27: Aplicación de la carga en el piñón	64
Figura 28: Esfuerzo de contacto y flexión	64
Figura 29: Generación del mallado en el engrane	65
Figura 30: Desplazamiento en el eje "x"	65
Figura 31: Distancia entre centros generada	66

RESUMEN

Desde sus inicios el inconveniente del desplazamiento de fuerza transmitida en los engranes fue direccionado para evadir la fractura en el fondo del diente por efecto de su flexionamiento, pero luego se pudo evadir por consiguiente el “pitting” o picadura en progreso en los extremos de cada diente. En el diagnóstico se determinó la resistencia actual de los engranes de un torno en SENATI - Chiclayo. El objetivo de la investigación fue elaborar un estudio de esfuerzos de transmisión de engranajes en un torno mediante el método de elementos finitos y lograr determinar su resistencia. En esta investigación nuestra población comprende a los dientes de los engranajes de todas las máquinas y/o equipos que se encuentran en los talleres de SENATI – Chiclayo, la muestra la constituyen los dientes de los engranajes del torno Storebro Bruk del taller de mecánica general en SENATI, además se recogieron datos de otros tornos del ámbito comercial de producción mediante unas fichas técnicas.

En este estudio se logró definir los esfuerzos que actúan en la transmisión de los engranes mediante el contacto en sus flancos. Es importante aclarar que para esta investigación se han considerado los factores que han sido motivo de estudio de muchos investigadores y que en sus publicaciones han demostrado teóricamente sus bondades de aplicación.

Además, fue importante realizar las mediciones físicas de la muestra para definir la geometría real del diente y los datos básicos de comprobación del diseño del engrane, puesto que ha permitido calcular con el método de los elementos finitos y demostrar la simulación del engranaje en un software CAE la obtención de los parámetros geométricos en su funcionamiento.

Palabras Claves: Engranaje, esfuerzos, transmisión de engranajes, método de elementos finitos

ABSTRACT

From its beginnings the inconvenience of the displacement of the force transmitted in the gears directed to evade the fracture in the bottom of the tooth by the effect of its flexion, but also after avoiding the "pitting" or sting in the progress in the flanks of teeth. In the diagnosis the current resistance of the gears of a lathe in SENATI - Chiclayo was determined. The objective of the research was to elaborate a study of gear transmission efforts in a field using the finite element method and to determine its resistance. In this research, our population comprises the gear teeth of all the machines and / or equipment found in the SENATI - Chiclayo workshops, the sample is the teeth of the gears of the Storebro Bruk lathe of the SENATI workshop, in addition the data of other lathes of the commercial field of production were recognized by means of technical data sheets. In this study it was possible to define the stresses that act on the transmission of the gears by the contact in its flanks. It is important to clarify that for this research have considered the factors that have been the subject of study of many researchers and that in their publications have theoretically demonstrated their application safeguards.

In addition, it was important to perform the physical measurements of the sample to define the actual tooth geometry and the basic data of the design of the gear, since it has the valorization of the ability with the method of the finite elements and to demonstrate the Simulation of the gear in a software CAE obtaining the geometric parameters in its operation.

Keywords: Gear, efforts, transmission of gears, finite element method

I. INTRODUCCIÓN

Para realizar el estudio de esfuerzos en los dientes de un engrane recto se desarrolló con una metodología que combina las fórmulas de Lewis y Hertz con el uso de ingeniería acudida por ordenador, se inicia el estudio con un engrane sometido a carga analizado bajo la norma ANSI/AGMA 2001-D04, posteriormente se determinan los factores de Lewis y Hertz, calculando el esfuerzo de flexión y el área de contacto en el punto de paso, se modela el engrane en 3D y se realizan simulaciones utilizando CAE de alto nivel por medio de Inventor Profesional, se analiza la muestra de este estudio aplicándola respectiva carga, obteniendo los resultados por la norma anteriormente referida.

1.1. Realidad problemática

A nivel internacional el problema de las fallas que se generan en la transmisión de engranajes de las máquinas ha conllevado diversos estudios siendo uno de los primeros el método propuesto por Lewis en 1892, Infanzón sostiene al respecto:

La transferencia de potencia mecánica a través de engranajes hace varios años es muy utilizada e importante en las industrias. Esto ha generado diversos estudios sobre engranajes. Estos estudios y por la importancia de los engranajes en las máquinas han conllevado a organizaciones internacionales, tales como DIN, ISO, AGMA, GOST, a normalizarlos, no solamente a través de su geometría además de esto teniendo en cuenta los métodos para calcular su capacidad de carga.

Desde sus inicios el inconveniente del desplazamiento de fuerza transmitida en los engranes fue direccionado para evadir la fractura en el fondo del diente por efecto de su flexionamiento, pero luego se pudo evadir por consiguiente el “pitting” o picadura en progreso en los extremos de cada diente, siendo originada por la enorme fuerza dada en los extremos de cada diente en el roce en el momento de la transferencia de potencia. Hoy establecer el trabajo de fricción es tan

trascendente como establecer el esfuerzo de flexionamiento en el diente. (2010, p. 15).

Gonzáles, Frechilla y García sostienen al respecto:

El avance de la ingeniería de engranajes conlleva a mejorar los modelos para analizar la capacidad de trabajo de las ruedas dentadas.

A partir de los primeros estudios de Hertz, Lewis y Block, cimientos de las ideas referenciales de hoy en día de verificación de la resistencia de los dientes a la picadura, a la rotura y al roce adherente, los progresos de las rutinas de cálculo y los modelos de análisis fueron el principal propósito de varios estudios.

A partir de su aparición, el desarrollo de los ordenadores ha repercutido mayormente en las operaciones de cálculo utilizadas en los engranajes.

La aparición de los ordenadores, ha predispuesto que muchos programas informáticos basados en algoritmos de operaciones y normas, reemplacen las tablas y normas de cálculo utilizadas en diseñar engranajes, consintiendo un significativo incremento de la velocidad y exactitud de los cálculos. (2005, p.35).

En SENATI de Chiclayo, una de las principales fallas que se generan en la transmisión de engranajes de las máquinas, es la fragmentación de los dientes en engranes, defecto que cuando se detecta es fácil de escuchar, hay que tener en cuenta que con el uso y debido al contacto entre dientes es generado por un desgaste. Esto ocasiona contratiempos y obliga a detener la máquina para su mantenimiento generando costos.

Existe falta de equipamiento de prueba para ensayar con un prototipo real y así realizar experimentos con diferentes diseños en su geometría de los dientes de los engranes. En consecuencia, el estudio por medio del Método de Elementos Finitos y el software que simula la muestra son opciones válidas para realizar experimentos corroborando la teoría.

1.2. Trabajos previos

Saucedo, Juan (2014), en su investigación titulada “Análisis del desgaste en engranes aplicando el Método de Elementos Finitos” presento los análisis del desgaste en engranes empleando el Método de Elementos Finitos (Finite Element Method, FEM), para hacer este estudio se tuvo en cuenta un prototipo de la figura del perfil de un diente de una rueda dentada con varias zonas dañadas, un prototipo limpio con 0% de desgaste y tres modelos dañados con 25%, 50% y 75% de desgaste; la geometría de los modelos se obtuvo del desarrollo y descripción de código en MATLAB®. Para emplear el FEM se describieron funciones desarrolladas en MATLAB® para realizar el pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento del método, al integrar las diferentes geometrías de los perfiles a las herramientas FEM de un análisis estático se obtuvieron esfuerzos y deformaciones del diente al aplicar una carga, de un análisis dinámico se obtuvieron las frecuencias naturales. Para dar validez a este trabajo se diseñó y construyó un banco experimental de fallas mecánicas, formado básicamente por un motor, una caja reductora de engranes y una carga, de acuerdo con los modelos de desgaste propuestos en uno de los engranes de la caja se indujo de manera controlada la falla de desgaste, mediante la medición de vibraciones y un análisis espectral. Los objetivos del estudio son los siguientes:

- Obtener la figura de un diente de una ruda dentada a través de un software de diseño para este trabajo.
- Modelar un diente de engrane con el MED para conseguir repeticiones normales y su nexo con la pérdida de masa
- Modelar las etapas del desgaste de un diente de engrane con el método de elementos finitos, para cuantificar el grado del desgaste.
- Evaluar sus efectos considerando criterios, para comparar con procedimientos obtenidos o algunos sondeos efectuados.

El autor arribo a las siguientes conclusiones:

- Con la programación de MEF se hizo un estudio fijo y activo en todos los prototipos analizados, con los productos alcanzados podemos referir que MEF brinda excelentes rendimientos en los prototipos estudiados, cuanto más defecto haya en engranes se presentó el crecimiento

paulatino en los esfuerzos mayores e igualmente en la flexión del diente. En el estudio activo se halló que la frecuencia normal se ve afectada por la disminución de la superficie del perfil de diente. En lo referente a la forma de mallado que se usó en los prototipos mejorados brindan una solución más cercana y con excelente perfilado.

- Del estudio del espectro de los ensayos hechos en el banco de experimentos se concluyó ante la existencia del desgaste en engranes la frecuencia de operación se modifica, al ocurrir esto afecta la velocidad de operación de los procesos.

INFANZÓN, Hernán (2010), en su tesis titulada “Análisis del esfuerzo de contacto en engranajes cilíndricos de ejes paralelos de perfil evolvente mediante el método de los elementos finitos”, en el estudio se hicieron los cálculos utilizando dos metodologías los estándares técnicos ISO 6336, DIN 3990, AGMA2105-C95 para diseño de engranes y el Método de los Elementos Finitos - MEF, presentando un modelo de engranes con distintas medidas geométricas y de fuerza para comparar. Los objetivos del estudio fueron:

- Precisar los elementos a que son referidos en el diseño geométrico de la rueda dentada considerando las especificaciones para calcular según los estándares.
- Moldear a través de un cálculo total en un programa de diseño, el perfil geométrico de dos ruedas dentadas de forma cilíndrica con eje paralelo.
- Moldear, ayudándose con un programa de diseño de elementos finitos, los requerimientos a que están impuestos las ruedas dentadas.
- Desarrollar un cotejo entre las conclusiones obtenidas a través del empleo del procedimiento de elementos finitos y los resultados de las técnicas utilizadas en cálculos según los estándares.

El investigador concluyó:

- Se detectó que las fuerzas determinadas con las normas son de dos a cinco veces superiores que los obtenidos por el MEF. De lo anterior se manifiesta un dimensionamiento mayor de los engranes para atacar el

fallo por abrasión en la cara del diente en los procesos de las normas internacionales.

- Las ecuaciones encontradas desde la representación en la creación del diente, detallan en forma correcta la figura de un diente en una rueda dentada cilíndrica recta o con hélice. Con estos podemos crear una rueda dentada geoméricamente original hipotético que luego se producirá su procesamiento de elaboración por generación.
- La apreciación de la zona crítica del ensamble para el trabajo de roce es correspondida con la valoración de varios tiempos de ensamble demostrados, considerando primeramente el elemento longitudinal juntado de roce que el de la distancia limitada o similar, y que supuestamente en el ejemplo de las ruedas cilíndricas con hélice la estimación de la distancia limitada cambia además axialmente siendo imposible trabajar con una sola estimación.

CARRO, Jorge. FLORES, Fabiola y FLORES, Irma (2011), en su investigación denominada “Análisis de esfuerzo de contacto en engranes rectos aplicando el criterio de Hertz con ingeniería asistida por computadora”, se valoró las premisas Hertz y de Buckingham como reglas primordiales y se desplegó un sistema para el estudio de fuerzas de roce configurando su avance por intermedio de software de diseño.

Se analizaron varias muestras de engranes considerando los requisitos de en la muestra a diseñar y de cargas diferentes entregando un estudio para comparar el producto versus obtenidos utilizando la norma AGMA (American Gear Manufacturers Association).

SOTO, Luis (2008), en su investigación denominada “Análisis de esfuerzos en transmisiones de engranes cilíndricos helicoidales mediante el método de los elementos finitos”, tuvo como propósito utilizar el Método de elementos finitos (MEF) para el análisis de esfuerzos en engranes cilíndricos. En el estudio se calculó las fuerzas utilizando el FEM y por la forma matemática utilizando las ecuaciones AGMA, también se creó un modelo espacial del

engrane con el software TrueGear para su simulación. El investigador llegó a las siguientes conclusiones:

- El paso más dificultoso del FEM (por sus siglas en inglés) en engranajes helicoidales es el modelamiento del piñón en la zona de acometida. Ciertamente el engrane es formado cuando se desplaza un perfil de envolvente por toda la longitud de una hélice raíz, las generatrices en las partes más altas donde se producen el roce de los dientes, conciernen a esa área dejando de lado la idea que puedan crearse en esta generación.
- Los productos alcanzados en el FEM realizando la variante del ángulo de la hélice no coinciden con los productos del procedimiento matemático, realizando el proceso en el ejemplo más grave con el ángulo de 45° se da una desigualdad del 224%. Se tiene que considerar las ventajas de la tecnología actualmente y no desmerecer el desarrollo teórico en la búsqueda de soluciones en esta investigación.
- Ninguno de los dos procedimientos puede ser reemplazados, simplemente han de complementarse para hallar una solución. La diferencia debido al avance tecnológico es que el FEM tiene ciertas ventajas en el cálculo de geometrías más complicadas y más exactas, pero no considera los pasos para despejar algunas interrogantes y poder hacer más entendible los resultados que el de la forma matemática.
- Es necesario hacer coincidir los productos de los dos procedimientos de cálculo, para esto, se determinó tener en cuenta los valores mínimos encontrados en algunos factores que pueden ser imposiblemente considerados en el FEM, aun así, teniendo los valores mínimos de estos factores llegan a superar en un 15% a 30% a la unidad.
- Las fuerzas de flexionamiento como resultado del FEM, en este caso son superiores al calculado por la forma matemática, realmente son menores que las fuerzas de flexionamiento permisibles en los diferentes ejemplos.

González, García y Frechilla (2001), en su investigación denominada “El método de elementos finitos como alternativa en el cálculo de engranajes”, tiene como objetivo contrastar los esfuerzos obtenidos mediante el empleo

de dos de los más potentes sistemas CAD dirigidos a la aplicación del método de los elementos finitos, como son el Solid Edge y el Cosmo Edge, con los procedimientos de cálculo derivados de las vigentes normas ISO para evaluar la capacidad de carga de los engranajes cilíndricos. En el trabajo se exponen las bases del método de generación del perfil de los dientes de un engranaje cilíndrico de dientes rectos, un algoritmo de cálculo de los esfuerzos en la base del diente y la comparación de los resultados obtenidos por uno y otro método. Los autores concluyen lo siguiente:

- Se observaron valores próximos de las fuerzas que trabajan en el fondo de diente utilizando el proceso de la Norma ISO y el modelamiento con el Solid Edge y Cosmos Edge. Según el método de los elementos finitos los valores de esfuerzos se encuentran en un 25 y un 9% superior que los del proceso de la Norma ISO.
- La distribución del volumen con empleo de micro volúmenes tipo cubo son razonables al ejecutar el mallado de la muestra.
- Estudiando dos dientes sin tener en cuenta el resto de la muestra en la zona de roce más cercana de los engranes, se hace más exacta y sin intervención del resto del cuerpo, y posteriormente del mallado del volumen se determinó sin existir demasiada diferencia en los efectos de las fuerzas en el fondo del diente.
- En un contorneado tolerable de los bordes del diente solamente se puede trazar con cinco puntos de cada forma de curva (evolvente y trocoide).

1.3. Teorías relacionadas al tema

1.3.1. Engranajes

Los engranajes son elementos mecánicos con dientes en su diámetro exterior que se usan para la transmisión de potencia mecánica entre dos ejes en un alejamiento definido por medio de la fricción física de dos cuerpos en revolución situados entre sus puntos de apoyo. El engrane pequeño y de menor cantidad de dientes es llamado piñón generalmente transfiere potencia; el engrane grande o con mayor número de diente se denomina rueda.

Clases de engranajes

“Existen muchas formas de renombrar los engranajes, la más usada es de acuerdo a la ubicación en el espacio de los ejes geométricos que rotan en su centro del par de engranes” (Gonzáles, 2001, p.1).

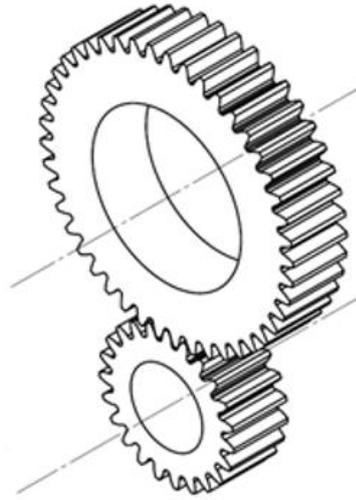
Por la forma como se conectan sus ejes, los engranajes pueden ser ejes paralelos, concurrentes y cruzados. Los de ejes paralelos se clasifican en: engranajes cilíndricos de dientes rectos, engranajes cilíndricos de dientes helicoidales, engranajes cilíndricos de dientes bihelicoidales, engranajes de ruedas elípticas, engranajes de linterna y engranajes beveloide (Gonzáles, 2001, p.1). En la figura 1 y 2 se aprecian estos tipos.

Los de ejes concurrentes, a su vez se clasifican en: engranajes cónicos de dientes rectos, engranajes cónicos de dientes tangenciales, engranajes cónicos de dientes circulares, engranajes cónicos de dientes cicloidales, engranajes cónicos de dientes evolventes, engranajes cónicos de dientes bihelicoidales y engranajes de rueda cónica plana y rueda cilíndrica (Gonzáles, 2001, p.2).

