
UNIVERSIDAD MICHOACANA DE SAN NICOLÁS DE HIDALGO.



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA.

MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA.

***VALORACIÓN DE LAS TENSIONES DE CONTACTO EN LOS ENGRANAJES
ASIMÉTRICOS SOMETIDOS A CARGAS.***

TÉSIS PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA.

PRESENTA:

ING. AZAEL GONZÁLEZ GARCÍA.

ASESOR:

DR. JUAN FELIPE SORIANO PEÑA.

COASESOR:

DR: ALBERTO VELÁZQUEZ PÉREZ.

Morelia Michoacán Septiembre de 2010

ÍNDICE:	Pag.
Resumen	4
Nomenclatura	5
Objeto de estudio	6
Objetivo general	6
Objetivos específicos	6
Hipótesis	7
CAPÍTULO I. ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE (GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES)	
1.1 Introducción.	8
1.2 Geometría de los engranajes	10
1.3 Materiales para engranajes	14
1.3.1 Aceros al carbono y aleados	16
1.3.2 Criterios para seleccionar el acero adecuado para un engrane	19
1.3.3 Criterios para procesar el acero para un engrane	20
1.4 Requerimientos químicos del acero para engranes	21
1.5 Requerimientos mecánicos	22
1.6 Engranajes de hierro gris de fundición	23
1.6.1 Hierro ductil	24
1.7 Materiales no ferrosos para engranes	25
1.7.1 Bronces para engranes	26
1.7.2 Bronce fosfórico	27
1.7.3 Bronce Manganésico	28
1.7.4 Bronce de aluminio	28
1.7.5 Bronce silíceo	28
1.7.6 Normas registradas en bronce	29
1.8 Tratamiento térmico de los aceros y hierro vaciado para engranes	31
1.9 Conclusiones del capítulo	33
CAPÍTULO II. MÉTODOS DE FABRICACIÓN DE ENGRANES	
2.1 Introducción	34
2.2 Producción de engranes	34
2.2.1 Producción de engranes completos	34
2.2.2 Fundición	34
2.2.3 Pulvimetalurgia	35
2.2.4 Estampación	35
2.2.5 Extrusión y rebanado	35

2.3 Procedimientos de talla por reproducción o copia	36
2.3.1 Cepillado	36
2.3.2 Fresado	37
2.4 Procedimiento de talla y generación	38
2.4.1 Generación con piñón generador	39
2.4.2 Generación con cremallera	40
2.4.3 Generación por cepillado	43
2.4.4 Generación con fresa madre	45
2.5 Fallas más comunes en los engranajes plásticos y metálicos	47
2.5.1 Desgaste adhesivo	47
2.5.2 Desgaste abrasivo	48
2.5.3 Picadura	49
2.5.4 Flujo plástico	49
2.5.5 Fractura	50
2.5.6 Fatiga por ciclo térmico o ablandamiento parcial o global del diente	51
2.6 conclusiones del capítulo	52
CAPÍTULO III. GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES ASIMÉTRICOS EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE DIENTES.	
3.1 Introducción	53
3.2 Fórmulas para el trazado de engranes asimétricos	53
3.3 Ejemplo numérico	55
3.4 Construcción gráfica de un engrane asimétrico en función de los parámetros obtenidos	61
3.4.1 Trazado del perfil envolvente	62
3.5 Conclusiones del capítulo	66
CAPÍTULO IV. ANÁLISIS DE LOS ESFUERZOS DE CONTACTO	
4.1 Esfuerzos de contacto en Hertz	67
4.2 Parámetros para el estudio de la variación de las tensiones de contacto	69
4.3 Resultado de las áreas de contacto en los engranes analizados mediante ANSYS	72
4.4 Tablas de resultados aplicando la fuerza por el ángulo mayor y el ángulo menor	77
4.5 Gráficas de resultados	78
4.6 Pasos básicos de solución en el método de elementos finitos	80
4.6.1 Modelado de contacto mecánico	81
CONCLUSIONES	83
BIBLIOGRAFÍA	84

RESUMEN:

El objetivo principal de las metodologías presentadas en este trabajo es determinar las tensiones de contacto en un engrane de perfiles asimétricos cuando trabaja. Conocer las tensiones de contacto es importante porque este tipo de comportamiento se presenta en la gran mayoría de engranajes en cualquier tipo de condición. La principal dificultad que se plantea en el cálculo de las tensiones de contacto consiste en determinar las fuerzas que se transmiten a través de cada punto de contacto. Debido a la existencia de un número importante de puntos de contacto para cada instante de tiempo en una rotación completa del conjunto del engranaje, el problema es la asimetría. En la primera y segunda sección de este trabajo se presenta un análisis del estado del arte, haciendo énfasis en la geometría de los engranajes y en los métodos de fabricación de los mismos. En la tercera sección del trabajo se presenta la geometría de los engranajes asimétricos en función del número de dientes. A partir de este punto, se considera el conjunto de engranes modelados que son evaluados a través del cálculo de la máxima tensión de contacto en los dientes del engranaje. En la cuarta parte se describe el trabajo experimental usando un modelo prototipo del conjunto del engranaje modelado en ANSYS que proporciona el rango de magnitud de la máxima tensión de contacto en un par de dientes a través del elemento finito. Finalmente los resultados de los 16 modelos experimentales son comparados aportando conclusiones muy interesantes.

PALABRAS CLAVE: Tensiones de contacto, engranaje, asimétrico, ANSYS, elemento finito, geometría.

NOMENCLATURA:

Adéndum	<i>a</i>
Ángulo exterior (por la cara de mayor ángulo)	$\propto e_{ma}$
Ángulo exterior (por la cara de menor ángulo)	$\propto e_{me}$
Dedéndum	<i>d</i>
Diámetro de paso	<i>dp</i>
Diámetro básico para el mayor ángulo	<i>db_{ma}</i>
Distancia entre centros	<i>aw_x</i>
Diámetro exterior	<i>da</i>
Diámetro interior	<i>df</i>
Espesor cordal	<i>ct</i>
Espesor del diente por la circunferencia de paso	<i>Sp</i>
Espesor del diente por la circunferencia exterior	<i>Sa</i>
Espesor del diente por la circunferencia exterior (ángulo mayor)	<i>Sa_{ma}</i>
Espesor del diente por la circunferencia exterior (ángulo menor)	<i>Sa_{me}</i>
Holgura	<i>cl</i>
Modulo	<i>m</i>
Número de dientes	<i>n</i>
Paso circular	<i>cp</i>
Profundidad total	<i>wd</i>

OBJETO DE ESTUDIO:

Comportamiento de las tensiones de contacto en los engranajes asimétricos sometidos a cargas, analizando el comportamiento cuando la misma se aplica por una u otra cara del diente.

Variación de las tensiones de contacto en función del número de dientes y las correcciones de los engranajes cilíndricos de dientes rectos asimétricos.

OBJETIVO GENERAL:

Estudiar teóricamente el comportamiento de las tensiones de contacto en los engranajes cilíndricos de dientes rectos asimétricos al variar el número de dientes y las correcciones, a fin de establecer expresiones que permitan determinar coeficientes de seguridad en los puntos de concentración.

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- 1.- Diseñar por métodos de modelado, ruedas de dientes asimétricos con diferente número de dientes y coeficientes de corrección, manteniendo su módulo.
- 2.- Simular el comportamiento de los dientes metálicos asimétricos con variación del número de dientes y los coeficientes de corrección, para determinar las tensiones de contacto en diferentes puntos de concentración de tensiones.
- 3.- Determinar por métodos de regresión expresiones que permitan calcular los coeficientes de concentración de tensiones en función del número de dientes y la corrección.

HIPÓTESIS:

Es posible estudiar por métodos de simulación el comportamiento de las tensiones de contacto en los engranajes cilíndricos de dientes rectos asimétricos, en la medida que varíe su número de dientes y los coeficientes de corrección, así como buscar la expresión que describa la dependencia entre dichos parámetros.

CAPÍTULO I. – ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE (GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES).

1.1.- INTRODUCCIÓN.

De todas las innumerables actividades en las que un ingeniero practicante se empeña, la más estimulante y potencialmente la más satisfactoria es el diseño. La realización de cálculos para analizar un problema claramente definido y estructurado sin importar qué tan complejo sea puede ser difícil, pero el ejercicio de crear algo desde un borrador con la finalidad de resolver un problema mal definido es muy difícil. El placer y el deleite total en la concepción de una solución viable para dicho problema de diseño representan para cualquiera ingeniero, una de las grandes satisfacciones de la vida.

El diseño y análisis de engranajes no son más que simples estimaciones aproximadas, antes que estos elementos sean aplicados al trabajo previsto. [1]

Desde épocas muy remotas se han utilizado cuerdas y elementos fabricados en madera para solucionar los problemas de transporte, impulsión, elevación y movimiento. Nadie sabe a ciencia cierta dónde ni cuándo se inventaron los engranajes. [2] Se denomina engranaje o ruedas dentadas al mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica entre las distintas partes de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales a la mayor se le denomina corona o engrane y al menor piñón, un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas.

Uno de los problemas básicos para cualquier diseñador de engranajes es la obtención de datos confiables sobre eficiencias, en los que pueda basar sus diseños. Sin embargo, la mayoría de los diseñadores se dan cuenta de que los engranajes constituyen un método muy eficiente para la transmisión de fuerza y de hecho, en muchos mecanismos, los engranajes son el único medio práctico de resolver el problema. Los engranajes tienen la ventaja, no solo de transmitir fuerza, si no de cambiarle también la velocidad de rotación en cualquier relación deseada. [1]

Un aspecto importante dentro de la geometría de los engranajes es el factor de Lewis, que es decisivo para el diseño de los mismos y se define posteriormente. [3] [4] La mayoría de los textos tradicionales de engranajes abordan ecuaciones, gráficos y tablas para calcular el factor de Lewis. [5][6][7] Sin embargo no existen en las referencias anteriores valores para engranajes asimétricos.

Una variante para aumentar la resistencia a la fractura del diente es construirlo de forma asimétrica. Sin embargo, como se menciona, no existen en la literatura los valores de factor de forma para dientes asimétricos. [8]

En el presente trabajo se hace un análisis teórico del procedimiento para la determinación del factor de forma en dientes asimétricos y se ofrecen los valores de este parámetro en función de la simetría y del número de dientes, así como su factibilidad de diseño [9]

1.2.- GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES.

Un engranaje se puede considerar como una rueda dentada que cuando se acopla con otra rueda dentada de diámetro más pequeño (el piñón), transmitirá rotación de un eje al otro. La función principal de un engranaje es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes. Los dientes de un engrane impulsor empujan los dientes del engrane impulsado, ejerciendo una componente de la fuerza perpendicular al radio del engrane. De esta forma se transmite un par de torsión y como el engrane gira, se transmite potencia. Los engranes son los transmisores de par de torsión más fuertes y resistentes, su eficiencia de transmisión de potencia puede ser tan alta como el 98%.

Por otro lado, usualmente los engranes son más costosos que otros transmisores de par de torsión, tales como los de transmisión de cadena y por banda, por todo esto los engranes están altamente estandarizados respecto a la forma de los dientes y a su tamaño. [10]

La nomenclatura fundamental de un engrane se muestra en la siguiente figura:

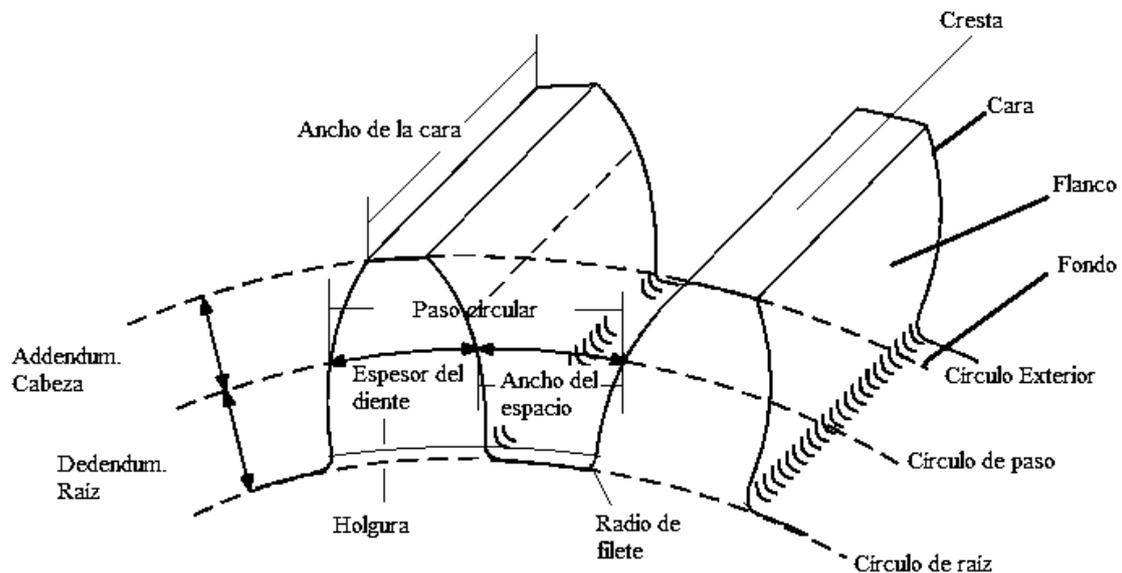


Fig.1- Nomenclatura de los dientes de un engrane.