Los de ejes cruzados, a su vez se clasifican en: engranajes helicoidales, engranajes de tornillo sinfín cilíndrico, engranajes de tornillo sinfín globoidal, engranajes hipoidales, engranajes espiroidales y engranajes helicón (Gonzáles, 2001, p.2). En la figura 3 se ve este tipo

Figura 1

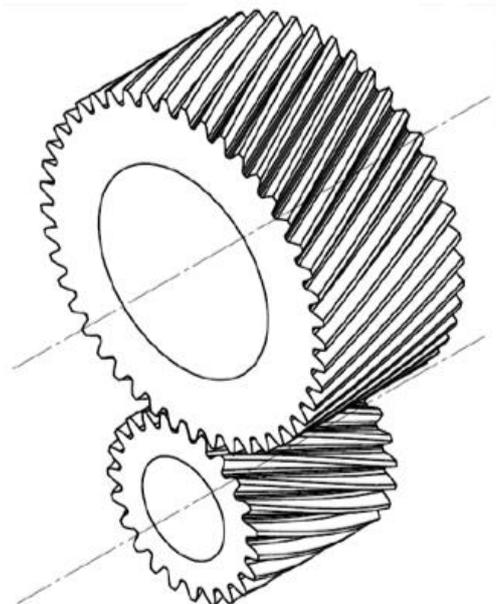
© Joseph Edward Shigley



Engranajes cilíndricos de dientes rectos y exteriores de ejes paralelos y perfil evolvente

Figura 2

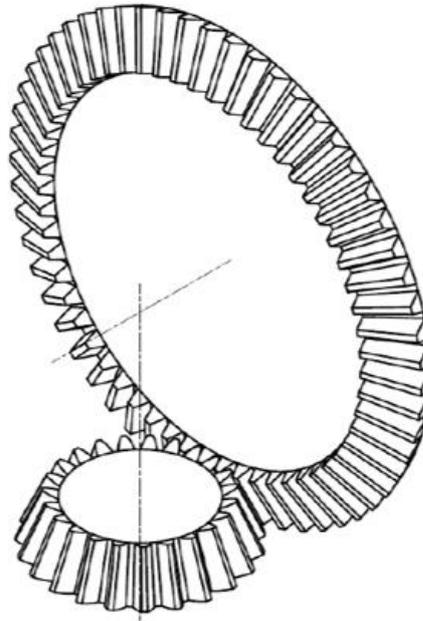
© Joseph Edward Shigley



Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales y exteriores de ejes paralelos y perfil evolvente

Figura 3

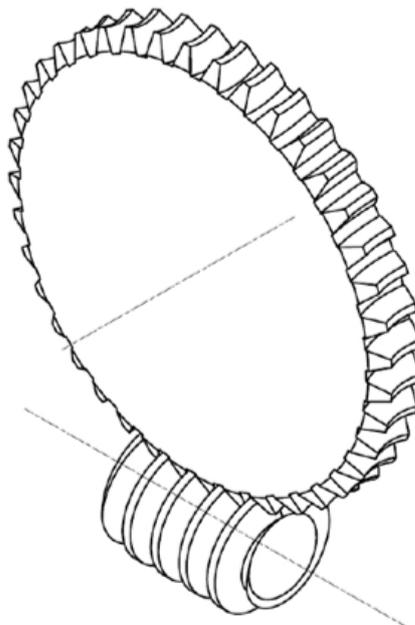
© Joseph Edward Shigley



Engranajes cónicos de dientes rectos

Figura 4

© Joseph Edward Shigley



Engranaje de Tornillo Sin Fin – Rueda

De acuerdo al tipo de perfil de sus dientes, los engranajes se clasifican en: envolvente (Figura 5), Cicloidal y Nóvikov (Figura 6)

Figura 5

© Joseph Edward Shigley



Diente de engranaje con perfil de evolvente

Figura 6

© Litvin & Fuentes, 2004



Engranajes Nóvikov

En este estudio de investigación solamente se considerará y examinará la fuerza de fricción creados en engranes cilíndricos situados con ejes equidistantes de un contorno evolvente de dientes rectos externos.

Nociones y nomenclatura de los engranes de forma cilíndrica con ejes equidistantes y contorno evolvente

Seguidamente presentamos algunas de las nociones más importantes que se desarrollan en el proceso de transmisión de un par de engranes.

Ley de engrane

En la transmisión u de un par de engranes queda determinada por la analogía de las revoluciones del engrane 1 o piñón ω_1, n_1 con el engranaje 2 o rueda ω_2, n_2 como se muestra en la ecuación

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

El prototipo mecánico que transmite por engranes de forma cilíndrica de ejes equidistantes está notado por un par de engranes de radios r_{w1} y r_{w2} girando sin deslizarse entre ambos (ver Figura 7), entonces sus velocidades perimétricas

$$V_{w1} = \omega_1 \cdot r_{w1} \text{ y } V_{w2} = \omega_2 \cdot r_{w2} \text{ son las mismas}$$

$(\omega_1 \cdot r_{w1} = \omega_2 \cdot r_{w2})$ despejando y obteniendo teóricamente la relación que se transmite en el par de engranes puede ser denotada a través de la conexión de los radios r_{w1} y r_{w2} siguiendo

$$u = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Aparte de esta relación, si estudiamos las velocidades en un tiempo definido de la marca de roce de las caras, del perfil referido, de un par de perfiles de los engranes que están en rotación y equidistantes (ver Figura 7) pudiendo descomponerse la velocidad en el sentido de la normal "n" (v_{n1} v_{n2}) y

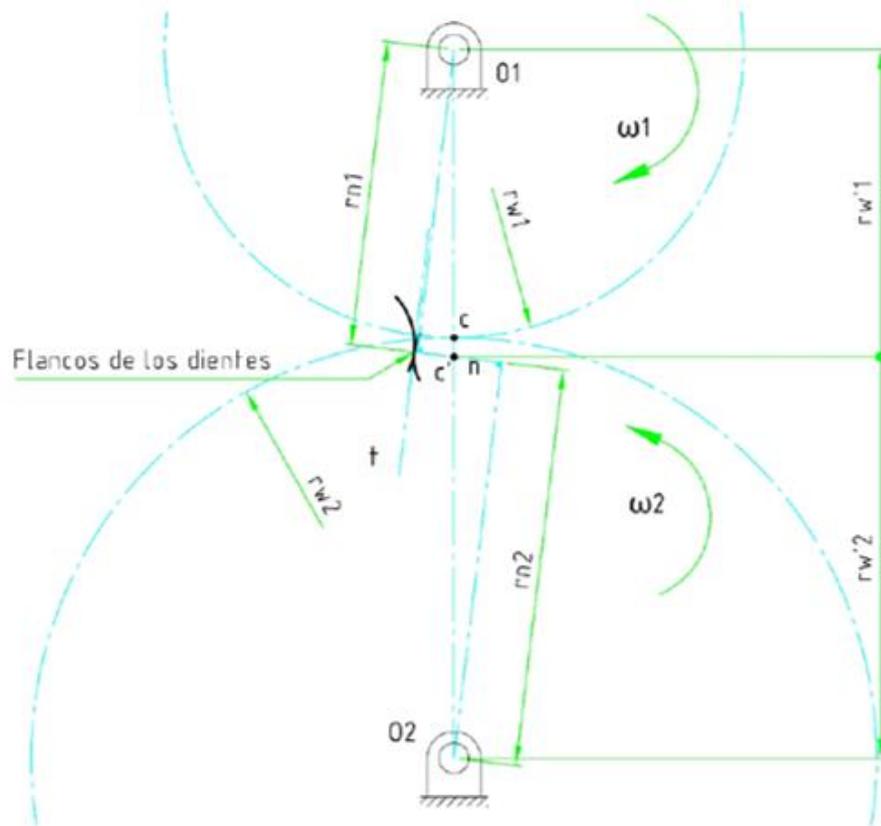
tangente “t” (v_{t1}, v_{t2}) frecuente a los flancos. Por este requisito, es necesario que los dientes estén siempre en contacto en el momento que engranen las velocidades en el sentido normal deben de ser las mismas ($v_{n1} = v_{n2}$), de la Figura 7 las velocidades en el sentido normal se determinan por $v_{n1} = \omega_1 \cdot r_{n1}$ y $v_{n2} = \omega_2 \cdot r_{n2}$ relacionando

$$u = \frac{r_{n2}}{r_{n1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Si nos damos cuenta en la Figura 7 las ecuaciones (arriba mencionadas) carecen de la misma valoración, evidenciando que esta relación que se transmite u no es siempre continuo mientras se hace contacto en las caras originando modificaciones en las rotaciones del par de engranes. Si queremos que la concordancia a transmitir se conserve continuo de la Figura 7 observamos que el punto C' debiera de concurrir con C y en efecto ocurrirá si el perfil de los flancos debieran ser escogidos con fundamento.

Esto considera la ley de engrane que indica para conseguir una concordancia de transferencia continua la recta normal a las caras de los perfiles en algún punto de roce interseca a la recta $O_1 O_2$ siempre y cuando en el punto C que corta la recta que junta los centros de los engranes en los tramos r_{w1} y r_{w2} que son las proporciones invertidas a las velocidades de rotación angular ω_1 y ω_2

Figura 7

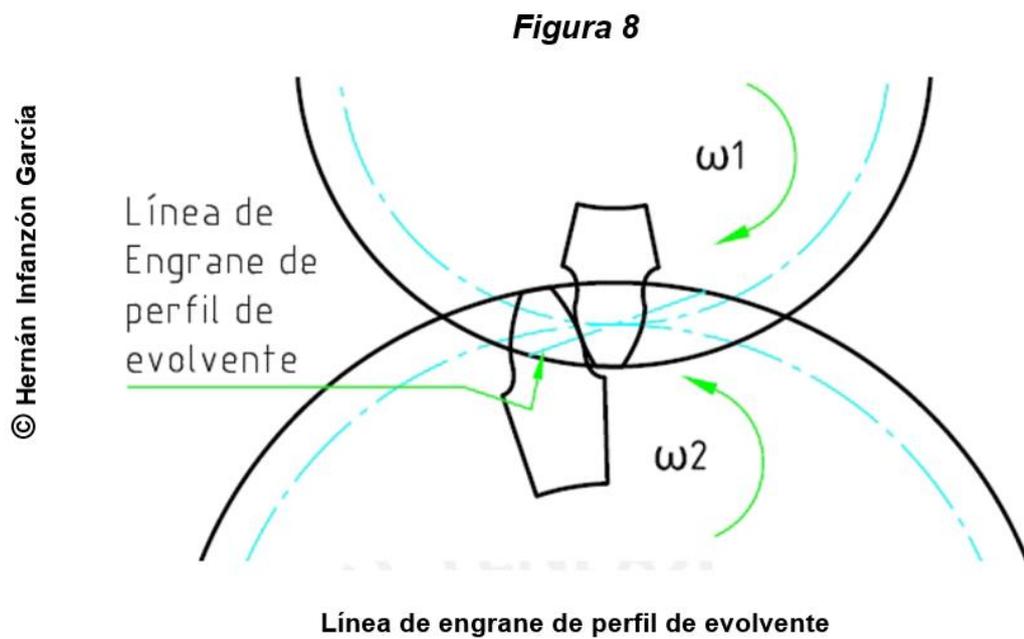


Modelo cinemático de la transmisión por engranajes de ejes paralelos

Trazo de acoplamiento

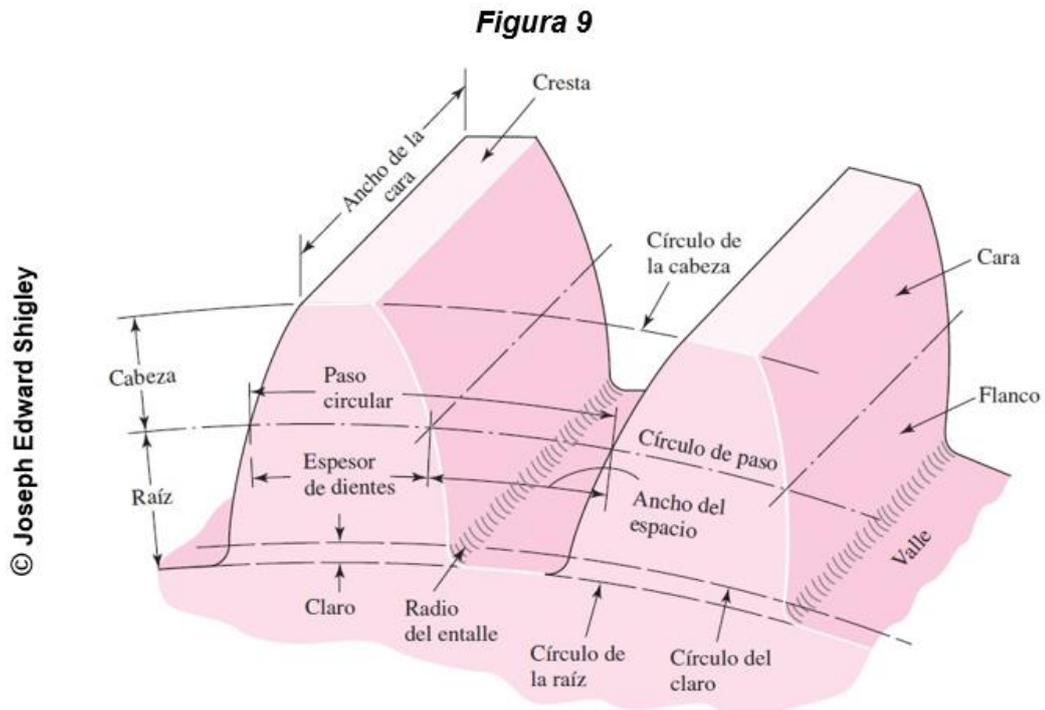
Es el área de la geometría que detallan las zonas de trabajo de los lados en el momento del acoplamiento de dos perfiles en el comienzo y hasta el final.

El trazo de acoplamiento puede tener varias las formas y va a depender de la geometría de los flancos de los dientes. En la Figura 8 se observa el trazo de acoplamiento originada por el perfil de evolvente que es una línea.



Dimensión de elementos de la rueda dentada con dientes rectos

Los engranajes cilíndricos de dientes rectos son de la forma más usual y sencilla. La proyección de sus dientes son paralelos al eje en que giran y su contorno es de forma cilíndrica circular. En la Figura 9 se representa la geometría de un engrane de diente recto.



Nomenclatura de los dientes de engranes rectos

La circunferencia primitiva o de paso es en realidad una circunferencia teórica donde se produce la tangencia de los dientes de los engranes, a partir de la circunferencia primitiva se definen las particularidades que suele componer los distintos componentes de los dientes de los engranes. Las circunferencias primitivas de un par de engranes ensamblados siempre son tangentes entre ambos. El espesor del diente es el ancho del diente en el área de roce, quiere decir, que puede medirse sobre la circunferencia primitiva. El ancho del vacío es la separación entre dos dientes en la circunferencia primitiva. El paso circular p es la distancia entre dos dientes consecutivos, medido sobre la circunferencia primitiva. El módulo m de un

engrane es una particularidad de dimensión que se determina como la concordancia que hay entre el diámetro primitivo manifestado en milímetros y la cantidad de sus dientes. Su fórmula es: $m = d/N$, siendo d el diámetro de paso (Shigley, 2002, p. 842).

La relación entre el número de dientes (N) y el diámetro de paso (d) es el paso diametral P o “diametral pitch”, se determina en cantidad de dientes por pulgada. Su fórmula es: $P = N/d$ (Shigley, 2002, p. 842).

La distancia que hay entre el diámetro externo y el diámetro primitivo se le denomina cabeza del diente a , esta distancia es equivalente a un módulo. El pie del diente b es la distancia radial entre la circunferencia primitiva y la circunferencia interior. Si sumamos la altura de la cabeza del diente y la altura del pie del diente sería la altura total del diente. El ancho de cara F es la distancia del diente medido paralelamente a su eje de rotación.

Esfuerzos en los dientes

Si se quiere comprobar cuanto de esfuerzo pueden soportar los engranajes cilíndricos (rectos o helicoidales), se debe estudiar dos principios: resistencia a los esfuerzos de contacto debida a la picadura y resistencia a las tensiones en el fondo del diente debido al flexionamiento (González, 2001, p.26).

Actualmente existen muchos organismos internacionales que han creado normas para calcular la capacidad de carga de engranajes cilíndrico, como DIN, GOST, ISO y AGMA. De todos estos organismos ha consolidado en su desarrollo en lo referente a engranes es la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA). Las normas ANSI/AGMA2001 (sistema inglés) y ANSI/AGMA2101 (sistema métrico) fueron elaborados para calcular la resistencia en los engranajes cilíndricos con dientes de involuta.

El cálculo de los esfuerzos en el fondo del diente debido a la flexionamiento es fundamentado, actualmente en la ecuación de flexión de Lewis propuesta en 1892. El cálculo de los esfuerzos de contacto se basa en la ecuación de Hertz para el contacto entre dos cilindros.

Análisis de fuerzas en engranajes rectos:

Para empezar a analizar las fuerzas en los trenes de engranajes se detallará las claves que se utilizará. Empezando con el número 1 para el soporte de la máquina, se denominará como número 2 para el engrane de entrada y posteriormente se ha de enumerar los engranes de manera correlativa 3, 4, etc., llegando hasta el último engrane del tren. Asimismo, puede que intervengan otros ejes, y regularmente, uno o dos engranes pueden estar acoplados en cada eje o árbol, de esta manera con otros componentes.

Se denominará a los ejes con letras minúsculas del alfabeto a, b, c . Pudiendo continuar.

Notando esto, podemos decir de la carga ejercida por el engrane 2 contra el engrane 3 como F_{23} . La carga del engrane 2 sobre un eje a es F_{2a} . Asimismo se detalla F_{a2} para interpretar la carga de un eje a contra el engrane 2. Lamentablemente, asimismo se deben emplear subíndices para indicar direcciones. Las direcciones coordenadas suelen señalarse con las coordenadas x, y, z , y las direcciones radial y tangencial por superíndices r y t . Considerándose,

$$F_{23}^t$$

Aquí se denota el elemento tangencial de la carga del engrane 4 que ejerce sobre el engrane 3.

En la figura 10 se muestra un engrane de menor número de dientes acoplado en un eje a que rota en el sentido horario a n_2 rpm, y mueve un engrane en el eje b a n_3 rpm. Las repulsiones entre los dientes en contacto se notan en toda la línea de presión. En la figura 10b el engrane de menor número de dientes se independizó del engrane mayor y del eje, y sus consecuencias se reemplazaron por fuerzas. F_{a2} y T_{a2} son la fuerza y el par de torsión, respectivamente, que actúa el eje a contra el piñón 2. F_{32} es la fuerza que ejerce el engrane 3 sobre el engrane de menor número de diente. Si aproximamos similarmente, obtenemos como resultado el diagrama de cuerpo libre de la rueda y que se detalla en la figura 10c.

En la figura 11, el diagrama de cuerpo libre del engrane menor se describió nuevamente y las fuerzas determinaron en componentes radial y tangencial. Donde se precisa como la fuerza transmitida

$$W_t = F_{32}^t$$

Realmente, esta fuerza tangencial es un elemento valioso porque la fuerza radial F_{32} no tiene un propósito, es decir no transfiere fuerza. El par de torsión que se fija y la fuerza que se transfiere están relacionados por medio de la ecuación

$$T = \frac{d}{2} W_t$$

en el cuál se ha utilizado $T = T_{a2}$ y $d = d_2$ para conseguir una correlación total.