La geometría de los dientes de un engrane permite que una normal a los perfiles de los dientes en sus puntos de contacto pase por un punto fijo en la línea de centros denominada punto de paso, de la figura 1, la altura de la cabeza es la distancia desde la cresta hasta el círculo de paso, y la altura de la raíz es la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso. La holgura que se observa en la figura 1, es la cantidad por la cual la altura de raíz excede la altura de la cabeza. La holgura es necesaria para prevenir que el extremo del diente de un engrane cabalgue sobre el fondo del engrane de acoplamiento.

Los parámetros geométricos fundamentales de un engrane recto cilíndrico de módulo métrico son los siguientes: [2]

Adéndum	<i>a</i>
Distancia entre centros	<i>a_w</i>
Paso circular	<i>cp</i>
Espesor cordal	<i>ct</i>
Holgura	<i>cl</i>
Dedéndum	<i>d</i>
Módulo	<i>m</i>
Número de dientes	<i>n</i>
Diámetro exterior	<i>da</i>
Diámetro de paso	<i>dp</i>
Profundidad total	<i>wd</i>

Para obtener	Conociendo	Fórmula
Adendum	Módulo normal	$a = m$
Distancia entre centros	Diámetros de paso	$aw_x = \frac{dp_1 + dp_2}{2}$
Paso circular	Módulo	$cp = m * 3.1416$
	Diámetro de paso y número de dientes	$cp = \frac{dp * 3.1416}{n}$
Espesor cordal	Diámetro exterior y número de dientes	$ct = \frac{da * 3.1416}{n - 2}$
	Módulo y diámetro exterior	$ct = dp * \sin \frac{90^\circ}{n}$
	Paso circular	$ct = \frac{cp}{2}$
Holgura	Módulo	$cl = m * 0.166$
Dedendum	Módulo	$d = m * 1.166$
Módulo	Diámetro de paso y número de dientes	$m = \frac{dp}{n}$
	Paso circular	$m = \frac{cp}{3.1416}$
Número de dientes	Diámetro de paso y módulo	$n = \frac{dp}{m}$
Diámetro exterior	Número de dientes y módulo	$da = (n + 2) * m$
Diámetro de paso	Módulo y número de dientes	$dp = m * n$
	Diámetro exterior y módulo	$dp = da - 2m$
	Número de dientes y diámetro exterior	$dp = \frac{n * da}{n + 2}$
Profundidad total	Módulo	$wd = m * 2.166$

Tabla 1- Reglas y fórmulas para engranes rectos de módulo métrico [2]

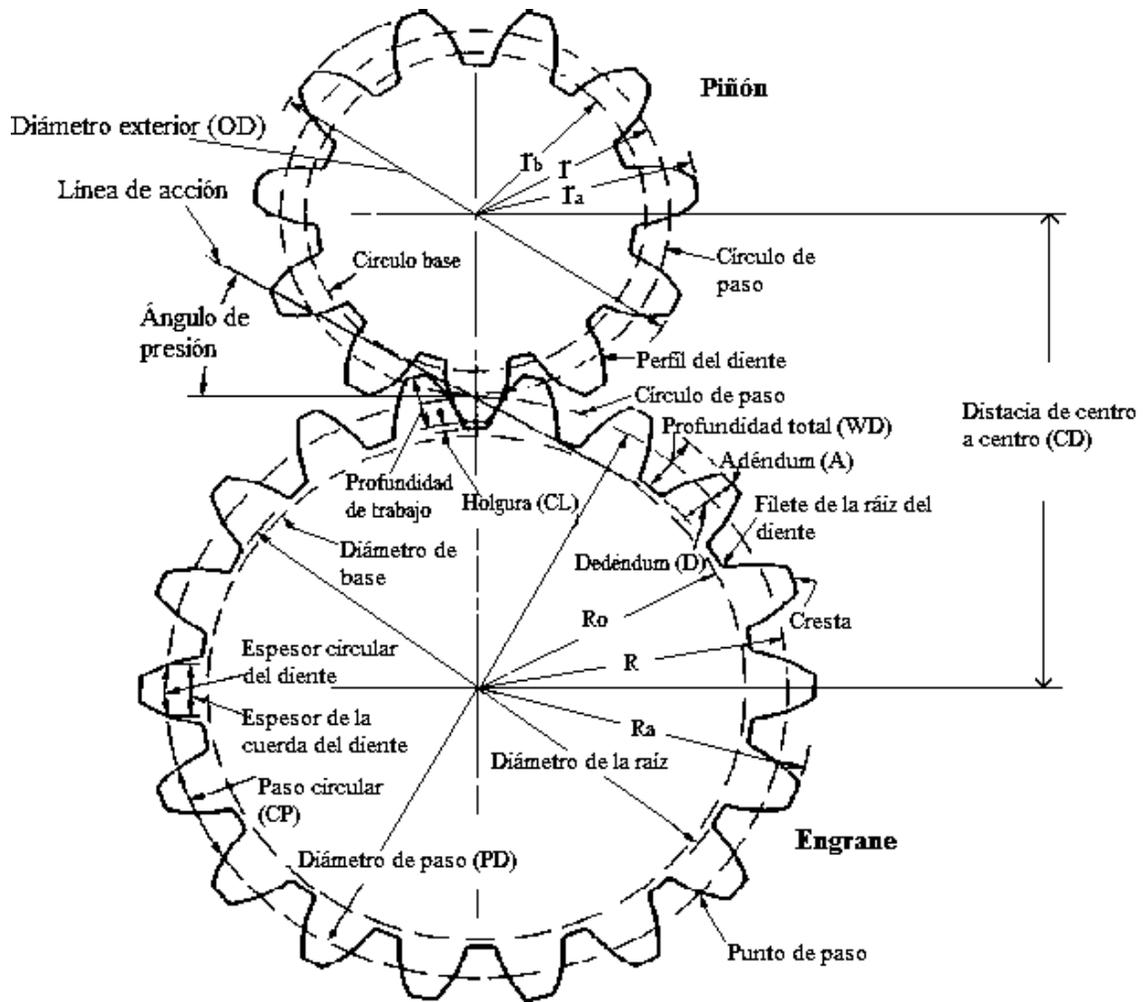


Fig.2- Geometría básica de engranes rectos [10].

1.3. - MATERIALES PARA ENGRANAJES.

Los materiales para engranajes tienen que cumplir algunos requisitos básicos. Los materiales deben ser bastante resistentes para soportar las cargas sobre el diente y también tener buenas características de fricción y desgaste contra el material del engranaje de acoplamiento. Las resistencias al impacto y a la corrosión también son importantes en algunas aplicaciones. El diseñador del engranaje debe evaluar cuidadosamente los requisitos, medioambientales y mecánicos, que exige el engranaje y debe comparar éstos con las propiedades asociadas para los materiales propuestos.

Los valores para evaluar un engranaje no se encuentran fácilmente en la bibliografía y cuando se logran ubicar generalmente se evalúan propiedades físicas y mecánicas bajo condiciones normales que raramente se observan en engranajes. Si las propiedades de ingeniería estuvieran disponibles para una variedad de temperaturas y regímenes de tensión y contacto, entonces pudiera observarse un mejor cuadro de cómo se comporta un determinado material. Aún cuando los datos requeridos estén disponibles, se recomienda fuertemente el ensayo de un prototipo.

Los engranes generalmente se fabrican de acero, hierro fundido, bronce, resinas fenólicas o plásticos. Recientemente se ha usado con éxito nylon, teflón, titanio y hierro sinterizado. La gran variedad de materiales proporciona al diseñador la oportunidad de obtener el óptimo para cualquier necesidad en particular, ya sea que se trate de alta resistencia mecánica, larga duración al desgaste, operación silenciosa o alta confiabilidad.

En muchas aplicaciones el acero es el único material satisfactorio porque combina las características de alta resistencia, rigidez y bajo costo. Los engranes se fabrican tanto de acero simple al carbono como de aceros aleados, y no hay material que los supere. En muchos casos de la elección de un material dependerá del éxito obtenido en la operación y del tratamiento térmico. Cuando se requiere de un engrane templado y revenido, se selecciona uno con 40 a 60 puntos de carbono.

Si ha de ser templado superficialmente (en un agente carburizante) se emplea uno con 20 puntos o menos de carbono. Siempre deben considerarse las propiedades del núcleo y las de la corteza o superficie endurecida para obtener mejores desempeños en la transmisión.

El hierro fundido es un material muy útil para la construcción de engranes por tener muy buena resistencia al desgaste. Es fácil de modelar y de maquinar; además transmite potencia con menos ruido que el acero. La resistencia a la tensión, de los grados AGMA (American Gear Manufactures Association) de hierro fundido, son las mismas que los grados ASTM (American Society for Testing Materials), lo que permite el uso indistinto de uno u otro.

Si la corrosión es causa de problemas, los engranes pueden fabricarse de otros materiales, tales como bronces, materiales sinterizados, etc.; los bronces tiene como característica adicional que son bastante útiles para reducir la fricción y el desgaste cuando la velocidad de deslizamiento es alta. La AGMA presenta una lista de cinco bronces a base de estaño con pequeños porcentajes de níquel, plomo o zinc, que son adecuados para la fabricación de engranes. Sus durezas varían entre 75 y 80 BHN.

Los engranes no metálicos, en ocasiones, se conectan con engranes de acero o de hierro fundido para obtener la máxima capacidad de carga. Para lograr buena resistencia al desgaste, el metálico debe tener una dureza de por lo menos 300 BHN. Uno no metálico soportaría casi tanta carga como uno de hierro fundido o de acero maleable, aun cuando la rigidez de la rueda sea mucho menor por el bajo módulo de elasticidad. Éste permite al no metálico absorber los efectos de los errores en los dientes, de manera que no se origina carga dinámica. Un engrane no metálico tiene también la ventaja importante de trabajar bien con lubricación marginal.

Los laminados termoestables se usan mucho para engranes. Se fabrican de materiales en hojas compuestos de materias fibrosas o tejidas, con un cementante o aglutinante de resina o se moldean. Tanto el nylon como el teflón son materiales de engranes que han dado resultados excelentes [11]

1.3.1. - ACEROS AL CARBONO Y ALEADOS.

Los aceros simples al carbono tienen únicamente pequeñas cantidades de aleación. En la serie AISI estos aceros tienen un 10 como primeros dos dígitos. Los últimos dos dígitos significan el contenido de carbono, por ejemplo, AISI 1045 tiene 0.45 % de carbono.

AISI No.	Límites de composición química (%)				
	C	Mn	Ni	Cr	Mo
1015	0.13-0.18	0.30-0.60			
1025	0.22-0.28	0.30-0.60			
1045	0.43-0.50	0.60-0.90			
1060	0.55-0.65	0.60-0.90			
1118	0.14-0.20	1.30-1.60			
1137	0.32-0.39	1.35-1.65			
1320	0.18-0.23	1.60-1.90			
1335	0.33-0.38	1.60-1.90			
2317	0.15-0.20	0.40-0.60	3.25-3.75		
2340	0.38-0.43	0.70-0.90	3.25-3.75		
3140	0.38-0.43	0.70-0.90	1.10-1.40	0.55-0.75	
3250	0.48-0.53	0.40-0.70	1.65-2.00	0.09-1.20	0.20-0.30
4023	0.20-0.25	0.70-0.90	0.20-0.30
4047	0.45-0.50	0.70-0.90	0.20-0.30
4130	0.28-0.33	0.40-0.60	0.80-1.10	0.15-0.25
4140	0.38-0.43	0.75-1.00	0.80-1.10	0.15-0.25
4320	0.17-0.22	0.45-0.65	1.65-2.00	0.40-0.60	0.20-0.30
4340	0.38-0.43	0.60-0.80	1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30
4620	0.17-0.22	0.45-0.65	1.65-2.00	0.20-0.30
4640	0.38-0.43	0.60-0.80	1.65-2.00	0.20-0.30
4820	0.18-0.23	0.50-0.70	3.25-3.75	0.20-0.30
5132	0.30-0.35	0.60-0.80	0.75-1.00	
5145	0.43-0.45	0.70-0.90	0.70-0.90	
E52100	0.95-1.10	0.25-0.45	1.30-1.60	
6120	0.17-0.22	0.70-0.90	0.70-0.90	
6150	0.48-0.53	0.70-0.90	0.80-1.10	
8620	0.18-0.23	0.70-0.90	0.40-0.70	0.40-0.60	0.15-0.25
8640	0.38-0.43	0.75-1.00	0.40-0.70	0.40-0.60	0.15-0.25
E9310	0.08-0.13	0.45-0.65	3.00-3.50	1.00-1.40	0.08-0.15
9840	0.38-0.43	0.70-0.90	0.85-1.15	0.70-0.90	0.20-0.30

Tabla 2- Composición de aceros de tipo especial para engranes.

La tabla 2 muestra las composiciones de los aceros para engranes más utilizados. Aquellos que tienen números que comienzan con 2 o más tienen un contenido de aleación relativamente alto y se consideran aceros aleados.

Para un trabajo de engranes crítico, es usualmente aconsejable adoptar las especificaciones de los aceros AISI. Las proporciones límite de los componentes deben fijarse en la forma más estricta permitida por la práctica. El acero estándar puede ser usado en un trabajo determinado, estableciendo el ciclo preciso del tratamiento térmico para obtener los resultados deseados. En esta forma, el diseñador puede tener la seguridad de que cada lote de acero estándar se comportará casi exactamente como el último lote. Los aceros no estándar se hacen usualmente dentro de límites mucho más amplios. El diseñador debe tener cierta desconfianza de lote a lote con cambios en la distorsión por tratamiento térmico, dureza no obtenida correctamente con la misma temperatura para tratamiento térmico, o un lote ocasional teniendo impurezas suficientes como para reducir considerablemente la resistencia.

La tabla 3 muestra datos de templabilidad de diferentes aceros para engranes. El efecto de la aleación sobre la templabilidad se muestra claramente en esta tabla.

Tabla 3 (1ª parte) - Datos sobre el temple de aceros del tipo especial para la fabricación de engranes

AISI No.	Dureza de 90 % de martensita (Rockwell C)	Régimen crítico del enfriamiento (°F por s.) a 1300 °F	Medida de la barra redonda que alcanzará un endurecimiento total	Medio de temple suavemente agitado
Aceros endurecidos completamente.				
1045	50.5	400	0.50	Agua
1060	54	125	1.20	Agua
1137	48	1.40	Agua
1335	46	195	1.00	Agua
2340	49	125	0.60	Aceite
3140	49	125	0.60	Aceite
3250	55	3.00	Aceite
4047	52	195	1.00 0.40	Agua Aceite
4130	44	305	0.70	Agua
4140	49	56	1.00	Aceite
4340	49	10	2.80	Aceite
5132	45	1.60	Aceite
5145	51	125	0.60	Aceite
E52100	60	30	1.30	Aceite
6150	53	77	0.80	Aceite
8640	50	60	2.00	Aceite
9840	49			

Datos para el corazón de aceros carburizados superficialmente.				
	Dureza aproximada del corazón (Rocwell C)			
1015	22	400	0.50	Agua
1025	27	400	0.50	Agua
1118	33	400	0.50	Agua
1320	35	305	0.70	Agua
2317	30	150	0.50	Aceite
4023	0.70	Agua
4320	35	195	0.10	Aceite
4620	35	305	0.20	Aceite
			0.70	Agua
4820	35	77	0.80	Aceite
6120	35	5	3.80	Aceite
8620	35	250	0.80	Agua
			0.30	Aceite
E9310	30	30	3.00	Aceite

Tabla 3 (2ª parte) - Datos sobre el temple de aceros del tipo especial para la fabricación de engranes.

La tabla 4 muestra temperaturas nominales de tratamiento térmico de los diferentes aceros para engranes. La columna temperatura de recalentamiento se aplica únicamente a aquellos que se usan ordinariamente para carburizado superficial. La temperatura Ms es de significado cuando se usa un temple martensítico de enfriamiento rápido [1]

Tabla 4 (1ª parte) - Datos sobre el tratamiento térmico de los aceros especiales para engranes.

AISI No.	Temperatura de normalización (°F)	Temperatura de recocido (°F)	Temperatura de endurecimiento (°F)	Temperatura de carburización (°F)	Temperatura de recalentamiento (°F)	Temperatura Ms (°F)
1015	1700	1600	1650-1700	1400-1450	
1025	1650-1750	1600	1575-1650	1500-1650		
1040	1650-1750	1450	1525-1575			
1045	1600-1700	1450	1450-1550			
1060	1550-1650	1400-1500	1450-1550	555
1118	1700	1450	1650-1700	1650-1700	
1320	1600-1650	1500-1700	1650-1700	1450-1500	740
1335	1600-1700	1500-1600	1500-1550	640
2317	1560-1750	1575	1650-1700	1450-1500	725
2340	1600-1700	1400-1500	1425-1475	555
3140	1600-1700	1450-1550	1500-1550	590
4047	1550-1750	1525-1575	1475-1550			
4130	1600-1700	1450-1550	1550-1650	685
4140	1600-1700	1450-1550	1525-1625	595

4320	1600-1800	1575	1650-1700	1425-1475	720
4340	1600-1700	1100-1225	1475-1525	545
4620	1700-1800	1575	1650-1700	1425-1475	555
4640	1600-1700	1450-1550	1450-1550	605
4820	1650-1750	1575	1650-1700	1450-1500	685
5145	1600-1700	1450-1550	1475-1525			
E5210 0	1350-1450	1425-1600	485
6120	1700-1800	1600	1700	1475-1550	760
6150	1650-1750	1550-1650	1550-1650	545
8620	1600-1800	1575	1700	1425-1550	745
E9310	1650-1750	1575	1650-1700	1425-1550	650
9840	1575-1725	1475-1700	1475-1525	575

Tabla 4 (2ª parte) - Datos sobre el tratamiento térmico de los aceros especiales para engranes.

1.3.2. - CRITERIOS PARA SELECCIONAR EL ACERO ADECUADO PARA UN ENGRANE.

Con la gran cantidad de tipos de acero disponibles para la fabricación de engranes, el diseñador frecuentemente se siente inseguro sobre el tipo de acero que debe aplicar. A continuación se dan algunos lineamientos generales para facilitar esta selección.

- 1.- Elijase un acero con un contenido de agregados de aleación no mayor del precisamente necesario, para poder templear correctamente el engrane, de acuerdo con su tamaño.
- 2.- Si el desgaste es un problema, un contenido más alto de carbono puede ser de gran utilidad.
- 3.- Si el problema estriba en la dificultad para el maquinado, será ventajoso emplear aceros con contenido de carbono más bajo.
- 4.- Hay que considerar los precios del acero en bruto y los costos para convertirlo en engranes, seleccionándose el material que arroje el costo total más bajo para el engranaje adecuado, capaz de dar el rendimiento que se requiere.

La tabla 5 muestra, de una manera general, que aceros deben tomarse en cuenta para piezas de engranajes de diferentes tamaños y durezas. La tabla está limitada al mostrar únicamente algunos aceros que deben usarse para los tamaños de engranes anotados. Muchas otras aleaciones no indicadas han sido usadas con buenos resultados en ciertas aplicaciones

Paso de los dientes	Espesor de pared (plg)	Dureza	Aceros para engranes
Endurecimiento total			
10-30	½	200 BHN	1045, 1137, 1335, 4047
		300 BHN	1045, 1060, 3140, 4047
5-15	1	200 BHN	1045, 1060, 3140, 4047
		300 BHN	2340, 3140, 3250, 4140, 4340, 4640
2 ½-8	2	200 BHN	1060, 2340, 3250, 4340, 5145, E52100
		300 BHN	2340, 3250, 4340, 4640, 8640, 9840
1 ¼-4	4	200 BHN	2340, 3250, 4140, 4340, 4640, 9840
		300 BHN	3250,4340
Carburización			
10-30	½	58 Rocwell C	1015, 1025, 1118, 1320,4023, E9310
5-15	1	58 Rocwell C	2137, 4620, 6120, 8260, E9310
2 ½-8	2	58 Rocwell C	4620, E9310

Tabla 5 - Recomendaciones generales sobre la selección de aceros para diferentes tamaños de engranes.

1.3.3. - CRITERIOS PARA PROCESAR EL ACERO PARA UN ENGRANE.

El acero en bruto obtenido de los laminadores puede estar bajo la condición de hierro de forja, con puntos duros y suaves. Puede ser laminado en caliente o laminado en frío. Frecuentemente el material debe ser recocido para disminuir la dureza y que sea uniforme para de esta manera, permitir el maquinado rápido. La siguiente lista muestra la gama completa de operaciones para tratamiento térmico que son necesarias en un trabajo rudo.

- 1.- Recocer las piezas forjadas a una dureza baja. Maquinar burdamente para eliminar excesos de material.
- 2.- Normalizar la pieza (si el engrane es de contorno forjado, omitir el paso 1 y normalizar el proceso del forjado). Maquinar la pieza a excepción de los dientes.
- 3.- Calentar la pieza hasta la temperatura de endurecido, templar y revenir a la dureza de diseño. Acabar muñones y cortar los dientes.
- 4.- Para el alivio de tensiones internas, la pieza se calienta a una temperatura ligeramente más baja que la que se aplica para el revenido, según se describe en el paso 3. Se rectifican los muñones o los centros (si es necesario). Cepillar o pulimentar los dientes del engrane, después de estas operaciones.

En algunos casos se puede aplicar el recalentamiento para alivio de tensiones después del desbastado de aproximación (corte en bruto) de los dientes, antes del acabado final. Tampoco se necesita el tratamiento de normalización con demasiada frecuencia. Su valor principal estriba en la reducción de las deformaciones después de los tratamientos de temple y recocido.

1.4. - REQUERIMIENTOS QUÍMICOS DEL ACERO PARA ENGRANES.

- I) El acero debe cumplir con los requerimientos químicos prescritos en la tabla 6.
- II) Los límites para otros elementos como carbón, magnesio, fosforo, y silicio en un grado de aleación 2 deberán ser agregados en el proceso entre el fabricante y el comprador.

Elemento	Composición (%)						
	Grado 1 Clase A	Grado 2 Clase B	Grado 3 Clase C	Grado 3A Clase D	Grados del 4 al 7 Clases E, F, G Y H	Grado 8 Clase I	Grado 9 Clase J
Carbón	0.55 máx.	0.50 máx.	0.45 máx.	0.45 máx.	0.35-0.50	0.38-0.45	0.25-0.39
Manganeso	0.60-0.90	0.40-0.90	0.40-0.90	0.40-0.90	0.40-0.90	0.40-0.70	0.20-0.60
Fósforos, máx.	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.015
Sulfuro, máx.	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.040	0.015
Silicio ^A , máx.	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.40	0.35
Níquel	0.30 máx.	^B	0.50 máx.	1.00-3.00	1.65 min.	0.30 máx.	3.25-4.00
Cromo	0.25 máx.	^B	1.25 máx.	1.50 máx.	0.60 min.	1.40-1.80	1.25-1.75
Molibdeno	0.10 máx.	^B	0.15 min.	0.15 min.	0.20-0.60	0.30-0.45	0.30-0.70
Vanadio, máx.	0.06	0.10	0.05	0.10	0.10	0.03	0.05-0.15
Cobre, máx.	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
Aluminio	-----	-----	-----	-----	-----	0.85-1.30	-----

^A Cuando es usado, es 0.10 %.

^B Opcional con el fabricante y el comprador. [12]

Tabla 6 - Requerimientos químicos.

1.5.- REQUERIMIENTOS MECÁNICOS.

Requerimientos de tensión e impacto.

- I) El material deberá cumplir los requisitos de tensión y las propiedades de impacto prescritas en la tabla 7 (ver tabla).

Grado	Clase	Tamaño, diámetro sólido o espesor, in. ^A		Esfuerzo a la tensión, min		Esfuerzo a la cedencia, 0.2 %, min	
		Encima de	Debajo de	psi	MPa	psi	Mpa
1	A	-----	10	85 000	585	50 000	345
		10	-----	80 000	550	45 000	310
2	B	-----	10	95 000	655	70 000	485
		10	20	95 000	655	70 000	485
		20	-----	95 000	655	70 000	458
3, 3A	C, D	-----	10	105 000	725	80 000	550
		10	20	105 000	725	80 000	550
		20	-----	105 000	725	80 000	550
4	E	-----	10	120 000	825	95 000	655
		10	20	120 000	825	95 000	655
		20	-----	115 000	795	90 000	620
5	F	-----	10	140 000	965	115 000	795
		10	20	135 000	930	110 000	760
		20	-----	130 000	905	105 000	725
6	G	-----	10	145 000	1000	120 000	825
		10	20	140 000	965	115 000	795
		20	-----	135 000	930	110 000	760
7	H	-----	10	170 000	1375	140 000	960
		10	20	165 000	1140	135 000	930
		20	-----	160 000	1105	130 000	905
8	I	-----	10	120 000	825	85 000	585
9	J	20	-----	170 000	1175	140 000	960

^A10 in.=250 mm. 20 in.=500 mm.

Grado	Clase	Elongación en 2 in. o 50 mm, min, %		Reducción de área, min, %		Rango del número de dureza Brinell
		Longitudinal	Transversal (Tangencial)	Longitudinal	Transversal (Tangencial)	
1	A	22	-----	45	-----	170 a 223
		20	16	37	30	
2	B	20	-----	45	-----	201 a 241
		20	18	45	34	
		18	16	38	30	
3, 3A	C, D	19	-----	45	-----	223 a 262
		19	16	45	32	
		18	14	38	30	
4	E	16	-----	40	-----	248 a 293
		14	12	35	30	
		13	10	33	25	
5	F	16	-----	40	-----	285 a 331
		14	12	35	30	
		12	10	30	25	
6	G	15	-----	40	-----	302 a 352
		14	12	35	30	
		12	10	30	25	
7	H	14	-----	35	-----	341 a 415
		12	10	30	25	
		10	10	25	25	
8	I	15	-----	40	-----	255 a 302
9	J	10	10	30	30	352 a 401

[12]

Tabla 7 - Propiedades mecánicas.

1.6. - ENGRANES DE HIERRO GRIS DE FUNDICIÓN.