La fuerza transferida H por medio de un engrane en revolución podemos obtenerlo de la correlación estándar del producto del par de torsión T y la velocidad angular ω .

$$H = T\omega = \left(W_t \cdot \frac{d}{2}\right) \omega$$

Figura 10

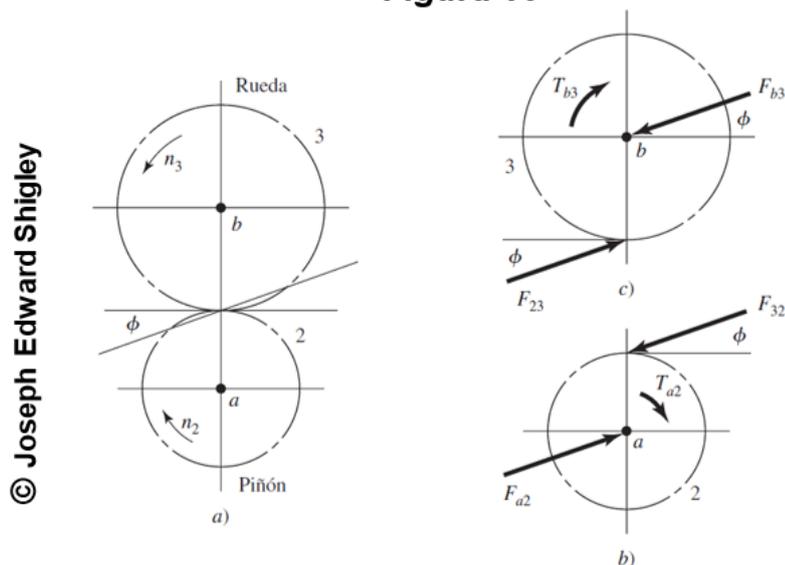
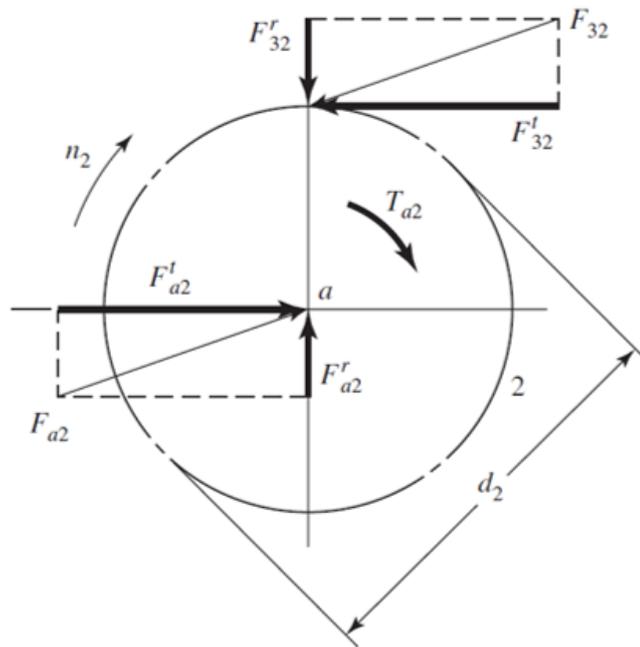


Diagrama de cuerpo libre para ilustrar las fuerzas que actúan entre dos engranes de un tren simple

Figura 11

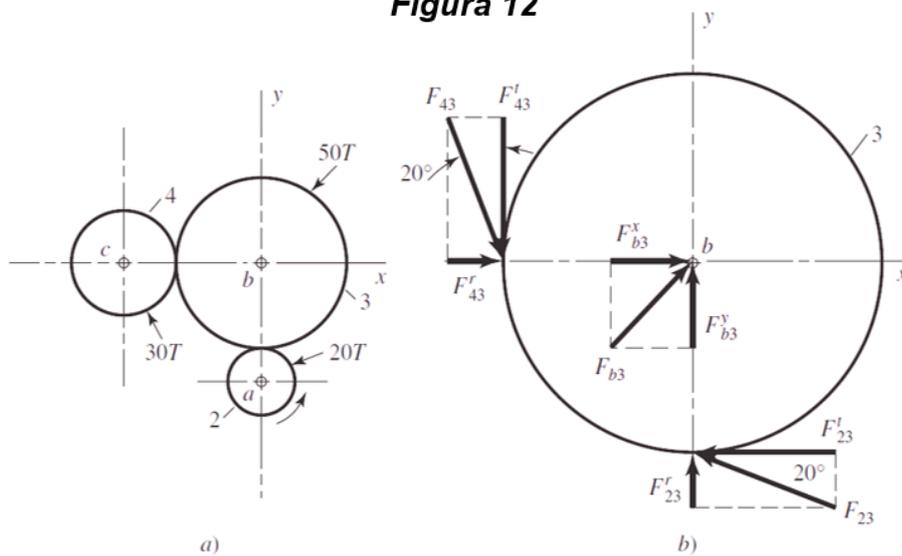
© Joseph Edward Shigley



Descomposición de las fuerzas que actúan en un engrane

Figura 12

© Joseph Edward Shigley



a) Tren de engranes
b) Diagrama de cuerpo libre

Entretanto que podamos utilizar convenientemente cualquiera de estas unidades de las ecuaciones anteriormente notadas, las magnitudes de la fuerza que da como resultado estarán ligadas claramente de las magnitudes de los diferentes parámetros. Normalmente dependerá de la forma de trabajar con las magnitudes de la potencia y que puede ser en caballos de fuerza (HP) o también en kilovatios (KW), por supuesto usando los procedimientos de conversión estandarizados.

Por supuesto que el acoplamiento de los engranes son prudencialmente eficientes, con menores pérdidas hasta 2%, la potencia mayormente se ajusta como una constante a través del acople. Como resultado, con un par de engranes montados, la siguiente ecuación facilitará igualmente la potencia no teniendo en cuenta que engrane se use para determinar d y ω .

Normalmente, las referencias de engranes se calculan por medio de la velocidad lineal de paso, denominado como la velocidad lineal de un punto sobre el engrane en el radio de la circunferencia primitiva; lo notamos en la siguiente fórmula, $V = (d/2) \omega$. Trabajando con sistema diferente y convirtiendo las unidades métricas al sistema inglés tenemos que

$$V = \pi \cdot d \cdot n/12$$

Así tenemos que,

V = velocidad de la línea de paso, pie/min

d = diámetro del engrane, pulgadas

n = velocidad del engrane, rpm

Varios inconvenientes del cual se diseñan los engranes hacen notar la potencia y la velocidad, de tal manera que debe resolverse la ecuación para W_t . Principalmente con la velocidad lineal de paso y las conversiones estandarizadas en los procedimientos de cálculo, se puede amoldar la ecuación y manifestarse en las unidades de diseño

$$W_t = 33000 \frac{H}{V}$$

donde W_t = carga transmitida, lbf

H = potencia, hp

V = velocidad de la línea de paso, pie/min

La fórmula correspondiente en el SI es

$$W_t = \frac{60000 H}{\pi \cdot d \cdot n}$$

donde W_t = carga transmitida, kN

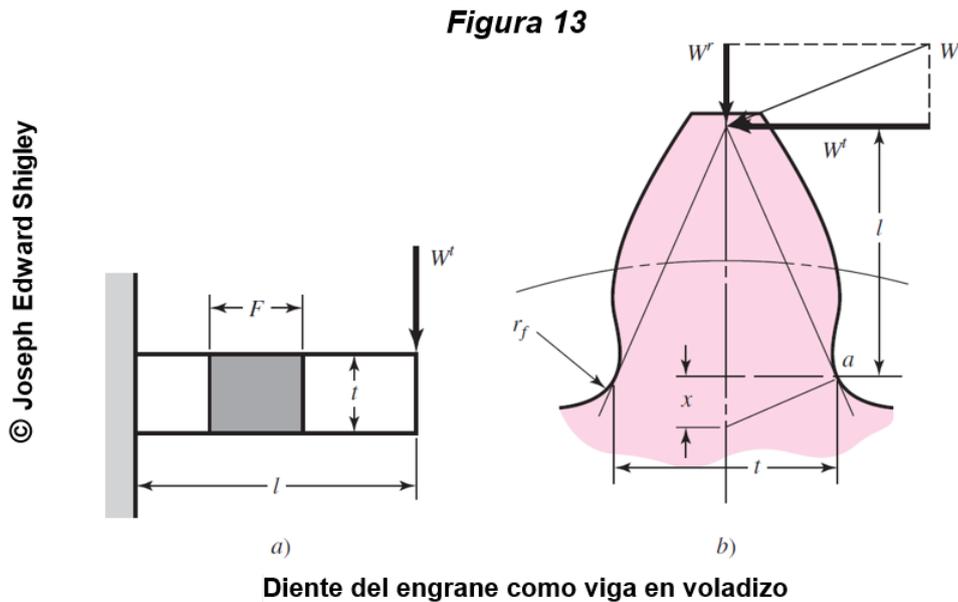
H = potencia, kW

d = diámetro del engrane, mm

n = velocidad, rpm

Ecuación de flexión de Lewis

Para Shigley (2002, p. 908), para suponer la ecuación de Lewis se considera al diente del engrane igual a una viga en saliente con sección transversal $F \times t$, longitud l y una carga W_t uniformemente distribuida a lo largo del ancho de la cara F , tal como se muestra en la Figura 13



Esta es la fórmula del esfuerzo de flexión en vigas:

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W_t l}{F t^2}$$

Se presume que el trabajo enorme en un diente de engrane debe darse en el punto a. Sustituyendo, conseguimos la ecuación de Lewis.

$$\sigma = \frac{W_t P}{F Y}$$

Donde Y es el factor de forma de Lewis, y P el paso diametral.

Resistencia a la flexión. ANSI/AGMA 2101-C95

Según la American Gear Manufacturers Association (1995, p. 10), “la fórmula fundamental para el cálculo de la resistencia a la flexión en un engranaje de dientes es:

$$\sigma_F = F_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J}$$

Donde:

σ_E : Numero de resistencia a la flexión, N/mm²

K_B : Factor de espesor del borde

Y_J : Factor geométrico para resistencia a flexión

m_t : modulo métrico transversal

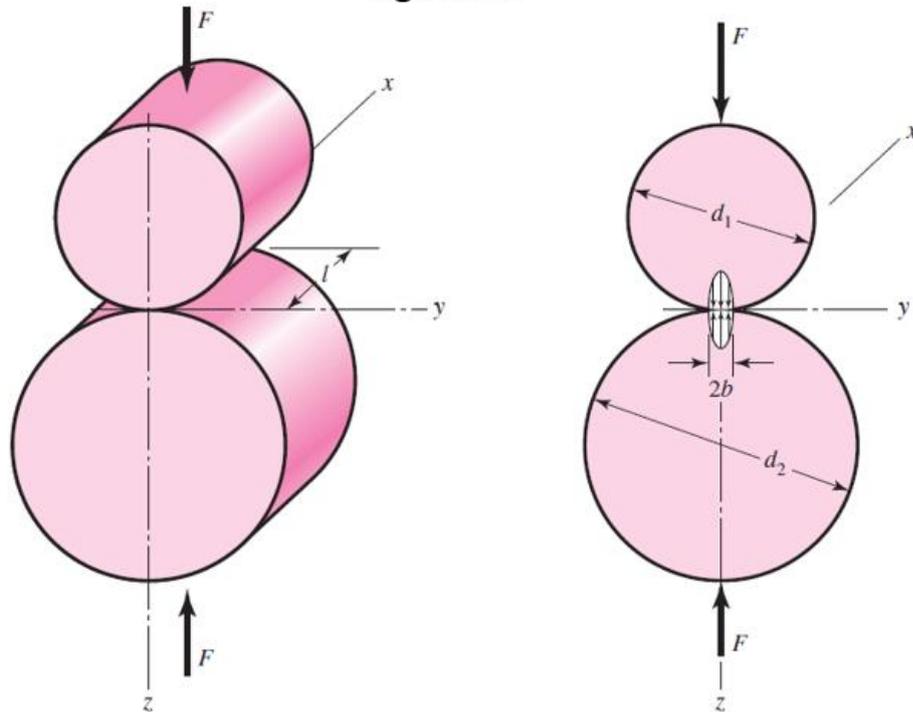
Esfuerzos de contacto de Hertz

En el momento que se comprimen un par de cuerpos elásticos curvos de por medio, el contacto preciso o rectilíneo puede cambiar a una superficie de fricción, y las fuerzas que se estimulan entre ellos son en tres dimensiones.

El estudio oficial de los esfuerzos elásticos de contacto fue notificado en el año 1881 por Heinrich Hertz, actualmente estos esfuerzos son renombrados por su autor.

Particularmente en los engranes de dientes rectos se estudia el contacto entre dos cilindros de longitud determinada l y sus diámetros d_1 y d_2 , y sus constantes elásticas son E_1, ν_1, E_2, ν_2 , tal como presenta en la figura a continuación.

Figura 14



Esfuerzo de contacto entre dos cilindros

La zona de contacto es una figura rectangular angosta de ancho $2b$ y longitud l , y la distribución de la presión es elíptica. El semi ancho b se obtiene por:

$$b = \sqrt{\frac{2F \left[\frac{(1-\nu_1^2)/E_1}{(1/d_1)} + \frac{(1-\nu_2^2)/E_2}{(1/d_2)} \right]}{\pi l}}$$

Según Shigley (2002, p. 915), para los engranajes rectos, sustituimos a F por la fuerza normal W y a los diámetros por los datos breves de curvatura en los perfiles del piñón y del engrane. Así también considerando que los esfuerzos mayores se ocasionan en la línea de la circunferencia primitiva, entonces los diámetros se igualan:

$$d_1 = d_P \operatorname{sen} \varphi \text{ y}$$

$$d_2 = d_G \operatorname{sen} \varphi$$

entonces:

d_P = diámetro primitivo piñón y d_G = diámetro primitivo de la rueda

Sustituyendo, calculando el semi ancho de contacto b en los engranes:

$$b = \sqrt{\frac{2W}{\pi l} \frac{\left[\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} \right] + \left[\frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right]}{\left[\frac{1}{(d_P \sin \phi)} \right] + \left[\frac{1}{(d_G \sin \phi)} \right]}}$$

Para Shigley (2002, p. 915), “el esfuerzo de contacto σ_H , usando r_1 y r_2 como los valores instantáneos de los radios de curvatura en los perfiles del piñón y de la rueda y sustituyendo a l con el ancho de cara F ”, este es igual a:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{\left[\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} \right] + \left[\frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right]}}$$

Resistencia a la picadura. Calculo de esfuerzo de contacto. ANSI / AGMA 2101-C95

Según la American Gear Manufacturers Association (1995, p. 9), la fórmula fundamental de cálculo del esfuerzo de contacto actuante es la siguiente:

$$\sigma_H = Z_E \cdot \sqrt{F_t \cdot K_O \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{d_{w1.b}} \cdot \frac{Z_R}{Z_I}}$$

Donde:

- Z_E : Coeficiente de elasticidad
- K_O : Factor de sobrecarga
- K_V : Factor dinámico
- K_S : Factor de tamaño
- K_H : Factor de distribución de carga
- Z_R : Factor de condición superficial para la resistencia contra la picadura (*pitting*)
- Z_I : Factor geométrico para la resistencia contra la picadura (*pitting*)

Según la American Gear Manufacturers Association (1995, p. 10), “la relación del número de esfuerzo de contacto calculado para el número tensión de contacto admisible es”

$$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{HP}}{S_H} \cdot \frac{Z_N}{Y_\theta} \cdot \frac{Z_W}{Y_Z}$$

Segundo miembro de la inecuación corresponde al esfuerzo de contacto admisible, donde:

- σ_{HP} : Esfuerzo de contacto admisible nominal
- Z_N : Factor de esfuerzo cíclico para esfuerzo de contacto
- Z_W : Factor de relación de durezas para el esfuerzo de contacto
- S_H : Factor de seguridad para esfuerzo de contacto
- Y : Factor de temperatura
- Y_Z : Factor de confiabilidad estadística

1.3.2. Método de Elementos Finitos

El Método de los Elementos Finitos viene a ser un procedimiento en base a números usualmente utilizado en el acercamiento de resultados en caso de ecuaciones diferenciales fragmentarias, además de ser muy usado en las disciplinas de la ingeniería y la física.

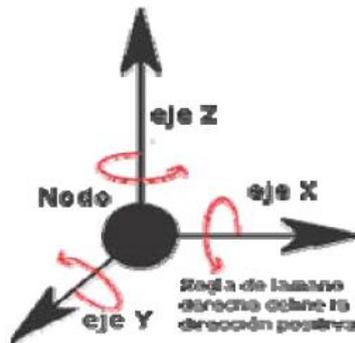
El Método de los Elementos Finitos actualmente es un mecanismo general para solucionar innumerables problemas en la ingeniería y que básicamente sus ecuaciones generales se entienden fácilmente, pero en algunos casos sus conclusiones en teoría eran imposibles o simplemente se encontraban limitadas a acontecimientos completamente sencillos en su diseño geométrico y propiedades de su perfilado. La noción fundamental de este procedimiento consiste en separar el conjunto de un número finito de elementos, se puede entender como discretizar o dividir el conjunto de elementos y solucionar en cada uno de ellos y finalmente enlazar el resultado en general. (Zurita, 2002, p. 1).

1.3.3. Grados de Libertad y Desplazamiento Nodal

La Figura 15 representa una partícula ubicada en el espacio. Esta partícula puede desplazarse a través de los ejes, en las direcciones $\pm x$, $\pm y$, además de poder girar en torno a cada uno de ellos. De este modo, la partícula puede desplazarse de seis formas diferentes o con seis grados de libertad. El concepto es válido también para los nodos descritos anteriormente, definiendo así el concepto de desplazamiento nodal. En particular, cuando se considera un problema en el plano, existen tres grados de libertad: dos de desplazamiento y uno de rotación.

Figura 15

© Juan E. Pinochet E.



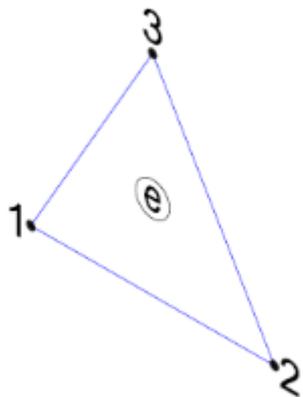
Grados de libertad

1.3.4. Conectividad de los Elementos

Una geometría de apariencia complicada puede modelarse usando un número discreto de elementos, de geometrías simples. La similitud de los diversos elementos es una razón por la que el método de elementos finitos es muy adecuado para ser tratado en una computadora. Para su fácil implantación debe adoptarse un esquema ordenado de numeración llamado conectividad de los elementos que puede representarse en una tabla de conectividad (Tabla 1). En esta tabla los encabezados se refieren a los números locales de los nodos de un elemento (Figura 16) y los números globales de los nodos correspondientes sobre el cuerpo (Figura 17). La conectividad establece así la correspondencia local – global.