El hierro gris de fundición se viene usando desde hace mucho tiempo como material para la fabricación de engranes, es de bajo costo y se le puede vaciar con facilidad para obtener cualquier forma deseada, ya sea de la llanta, del alma o de la masa del engrane. El hierro fundido es fácilmente maquinable.

Los engranes de hierro fundido son por lo común resistentes al desgaste y con frecuencia menos sensibles contra las deficiencias de lubricación que los de acero. El hierro fundido tiene buenas cualidades de amortiguamiento y es generalmente aceptado que el funcionamiento de los engranajes de hierro fundido es más silencioso que el de los de acero del mismo tamaño y de igual exactitud.

Los dientes de los engranes de hierro fundido tienen aproximadamente las tres cuartas partes de la capacidad de carga de los dientes de engranes de acero del mismo diámetro de paso y de la misma anchura. Su resistencia a la flexión es más o menos la tercera parte de la de los engranes de acero del mismo paso diametral normal.

Fabricando los engranes de hierro fundido con paso más tosco, dentro del mismo diámetro de paso, es posible diseñar engranajes aproximadamente de igual tamaño que los engranajes de acero para una aplicación determinada.

El hierro gris de fundición tiene baja resistencia al impacto y no deberá usarse en donde se producen choques intensos en la carga.

El hierro gris de fundición tiene carbono libre en forma de escamas. El elemento básico del material es una combinación de carbono y hierro muy similar al acero. Al igual que el acero el hierro gris de fundición puede ser tratado térmicamente. El enfriamiento del metal fundido en el molde puede considerarse como un tratamiento térmico de temple suave.

En las especificaciones del estándar AGMA 242.02 se encuentra una lista sobre seis clases de hierro gris de fundición, de acuerdo con sus respectivas resistencias a la tensión. En la tabla 8 se dan a conocer las clases de hierro gris de fundición establecidas por la AGMA.

Clase No.	Resistencia mínima a la tensión (lb/plg²)	Dureza Brinell mínima en la sección dentada
20	20 000	
30	30 000	175
35	35 000	185
40	40 000	200
50	50 000	215
60	60 000	220

Tabla 8 - Clases de hierro gris de fundición según el estándar de la AGMA.

1.6.1 - HIERRO DÚCTIL.

El hierro dúctil es un hierro fundido que tiene el carbón libre la forma de nódulos esferoidales, en lugar de escamas. El hierro dúctil es frecuentemente llamado hierro nodular aun cuando la designación oficial es hierro dúctil.

El hecho de que el carbono esté formado por pequeñas bolas en vea de hojuelas explica el motivo por el que este hierro colado tiene parcialmente las características de los aceros. Las hojuelas del hierro gris de fundición actúan como amplificadores de esfuerzos y, en consecuencia, reducen la resistencia al impacto y a la fatiga del material. En cambio, en el hierro dúctil, los nódulos no tienen un efecto notable de amplificación de esfuerzos.

El hierro dúctil tiene una buena resistencia contra el impacto y su ductilidad es suficiente para permitir elongaciones del 2 al 15 % dependiendo de su clase. La resistencia a la fatiga del hierro dúctil alcanza a ser casi tan alta como la del acero de igual dureza.

El hierro dúctil puede usarse como sale de la fundición, pero se le puede someter al temple y al revenido, lográndose un amplio margen de grados de dureza.

El hierro dúctil es un material relativamente nuevo, ya que su desarrollo se inició en 1948. Este metal ha tenido ya una amplia aplicación en la manufactura de engranajes.

El hierro dúctil para engranes se clasifica con frecuencia por especificaciones desarrolladas por la Sociedad Americana de Pruebas de Materiales (American Society of Testing Materials) [1] La tabla 9 muestra algunas de las especificaciones más comunes para usode engranes.

Asociación que especifica	Especificación No.	Clase	Resistencia mínima a la tensión (lb/plg ²)	Resistencia a la cedencia (lb/plg ²)	Elongación %
ASTM	A 395/A 395M	60-48-18	60 000	40 000	18
		65-45-15	65 000	45 000	15
ASTM	A 536-84	60-48-18	60 000	40 000	18
		65-45-12	65 000	45 000	12
		80-55-06	80 000	55 000	6.0
		100-70-03	100 000	70 000	3.0
		120-90-02	120 000	90 000	2.0

Tabla 9 - Especificaciones de hierro dúctil.

1.7. - MATERIALES NO FERROSOS PARA ENGRANES.

Una amplia variedad de bronce, aleaciones de aluminio, aleaciones de plásticos no metálicos y materiales laminados, son usados para fabricar engranes. En muchos casos el engrane no ferroso es accionado por un piñón de acero. Cuando las cargas son ligeras y las piezas son pequeñas, frecuentemente se pueden fabricar ambos miembros del par de material no ferroso.

Los materiales no ferrosos se usan por varias razones. Ciertos bronce soportan altas velocidades de desplazamiento con un tornillo sinfín de acero mejor que cualquier otro material.

Los materiales no ferrosos tienden a ser más resistentes a la corrosión que los materiales ferrosos. Es importante en ciertos instrumentos mantener extremadamente baja la inercia de las partes rotatorias. Algunos materiales no ferrosos se prestan asimismo, a técnicas de producción en masa de muy bajo costo [1]

La tabla 10 muestra algunas características generales de los materiales para engranes no ferrosos.

Material	Módulo de elasticidad (lb/plg ²)	Densidad (lb/plg ³)	Resistencia última (lb/plg ²)	Resistencia a la cedencia (lb/plg ²)
Bronce fosforado	15x10 ⁶	0.32	40 000	18 000
Bronce magnésico	14-18x10 ⁶	0.31	65 000	30 000
Bronce aluminio tratado térmicamente	19.4x10 ⁶	0.27	100 000	50 000
Bronce silíceo	15x10 ⁶	0.31	45 000	20 000
Aleación de aluminio	10.6x10 ⁶	0.10	68 000	48 000
Aleación de zinc	14x10 ⁶	0.24	40 000	26 000
Aleación de magnesio	6.5x10 ⁶	0.065	44 000	32 000
Aleación de latón	15x10 ⁶	0.306	76 000	45 000
Nylon (73 °F)	0.4x10 ⁶	0.036	11 200	8 500

Tabla 10 - Características generales de materiales no ferrosos para engranes.

1.7.1. - BRONCES PARA ENGRANAJES.

Hay cuatro clases de broces que, por sus características de resistencia al desgaste predominan ampliamente entre los materiales no ferrosos que se utilizan para la fabricación de engranes. Estas características son los resultados obtenidos de la aleación de pequeñas cantidades de estaño, zinc, plomo y huellas de otros elementos. Las cuatro clases o tipos de broce son:

- 1.- Bronce fosfórico.
- 2.- Bronce manganésico.
- 3.- Bronce de aluminio.
- 4.- Bronce silíceo.

La metalurgia del bronce está basada en la capacidad de este para formar soluciones sólidas con los diversos elementos aleados. Esto se considera para el efecto sobre las propiedades físicas producidas por la variación de la cantidad que se agrega del elemento aleado.

Zinc. Se agrega a las aleaciones básicas cobre-estaño para incrementar las propiedades de resistencia, pero en cierto grado, a expensas de las propiedades de deslizamiento.

Estaño. Es el principal agente aleado en el bronce fosforado. Es el mayor contribuyente usado para afectar la resistencia, pero si se hace un vaciado inadecuado, el estaño puede oxidarse, originando cristales de estaño muy duros, que son demasiado abrasivos.

Plomo. Este elemento se aplica para mejorar la maquinabilidad de la aleación y lo mismo que con los demás componentes. Si bien el plomo tiene una influencia insignificante sobre la resistencia a la tensión, da origen a una reducción de la resistencia al corte y de la durabilidad. El plomo no se combina con el metal base de la aleación pero actúa como un lubricante.

Hierro. Es un elemento que contribuye al aumento de la resistencia, aun en los materiales no ferrosos [1].

1.7.2. - BRONCE FOSFÓRICO.

Los bronce de este tipo son tenaces, duros y capaces de resistir altas fatigas. Este grupo de aleaciones abarca una extensa variedad de bronce al cobre-estaño y cobre-estaño-plomo, que se desoxidan en su totalidad mediante fósforo. Un material para engranes de gran duración que pertenece a este grupo es el bronce para engranes 89-11, usado particularmente para ruedas de tornillos sin fin endurecidos para velocidades de deslizamiento desde altas hasta moderadas y cargas de poca intensidad en los dientes. Adicionando pequeñas cantidades de níquel se logra una estructura fina del grano. Otro material de este grupo es el bronce G o metal de cañón 88-10-2, que tiene buenas cualidades físicas y buena resistencia al desgaste. Ambos bronce fosforados tienen buena resistencia a la acción corrosiva del agua de mar, tienen buena maquinabilidad y se pueden hacer excelentes fundiciones [1]

1.7.3. - BROCE MANGANÉSICO.

Es tenaz, teniendo aproximadamente la resistencia a la tensión y ductilidad del acero fundido ordinario, uno de los más tenaces sin necesidad de beneficiarlo por tratamiento térmico. Sus altas características físicas se deben a los agentes endurecedores y desoxidantes del hierro, manganeso, aluminio y estaño. Proporciona excelentes fundiciones de grano cerrado que ofrecen una calidad superficial suave [6].

1.7.4. - BRONCE DE ALUMINO.

Otro material para fundición fuerte y tenaz como el bronce al manganeso, es el más ligero en peso y capaz de las más altas características físicas a causa de los elementos aleados de hierro, manganeso y níquel, teniendo además la ventaja de que puede tratarse térmicamente. La obtención de las más altas resistencias se logra sacrificando una de las propiedades más importantes de los dientes de engranes, la ductilidad.

El mejor procedimiento consiste en producir los cuerpos de los engranes como piezas de fundición vaciadas y centrifugadas [6].

1.7.5. - BRONCE SILÍCEO.

Este material fundido produce engranes suaves de color amarillo-oro pudiendo obtenerse de secciones delgadas y exactas, pero que requieren técnicas especiales de fundición. Para engranes de paso fino, es aconsejable fundir cuerpos de engrane con exceso de material para asegurar la eliminación de defectos superficiales. La fundición centrífuga también auxiliará en este aspecto. Este material tiene importancia en muchas aplicaciones eléctricas a causa de su calidad no magnética [6].

1.7.6. - NORMAS REGISTRADAS EN BRONCE.

Muchas organizaciones tienen composiciones normalizadas de bronce. El diseñador de engranes conectado con todo el trabajo relacionado con engranajes que necesita familiarizarse con estos materiales y con el uso de especificaciones establecidas por diversas organizaciones técnicas.

La norma AGMA 243.01 muestra clases de fundiciones de bronce para usarse en reductores de velocidad de corona y tornillo sinfin. La lista de todos los tipos de bronce fosforado en cuestión es la siguiente [6]:

Clase 1. Bronce de níquel-estaño.

Clase 1c. Bronce de níquel, fundido y templado superficialmente.

Clase 2. Bronce de estaño.

Clase 2c. Bronce de estaño fundido y templado superficialmente.

Clase 3. Bronce de plomo.

Tabla 11(1ª parte) - Bronces para engrane.

Nombre común y término registrado.	Elementos principales en composición (%).				
	Cu	Sn	Zn	Fe	Otros para total de 100 %
A. Metal de cañón, bronce G de fundición 88-10-2.	88	10	2	0.15	Pb 0.3, Ni 0.1
B. Bronce fosforado, forjado.	88	10	0.75	Pb 1-2.5, Ni 0.1
C. Bronce G.	88	8	4	0.15	Pb 0.3, Ni 1.0
D. Bronce fosforado, bronce para engrane de fundición 89-11.	89	11			
E. Bronce al níquel-estaño, fundido.	87	10	Ni 2
F. Bronce al	60	1	Resto	2	Mn 1.5, Al 1.0,

manganeso , fundido.					Pb 0.4
G. Bronce al manganeso , fundido.	68	0.2	Resto	4.5	Mn 5, Al 7.5
H. Bronce al silicio, fundido.	88	2	5	2.5	Mn 1.5, Si 4
J. Bronce al aluminio, fundido.	86	1	Al 10
K. Bronce al aluminio, fundido.	83	4	Al 11, Ni 2.5
L. Bronce al aluminio, fundido.	78	4	Al 11, Ni 5, Mn 3.5

Tabla 11(2ª parte) - Bronces para engrane.

Todos los bronce de la AGMA tienen, aproximadamente, el 10 % de estaño. Son similares al bronce denominado metal de cañón.

En la tabla 11 se aprecian las composiciones de diversos tipos de bronce. La tabla 12 muestra una referencia de diferentes especificaciones de bronce y datos generales sobre las propiedades y usos de los diversos tipos de los mismos.

Tabla 12 (1ª parte) - Bronces para engranes, propiedades físicas.

	Límite de resistencia a la tensión (1 000 lb/plg ²)	Punto de cedencia (1 000 lb/plg ²)	Número de las especificaciones				
			MIL	FED	ASTM	SAE	AGMA
A	40	18	QQ-L-225 comp. 16	B 22 -02	62	234.01 clase 2
B	35	63	
C	40	B-16540 grado A	QQ-L-225 comp. 5			
Para engranes de servicio bajo a moderado, maquinado libre, resistente a la acción corrosiva del agua de mar.							
D	35	18	65	
Predominantemente para resistencia moderada y tenacidad de ruedas de tornillo sinfin usadas con tornillos sinfin y velocidad en la línea de paso moderada hasta alta.							
E	50	243.51 clase 1
F	65	25	QQ-B-726 clase A	B98 -98M	43	243.71 clase 2
G	90	45	QQ-B-726 clase B	B98 -98M	430A	243.71 clase 3
Fundiciones resistentes, buena maquinabilidad, dureza moderada, buena ductilidad.							
H	45	20	QQ-C-593	B98 -98M		

Buena resistencia, tenacidad, resistencia a la corrosión, no magnética							
J	65	25	B-16033 clase 2	QQ-B-671 clase 2	B98 –98M	68B	243.61 clase 2
J, térmicamente tratado	80	40	B-16033 clase 2	QQ-B-671 clase 2	B98 –98M		243.61 clase 3
K	75	30	B-16033 clase 3	QQ-B-671 clase 3			
K, térmicamente tratado	90	45	B-16033 clase 3	QQ-B-671 clase 3			
L	90	40	B-16033 clase 4	QQ-B-671 clase 4			
L, térmicamente tratado	110	60	B-16033 clase 4	QQ-B-671 clase 4			
Alta resistencia, buena resistencia a la fatiga para engranes bajo tensión repetida, buena resistencia a altas temperaturas.							

Tabla 12 (2ª parte) - Bronces para engranes, propiedades físicas.

1.8. - TRATAMIENTO TÉRMICO DE LOS ACEROS Y HIERRO VACIADO PARA ENGRANES.

El procedimiento básico que se sigue para el endurecimiento de los aceros consiste en calentarlos al rojo, hasta cierto grado, para someterlos a un enfriamiento rápido o temple, por inmersión en agua o aceite, recalentándolos a continuación para darles el grado de dureza final, o sea el revenido. El acero tiene que calentarse hasta austenizarlo. Esto ocurre generalmente entre los 1450 y 1600 °F (787 y 871 °C). El temple tiene que ser lo suficientemente rápido a fin de evitar la formación de productos intermedios indeseables. Un engrane debidamente templado tendrá una proporción máxima de martensita. Este procedimiento convierte al engrane en una pieza muy dura y un poco quebradiza. En el recalentamiento necesario para el revenido se eleva la temperatura de la pieza por debajo de su temperatura crítica en la que el metal se austeniza. Una vez que la pieza se retiempla por medio del revenido, adquiere una dureza menor y la martensita habrá sufrido una transformación mayor o menor, por lo cual el material resulta mucho más tenaz y más dúctil que con el simple temple. Por medio del control de la temperatura del revenido se puede obtener un amplio rango de valores de dureza.

En la figura 3 se aprecia el máximo de dureza obtenible para diferentes proporciones de contenido de carbono. Para lograr el máximo de la dureza, la pieza a endurecer tendrá que ser pequeña y templarse por medio del enfriamiento drástico y de no procederse así, habrá que trabajar con aleaciones suficientes, de manera que el endurecimiento pueda alcanzarse por medio del temple de enfriamiento más lento, o que permite manejar piezas de tamaño, o la aplicación de métodos más benignos para templar.

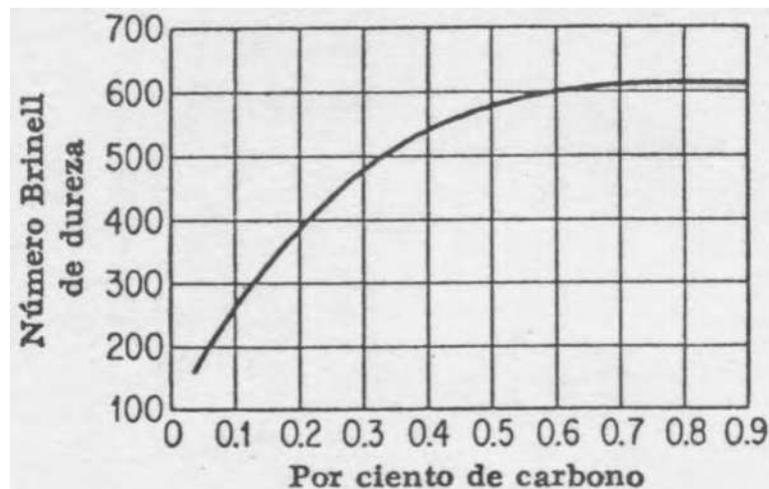


Fig. 3 - Dureza máxima del acero.

El contenido de carbono en el rango de 0.10 a 0.20 %, reduce considerablemente la dureza máxima que puede ser obtenida. Los engranes generalmente se fabrican dentro del rango de 200 a 350 BHN, teniendo 0.40 a 0.60 % de carbono. Un bajo contenido de carbono, como 0.10 a 0.20 %, es útil, sin embargo, para el corazón del material de un engrane que es carburizado superficialmente después de cortar los dientes; la superficie es enriquecida con carbono hasta alrededor de 0.85 %. Después del templado y revenido, la superficie rica en carbono tendrá aproximadamente 600 BHN, y el corazón del material a causa de la deficiente cantidad de carbono desarrollará una dureza de aproximadamente 250 BHN. El corazón es mucho más resistente y más dúctil que la superficie. La superficie de los dientes tiene una mejor resistencia a la duración y al impacto y menor sensibilidad contra rayones o mellas que los dientes de engranes fabricados con un material homogéneo y teniendo 0.85 % de carbono a todo lo largo de la superficie de los dientes del engrane [6].

1.9 CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO I.

- 1.- La mayoría de los libros de engranes describen solamente el trazado de estos, así como los diferentes tipos de engranes; hay mucha bibliografía en donde se abordan sus fallas más comunes, el tratamiento térmico al que se someten, etc.
- 2.- Muchas de las normas que se exponen en las diferentes tablas del presente capítulo han cambiado o ya no están en vigencia de allí la importancia de observar el año de publicación de la bibliografía consultada para este fin.
- 3.- Los engranajes normales han sido estudiados con mucha profundidad según la literatura consultada, sin embargo se continúan haciendo estudios al respecto.
- 4.- La aparición de los engranajes asimétricos en la literatura consultada no vas más allá de 10 años y siguen siendo estudiadas en la mayoría de las referencias a partir de la simulación.
- 5.- Aun no se reportan aplicaciones reales en funcionamiento de estas transmisiones.
- 6.- Es necesario continuar el desarrollo y estudio de transmisiones asimétricas aun cuando sea mediante métodos de simulación, garantizando así ganar experiencias en algunos parámetros importantes de su funcionamiento.
- 7.- Debido a que el estudio de engranajes asimétricos se encuentra en desarrollo todavía resulta un poco difícil encontrar referencias acerca de los mismos y las pocas que hay son limitadas en su contenido.

CAPÍTULO II. - MÉTODOS DE FABRICACIÓN DE ENGRANAJES.

2.1. - INTRODUCCIÓN

Las transmisiones con engranajes están presentes en gran parte de las máquinas más sofisticadas y modernas, destinadas a realizar funciones, más o menos exigentes, en cualquier parcela de la industria o del sector doméstico. Sin embargo, la tecnología asociada a los engranajes no es, en absoluto, una cuestión novedosa, para buscar su origen debemos remontarnos, por lo menos, hasta la Grecia clásica.

Las técnicas de fabricación de los engranajes sí que han evolucionado en los últimos 2000 años. Durante el desarrollo de esta práctica se pretende hacer un repaso de los métodos actuales de producción de engranajes (realizando un ejemplo práctico de una de las técnicas), así como familiarizarse con el dimensionado y la caracterización de los mismos.

2.2. - PRODUCCIÓN DE ENGRANAJES

Los procedimientos de producción de ruedas dentadas se pueden dividir en dos grandes familias:

- Procedimientos de producción de engranajes completos.
- Procedimientos de producción de engranajes por tallado de los dientes. [14][23]

2.2.1. - PRODUCCIÓN DE ENGRANAJES COMPLETOS

Estos métodos de producción consisten en la formación del engranaje completo, en una sola operación. Se pueden distinguir los siguientes procedimientos: [14] [23]

2.2.2. - FUNDICIÓN: Se diseña un molde que se llena con el material colado (acero, bronce,...). Este molde es una copia exacta de la futura rueda dentada, sin considerar el sobredimensionado que va asociado a la fundición (un ligero aumento del espesor del diente).

2.2.3. - PULVIMETALURGIA: (Metalurgia de polvos) Consiste en un proceso de fabricación que, partiendo de polvos finos y tras su compactación previa, para darles una forma determinada (compactado), se calientan en atmósfera controlada (sinterizado) para la obtención de la pieza. Este proceso es adecuado para la fabricación, además de los engranajes, de grandes series de piezas pequeñas de gran precisión, para materiales o mezclas poco comunes y para controlar el grado de porosidad o permeabilidad.

2.2.4. - ESTAMPACIÓN: Se estampa una matriz, con la forma de la futura rueda dentada, que sirve como herramienta cortante, contra una lámina base. Es un procedimiento empleado generalmente con ruedas delgadas.

2.2.5. - EXTRUSIÓN Y REBANADO: La extrusión se basa en hacer pasar una masa fluida de metal, plástico, etc. por una abertura con una determinada forma. Este método de producir engranajes consiste en generar, por extrusión, una barra con el perfil de una rueda dentada, de la cual se van extrayendo los engranajes, seccionándolos como rebanadas.

Los procedimientos de tallado de ruedas dentadas consisten en la utilización de una herramienta de corte para efectuar el tallado de los dientes de los engranajes a partir de un cilindro base. Los dientes de los engranajes se mecanizan por fresado, cepillado o formado con sinfín y pueden ser acabados por cepillado, bruñido, esmerilado o pulido con rueda.

Los procedimientos de producción de engranajes por talla se dividen, a su vez, en dos grandes grupos:

- Procedimientos de talla por reproducción o copia.
- Procedimientos de talla por generación.

2.3. - PROCEDIMIENTOS DE TALLA POR REPRODUCCIÓN O COPIA.

En los procedimientos de tallado de ruedas dentadas por reproducción, el borde cortante de la herramienta es una copia exacta de cierta parte de ella (por ejemplo, del hueco entre dientes contiguos). Como consecuencia de ello, los métodos de talla por reproducción precisan de un número elevado de herramientas ya que, incluso para fabricar ruedas dentadas con el mismo módulo hace falta una herramienta para cada número de dientes, puesto que el hueco interdental varía.

A estas herramientas de corte se les denomina “*cortadores conformadores*” y, generalmente, el cortador tiene la forma exacta del hueco interdental. Cabe distinguir dos procedimientos, según la máquina herramienta utilizada:

2.3.1. - CEPILLADO: La herramienta, en la sección perpendicular a la dirección de su movimiento tiene perfiles cortantes, que se corresponden perfectamente con el contorno del hueco interdental del engranaje a tallar. La herramienta (elemento A, de la figura 4) desarrolla un movimiento de vaivén sobre el cilindro base, cortando el material correspondiente a un hueco interdental. Después de cada operación, el cilindro base gira un ángulo igual a $1/z$ de vuelta para poder cepillar el siguiente hueco. [15]

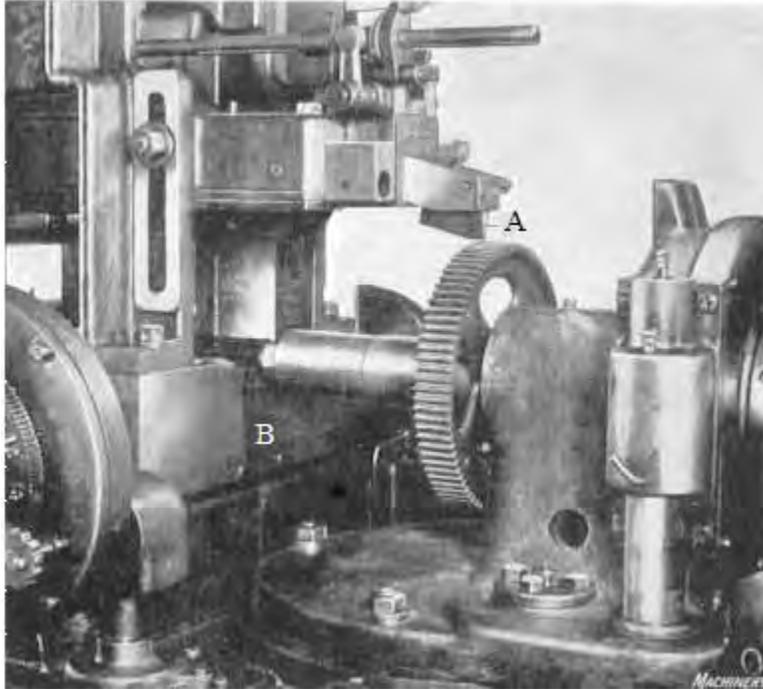


Fig. 4 - Tallado de un engranaje por cepillado. [14]

2.3.2. - FRESADO: Es un método muy difundido, similar a la talla por cepillado, pero en lugar de una cuchilla con una forma determinada se utiliza como herramienta una fresa especial estandarizada la "*fresa de módulo*" cuyos dientes tienen perfiles idénticos a la forma del hueco interdental que se persigue (figura 5). Al final de cada operación de fresado la fresa vuelve a su posición inicial y la pieza bruta gira un ángulo igual a $1/z$ de vuelta para poder fresar el siguiente hueco. La principal desventaja de este procedimiento es que se necesitan una fresa distinta para cada combinación de módulo y número de dientes. Como es imposible tener un juego de fresas para cada caso, además del elevado precio de una "*fresa de módulo*" y la rapidez con la que se desgastan, obliga a recurrir a una cierta inexactitud en el tallado, pues se emplea una misma fresa para ruedas con un número de dientes cercano a aquel para el que está diseñada la fresa. [23]

Lo habitual es utilizar juegos de 8 fresas por módulo: por ejemplo, para tallar las ruedas de 35 a 54 dientes se suele utilizar la misma fresa, debido a la escasa variación de los perfiles. Así, cada fresa se corresponde con el número menor de dientes de su serie, ya que al aumentar "z" disminuye el hueco A interdental, evitando de esta manera el peligro de "acuñamiento". En ocasiones se emplean juegos de 15 a 26 fresas, para dar una mayor exactitud. Este procedimiento conlleva una inexactitud en los perfiles conjugados que no importa para velocidades pequeñas pero que es inadmisibles cuando estas son elevadas.