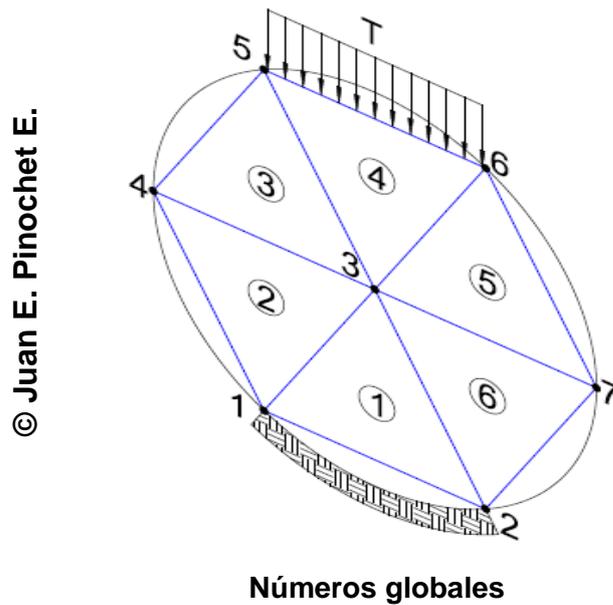
Figura 16

© Juan E. Pinochet E.



Números locales

Figura 17



© Juan E. Pinochet E.

Números globales

Tabla 1

e	1	2	3	Números locales
1	1	2	3	Números globales
2	4	1	3	
3	5	4	3	
4	6	5	3	
5	7	6	3	
6	2	7	3	

© Juan E. Pinochet E.

Conectividad de los elementos

La región bidimensional de la Figura 17 se encuentra dividida en triángulos de lados rectos. Los puntos donde se encuentran los vértices de los triángulos se llaman nodos y cada triángulo formado por tres lados se llama elemento. Los elementos llenan toda la región excepto una pequeña región en la frontera. Esta región no cubierta existe en fronteras curvas y puede reducirse escogiendo elementos más pequeños o elementos con fronteras curvas. La idea del método del elemento finito es resolver en forma aproximada el problema continuo. Para la triangulación mostrada en la Figura 17 los números de los nodos están indicados en los vértices y los

números de los elementos están encerrados en un círculo. La mayoría de los códigos estándar del elemento finito usan la convención de numeración circular alrededor del elemento en sentido contrario al de las manecillas del reloj, para evitar calcular un área negativa.

Procedimiento del Método de elementos infinitos

El procedimiento a tener en cuenta para solucionar interrogantes a través de un software que cumpla con los requerimientos para el desarrollo del procedimiento de los Elementos Finitos pueden ser siete, varios de estos procesos solicitan que el diseñador interactúe con ellos y otros lo pueden realizar en forma automática por medio del software de diseño. A continuación se describe los procedimientos mencionados teniendo en cuenta el orden de ingreso de datos por parte del programador: (Spyrakos y Raftoyiannis, 1997, p. 2).

1. Discretización o Modelamiento

Todo el sistema es dividido en muchos elementos finitos, siendo el primero uno de los procesos con mayor importancia para determinar en el diseño la exactitud y llegar a solucionar el problema. En la concepción del mallado de elementos finitos hay en la actualidad software de diseño denominados malladores. Estos softwares de diseño generalmente vienen a ser parte de un preprocesador y mantienen un orden de creación con la finalidad no solamente de crear el mallado, si no de mejorarla siguen una serie de reglas con el fin de no solo crear la malla, sino de optimizarla para conseguir efectos mayormente con una precisión importante.

2. Aclaración de las propiedades del elemento

En esta parte del procedimiento debemos clasificar la forma de elemento más adecuado en el diseño del prototipo en forma física a representar, también aclarar las propiedades del elemento. Hoy en día hay varios modelos de elementos finitos, y que son estos pueden concordar a su forma geométrica lineales, planos o sólidos. Cuando se definan estas características estas serán diferentes en cada forma de elemento.

3. Montaje del molde de la consistencia total

Necesariamente se debe montar todos los moldes de consistencia encontradas en cada uno de los elementos, agrupándolo en un solo molde de consistencia en toda la estructura. Aquí lo desarrolla el software de diseño empleado automáticamente.

4. Colocación de las fuerzas

Las fuerzas en el exterior fijadas en la armadura siempre deben ser similares con las fuerzas actuales como en su capacidad y en el modo de fijación. A veces se pueden presentar inconvenientes debido a que en los cálculos matemáticos se usan las fuerzas aproximadas con la finalidad de facilitar la muestra.

5. Explicación de las restricciones del margen

Las restricciones del margen son las estimaciones que se conocen y que pueden tenerse para ciertos nodos de la muestra. Detallando un ejemplo en un estudio de esfuerzos debe conocerse los probables movimientos en los puntos de apoyo.

6. Determinación del método de las ecuaciones lineales

Los puntos antes mencionados conllevan a la propuesta de un método de ecuaciones lineales, en el cual las interrogantes son los movimientos de los nodos y que por supuesto debe ser de mayor importancia acordarse de que estos movimientos son aproximados a los datos en la realidad.

7. Valoración de los esfuerzos

Después de haber realizado la evaluación de los movimientos mediante la forma puramente teórica se pueden valorar esfuerzos, reacciones y otros elementos que participan en el estudio. En esta última parte generalmente se trabaja con un post procesador, siendo un software que admite observar las soluciones que se llegan a obtener gráficamente.

1.4. Formulación del problema

¿Cómo influye un estudio de esfuerzos de transmisión de engranajes en un torno mediante el método de elementos finitos en su resistencia, SENATI – Chiclayo?

1.5. Justificación del estudio

Económico

Cuando se detecta un mal funcionamiento en un sistema mecánico específicamente en la transmisión de engranes, se fundamenta el defecto actual pudiendo visualizarse o escucharse fácilmente, las consecuencias a causa de esto es que se puede perder económicamente, así como en la producción, para solucionar este problema se debe paralizar la máquina y realizar una inversión para su mantenimiento. Al realizar la presente investigación se determinará la resistencia al desgaste de los engranajes mejorando la frecuencia de operación y disminuyendo costos de mantenimiento.

Técnica

Muy aparte del boceto optimizado de un engrane se encuentra limitado primeramente en que el cómputo general de un engrane es muy complicado por la intervención de la cantidad de variantes, restricciones y vínculos que se involucran, y por consiguiente considerar que para cada tipo se puede optimizar el principal fin de estudio, las limitaciones y las variantes autónomas son totalmente distintas. Mayormente los expertos, que siempre han tratado de optimizar el modelo de un engrane a través del procedimiento de elementos finitos, constituyen una valoración del fin de estudio con los datos aceptables de los parámetros de diseño, esto puede permitir confrontar y detener en cada uno de los procesos de este fin. Se organizan sencillamente los valores y se mantienen flexibles frente a los cambios de este fin de estudio, esto permite que el fin de estudio en engranes trabajando con el procedimiento de elementos finitos obtener resultados positivos en las diferentes formas de búsqueda de soluciones.

1.6. Hipótesis

Si se elabora un estudio de esfuerzos de transmisión de engranajes en un torno mediante el método de elementos finitos, entonces se determina su resistencia, SENATI – Chiclayo

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo General:

Elaborar un estudio de esfuerzos de transmisión de engranajes en un torno mediante el método de elementos finitos, para incrementar su resistencia, SENATI – Chiclayo

1.7.2. Objetivos específicos:

1. Determinar en la actualidad la resistencia de los engranes del tren de ruedas de un torno en SENATI - Chiclayo
2. Calcular los esfuerzos de transmisión en engranajes cilíndricos de dientes rectos utilizando el Método de Elementos Finitos
3. Obtener los parámetros geométricos que garanticen una equi-resistencia a los esfuerzos de contacto y de flexión.

II. MÉTODO

2.1. Diseño de investigación

En esta investigación se emplea el diseño No experimental, no pretendiéndose manipular o variar la variable independiente. Esto se debe a las restricciones del costo de implantación y el extenso tiempo para obtener resultados.

	T1	T2
M	O	P ER

Donde:

M : Es la muestra del estudio

O : Es la observación a desarrollar en la muestra.

P : Es el estudio de esfuerzos de transmisión de engranajes.

T1: Es el tiempo de realización de O

T2: Es el tiempo de proyección del escenario hipotético.

ER : Son los resultados estimados

2.2. Variables, operacionalización

2.1.1. Variable independiente. -

Estudio de esfuerzos de transmisión de engranajes en un torno mediante el método de elementos finitos

2.1.2. Variable dependiente. -

Resistencia de dientes de engranajes

2.1.3. Operacionalización de variables

Variables	Definición Conceptual	Definición Operacional	Indicadores	Escala de Medición	Instrumentos
<p>Variable Independiente:</p> <p>Estudio de esfuerzos de transmisión de engranajes en un torno mediante el método de elementos finitos</p>	<p>Análisis de las fuerzas máximas actuantes que soporta un área determinada en los dientes de los engranajes de un torno usando el método de elementos finitos, obteniendo los parámetros geométricos que garanticen una equi - resistencia a los esfuerzos de contacto y de flexión (Elaboración propia)</p>	<p>Está constituido por las fuerzas de flexión, de compresión y fuerza cortante. (MADNADO, 2001 p. 75)</p>	<p>Velocidad angular</p>	<p>Razón</p>	<p>Guia de observación</p>
<p>Variable Dependiente:</p> <p>Resistencia de dientes de engranajes</p>	<p>Capacidad para resistir esfuerzos y fuerzas aplicadas sin romperse, adquirir deformaciones permanentes o deteriorarse de algún modo. (Wikipedia, 2016)</p>	<p>Se mide calculando los indicadores resistencia a flexión y resistencia por desgaste superficial (pitting)</p>	<p>Resistencia a la flexión. Resistencia por desgaste superficial (pitting).</p>	<p>Razón</p>	<p>Ficha de datos</p>

2.3. Población y muestra

Población:

Es el conjunto de todos los elementos que concuerdan con una serie de ciertas características (Hernández, Fernández y Baptista, 2006, p. 239).

En este proyecto de investigación nuestra población comprende a los dientes de los engranajes de los equipos que se encuentran en los talleres de SENATI - Chiclayo

La muestra:

Es un subconjunto o parte de la población (Hernández, Fernández y Baptista, 2006, p. 236).

En este estudio la muestra la constituyen los dientes del engrane motriz del torno horizontal Storebro Bruk del taller de mecánica general en SENATI – Chiclayo.

En este estudio el tipo de muestreo empleado es del tipo **No Probabilístico** debido a que los elementos que conforman la muestra fueron tomados por el investigador de acuerdo a la realidad problemática, no interviniendo la aleatoriedad y el azar. (Ñaupas, Mejía, Novoa y Villagómez, 2011, p. 237).

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

“Una técnica de recolección de datos es el conjunto de procedimientos, mecanismos que nos llevan a reunir datos con un fin específico” (Hernández, Fernández y Baptista, 2006, p. 225).

En el presente estudio se utilizaron dos técnicas de recolección de datos

Observación: se examinó de forma directa el fenómeno de estudio tal como se presenta, recopilando datos de forma consecuyente.

Análisis de documentos: Se analizaron publicaciones, tesis, revistas, informes, normas, etc.; relacionadas a las variables de la investigación.

2.5. Métodos de análisis de datos

En el desarrollo de investigaciones una de las principales herramientas para el análisis de datos es la estadística, mediante la cual el investigador debe obtener e interpretar los resultados y como llegar a ellos (Hernández, Fernández y Baptista, 2006, p.245).

2.6. Aspectos éticos.

En este estudio se respeta la propiedad intelectual, citando y referenciando la bibliografía empleada.

Se respeta la confidencialidad de los datos recolectados de la empresa en donde se hace la investigación, empleándolos solo con fines del estudio.

III. RESULTADOS

3.1. Determinar en la actualidad la resistencia de los engranes del tren de ruedas de un torno en SENATI – Chiclayo

Mediante los parámetros generales de la transmisión de ruedas que fueron tomados de la muestra en el torno Storebro Bruk como: potencia del motor, número de dientes, módulo, número de revoluciones y longitud del diente, se determinó la resistencia del engrane calculando los esfuerzos que actúan en la cresta y en la zona de contacto del perfil del diente, siendo uno de los pasos de inicio a considerar en esta investigación.

Debido a las constantes cargas y horas de trabajo, notamos que este engranaje ha sido diseñado de acuerdo a la nomenclatura cedida por las normas internacionales. Esto se debe a los cálculos teóricos de diseño que estos ingresan por primera vez en servicio, con un material como el hierro fundido gris que es una combinación muy usual en la ingeniería por su menor costo y excelente mecanizado.

Actualmente las dimensiones a partir del diámetro exterior sufrieron un desgaste en la cresta y en los flancos que es la principal zona de contacto en la transmisión en un par de engranajes. Todo este desgaste que ha sufrido durante horas y ciclos de trabajo han modificado su diseño inicial, reduciendo su resistencia a la flexión, teniendo en cuenta que el área del perfil del diente ha sido reducida provocando en el futuro una posible la rotura total del diente y perjudicando el proceso de producción de la máquina.

A continuación, se muestran los resultados de este proceso, mostrando con anterioridad los principales parámetros de esta máquina:

Potencia de motor: 7,5 Hp

Número de revoluciones: 1750 1/min

Cargas estáticas

Para determinar la resistencia del engranaje es necesario conocer la velocidad lineal que se genera en el diámetro de paso del engrane motriz:

- Diámetro de paso en el engrane motriz:

Realizamos la conversión del módulo al sistema inglés, obteniendo el paso diametral P_d :

$$P_d = \frac{1''}{m} = \frac{25,4}{2,5} = \mathbf{10,16}$$

Luego el cálculo del diámetro de paso:

$$d_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{64}{10,16} = 6,29 \approx \mathbf{6,3 \text{ pulgadas}}$$

Donde:

P_d = Paso diametral

d_p = Diámetro de paso

m = Módulo

- Velocidad lineal en el diámetro (V):

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot N}{12} \quad V = \frac{\pi \cdot 6,3 \cdot 1750}{12} = \mathbf{2886.34 \text{ pies/min} = \underline{14,66 \text{ m/s}}}$$

- Fuerzas que actúan en los dientes del engranaje

Fuerza Tangencial (F^t): Carga transmitida

$$F_{23}^t = \frac{60(10)^3 \cdot P}{\pi \cdot d \cdot n} \quad F_{23}^t = \frac{60(10)^3 \cdot 5,59}{\pi \cdot 160 \cdot 1750} = \mathbf{0,38 \text{ KN} = \underline{380 \text{ N}}}$$

Fuerza Radial (F^r):

$$F_{43}^r = F_{23}^r = F_{23}^t \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_{43}^r = F_{23}^r = 380 \cdot \tan 20^\circ = \mathbf{0,1383 \text{ KN} = \underline{138,3 \text{ N}}}$$

Fuerza Normal F^n :

$$F_{43}^n = F_{23}^n \frac{F_{23}^t}{\cos 20^\circ} \quad F_{43}^n = F_{23}^n \frac{380}{\cos 20^\circ} = \mathbf{0,404 \text{ KN} = \underline{404 \text{ N}}}$$

- **Fuerzas en los ejes**

En el eje "X":

$$F_{b3}^x = -(F_{23}^t + F_{43}^r) = -(-0,38 + 0,1383) = 0,242 \text{ KN} = \underline{242 \text{ N}}$$

En el eje "Y":

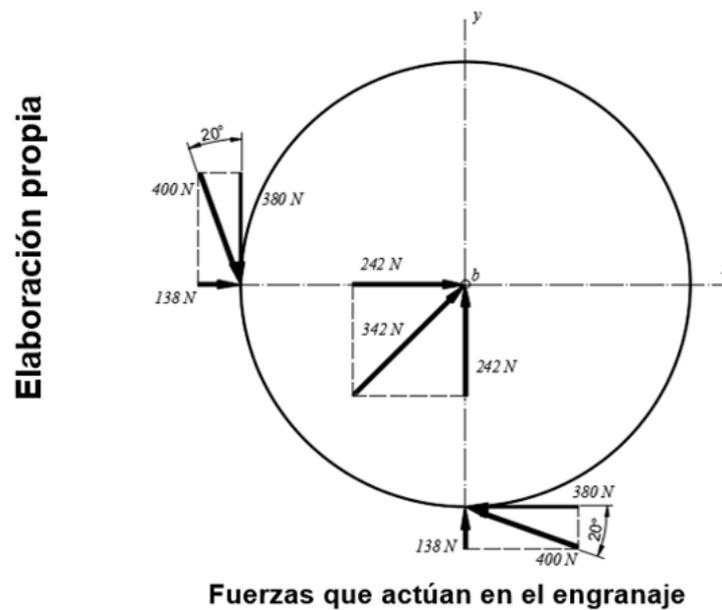
$$F_{b3}^y = -(F_{23}^r + F_{43}^t) = -(-0,1383 + 0,38) = 0,242 \text{ KN} = \underline{242 \text{ N}}$$

Resultado:

$$F_{b3} = \sqrt{F_{b3}^x + F_{b3}^y}$$

$$F_{b3} = \sqrt{(0,242)^2 + (0,242)^2} = 0,342 \text{ KN} = \underline{342 \text{ N}}$$

Figura 18



A continuación, se desarrollará este trabajo tomando como muestra el sistema de transmisión de engranes rectos del torno Storebro Bruk, con los datos siguientes:

Material: Hierro fundido gris ASTM A48 Clase 30

Entrada: motor trifásico	N	: 1750 rpm	
Salida: sistema de transmisión	N	: 43 rpm.	
Potencia:	P	: 7,5 Hp	P: 5,59 KW
Velocidad de rotación	n ₁	: 1750 rpm	
Número de dientes del piñón	N _P	: 64	
Número de dientes de la rueda	N _G	: 127	
Paso diametral	P _d	: 10,16	m: 2,5
Número de calidad AGMA	Q	: 8	
Ángulo de presión	φ	: 20°	
Ancho de cara de diente	F	: 1,1 in	F : 28 mm
Diámetro de paso en piñón	D _p	: 6,3 in	D _p : 160 mm
Diámetro de paso en rueda	D _g	: 12,5 in	D _g : 317,5 mm
Velocidad lineal de paso	V	: 2886.34 pies/min	V : 14,66 m/s
Fuerza o carga tangencial	F ^t	: 85,75 lb	F ^t : 381,4 N
Fuerza o carga radial	F ^r	: 31,21 lb	F ^r : 138,8 N
Fuerza o carga normal	F	: 91,25 lb	F : 404 N

– **Calcular los esfuerzos de flexión del diente:**

Flexión del diente en el piñón:

$$\sigma_P = W^t K_0 K_v K_S \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J}$$

W^t : 85,75 lb

K_m : 1,13

K_0 : 1

F : 1,1 pulgadas

K_v : 1,43

K_B : 1

K_S : 1,034 1,035

d : 6,3 pulg. 12,5 pulg.