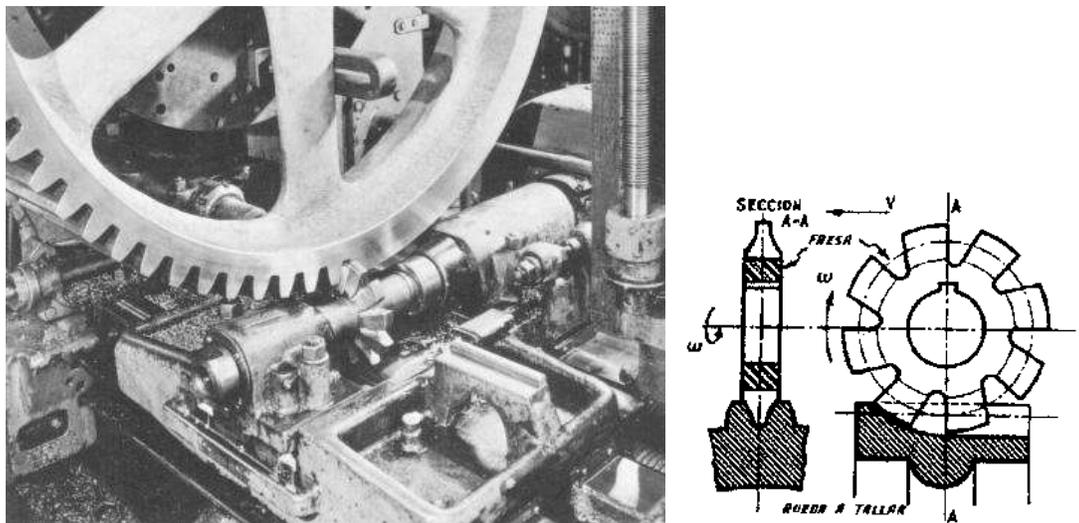


Fig. 5 - Tallado de un engranaje por fresado. [15]

2.4. - PROCEDIMIENTOS DE TALLA POR GENERACIÓN.

El procedimiento de talla de ruedas dentadas por generación o rodamiento permite, aprovechando las propiedades de la evolvente, la "generación del perfil del diente" de un engranaje. Los dientes de perfil de evolvente se pueden tallar de forma sencilla y muy exacta empleando herramientas de perfil rectilíneo. La herramienta de corte va avanzando a medida que la rueda gira sobre su centro. Esta es la principal ventaja de este tipo de perfiles, cuya talla puede realizarse con una precisión elevadísima, cualquiera que sea el número de dientes, asegurando así un funcionamiento perfecto y silencioso, aun a grandes velocidades. Existen diversas formas de lograr el perfil del diente: por mortajado con un piñón generador, por tallado con cremallera, por tallado con fresa madre, etc. [23]

2.4.1. - GENERACIÓN CON PIÑÓN GENERADOR.

Como los perfiles de evolvente son conjugados entre sí, se pueden generar ruedas dentadas haciéndolas engranar con un piñón generador, es decir, se emplea como herramienta de corte una rueda dentada con bordes cortantes a la que se hace rodar sobre la rueda base que se pretende tallar. Las ventajas de este procedimiento radican en que la talla es continua (no da lugar a imprecisiones por reposicionado de la herramienta), permite generar engranajes de dentado interior y con una sola rueda-herramienta se pueden fabricar ruedas dentadas de un mismo módulo "m" pero con diferentes números de dientes. Presenta las desventajas de que el piñón generador es mucho más difícil de elaborar y de conservar y que el más mínimo defecto de la herramienta se reproduce en la rueda. El proceso de talla puede efectuarse de dos formas:

- Si la futura rueda dentada se fabrica en material más blando que la herramienta, girando ambas piezas con la debida relación de velocidades, el piñón generador penetra en la pieza bruta generando los perfiles conjugados a los perfiles de los dientes de la herramienta. El proceso puede invertirse, manteniendo una de las ruedas fijas y variando la velocidad angular de la otra, para obtener el número de dientes deseado. Este método (poco extendido) se emplea para ruedas dentadas de módulo pequeño. Cuando el material de partida es suficientemente blando puede ser directamente mecanizado en frío, en caso contrario necesita ser precalentado.
- Mediante una mortajadora en forma de piñón: En la figura 6 se representa el proceso de talla mediante herramienta con forma de piñón generador: estando la rueda parada se da al piñón generador el movimiento de vaivén axial **a**, al mismo tiempo que la rueda se acerca en la dirección **b**. Una vez que se ha avanzado la totalidad de los dientes, se para este último movimiento y empieza el giro de ambas ruedas, conservando el movimiento **a** del piñón, con lo cual se va labrando el perfil de los dientes de la rueda. El piñón generador y la pieza bruta deben girar manteniendo la relación de velocidades angulares establecida por la relación entre sus número de dientes. [15]

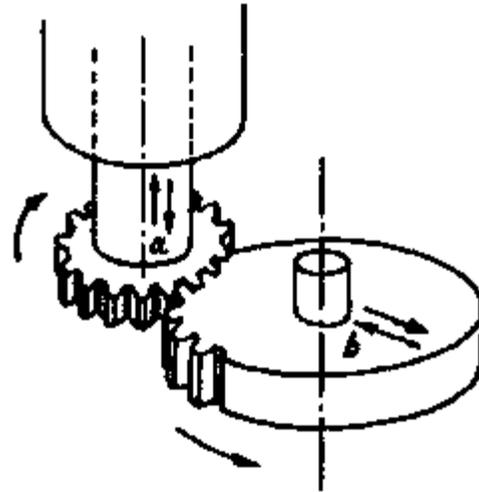
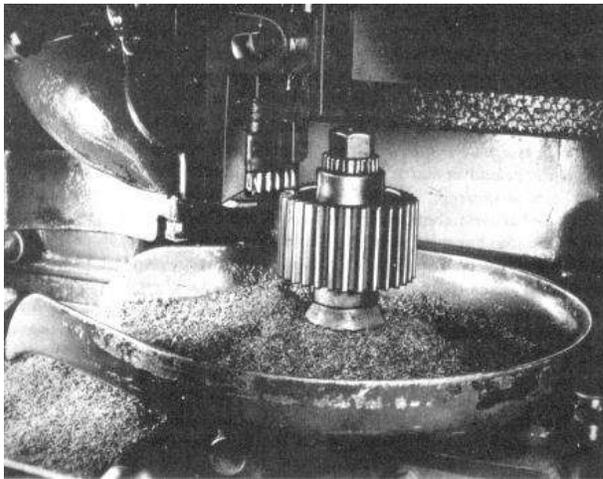


Fig. 6 - Tallado de un engranaje por generación con piñón generador. [15]

2.4.2. - GENERACIÓN CON CREMALLERA.

En este método de talla se utiliza un cortador en forma de cremallera, de módulo igual al de la rueda a tallar (figura 7). En todo momento el corte se produce debido a un movimiento de vaivén de la herramienta en la dirección del eje de la rueda. Con la cremallera se generan simultáneamente las dos caras del diente (figura 7).



Fig. 7 - Tallado de un engranaje por generación con cremallera. [14]

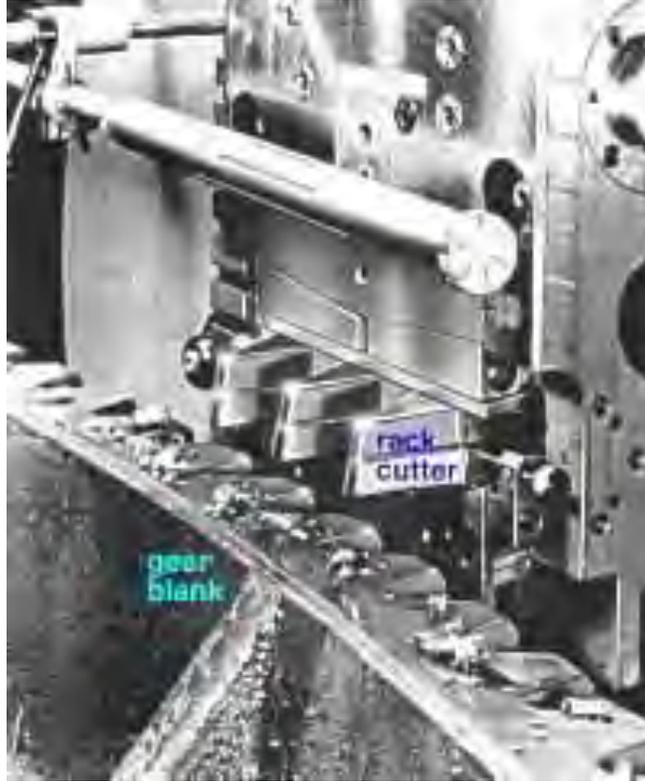


Fig. 8 - Talladora de engranajes con forma de cremallera. [15]

Aprovechando la propiedad de la evolvente: *todos los perfiles de evolvente son conjugados a una ruleta constituida por un plano móvil, que apoya sobre una base que es la circunferencia primitiva del engranaje, con un perfil solidario que es una línea recta, se pueden generar los engranajes por medio de una cremallera, haciendo que la línea primitiva de ésta rueda sobre la circunferencia primitiva del engranaje.*

Para la fabricación, se parte de un disco de radio igual al radio de cabeza del engranaje a generar, se enfrenta éste al cortador y se hace avanzar la herramienta de modo que penetre en el cuerpo de la rueda hasta que su línea media sea tangente a la circunferencia primitiva de referencia de esta última. Luego, después de cada golpe de corte, se hace girar el cuerpo de la rueda ligeramente, al mismo tiempo que se desplaza longitudinalmente la cremallera, tal como lo haría una cremallera real al engranar con la rueda ya acabada. Este movimiento se repite hasta llegar a completar una distancia igual al paso circular. En ese momento, se habrá completado el tallado de un diente, y se reposiciona la cremallera para proceder al mecanizado del siguiente.

De este modo, los flancos de los dientes resultan como envolventes del flanco recto de la herramienta, en su movimiento de rodadura sobre la circunferencia primitiva de referencia. Este método se emplea con relativa frecuencia, debido a la sencillez del útil de mecanizado ya que es una herramienta de bordes rectilíneos, fáciles de ejecutar y de conservar por sucesivosafilados. Presenta como principal inconveniente que la talla no es continua pues se origina una ligera imprecisión en el tallado debido al movimiento de reposicionado de la herramienta.

En la figura 9 se indica la manera de proceder durante la talla con cremallera:

- En la figura 9-a se representa el movimiento inicial de la talla: la herramienta (cremallera) avanza hacia la izquierda y vacía parcialmente algunos huecos, estando parada la rueda base.
- Después, la rueda gira y la cremallera avanza para conseguir el movimiento de rodadura de las superficies primitivas, como se indica en la figura 9-b.
- Cuando la herramienta ha avanzado un paso se interrumpe este movimiento, la herramienta se separa y desciende para volver a la posición inicial, como se indica en la figura 9-c.
- Entonces se vuelve a realizar la rodadura de la cremallera y de la rueda, pero habiendo avanzado la rueda, previamente, un paso figura 9-d.
- Este proceso se repite hasta que quedan tallados todos los dientes por la eliminación de los huecos correspondientes.

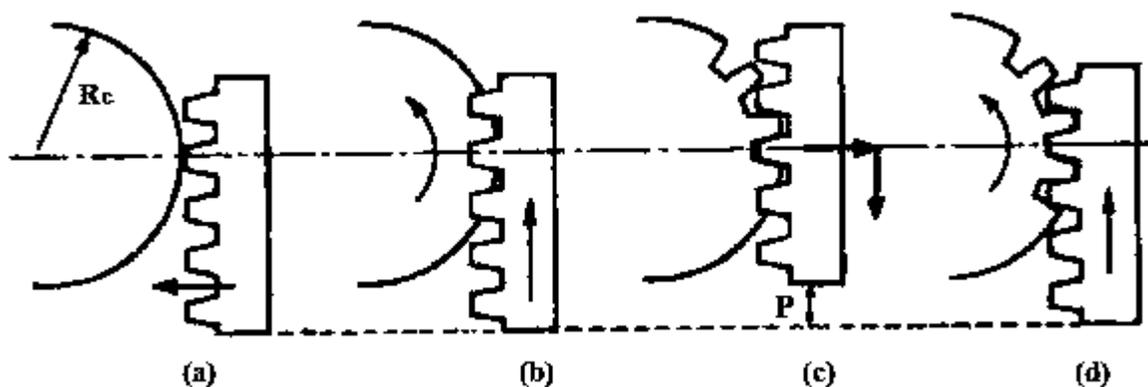


Fig. 9 - Generación de ruedas dentadas de perfil de evolvente mediante cremallera de talla

[18]

Como se observa en la figura 10, el útil **a** avanza a lo largo de la rueda pero, a medida que ejecuta su movimiento de vaivén la rueda **w** gira, evolucionando desde la posición I a la posición VII, labrando el útil ambos flancos del diente.

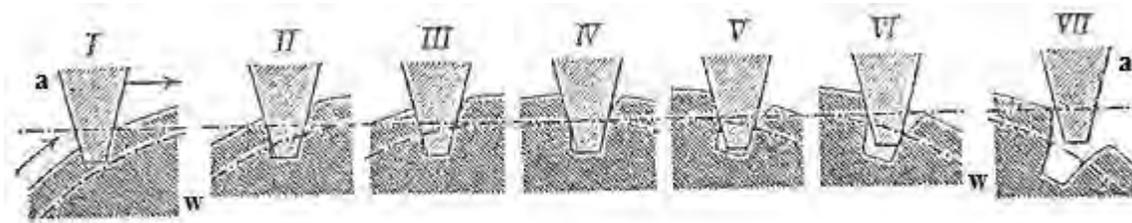


Fig. 10 - Evolución de la herramienta de talla conforme avanza el mecanizado. [14]

2.4.3. - GENERACIÓN POR CEPILLADO.

En este procedimiento de talla por generación se utiliza una herramienta de corte de cara plana (figura 11). El proceso consiste en un movimiento de vaivén de la herramienta (cepillado) mientras que la rueda base y la herramienta se mueven según una determinada relación de velocidades generando el diente (figura 11).

Este método es bastante parecido a la generación por cepillado con cremallera, pero presenta tantas ventajas como esta, por lo que ha caído en desuso y hoy resulta algo anticuado. Aunque todavía se utiliza, sólo suele emplearse para realizar dientes con geometrías no normalizadas.

En la figura 11 se representa una antigua máquina de tallar dientes por cepillado.

En este tipo de máquinas la exactitud depende de la del patrón. Éstos suelen ser de grandes dimensiones para disminuir los errores; la transmisión se ocupa de reducir proporcionalmente el movimiento del útil de corte. Además en cada máquina se necesita un número bastante grande de patrones.

Las máquinas acepilladoras son utilizadas también para tallar engranajes cónicos. Los útiles tienen entonces otro movimiento rectilíneo según la generatriz del cono que forman los dientes. [15]

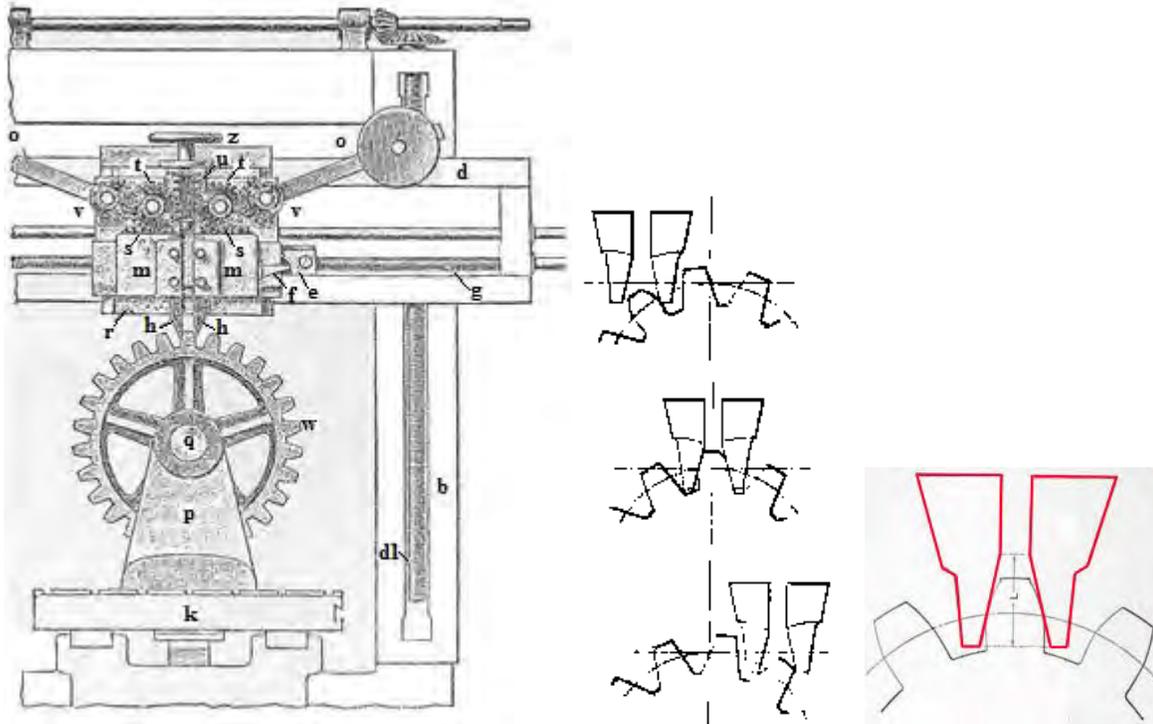


Fig. 11 - Máquina de tallar dientes por cepillado y esquema del proceso. [18]

El funcionamiento de la máquina de la figura 11 era el siguiente:

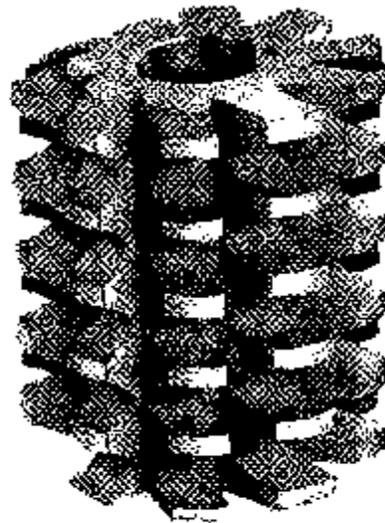
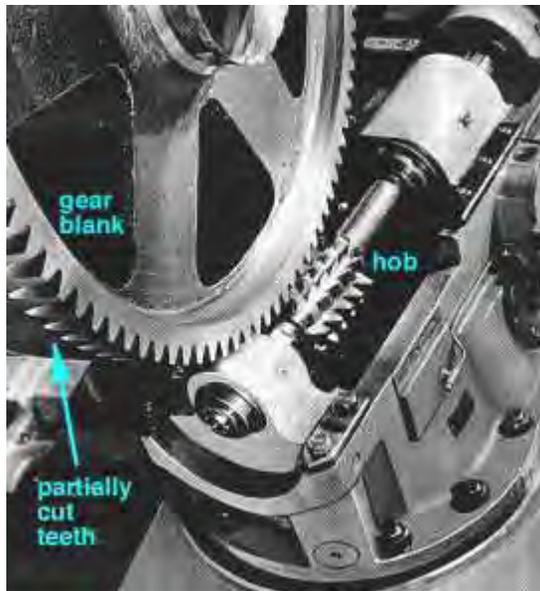
- Sobre los soportes **b** desliza el puente transversal **d**, cuya altura puede variarse a voluntad mediante los husillos guidores **dl**.
- El puente sirve, además, de soporte para un carro que puede moverse horizontalmente gracias al giro del husillo **g**. El centro del carro se sitúa para que coincida con la vertical que pasa por el centro de la rueda **w** que va a ser tallada.
- La rueda a su vez, descansa sobre el árbol **q** del bastidor **p**.
- Los dos útiles de corte **h** pueden desplazarse horizontalmente mediante las guías **m**, cuya placa común puede moverse de arriba abajo sobre los montajes que se encuentran en **r**.
- De esta placa **r** forman parte las ruedas dentadas **t** que engranan con las cremalleras **u** y **s**, estas últimas pertenecientes al porta-útiles **m**.
- El porta-útiles **m** se mantiene contra el patrón **e**, que determina el perfil del diente mediante los sectores dentados **v** y los contrapesos **o**. Esta máquina permite cepillar, no sólo el flanco de los dientes, sino también las bases.

-
- La rueda y el bastidor se mueven con los carrillos de la plataforma **k** de la máquina. A cada oscilación se da vuelta al volante **z** y se baja la cremallera **u**, con lo cual las garras **m** ejecutan un movimiento horizontal y el contrapeso **o** cuida que el índice **f** recorra el perfil del patrón o modelo **e** manteniéndolo contra él.
 - Terminada la fabricación de un diente, hay un mecanismo (no representado en la figura 10) que obliga a la rueda a girar el ángulo correspondiente a un diente.

2.4.4. - GENERACIÓN CON FRESA MADRE.

En este método de talla por generación, el cortador utilizado es una herramienta con una forma semejante a la de un tornillo sinfín, denominado “*fresa madre*” o fresa para engranajes (figura 12). Los dientes son de lados rectos, como los de una cremallera, pero el eje del cortador debe desalinearse un valor igual al ángulo de avance de la hélice del tornillo, para cortar dientes rectos (no helicoidales).

Su principal ventaja estriba en que no hay que reposicionar la herramienta lo que arroja unos resultados de mayor precisión (dientes más perfectos). Este método es el procedimiento de generación de engranajes más extendido.



Fresa para engranajes

Fig. 12 - Tallado de un engranaje por generación con fresa madre [15]

Para la generación de ruedas de dientes rectos se debe proporcionar al eje de la fresa madre una inclinación α respecto al eje de la rueda a tallar, para contrarrestar la inclinación de la hélice de la fresa (figura 13-a).

Para generar engranajes con dientes helicoidales se le debe suministrar al eje de la fresa un ángulo igual a $(\alpha + \beta)$ para además de compensar la inclinación de la fresa proporcionarle a la rueda dentada un ángulo β (figura 13-b).

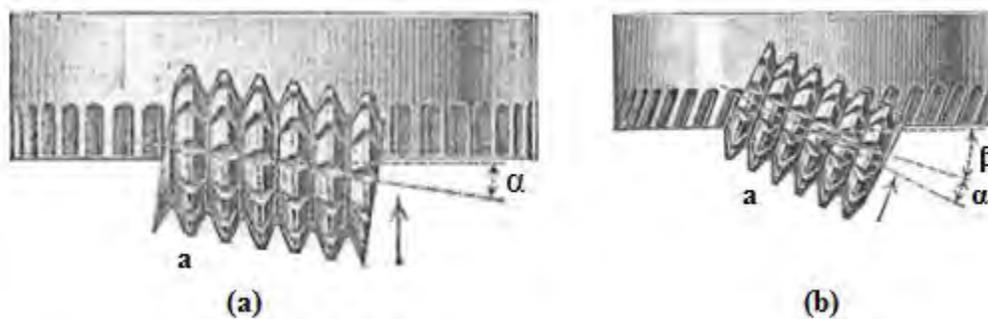


Fig. 13 - Ángulo de inclinación proporcionado a la fresa madre para tallar. [15]

(a) Ruedas dentadas cilíndrico rectas.

(b) Ruedas dentadas cilíndrico helicoidales.

2.5. - FALLAS MÁS COMUNES EN LOS ENGRANAJES PLÁSTICOS Y METÁLICOS.

Los deterioros o fallas que surgen en los engranajes están relacionados con problemas existentes en los dientes, en el eje, o una combinación de ambos. Las fallas relacionadas con los dientes pueden tener su origen en sobrecargas, desgaste y grietas, y las fallas relacionadas con el eje pueden deberse a la desalineación o desequilibrado del mismo produciendo vibraciones y ruidos, todas estas condiciones de operación disminuyen la capacidad de transmisión de un engranaje, destacándose entre ellos los siguientes. [13][14]

2.5.1. - DESGASTE ADHESIVO.

Este desgaste se produce debido a las soldaduras intermitentes de pequeñas áreas de un diente en el otro diente conjugado, pudiendo en ocasiones desprenderse algunas partículas. Si esta falla ocurre a un nivel microscópico el resultado es un desgaste pequeño y uniforme. En los plásticos al igual que en los engranajes metálicos materiales disímiles se comportan mejor al desgaste que materiales similares. Inclusive en muchas ocasiones es conveniente poner a engranar una rueda plástica con una metálica. En este caso los dientes de la rueda metálica deben tener un acabado superficial de 0,3 a 0,4 mm.