P_d : 10,16

J : 0,45 0,46

$$\sigma_P = (85,75)(1)(1,43)(1,034) \frac{10,16}{1,1} \frac{(1,138)(1)}{0,45}$$

$$\sigma_P = \underline{2961,56 \text{ psi}} = \underline{20,42 \text{ Mpa}}$$

Factor de seguridad de flexión en el piñón:

$$(S_F)_P = \left(\frac{S_t Y_N / K_T K_R}{\sigma_P} \right) = \frac{(8500)(0,716) / (1)(1)}{2961,56}$$

$$(S_F)_P = 2$$

Límite de durabilidad en flexión del piñón: (Flexión permisible)

$$(\sigma_{perm})_P = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} = \frac{8500}{2} \frac{0,716}{(1)(1)}$$

$$(\sigma_{perm})_P = \underline{3043 \text{ psi}} = \underline{20,98 \text{ MPa}}$$

Flexión del diente en la rueda:

$$\sigma_G = (85,75)(1)(1,43)(1,035) \frac{10,16}{1,1} \frac{(1,138)(1)}{0,46}$$

$$\sigma_G = \underline{2899,98 \text{ psi}} = \underline{19,99 \text{ Mpa}}$$

Factor de seguridad de flexión en la rueda:

$$(S_F)_G = \left(\frac{S_t Y_N / K_T K_R}{\sigma_P} \right) = \frac{(8500)(0,988) / (1)(1)}{2899,98}$$

$$(S_F)_G = 2,89$$

Límite de durabilidad en flexión de la rueda: (Flexión permisible)

$$(\sigma_{perm})_G = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} = \frac{8500}{2,89} \frac{0,988}{(1)(1)}$$

$$(\sigma_{perm})_G = \underline{2905,88 \text{ psi}} = \underline{20,00 \text{ MPa}}$$

– Calcular los esfuerzos de contacto del diente:

$$\sigma_c = C_P \sqrt{W^t K_0 K_V K_S \frac{K_m C_f}{F \cdot d} \frac{1}{I}}$$

$$C_P: 1960 \text{ psi}$$

$$K_m: 1,138$$

$$W^t: 85,75 \text{ lb}$$

$$F : 1,1 \text{ pulgadas}$$

$$K_0: 1$$

$$C_f: 1$$

$$K_V: 1,43$$

$$d : 6,3 \text{ pulg.} \quad 12,5 \text{ pulg.}$$

$$K_S: 1,034 \quad 1,035$$

$$I : 0,1$$

Desgaste en el diente del piñón:

$$(\sigma_c)_P = 1960 \sqrt{(85,75)(1)(1,43)(1,034) \frac{1,138}{(6,3)(1,1)} \frac{1}{0,1}}$$

$$(\sigma_c)_P = \underline{28281,72 \text{ psi}} = \underline{151,5 \text{ Mpa}}$$

Factor de seguridad de desgaste en el piñón:

$$(S_H)_P = \left(\frac{S_c Z_N / K_T K_R}{\sigma_c} \right) = \frac{(70000)(0,65) / (1)(1)}{28281,72}$$

$$(S_H)_P = 1,6$$

Límite de durabilidad en desgaste del piñón: (contacto permisible)

$$\left(\sigma_{c_{perm}} \right)_P = \frac{S_c Z_N}{S_H K_T K_R} = \frac{(70000)(0,65)}{(1,6)(1)(1)}$$

$$\left(\sigma_{c_{perm}} \right)_P = 28437,5 \text{ psi} = 196 \text{ MPa}$$

Desgaste en el diente de la rueda:

$$(\sigma_c)_G = \left[\frac{(K_S)_G}{(K_S)_P} \right]^{\frac{1}{2}} * (\sigma_c)_G = \left(\frac{1,034}{1,035} \right)^{\frac{1}{2}} * 28281,72$$

$$(\sigma_c)_G = \underline{29603,43 \text{ psi}} = \underline{204,1 \text{ Mpa}}$$

Factor de seguridad de desgaste en la rueda:

$$(S_H)_G = \left(\frac{S_c Z_N C_H / K_T K_R}{\sigma_c} \right) = \frac{(70000)(0,65)(1) / (1)(1)}{29603,43}$$

$$(S_H)_G = 1,53$$

Límite de durabilidad en desgaste de la rueda: (contacto permisible)

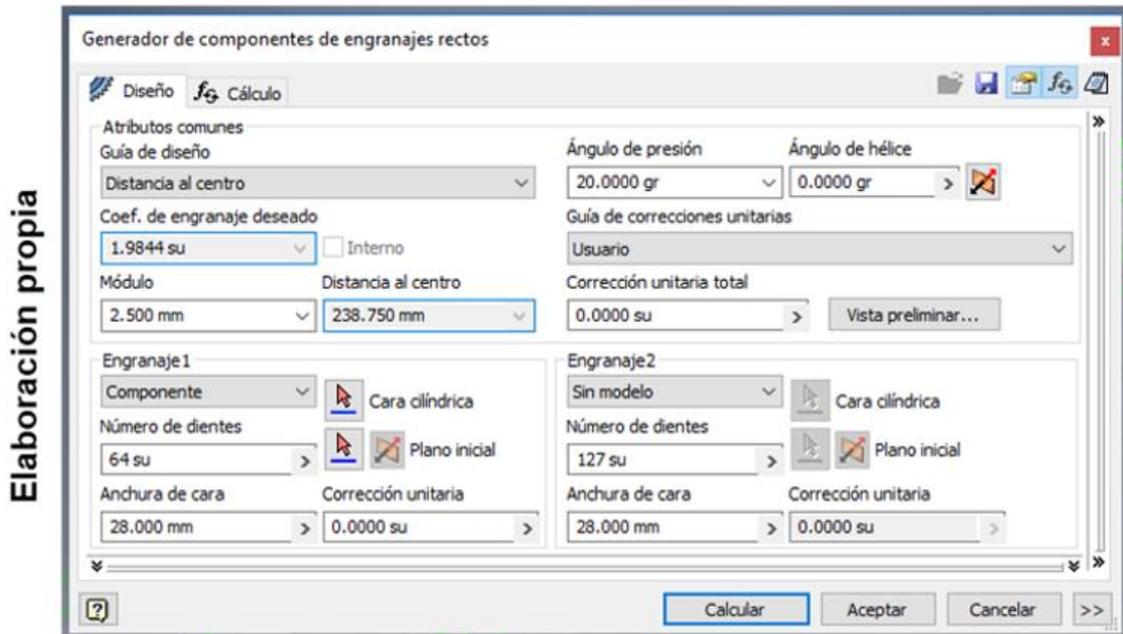
$$\left(\sigma_{c_{perm}} \right)_G = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R} = \frac{(70000)(0,65)(1)}{(1,6)(1)(1)}$$

$$\left(\sigma_{c_{perm}} \right)_G = 28437,5 \text{ psi} = 196 \text{ MPa}$$

3.2. Calcular los esfuerzos de transmisión en engranajes cilíndricos de dientes rectos utilizando el Método de Elementos Finitos.

Simulación realizada en software de ingeniería, Autodesk Inventor utilizando la Norma ANSI/AGMA 2001-D04:2005. Considerando par de engranes rectos con la muestra aplicada.

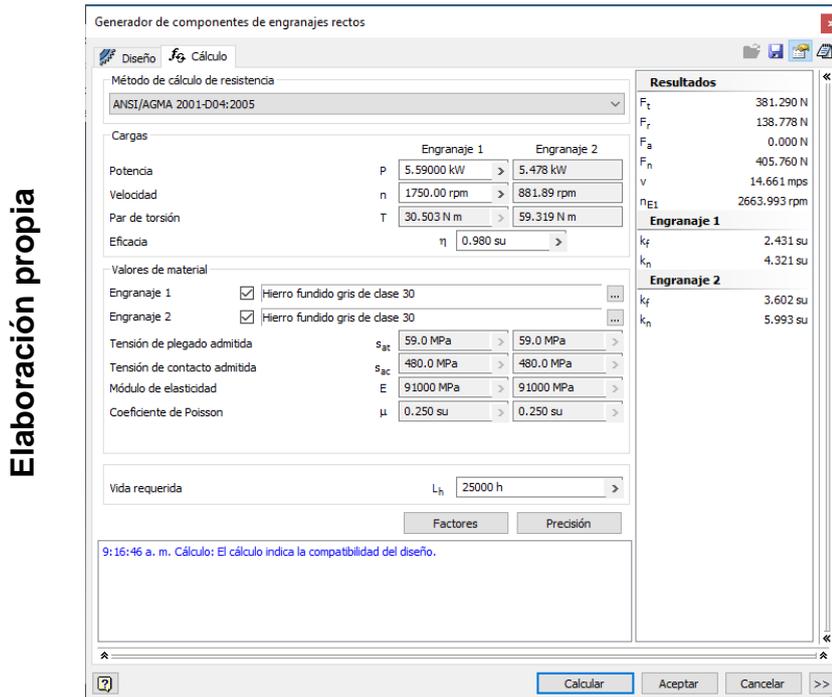
Figura 19



Interfaz de Software CAE: Diseño de componentes

INTERPRETACIÓN.- De la figura anterior se verifica que los datos ingresados del material en estudio hierro fundido gris ASTM A48 Clase 30, se ha considerado según la muestra definida para este trabajo. Es decir, para el piñón con 64 dientes, para la rueda de 127 dientes, con un módulo de 2.5. Además de considerar como ángulo de presión de 20°, que es el más recomendado para engranajes actualmente y una longitud del diente de 28 mm para ambos engranes.

Figura 20



Elaboración propia

Cálculo de componentes

INTERPRETACIÓN.- De la figura anterior se verifica que los datos ingresados del material en estudio hierro fundido gris ASTM A48 Clase 30, se ha considerado según la muestra definida para este trabajo. Con la norma ANSI/AGMA y los parámetros de acuerdo a las características del torno Storebro Bruk, se ha ingresado datos como el número de revoluciones del engrane motriz, la potencia del motor. El software CAE calculó el par de torsión y los diferentes factores que intervienen en el diseño.

Tabla 2

Coefficiente de engranaje	i	1.9844 su
Coefficiente de engranaje deseado	i_{in}	1.9844 su
Módulo	m	2.500 mm
Ángulo de hélice	β	0.0000 gr
Ángulo de presión	α	20.0000 gr
Distancia al centro	a_w	238.750 mm
Distancia al centro del producto	a	238.750 mm
Corrección unitaria total	Σx	0.0000 su
Separación circular	p	7.854 mm
Separación circular base	p_{tb}	7.380 mm
Ángulo de presión de funcionamiento	α_w	20.0000 gr
Coefficiente de contacto	ϵ	1.8357 su
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f_x	0.0130 mm
Desviación límite del paralelismo entre ejes	f_y	0.0065 mm

Elaboración propia

Parámetros comunes

INTERPRETACIÓN.- De la figura anterior se verifica que los datos ingresados del material en estudio hierro fundido gris ASTM A48 Clase 30, se ha considerado según la muestra definida para este trabajo. Con la norma ANSI/AGMA se han obtenido los parámetros comunes, habiendo ingresado datos primarios como lo que está resaltado de color rojo: el módulo elegido, como es un engranaje de dientes rectos no se considera ángulo de inclinación (0°), el ángulo de presión y la corrección unitaria.

Los demás valores visualizados son calculados internamente por el software CAE.

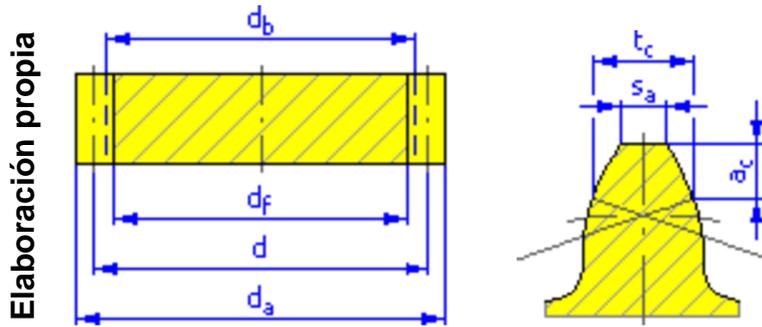
Tabla 3

		Engranaje 1	Engranaje 2					
Elaboración propia	Tipo de modelo	Componente	Sin modelo	Cota sobre cuerda	W	57.593 mm	111.462 mm	
	Número de dientes	z	64 su	127 su	Dientes de cota sobre cuerda	z_w	8.000 su	15.000 su
	Corrección unitaria	x	0.0000 su	0.0000 su	Cota sobre (entre) conductores	M	166.753 mm	324.306 mm
	Diámetro de separación	d	160.000 mm	317.500 mm	Diámetro de conductor	d_M	4.500 mm	4.500 mm
	Diámetro exterior	d_a	165.000 mm	322.500 mm	Desviación límite del ángulo de hélice	F_β	0.0130 mm	0.0130 mm
	Diámetro raíz	d_f	153.750 mm	311.250 mm	Oscilación circunferencial radial límite	F_r	0.0280 mm	0.0370 mm
	Diámetro de círculo base	d_b	150.351 mm	298.352 mm	Desviación límite de la separación axial	f_{pt}	0.0090 mm	0.0100 mm
	Diámetro de separación de trabajo	d_w	160.000 mm	317.500 mm	Desviación límite de la separación básica	f_{pb}	0.0085 mm	0.0095 mm
	Anchura de cara	b	28.000 mm	28.000 mm	Número virtual de dientes	z_v	64.000 su	127.000 su
	Coefficiente de anchura de cara	b_r	0.1750 su	0.0882 su	Diámetro de separación virtual	d_n	160.000 mm	317.500 mm
	Altura de cabeza del diente	a^*	1.0000 su	1.0000 su	Diámetro exterior virtual	d_{an}	165.000 mm	322.500 mm
	Juego	c^*	0.2500 su	0.2500 su	Diámetro de círculo base virtual	d_{bn}	150.351 mm	298.352 mm
	Empalme raíz	r_f^*	0.3500 su	0.3500 su	Corrección unitaria sin concicidad	x_z	-0.8867 su	-2.7876 su
	Grosor de diente	s	3.927 mm	3.927 mm	Corrección unitaria sin entalladura	x_p	-2.7236 su	-6.4084 su
	Grosor de diente tangencial	s_t	3.927 mm	3.927 mm	Corrección unitaria con entalladura admitida	x_d	-2.8935 su	-6.5783 su
	Grosor de diente sobre cuerda	t_c	3.468 mm	3.468 mm	Truncamiento cabeza diente	k	0.0000 su	0.0000 su
	Altura de cabeza de diente sobre cuerda	a_c	1.869 mm	1.869 mm	Unidad de grosor del diente exterior	s_a	0.7889 su	0.8144 su
				Ángulo de presión en la punta	α_a	24.3259 gr	22.3130 gr	

Dimensiones generales

INTERPRETACIÓN.- De la figura anterior se verifica que los datos ingresados del material en estudio hierro fundido gris ASTM A48 Clase 30, se ha considerado según la muestra definida para este trabajo. Con la norma ISO 6336 se ha definido todas las dimensiones de la muestra ingresada al software para su comparación con los métodos de las normas que regulan los diseños de estos elementos mecánicos.

Figura 21



Representación de engranaje recto

Tabla 4

		Engranaje 1	Engranaje 2	
Elaboración propia	Potencia	P	5.590 kW	5.478 kW
	Velocidad	n	1750.00 rpm	881.89 rpm
	Par de torsión	T	30.503 N m	59.319 N m
	Eficiencia	η	0.980 su	
	Fuerza radial	F_r	138.778 N	
	Fuerza tangencial	F_t	381.290 N	
	Fuerza axial	F_a	0.000 N	
	Fuerza normal	F_n	405.760 N	
	Velocidad circunferencial	v	14.661 mps	
	Velocidad de resonancia	n_{E1}	2663.993 rpm	

Cargas calculadas

INTERPRETACIÓN.- De la figura anterior se verifica que los datos ingresados del material en estudio hierro fundido gris ASTM A48 Clase 30, se ha considerado según la muestra definida para este trabajo. Aquí se demuestra de acuerdo a las cargas aplicadas en la muestra de este estudio que la variación tanto en el piñón como en la rueda, ha sido calculado por el CAE teniendo en cuenta los valores principales para esta demostración y que van de acuerdo con el número de revoluciones determinado, la potencia transmitida y obteniendo una eficiencia cercana a 1 válida para esta transmisión de esta máquina.

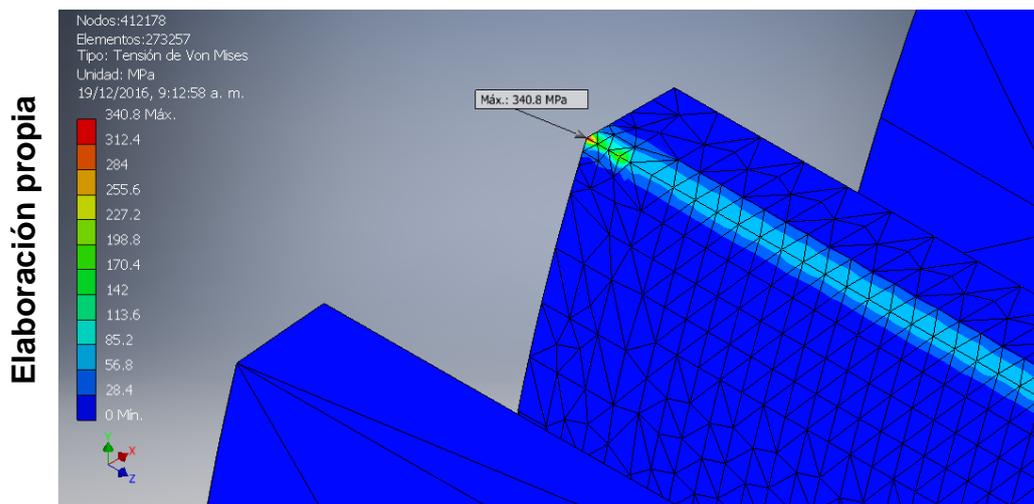
Tabla 5

		Engranaje 1	Engranaje 2
		Hierro fundido gris de clase 30	Hierro fundido gris de clase 30
Elaboración propia	Resistencia máxima a tracción S_u	200 MPa	200 MPa
	Límite de elasticidad S_y	100 MPa	100 MPa
	Módulo de elasticidad E	91000 MPa	91000 MPa
	Coefficiente de Poisson μ	0.250 su	0.250 su
	Tensión de plegado admitida S_{at}	59.0 MPa	59.0 MPa
	Tensión de contacto admitida S_{ac}	480.0 MPa	480.0 MPa
	Dureza de postizo de diente JHV	210 su	210 su
	Tipo de tratamiento	tipo	0 su

Material asignado en la muestra

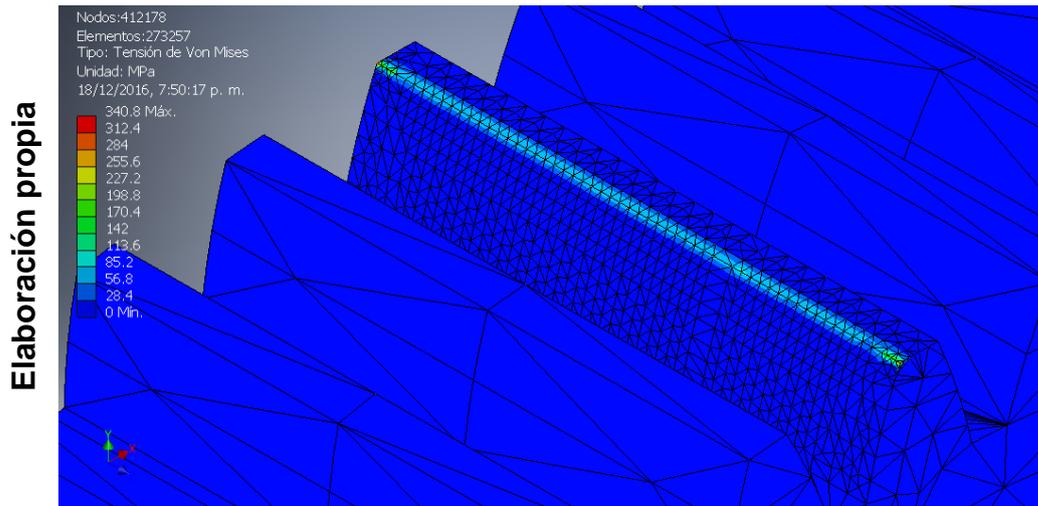
INTERPRETACIÓN.- De la figura anterior se verifica que los datos ingresados del material en estudio hierro fundido gris ASTM A48 Clase 30, se ha considerado según la muestra definida para este trabajo. Inventor calculó automáticamente las características de este material y que están contenidas en las tablas de materiales.

Figura 22



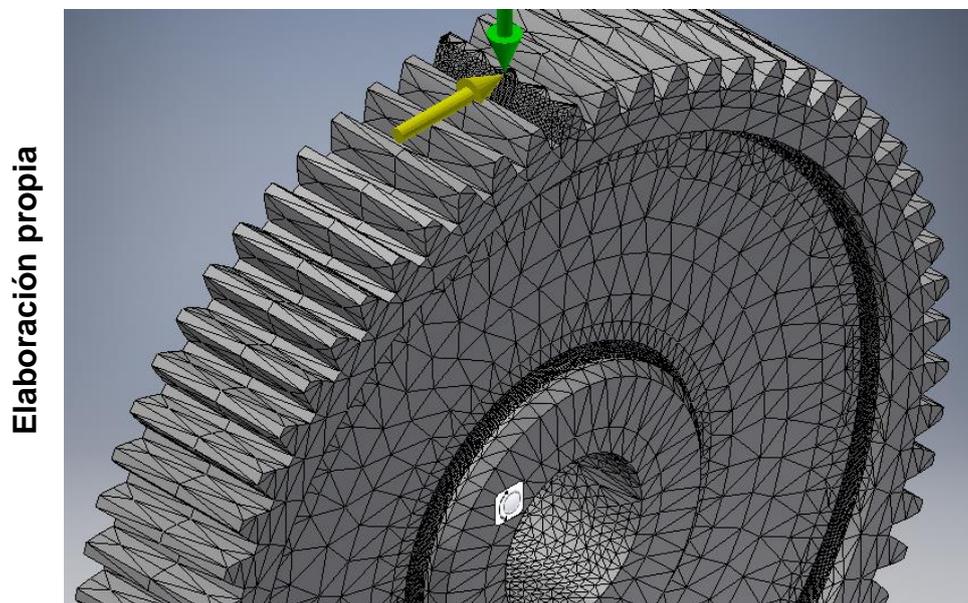
Tensión máxima en el diente

Figura 23



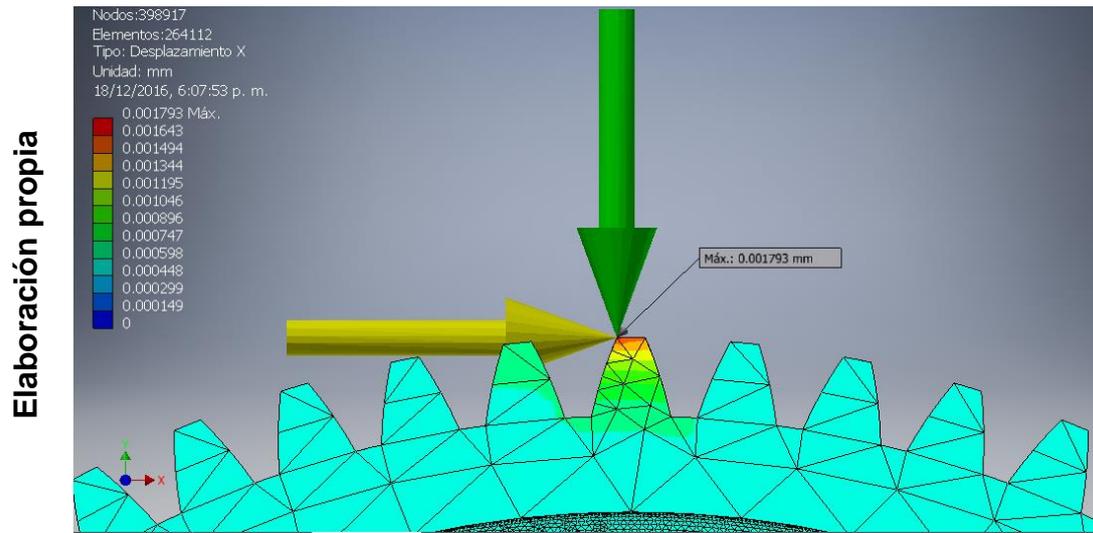
Discretización del diente

Figura 24



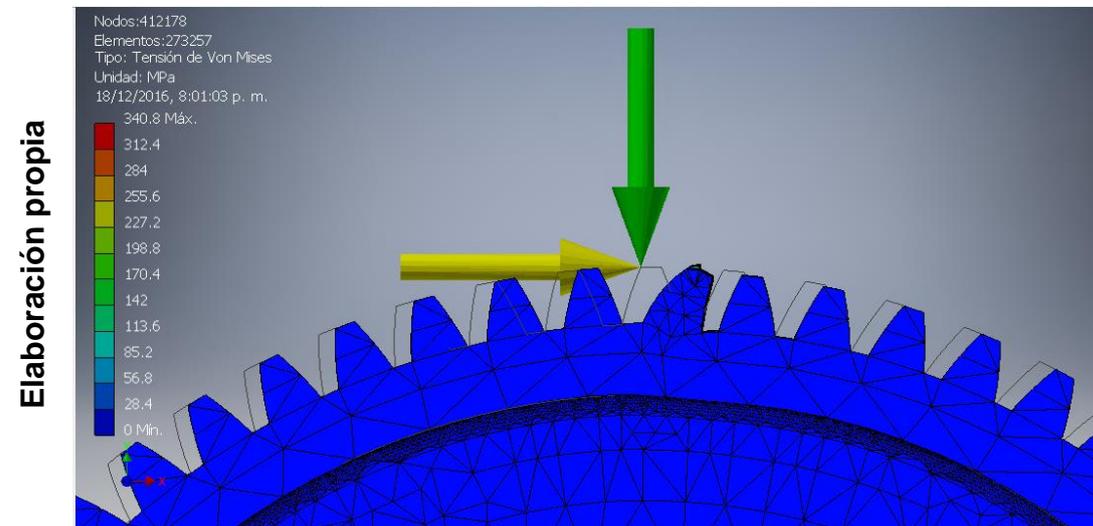
Aplicación de restricción de pasador en el engrane

Figura 25



Deformación real del modelo

Figura 26



Deformación del modelo x 0.5

3.3. Obtener los parámetros geométricos que garanticen una equi resistencia a los esfuerzos de contacto y de flexión.

Torno horizontal STOREBRO BRUK

Material: Hierro fundido gris ASTM A48 Clase 30

Para garantizar un buen funcionamiento del tren de engranaje en el torno, es necesario calcular los parámetros geométricos que intervendrán en la transmisión:

Datos reales:

$$m = 2.5$$

$$n_1 = 64$$

$$n_2 = 127$$

Estos datos serán procesados con las fórmulas básicas de diseño:

- Diámetro de paso o primitivo:

En el piñón:

$$d_p = m \cdot Z_1 \quad d_p = 2.5 \cdot 64 \quad d_p = 160 \text{ mm} \quad d_p = 6,3 \text{ pulgadas}$$

En la rueda:

$$d_p = m \cdot Z_2 \quad d_p = 2.5 \cdot 127 \quad d_p = 317,5 \text{ mm} \quad d_p = 12,5 \text{ pulgadas}$$

- Diámetro exterior:

En el piñón:

$$d_e = m (n_1 + 2)$$

$$d_e = 2.5 (64 + 2) \quad d_e = 165 \text{ mm} \quad d_e = 6,5 \text{ pulgadas}$$

En la rueda:

$$d_e = m (n_2 + 2)$$

$$d_e = 2.5 (127 + 2) \quad d_e = 322,5 \text{ mm} \quad d_e = 12,7 \text{ pulgadas}$$

- Paso circunferencial:

Debido a que es una transmisión uniforme ambos engranes tienen que encajar correctamente, siendo el mismo paso circunferencial.

$$P_c = m \cdot \pi \quad P_c = 2.5 \cdot \pi \quad P_c = 7,85 \text{ mm} \quad P_c = 0,3 \text{ pulgadas}$$

- Espesor del diente:

Igualmente corresponde el mismo espesor del diente para ambos engranes.

$$e = \frac{P_c}{2} \quad e = \frac{7,85}{2} \quad e = 3,925 \text{ mm} \quad e = 0,15 \text{ pulgadas}$$

- Angulo de presión en la línea de paso:

$$\varphi = 20^\circ$$

- Altura de la cabeza del diente o adendum:

$$a = m \quad a = 2,5 \text{ mm} \quad a = 0,098 \text{ pulgadas}$$

- Altura del pie del diente o dedendum:

$$b = m \cdot 1,25 \quad b = 2,25 \cdot 1,25 \quad b = 2,81 \text{ mm} \quad b = 0,11 \text{ pulgadas}$$

- Altura total del diente:

$$H = m \cdot 2,25 \quad H = 2,5 \cdot 2,25 \quad H = 5,625 \text{ mm} \quad H = 0,22 \text{ pulgadas}$$

- Distancia entre centros:

$$C = \frac{N_1 + N_2}{2 \cdot P_d} \quad C = \frac{64 + 127}{2 \cdot 10,16} \quad C = 9,399 \text{ pulgadas} \quad C = 238,750 \text{ mm}$$

Tabla 6

DIMENSIONES ESTÁNDAR (TEÓRICOS)			
Elaboración propia	Diámetro exterior	De	165 mm
	Diámetro Primitivo	Dp	160 mm
	Ángulo de presión	ϕ	20°
	Número de dientes	Z	64
	Módulo	M	2.5
	Paso circunferencial	Pc	7.85 mm
	Espesor del diente	e	3.925 mm
	Longitud del diente	l	28 mm
	Altura cabeza de diente	a	2.5 mm
	Altura pie de diente	b	3.125 mm
	Altura total del diente	H	5.625 mm

Datos teóricos geométricos de la rueda motriz

INTERPRETACIÓN.- De la tabla anterior se toma en cuenta los datos básicos en el diseño de un engranaje, partiendo de los valores iniciales como número de dientes, módulo y ángulo de presión. Estos datos que se pueden tratar en tablas de engranajes se calcularon con fórmulas básicas teóricas aprendidas en el proceso de formación.

Entonces, se puede decir que estos valores han sido los primeros cuando este engranaje inició por primera vez su transmisión hace más de 45 años.

Tabla 7

DIMENSIONES ACTUALES EN SERVICIO			
Elaboración propia	Diámetro exterior	De	164.4 mm
	Diámetro Primitivo	Dp	160 mm
	Ángulo de presión	ϕ	20°
	Número de dientes	Z	64
	Módulo	M	2.5
	Paso circunferencial	Pc	7.85 mm
	Espesor del diente	e	3.600 mm
	Longitud del diente	l	28 mm
	Altura cabeza de diente	a	2.2 mm
	Altura pie de diente	b	3.100 mm
	Altura total del diente	H	5.300 mm

Datos reales geométricos de la rueda motriz

INTERPRETACIÓN.- De la tabla anterior se verifica la variación en la geometría de la muestra para este estudio, resaltado en negrita se observa que en la transmisión de este tren de ruedas el contacto entre ambos elementos ha sido determinante para que se haya producido desgaste, la zona más crítica se encuentra en los flancos de los dientes que reduce el espesor del diente y el área de contacto. Además se encuentra involucrado la cabeza de diente, afectando la altura total del diente y por consiguiente el diámetro exterior de ambos elementos. Evidentemente esta depreciación perjudica la distancia entre centros de la transmisión siendo una de las causales de deterioro y posterior cambio de engranajes en el torno

IV. DISCUSIÓN

4.1. Determinar en la actualidad la resistencia de los engranes del tren de ruedas de un torno en SENATI – Chiclayo

Se lograron calcular las fuerzas que determinan la resistencia del sistema de transmisión del torno Storebro Bruk, teniendo en cuenta los parámetros generales de la máquina y que fueron considerados como inicio de esta investigación.

Comparando con el software CAE de ingeniería los resultados obtenidos demuestran que el sistema de engranaje ha sido diseñado correctamente, evitando la rotura del diente, pero demostrando desgaste en sus flancos por las cargas aplicadas durante su uso.

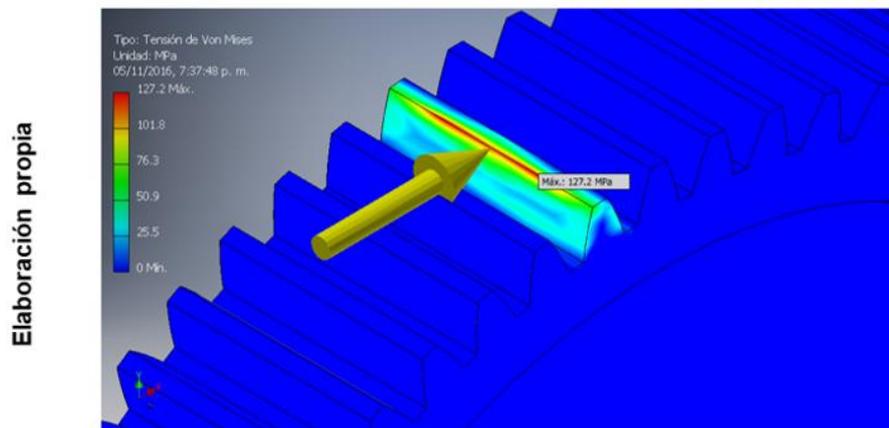
En los efectos estáticos las diferencias entre ambas formas para determinar su resistencia son muy cercanas, el cálculo analítico desarrollado y el CAE se aproximan en menos de 1%, indudablemente el software de ingeniería puede ser más preciso y más confiable.

COMPARACIÓN DE CÁLCULO DE FUERZAS		
	MEF	ANALÍTICO
Fuerza Tangencial	381,290 N	380 N
Fuerza Radial	138,778 N	138,3 N
Fuerza Normal	405,760	404 N

4.2. Calcular los esfuerzos de transmisión en engranajes cilíndricos de dientes rectos utilizando el Método de Elementos Finitos.

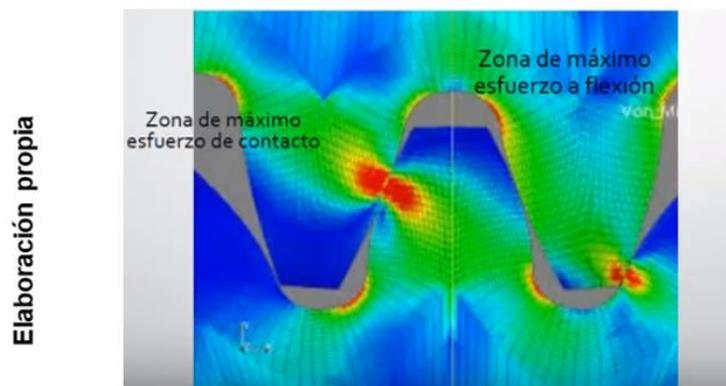
En la siguiente figura se muestran los esfuerzos de contacto que actúan en el movimiento y aplicando las cargas, se debe controlar principalmente los factores que son dependientes de la geometría del engrane en la transmisión del tren de ruedas llegando a detallar las normas técnicas en ambos elementos, los esfuerzos de contacto hallados han sido determinados en el software de CAE por el método de los elementos finitos.