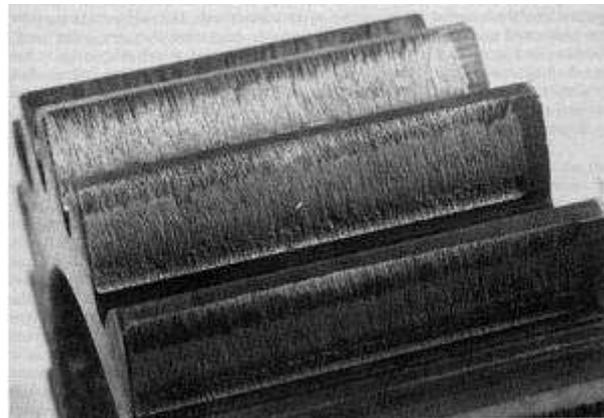
Como se sabe en el desgaste la lubricación juega un papel importante, ya que mantiene las superficies separadas e inhibe el mismo. En el caso particular de los engranajes plásticos cuando engranan dos ruedas plásticas es aconsejable que al menos una de ellas contenga Politetrafluoroetileno (PTFE), lo cual ayuda mucho a disminuir el desgaste aunque no se usara lubricación. Cuando se usa lubricación en engranajes plásticos con aditivos autolubricantes no ofrece tan buenos resultados como en los engranajes metálicos, pero siempre favorece. [14][15]

2.5.2. - DESGASTE ABRASIVO.

Este desgaste tiene lugar cuando partículas de un engranaje o suciedades entran dentro de las superficies de contacto. El desgaste abrasivo también puede ocurrir si uno de los engranajes (usualmente el metálico) tiene una superficie más rugosa que el otro. Las partículas de la superficie más dura penetran en la superficie de la más blanda y arrancan pedazos de material de la superficie. El diseñador nunca debe diseñar teniendo en cuenta el desgaste abrasivo, sino evitarlo. [14][15] (Figura 14a ,14b)



a). [15]



b). [16]

Fig. 14 - Afinamiento del diente producto del desgaste.

2.5.3. - PICADURA.

La picadura es una falla superficial que ocurre cuando se excede el límite de resistencia del material. Si las cargas son lo suficientemente altas y los ciclos de tensiones se repiten, frecuentemente se fatigan porciones de la superficie que posteriormente se desprenden. La zona del polo recibe la mayor tensión y es la más propensa a la picadura. Esta falla a pesar de ser rara en los engranajes plásticos en ocasiones puede ocurrir, especialmente si la transmisión está bien lubricada. [15] (Figura 15)



Fig. 15 - Picadura del diente debido al exceso de resistencia del material. [16]

2.5.4. - FLUJO PLÁSTICO.

La fluencia plástica se produce debido a las altas tensiones de contacto y la acción de rodadura y deslizamiento que se produce durante el engranamiento. De hecho es una deformación de la superficie debido a la fluencia del material de la superficie y de la subsuperficie. Debido a que los plásticos son buenos aislantes y tienen relativamente baja temperatura de fusión tienden a fundirse y fluir en situaciones donde los engranajes metálicos se comportan bien. El flujo plástico inicial es en la dirección radial y puede no ser destructivo ya que puede atenuarse (auto atenuarse). En casos más severos el flujo se manifiesta en la dirección axial y luego de la deformación plástica surge rápidamente la rotura del diente. El flujo plástico indica que las condiciones de operación son demasiado severas y la falla es inminente. La auto lubricación y la lubricación externa pueden ayudar a prevenir el flujo plástico, disminuyendo la cantidad de calor generado por la fricción. [14][15] (Figura 16)

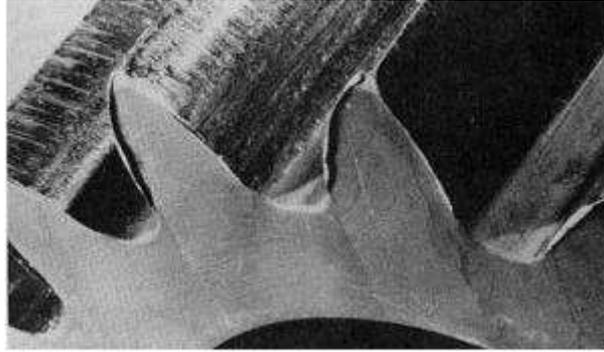


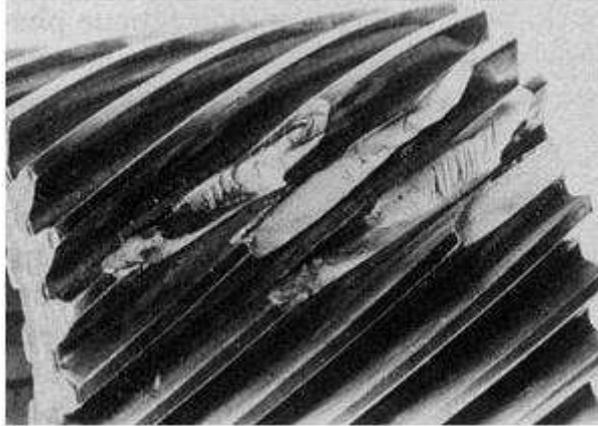
Fig. 16 - Flujo plástico debido a condiciones de operación severas. [16]

2.5.5. - FRACTURA.

La fractura es la falla más común de los engranajes plásticos y metálicos, se produce debido a sobrecargas producto de los ciclos de tensiones aplicados al diente, los cuales sobrepasan el límite de resistencia del material o al proceso de fatiga producido a través de los repetidos esfuerzos de flexión excesivos. Estos tipos de fractura generalmente ocurren en el radio de redondeo de la raíz del diente y se propaga a lo largo de la base del mismo. Las fracturas en sistemas no lubricados se deben generalmente a sobrecargas. Fracturas en otras zonas superiores del diente están generalmente relacionadas con el desgaste. [14][15] (Figuras 17a, 17b)



a) [15]



b). [16]

Fig. 17: Fractura del diente debido a la sobrecarga.

2.5.6. - FATIGA POR CICLO TÉRMICO O ABLANDAMIENTO PARCIAL O GLOBAL DEL DIENTE.

Esta falla ocurre cuando se eleva considerablemente la temperatura y por tanto disminuye la resistencia del material. Y se produce una deformación del diente en la zona polar, perdiéndose el paso y en ocasiones doblándose el diente. Este tipo de falla ocurre debido a que las tensiones sobre el diente siempre resultan en una especie de histéresis de calentamiento que incrementa considerablemente la temperatura del material, ya que los plásticos son buenos aislantes. [14][15] (Figura 18)



Fig. 18 - Deformación del diente debido al excesivo calor. [15]

2.6 - CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO II.

1. Los procedimientos de fabricación de engranes varía dependiendo de la necesidad que se tenga, dentro de la gran variedad de estos se necesita fabricar los engranes correctos para un buen funcionamiento en los trenes de engranajes, en el caso de una mala elección resulta muy costoso la reparación de los mismos, es por ello que se puede elegir dentro de los diferentes métodos de fabricación y generación y obtener un optimo funcionamiento de los trenes de engranajes.
2. Como se apunta anteriormente, existen diversas fallas esenciales en los engranajes. La mayoría de los autores a la hora de calcular un engranaje parten de la ecuación original de Lewis con determinadas modificaciones; En trabajos anteriores se han expuesto los diferentes métodos de cálculo de transmisiones por engranajes de dientes rectos comparándolos entre sí; Ninguno de estos métodos de cálculo tiene en cuenta la influencia de la asimetría y de la corrección en la resistencia del diente. Sin embargo no se ha precisado como disminuyen las tensiones principales y resultantes al usar correcciones en los engranajes asimétricos. Los diferentes métodos de cálculo que existen para determinar las dimensiones de los engranajes en función de la sollicitación de potencia no tienen en cuenta las posibilidades de modificaciones geométricas de estos engranajes.
3. Es necesario realizar un estudio de las tensiones que ocurren en los dientes asimétricos, enfatizando en los valores de los concentradores de contacto.

CAPÍTULO III. - GEOMETRÍA DE LOS ENGRANAJES ASIMÉTRICOS EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE DIENTES.

3.1. - INTRODUCCIÓN.

Dada la potencialidad que tiene la curva de evolvente desde su definición matemática, convencionalmente los engranes cilíndricos rectos de perfil simétrico se construyen a partir de la generación de la evolvente, para con esto obtener el perfil del diente, garantizando así un mejor servicio desde el punto de vista cinemático y dinámico, el caso de los engranes cilíndricos rectos de perfil asimétrico no es una excepción, pero se necesitan modificar las condiciones geométricas de trazado respecto a los primeros, para lograr que efectivamente los flancos sean diferentes a ambos lados del diente, pudiendo lograrse características particulares en cada par de engranes al transmitir la carga (es decir la corona y el piñón). Por eso, la geometría y diseño de engranes cilíndricos rectos de perfil asimétrico representan un importante problema en la construcción de engranajes [19].

3.2. - FÓRMULAS PARA EL TRAZADO DE ENGRANAJES ASIMÉTRICOS.

El dimensionado correcto de los engranajes es muy importante, desde el punto de vista constructivo, valga recordar que tales errores producen cargas adicionales sobre la transmisión, además de ruidos y defectos de explotación, también en la simulación del funcionamiento de las ruedas es imprescindible garantizar una adecuada precisión del trazado. En la medida que el trazado sea más exacto, menos concentradores de tensiones aparecerán en las ruedas simuladas, en otras palabras, el buen resultado de la simulación, depende en gran medida de la exactitud con que se hayan construido las ruedas.

Las ecuaciones más importantes para el trazado adecuado del perfil de los engranes son las que se presentan a continuación [9] [19] [20] [21].

Diámetro de paso:

$$dp = mN \quad \text{Ec. 3.1}$$

Diámetro básico para el menor ángulo:

$$db_{me} = dp \cos \alpha_{me} \quad \text{Ec. 3.2}$$

Diámetro básico para el mayor ángulo:

$$db_{ma} = dp \cos \alpha_{ma} \quad \text{Ec. 3.3}$$

Distancia entre centros.

$$aw_x = \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) m \quad \text{Ec. 3.4}$$

Diámetro exterior.

$$da = m(Z_1 + 2ha + 2X_1 - 2\Delta y) \quad \text{Ec. 3.5}$$

Diámetro interior.

$$df = m[Z_1 - 2(ha + c) + 2X_1] \quad \text{Ec. 3.6}$$

Ángulo exterior (por la cara de mayor ángulo).

$$\alpha_{e_{ma}} = \cos^{-1} \left(\frac{db_{ma}}{da} \right) \quad \text{Ec. 3.7}$$

Ángulo exterior (por la cara de menor ángulo).

$$\alpha_{e_{me}} = \cos^{-1} \left(\frac{db_{me}}{da} \right) \quad \text{Ec. 3.8}$$

$$\alpha_{n_{ma}} = \cos^{-1} \left(\frac{db_{\alpha_{ma}}}{da} \right) \quad \text{Ec. 3.9}$$

$$\alpha_{n_{me}} = \cos^{-1} \left(\frac{db_{\alpha_{me}}}{da} \right) \quad \text{Ec. 3.10}$$

Espesor del diente por la circunferencia de paso.

$$Sp = \frac{\pi m}{2} + mX(\tan \alpha_{c_{me}} + \tan \alpha_{c_{ma}}) \quad \text{Ec. 3.11}$$

Espesor del diente por la circunferencia exterior.

$$Sa = \frac{da}{2} \left(\frac{Sp_{\alpha_{me}}}{dp} + \text{inv } \alpha_{me} - \text{inv } \alpha_{n_{me}} \right) \quad \text{Ec. 3.12}$$

Espesor del diente por la circunferencia exterior para el ángulo mayor.

$$Sa_{ma} = \frac{da}{2} \left(\frac{Sp_{\alpha_{ma}}}{dp} + \text{inv } \alpha_{ma} - \text{inv } \alpha_{n_{ma}} \right) \quad \text{Ec. 3.13}$$

Espesor del diente por la circunferencia exterior para el ángulo menor.

$$Sa_{me} = \frac{da}{2} \left(\frac{Sp_{\alpha_{me}}}{dp} + \text{inv } \alpha_{me} - \text{inv } \alpha_{n_{me}} \right) \quad \text{Ec. 3.14}$$

3.3. - EJEMPLO NUMÉRICO.

Como ejemplo inicial empezaremos con el trazado de la corona de 30 dientes para un piñón de 17 dientes.

Diámetro de paso para la corona.

$$dp=Nm=(30)(5 \text{ mm})$$

$$dp=150 \text{ mm}$$

Diámetro de paso para el piñón.

$$dp=Nm=(17)(5 \text{ mm})$$

$$dp=85 \text{ mm}$$

Diámetro básico para el mayor ángulo de la corona.

$$db_{ma}=dbc\alpha_{me}=(150 \text{ mm})(\cos 30^\circ)$$

$$db_{ma}=129.9038106 \text{ mm}$$

Diámetro básico para el menor ángulo de la corona.

$$db_{me}=dbc\alpha_{me}=(150 \text{ mm})(\cos 20^\circ)$$

$$db_{me}=140.9538931 \text{ mm}$$

Diámetro básico para el mayor ángulo del piñón.

$$db_{ma}=dbc\alpha_{me}=(85 \text{ mm})(\cos 30^\circ)$$

$$db_{ma}=73.61215932 \text{ mm}$$

Diámetro básico para el menor ángulo del piñón.

$$db_{me} = db \cos \alpha_{me} = (85 \text{ mm})(\cos 20^\circ)$$

$$db_{me} = 79.87387277 \text{ mm}$$

La