Figura 27



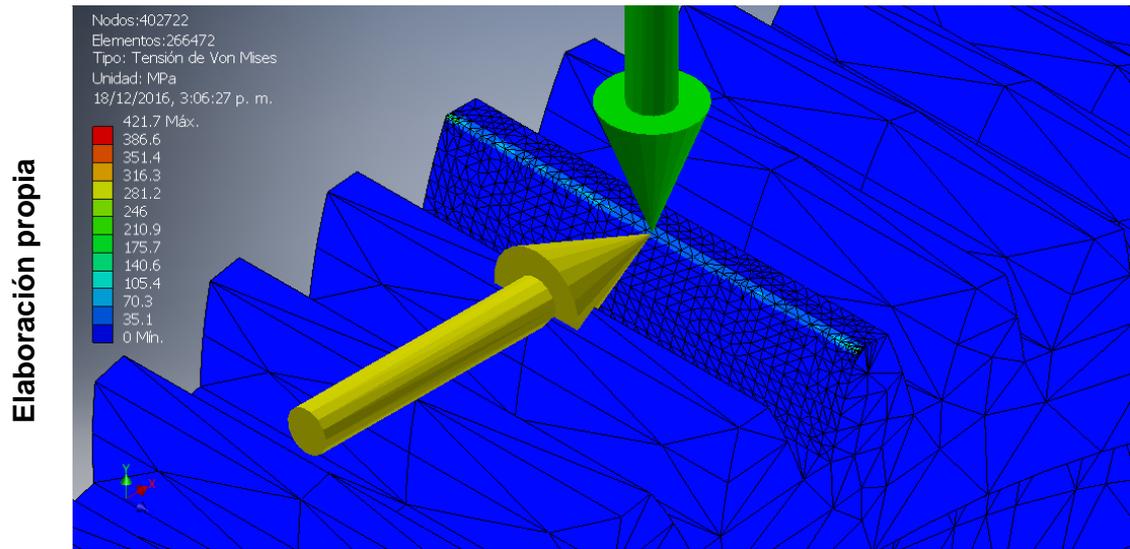
Aplicación de la carga aplicada al piñón simulado en Autodesk Inventor 2017 con material Hierro fundido gris ASTM A48 Clase 30

Figura 28



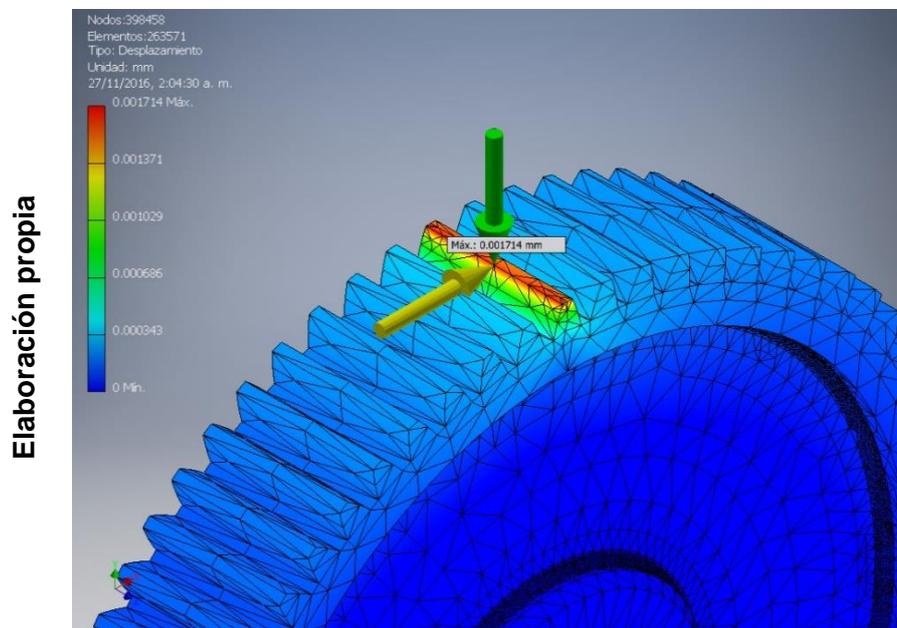
Esfuerzos de contacto y de flexión

Figura 29



Generacion del mallado en el engrane

Figura 30



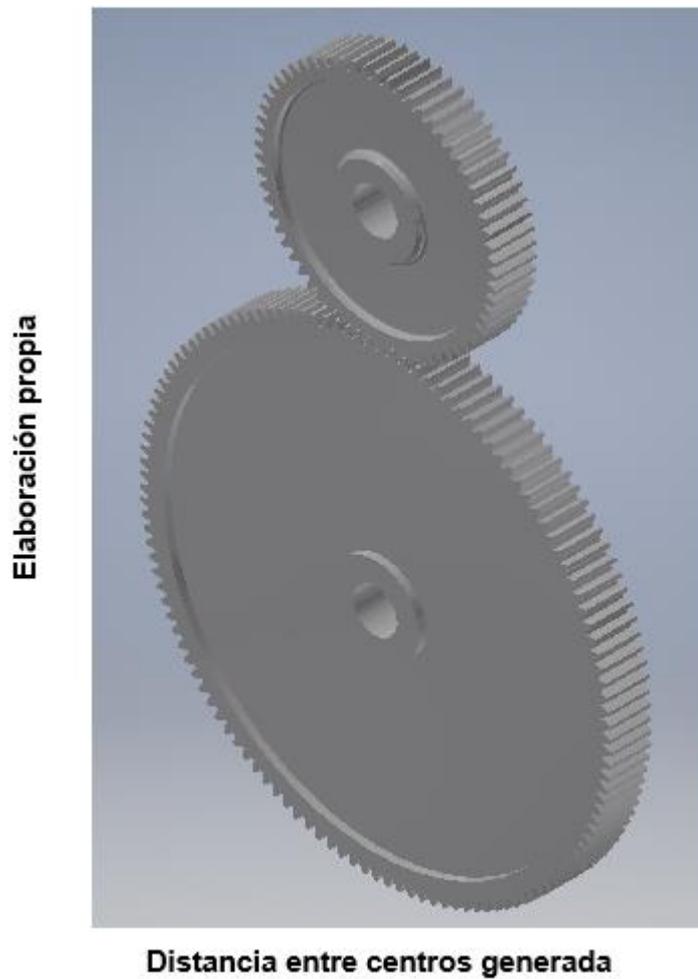
Desplazamiento en el eje "x"

4.3. Obtener los parámetros geométricos que garanticen una equi-resistencia a los esfuerzos de contacto y flexión

Se logró obtener los parámetros geométricos a partir de los datos reales tomados, se puede observar que las dimensiones han variado a comparación a los datos teóricos, esto es fácil de detectar, porque han sido medidos realmente con un instrumento de medición como el vernier simple y el vernier de doble corredera para detectar la altura de la cabeza y el espesor del diente en el diámetro primitivo.

Con estos datos básicos y medidos en la muestra se ha comprobado las distancias entre ambas ruedas en la transmisión del tren de ruedas del torno horizontal Storebro Bruk.

Figura 31



V. CONCLUSIONES

5.1. Se determinó actualmente la resistencia por medio de los esfuerzos calculados del engranaje motriz del tren de ruedas del torno ubicado en SENATI, estos resultados teóricos fueron comparados con los obtenidos por el software de diseño y hubo una similitud en ambos casos.

Los procesos tradicionales de diseño de engranes utilizan sus cálculos en el límite de resistencia a la fatiga que, junto a un factor de seguridad, esta debe asegurar una vida infinita del engranaje. En todo caso, la práctica y este mismo análisis han demostrado que luego de una cierta cantidad de ciclos y bajo ciertas condiciones, la falla de fractura por flexión del diente sucede de manera repentina y desastrosa.

Además, con los valores obtenidos nos demuestran un resultado positivo es decir un resultado conservador que conlleva a un sobre dimensionamiento contra la picadura o “pitting” en los flancos de los dientes de los engranes, sobre todo en estos engranes cilíndricos de dientes rectos.

5.2. El cálculo de los esfuerzos de transmisión en engranes cilíndricos de dientes rectos por el método de elementos finitos fueron resaltados por los esfuerzos anteriormente calculados, se logró mediante la discretización del área de contacto en el flanco del diente de la muestra considerada en esta investigación, considerando más importantes los factores que ayudan a determinar los esfuerzos permisibles de acuerdo al material con que ha sido diseñado. Es importante considerar los esfuerzos de flexión y de resistencia para llegar hasta los permisibles que determinan la durabilidad del mecanismo, los datos fueron ingresados al software para trabajarlos con el método de elementos finitos determinando 273257 elementos encontrados y 412178 nodos distribuidos en todo el engrane y que tuvo un desplazamiento en el eje “x” de 0,001848 mm.

Por último, se debe diseñar con un programa de elementos finitos que sea más flexible en la realización del mallado, con un programa que discretice todos los componentes de la malla y que puedan conseguirse resultados más precisos.

5.3. Los parámetros fueron determinados en un inicio del modelamiento para generar el diente a través de un proceso en la que se tomó datos reales y tomas de datos teóricos, estos delinear exactamente el perfilado de un perfil de engrane de forma cilíndrica y rectas. Con las fórmulas teóricas de logró determinar las distancias principales de engrane y que el programa lo creó al momento de generar la muestra. En consecuencia, con estos datos puede llegar a generarse un engrane con un perfil geométricamente real y que posteriormente sería mecanizada en un proceso de fabricación por generación.

VI. RECOMENDACIONES

6.1. En el sistema de transmisión deben considerarse como prioridad la potencia del motor y el número de revoluciones, esto ayuda a calcular rápidamente los esfuerzos por flexión y por contacto permitiendo alargar la vida útil del piñón y manteniendo la resistencia principalmente del engranaje motriz si se comprueba que ha sido correctamente calculada y fabricada. Además, al realizar los diseños de engranajes estos deben tener siempre sus factores de seguridad para una garantía del trabajo.

6.2. Aplicar la modelación por el método de elementos finitos con Inventor Profesional en engranajes cilíndricos de dientes helicoidales y realizar un estudio de las deformaciones de los dientes a plena carga para proponer modificaciones en el flanco que compensen las distorsiones del perfil de evolvente bajo carga y lograr diseños de engranajes de mayor capacidad de carga.

6.3. Con estos alcances de investigación se reforzarían más si en el futuro se tomara en cuenta para engranajes con otros ángulos de presión, considerando la variación de la evolvente y por consiguiente que el contacto entre ambos mecanismos siempre van a mantener una diferencia en su rodadura. Los parámetros generales determinan las características dimensionales del engrane, siempre que se midan correctamente con los instrumentos adecuados.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN Gear Manufacturers Association. ANSI/AGMA 2101-C95 - Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. Virginia, U.S.A.: AGMA, 1995, 70 pp.

CARRO, Jorge. FLORES, Fabiola y FLORES Irma. Análisis de esfuerzo de contacto en engranes rectos aplicando el criterio de Hertz con ingeniería asistida por computadora. Universidad Politécnica de Tlaxcala. Puebla, México, Científica, vol.16, núm. 1, pp. 25-32, enero-marzo 2012.
ISSN 1665-0654, ESIME Instituto Politécnico Nacional MÉXICO

CHICUREL, E. Helical Gear Optimization by the Johnson Method, 7th World Congress of the Theory of Machines and Mechanisms, Sevilla, España, 1987.

DRAGO, R. Design Guidelines for High Capacity Bevel Gear Systems. SAE Paper N° 851571, 1985.

ESCANAVERINO, J. M. y ULI, E. Algunas Experiencias en el Diseño de Engranajes con Ayuda de Computadoras. IV Conferencia Científica de Ingeniería y Arquitectura. ISPJAE, Nov. 1984.

ESCANAVERINO, J. M., Curso de Diseño Racional, ISPJAE, Habana, Cuba, 1997.

FUENTES, J. Selección del Desplazamiento en Engranajes Cilíndricos Basada en el Recubrimiento y el Equilibrado Óptimo de Deslizamientos Específicos. I Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Madrid, España, 1993.

- GONZALES Rey, FRECHILLA Fernández y GARCÍA Martín. El método de elementos finitos como alternativa en el cálculo de engranajes. Ingeniería Mecánica, (1): 55-67, 2002.
- GONZÁLEZ Rey Gonzalo. Cálculo de Engranajes Cilíndricos. Ciudad Habana: CUJAE, 2001, 65 pp.
- HERNÁNDEZ Sampieri, FERNÁNDEZ Collado y BAPTISTA Lucio. Metodología de la Investigación, quinta edición. México: Prentice, 2006. 607 pp.
- INFANZÓN García, Hernán. Análisis del esfuerzo de contacto en engranajes cilíndricos de ejes paralelos de perfil evolvente mediante el método de los elementos finitos. Tesis (Ingeniero mecánico). Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010. 110 pp.
- ISO 6336-3: Calculation of load capacity oh helical gears – Part 3: Tooth bending strength. 1996.
- LEWIS, W. Investigation of the Strength of Gear Teeth an address to the Engineer's Club of Philadelphia, Octubre 15, 1892. Reproducido en Gear Technology, Vol. 9, N° 6, Pag. 19, Nov/Dic 1992.
- LOPEZ, R. Practical Optimization of Helical Gears Using Computer Software, Gear Technology, Pags. 16-21, Vol 10, N°3, Jun. 1993
- ÑAUPAS Humberto, MEJIA Elías, NOVOA Eliana y VILLAGOMEZ Alberto. Metodología de la investigación científica y elaboración de tesis, Segunda Edición. Lima: PUCP, 2011. 237 pp.
- RESISTENCIA de materiales. Wikipedia. 21 de Julio 2016. Disponible en https://es.wikipedia.org/wiki/Resistencia_de_materiales.

RUIZ, Hernán. Cálculo Automatizado de Transmisiones por Engranajes Cilíndricos, Construcción de Maquinaria, pp. 19-21, Vol. XII, N° 3, Jul-Sep, Las Villas, Cuba, 1987.

SAUCEDO, Juan. Análisis del desgaste en engranes aplicando el Método de Elementos Finitos. Tesis (Maestro en Ciencias Mecatrónica). Querétaro, México: Universidad Autónoma de Querétaro, 2014.

SFAKIOTAKIS, V. G. Numerical Simulation of Conjugate Spur Gear Action, Computers & Structures, Vol 79, May 2001.

SOTO, Luis. Análisis de esfuerzos en transmisiones de engranes cilíndricos helicoidales mediante el método de los elementos finitos. Tesis (Ingeniero mecánico). Quito: Escuela Politécnica Nacional, 2008.

SHIGLEY Joseph. Diseño en Ingeniería Mecánica; Octava Edición. México: McGraw-Hill/Interamericana editores, S.A. DE C.V; 2008. 1092 pp.
ISBN-10: 970-10-6404-6
ISBN-13:978-970-10-6404-7

SPYRAKOS, Constantine y RAFTOYIANNIS John. Finite Element Analysis in Engineering Practice. Pittsburgh: Algor Inc., 1997.

ZURITA, Jesús. El método de los elementos finitos. España: Universidad de Navarra, 2002.

ANEXOS

Encuestas

**ENCUESTA APLICADA A ESPECIALISTAS DEL ÁREA DE MECÁNICA GENERAL EN
SENATI SOBRE EL ESTUDIO DE ESFUERZOS EN TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES
CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS**

Apellidos y Nombres : *Pez Díez Darwin*
Dirección : *Jorge Arvelo 138. Urb. La Primavera 4^{ta} E.*
Celular : *949548941*
Correo electrónico : *denpez@hotmail.com*

Preguntas

1) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre el Método de los Elementos Finitos (MEF)?

SI NO

2) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre la razón de contacto de los engranajes?

SI NO

3) ¿Trabaja con módulos normalizados?

SI NO

4) ¿Cree Ud. que es necesario realizar un estudio de esfuerzos para evaluar los esfuerzos en la raíz del diente y valorar la resistencia de una rueda dentada cilíndrica a la fractura de sus dientes en los engranajes?

SI NO

5) ¿Conoce la norma AGMA relacionada al cálculo de esfuerzos en la base del diente en los engranes?

SI NO



**ENCUESTA APLICADA A ESPECIALISTAS DEL ÁREA DE MECÁNICA GENERAL EN
SENATI SOBRE EL ESTUDIO DE ESFUERZOS EN TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES
CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS**

Apellidos y Nombres : *Zárate Estela; Alcides Ausberto.*
Dirección : *Santa Catalina # 126 - Urb. Las Brisas.*
Celular : *979259566*
Correo electrónico : *alzaes3@hotmail.com.*

Preguntas

1) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre el Método de los Elementos Finitos (MEF)?

SI NO

2) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre la razón de contacto de los engranajes?

SI NO

3) ¿Trabaja con módulos normalizados?

SI NO

4) ¿Cree Ud. que es necesario realizar un estudio de esfuerzos para evaluar los esfuerzos en la raíz del diente y valorar la resistencia de una rueda dentada cilíndrica a la fractura de sus dientes en los engranajes?

SI NO

5) ¿Conoce la norma AGMA relacionada al cálculo de esfuerzos en la base del diente en los engranes?

SI NO


ALCIDES AUSBERTO ZARATE ESTELA
ING. MECANICO ELECTRICISTA
Reg. CIP. N° 155546

**ENCUESTA APLICADA A ESPECIALISTAS DEL ÁREA DE MECÁNICA GENERAL EN
SENATI SOBRE EL ESTUDIO DE ESFUERZOS EN TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES
CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS**

Apellidos y Nombres : *Aguilar Espinoza Kennelly Ciburo*
Dirección : *Nuevo Mundo N° 355 La Victoria*
Celular : *964905804*
Correo electrónico : *Kennellyae_79@hotmail*

Preguntas

1) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre el Método de los Elementos Finitos (MEF)?

SI NO

2) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre la razón de contacto de los engranajes?

SI NO

3) ¿Trabaja con módulos normalizados?

SI NO

4) ¿Cree Ud. que es necesario realizar un estudio de esfuerzos para evaluar los esfuerzos en la raíz del diente y valorar la resistencia de una rueda dentada cilíndrica a la fractura de sus dientes en los engranajes?

SI NO

5) ¿Conoce la norma AGMA relacionada al cálculo de esfuerzos en la base del diente en los engranes?

SI NO


Aguilar
Kennelly Aguilar Espinoza
MECÁNICA DE PRODUCCIÓN

**ENCUESTA APLICADA A ESPECIALISTAS DEL ÁREA DE MECÁNICA GENERAL EN
SENATI SOBRE EL ESTUDIO DE ESFUERZOS EN TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES
CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS**

Apellidos y Nombres : *VICTOR AGUSTÍN RÍES DÁVILA.*

Dirección : *CALLE LIMA # 122 - POMACCA.*

Celular : *974995395.*

Correo electrónico : *victorriesd_40@hotmail.com*

Preguntas

1) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre el Método de los Elementos Finitos (MEF)?

SI NO

2) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre la razón de contacto de los engranajes?

SI NO

3) ¿Trabaja con módulos normalizados?

SI NO

4) ¿Cree Ud. que es necesario realizar un estudio de esfuerzos para evaluar los esfuerzos en la raíz del diente y valorar la resistencia de una rueda dentada cilíndrica a la fractura de sus dientes en los engranajes?

SI NO

5) ¿Conoce la norma AGMA relacionada al cálculo de esfuerzos en la base del diente en los engranes?

SI NO


Téc. Victor Agustín Ries Dávila
INSTRUCTOR MECÁNICA DE PRODUCCIÓN

**ENCUESTA APLICADA A ESPECIALISTAS DEL ÁREA DE MECÁNICA GENERAL EN
SENATI SOBRE EL ESTUDIO DE ESFUERZOS EN TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES
CILÍNDRICOS DE DIENTES RECTOS**

Apellidos y Nombres : *Prieto Millanes, Roger Marcelo*
Dirección : *El Eden 105 Urb. El Pizarro*
Celular : *#981619815*
Correo electrónico : *esemprieto@gmail.com*

Preguntas

1) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre el Método de los Elementos Finitos (MEF)?

SI NO

2) ¿Tiene Ud. conocimiento sobre la razón de contacto de los engranajes?

SI NO

3) ¿Trabaja con módulos normalizados?

SI NO

4) ¿Cree Ud. que es necesario realizar un estudio de esfuerzos para evaluar los esfuerzos en la raíz del diente y valorar la resistencia de una rueda dentada cilíndrica a la fractura de sus dientes en los engranajes?

SI NO

5) ¿Conoce la norma AGMA relacionada al cálculo de esfuerzos en la base del diente en los engranes?

SI NO


ROGER PRIETO M.
COORDINADOR ESPECIALIDAD

Fichas de recolección de datos

FICHA DE RECOLECCIÓN DE DATOS DE ENGRANAJES

TITULAR O PROPIETARIO: SENATI - ZONAL LAMBAYEQUE CAJAMARCA NORTE - CHICLAYO

I.- CARACTERÍSTICAS

DE LA MÁQUINA Y/O EQUIPO		DE LOS ENGRANAJES	
1.- Nombre:	Torno Horizontal	7.- Número de rev.:	1750
2.- Categoría:	Máquina Herramienta	8.- N° de dientes:	64
3.- Marca:	Storebro Bruk	9.- Tipo de engranaje:	Dientes rectos
4.- Modelo:		10.- Material:	Hierro fundido gris
5.- Año de fabricación:	1965	11.- Diámetro exterior:	164.2
6.- Potencia de motor:	7.5 HP	12.- Lubricante:	Grasa EP
		13.- Módulo:	2.5
		14.- Altura del diente:	5.3 mm
		15.- Ancho de la base:	5.5 mm
		16.- Ancho de la cresta:	2.8 mm
		17.- Espesor del diente:	3.6 mm
		18.- Largo del diente:	28 mm

II.- DATOS DE LAS EMPRESA:

1.- EMPRESA:	SENATI - ZONAL LAMBAYEQUE CAJAMARCA NORTE - CHICLAYO		
2.- LINEA:	Fabricación de elementos de unión en proceso de enseñanza	DIRECCION: Av. Juan Tomis Stack N° 990 - Chiclayo	
3.- RUBRO:	Metalmecánica		

III.- RESULTADOS OBTENIDOS EN TIEMPO DE EVALUACIÓN:

ENGRANAJES									
ITEM	MUESTRA	FALLA		DESGASTE		RESULTADO	ROTURA		RESULTADO
		TIPO	ESPECÍFICO	FRECUENCIA DEL DESGASTE	TIEMPO DE OBSERVACIÓN		FRECUENCIA DE ROTURA	TIEMPO DE OBSERVACIÓN	
1°	Engrane motriz	1.- Desgaste 2.- Rotura	1.- Desgaste superficial en la cresta y flanco de los dientes. 2.- Rotura en la raíz del diente	2 Meses	9 Meses: Desde febrero hasta noviembre teniendo en cuenta la cantidad de horas de trabajo de la máquina, 10 horas al día en 6 días a la semana	Movimiento discontinuo en el proceso de roscado, originando pausas en el proceso de corte de la herramienta.	8 Meses	9 Meses: Desde febrero hasta noviembre teniendo en cuenta la cantidad de horas de trabajo de la máquina, 10 horas al día en 6 días a la semana	Rotura en la raíz del diente, creando saltos en la transmisión, generando fallas en el proceso de roscado y detención de la máquina

IV.- OBSERVACIONES:

El desgaste en los flancos de los dientes del engranaje genera cortes axiales en el proceso de roscado, formando ondas en los flancos de los dientes de la rosca y retrasando el proceso.

FICHA DE RECOLECCIÓN DE DATOS DE ENGRANAJES

TITULAR O PROPIETARIO: ANGELO MONTERO TABOADA

I.- CARACTERÍSTICAS

DE LA MÁQUINA Y/O EQUIPO		DE LOS ENGRANAJES	
1.- Nombre: Torno horizontal	7.- Número de revoluciones: 2880	13. Módulo: 1.5	
2.- Categoría: Máquina Herramienta	8.- N° de dientes: 90	14. Altura del diente: 2.9	
3.- Marca: Acu-rite	9.- Tipo de engranaje: Dientes rectos	15. Ancho de la base: 2.6 mm	
4.- Modelo:	10.- Material: Hierro fundido	16. Ancho de cresta: 2	
5.- Año de fabricación: 1976	11.- Diámetro exterior: 137	17. Espesor del diente: 1.85	
6.- Potencia de motor: 10 HP	12.- Lubricante: Aceite Repsol	18. Largo del diente: 16.4	

II.- DATOS DE LAS EMPRESA:

1.- EMPRESA: Servicios Industriales "San Pablo"	
2.- LINEA: Fabricación de pines, bocinas y trabajos en general	DIRECCIÓN: Interiores derrama magisterial - Carretera a Lambayeque
3.- RUBRO: Metal Mecanica	

III.- RESULTADOS OBTENIDOS EN TIEMPO DE EVALUACIÓN:

ENGRANAJES							
ITEM	MUESTRA	FALLA		DESGASTE	RESULTADO	ROTURA	RESULTADO
		TIPO	ESPECIFICO	FRECUENCIA		FRECUENCIA	
1°	Intermedia	Desgaste	Desgaste en los flancos de los dientes y en la cresta.	3 Meses	Traqueteo en el sistema y deficiencias en el roscado por el desgaste en las zonas de contacto y flexión del diente		

IV.- OBSERVACIONES:

Los dientes de los engranes están desgastados mayormente en los flancos y ocasionan sonidos muy molestos e irregulares en el torno horizontal

FICHA DE RECOLECCIÓN DE DATOS DE ENGRANAJES

TITULAR O PROPIETARIO: JORGE VALENZUELA MUÑOZ

I.- CARACTERÍSTICAS

DE LA MÁQUINA Y/O EQUIPO		DE LOS ENGRANAJES	
1.- Nombre:	Torno Horizontal	7.- Número de revoluciones:	1500
2.- Categoría:	Máquina Herramienta	8.- N° de dientes:	109
3.- Marca:	Daunert	9.- Tipo de engranaje:	Dientes rectos
4.- Modelo:	3013	10.- Material:	Acero SAE 1046
5.- Año de fabricación:	2001	11.- Diámetro exterior:	219.9 mm
6.- Potencia de motor:	5 HP	12.- Lubricante:	Grasa EP-2 VISTONY Multipropósito
		13.- Módulo:	2
		14.- Altura del diente:	4.45
		15.- Ancho de la base:	5.2
		16.- Ancho de cresta:	1.5
		17.- Espesor del diente:	3
		18.- Largo del diente:	17.5

II.- DATOS DE LAS EMPRESA:

1.- EMPRESA:	Constructora FERVAMO S.A.C		
2.- LINEA:	Torneado de ejes, bocinas en metal	DIRECCION:	VILLA SAN JUAN - JAYANCA
3.- RUBRO:	Metalmecánica		

III.- RESULTADOS OBTENIDOS EN TIEMPO DE EVALUACIÓN:

ENGRANAJES							
ITEM	MUESTRA	FALLA		DESGASTE	RESULTADO	ROTURA	RESULTADO
		TIPO	ESPECIFICO	FRECUENCIA		FRECUENCIA	
1°	Rueda motriz	Desgaste superficial	Desgaste en la cresta y flancos de los dientes	4 Meses	Vibración, golpes en el proceso de fabricación de elementos roscados		

IV.- OBSERVACIONES:

Presenta équeños desgastes en todo el sistema de producción y se ha notado reducción del diámetro exterior y espesor del diente

El método de elementos finitos como alternativa en el cálculo de engranajes.

G. González Rey*, P. Frechilla Fernández**, R. José García Martín**.

*Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (ISPJAE).
Facultad de Ingeniería Mecánica. Departamento de Mecánica Aplicada
Calle 116 s/n. CUIAE, Marianao 15, Ciudad de la Habana, Cuba.
Teléfono: (537)-202267, Fax: (537)-277129
E-mail: cidim@mecanica.ispjae.edu.cu

**Universidad de Salamanca Escuela Politécnica Superior de Zamora.
Departamento de Ingeniería Mecánica y Civil
Ave. Requejos 33, Zamora, España.
E-mail: pr2@usal.es.
E-mail: toles@usal.es

(Recibido el 2 de Noviembre del 2001, aceptado el 10 de Diciembre del 2001).

Resumen.

A pesar de que la optimización y el diseño racional de los engranajes han sido temas de muchas investigaciones, aún siguen siendo del interés de muchos especialistas y estudiosos de los engranajes. Las razones fundamentales para este hecho están condicionadas en primer lugar a que el diseño de un engranaje es en extremo complejo debido a número de variables, limitaciones y relaciones que involucra, y por otro lado existe la particularidad de que para cada caso de optimización la función objetivo, las restricciones y las variables independientes son generalmente diferentes. En los últimos años los nuevos sistemas de computación para auxiliar al diseño (CAD) han sido empleados como alternativas para el cálculo de los engranajes, pero la variedad de sistemas y las amplias posibilidades de generación de modelos matemáticos empleados en la evaluación de esfuerzos y deformaciones requieren de una validación de sus resultados a partir de cotejarlos con los procedimientos y normas establecidos por la práctica y la experiencia de años. Es conocido que los resultados de los nuevos sistemas CAD con implementación del método de elementos finitos son generalmente muy dependientes de la forma de generación de los modelos de piezas y conjuntos diseñados por complicados procedimientos, que son tratados cual una caja negra por los proveedores de estos potentes programas y sistemas en el mercado de la informática. En este sentido, el presente trabajo pretende contrastar los esfuerzos obtenidos mediante el empleo de dos de los más potentes sistemas CAD dirigidos a la aplicación del método de los elementos finitos, como son el *Solid Edge* y el *Cosmos Edge*, con los procedimientos de cálculo derivados de las vigentes normas ISO para evaluar la capacidad de carga de los engranajes cilíndricos. En el trabajo se exponen las bases del método de generación del perfil de los dientes de un engranaje cilíndrico de dientes rectos, un algoritmo de cálculo de los esfuerzos en la base del diente y la comparación de los resultados obtenidos por uno y otro método.

Palabras claves: engranaje, esfuerzos de flexión, normas ISO, elementos finitos, *Solid-Cosmos Edge*, CAD.

1. Introducción.

Durante las primeras dos décadas del pasado siglo, el cálculo de transmisiones por engranajes consistía, esencialmente, en la búsqueda de una combinación de número de dientes y módulo, que proporcionara la relación de transmisión deseada y la suficiente resistencia de sus dientes mediante tablas confeccionadas a tal efecto [1]. Como podrá suponerse, los diseños eran bastantes conservadores y basados fundamentalmente en transmisiones que habían

mostrado suficiente capacidad de trabajo. Posteriormente, entre 1925 y 1950, los trabajos en la normalización geométrica y cálculo de la capacidad de carga permitieron establecer las verdaderas bases para el diseño racional de los engranajes.

Desde sus inicios, el desarrollo de las computadoras electrónicas ha influido en gran medida en los procedimientos de cálculo empleados en los engranajes. El advenimiento de las computadoras electrónicas, propició que diferentes programas de computación [2] basados en normas y procedimientos establecidos

Análisis de esfuerzo de contacto en engranes rectos aplicando el criterio de Hertz con ingeniería asistida por computadora

Jorge **Carro-Suárez**
Fabiola **Flores-Salazar**
Irma **Flores-Nava**

Universidad Politécnica de Tlaxcala
Kilómetro 9.5 Carretera Federal Tlaxcala-Puebla,
Av. Universidad Politécnica núm.1, CP 90180,
San Pedro Xalcatzingo Tepeyanco, Tlaxcala.
MÉXICO

Tel. (246) 4651 300 ext. 3003

correo electrónico (email): jorge.carro@uptlax.edu.mx
fabiola.flores@uptlax.edu.mx
irma.flores@uptlax.edu.mx

Recibido 02-08-2011, aceptado 01-12-2011.

1. Resumen

En el presente artículo se desarrolló una metodología para el análisis de esfuerzos de contacto sobre la superficie de los dientes de un engrane recto considerando los postulados Hertz y de Buckingham como criterios principales modelando su desarrollo por medio de la ingeniería asistida por computadora. Se analizan diferentes modelos de engranes bajo condiciones de diseño y de carga distintas mostrando un análisis comparativo de resultados con los obtenidos bajo las normas AGMA (*American Gear Manufacturers Association*) presentando las conclusiones pertinentes al final.

Palabras clave: esfuerzo de contacto, engrane, piñón, simulación.

2. Abstract (Contact stress analysis of spur gears applying Hertz's Formula with Computer Aided Engineering)

This article develops a methodology for the analysis of contact stresses on the surface of the teeth of a spur gear considering the assumption of Hertz&Buckingham's formula as the main

criterion modeling its development through the Computer Aided Engineering. It discusses different models of gears under load design and comparative analysis showing different results to those obtained under the AGMA wear formulas for gears (American Gear Manufacturers Association) and presenting relevant conclusions at the end.

Key words: contact stress, gear, pinion, simulation.

3. Introducción

La falla sobre la superficie de un diente aún no se ha comprendido por completo y es evidente que el estudio de este problema es mucho más complejo que el análisis de falla por carga flexionante; muchos estudios e investigaciones muestran que el desgaste o picado (*pitting*) surge debido al repetido esfuerzo de contacto o de compresión existente durante los periodos de engranaje y que inician principalmente en una pequeña área de contacto por rodamiento más que por deslizamiento [1]. Es claro que tanto los engranes rectos como los helicoidales inician su desgaste cerca de la línea de paso donde el contacto es básicamente entre superficies cilíndricas, es por eso que el diente debe ser lo suficientemente resistente para soportar la carga y no desarrollar grietas.

Cuando dos cuerpos con superficies curvas se presionan entre sí, el contacto directo y puntual sobre las superficies cambia a un área de contacto dando como resultado un esfuerzo muy alto, este análisis originalmente lo determinó Hertz, por lo que en su honor es llamado "esfuerzo de contacto de Hertz o esfuerzo hertziano" [2]; posteriormente, Earle Buckingham retomó esta información considerando a los dientes de los engranes en contacto como a un par de cilindros paralelos en los cuales el radio de curvatura es la involuta y el punto de contacto es el punto de paso [3]. Buckingham identificó que cuando dos superficies ruedan, o ruedan y se deslizan una contra otra con suficiente fuerza ocurrirá una falla por picadura después de cierto número de ciclos de operación; su fórmula, en conjunto con la investigación de Hertz han sido la fuente principal para que actualmente se analicen y diseñen engranes bajo el criterio de falla por picadura siendo las normas AGMA las que presentan un método teórico

Análisis mediante el Método de los Elementos Finitos de la influencia de los desplazamientos en la capacidad portante de los engranajes cilíndricos a flexión

Ángel S. Machado Rodríguez,
Jorge L. Moya Rodríguez, Luis I.
Negrín Hernández; CAD/CAM,
Facultad de Ingeniería Mecánica,
UUV;
José E. Fernández Rico, José M.
Sierra; ETSII e II, Universidad
de Oviedo

Recibido: diciembre/1999

Aceptado: abril/2000

Las transmisiones por engranaje han encontrado muchas aplicaciones en todas las ramas de la industria, siendo en muchos casos preferidas por sus múltiples ventajas. Resultado de este interés son los nuevos métodos de cálculo de tensiones en los dientes y las novedosas técnicas de análisis que reclaman un amplio uso de la computación y de los procesamientos matemáticos, dentro de los que se destaca el Método de los Elementos Finitos (MEF). En el diseño de engranajes un criterio importante es la prevención del fallo por rotura en la base del diente. Una forma de atenuar la falla por rotura es la modificación del perfil del diente mediante el desplazamiento, todo lo cual se analiza en este trabajo.

Palabras claves: Engranajes, desplazamientos del dentado, resistencia a la flexión, Método de los Elementos Finitos

Gears transmissions have found many applications in all the branches of the industry, being in many cases preferred to other types by their multiple advantages. As a result of this interest, new methods for stress calculation have being developed. The modern stress analysis techniques demand a wide use of mathematical prosecutions, like the application of the Finite Element Method. In gear design an important approach is the prevention of the bending fatigue failure of gear teeth. The failure probability can be reduced through the gear profile modification by means of shift factors.

Key words: Spur gears, design, strength, shift factors, Finite Elements Method

AUTORIZACIÓN

Chiclayo, Junio del 2016

SEÑORES

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO
Escuela Académica Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica

De nuestra consideración

Me dirijo a ustedes en calidad de representante legal del SERVICIO NACIONAL DE ADIESTRAMIENTO EN TRABAJO INDUSTRIAL – SENATI, Chiclayo para autorizar al señor Arturo Walter Díaz Clavo, estudiante de su prestigiosa casa de estudios. A utilizar las instalaciones y máquinas de la institución para la realización del proyecto de tesis titulado:

“ESTUDIO DE ESFUERZOS DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES EN TORNO MEDIANTE MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS PARA INCREMENTAR SU RESISTENCIA EN SENATI”

Sin otro particular, me despido.

Atentamente


.....
José A. Terán Sánchez
DIRECTOR ZONAL
SENATI ZONAL LAMBAYEQUE



Acta de Aprobación de Originalidad de Tesis

ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD DE TESIS

Yo, Luis Alberto Ramos Martínez, docente del curso de Desarrollo de Tesis de la Escuela de Ing. Mecánica Eléctrica y revisor del trabajo académico (Tesis) titulado:

“ESTUDIO DE ESFUERZOS DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES EN TORNO MEDIANTE MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS PARA INCREMENTAR SU RESISTENCIA EN SENATI”, del Bachiller de la escuela profesional de Ingeniería Mecánico Electricista: Arturo Walter Díaz Clavo.

Que el citado trabajo académico tiene un índice de similitud del 22 %, verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin, grado de coincidencias irrelevantes que convierte el trabajo en aceptable y no constituye plagio, en tanto cumple con todas las normas del uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

Chiclayo, 22 de Junio del 2017



Docente de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica
Ing. Luis Alberto Ramos Martínez

22-06-17

Autorización de Publicación de Tesis

 UCV UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO	AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE TESIS EN REPOSITORIO INSTITUCIONAL UCV	Código : F08-PP-PR-02.02 Versión : 07 Fecha : 31-03-2017 Página : 1 de 1
--	--	---

Yo Arturo W. Deza Clavo identificado con DNI N° 16708929 egresada de la Escuela de ING. MEC. Eléctrica de la Universidad César Vallejo, autorizo (), No autorizo () la divulgación y comunicación pública de mi trabajo de investigación titulado:

ESTUDIO DE ESFUERZOS DE TRANSMISIÓN DE ENGRANAJES EN UN TORNO MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS PARA INCREMENTAR SU RESISTENCIA EN SENATI - Chiclayo.

.....
 en el Repositorio Institucional de la UCV (<http://repositorio.ucv.edu.pe/>), según lo estipulado en el Decreto Legislativo 822, Ley sobre Derecho de Autor, Art. 23 y Art. 33.

Fundamentación en caso de no autorización:

.....


 FIRMA

DNI: 16708929

FECHA: 22 de Julio del 2019

Elaboró	Dirección de Investigación	Revisó	Representante de la Dirección / Vicerrectorado de Investigación y Calidad	Aprobó	Rectorado
---------	----------------------------	--------	---	--------	-----------

Autorización de la versión final del trabajo de investigación



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

AUTORIZACIÓN DE LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

CONSTE POR EL PRESENTE EL VISTO BUENO QUE OTORGA EL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN DE

E.P. de INGENIERÍA MECÁNICA ELECTRICAS

A LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN QUE PRESENTA:

ARTURO WALTER DÍAZ CUSO

INFORME TITULADO:

ESTUDIO DE ESFUERZOS DE TRANSMISIÓN DE
ENGRANAJES EN UN TORNO MEDIANTE EL MÉTODO DE
ELEMENTOS FINITOS PARA INCREMENTAR SU RESISTENCIA EN
SENATI - CHICLAYO.

PARA OBTENER EL TÍTULO O GRADO DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA.

SUSTENTADO EN FECHA:

29-12-2016

NOTA O MENCIÓN:

APROBADO POR MAYORÍA



FIRMA DEL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN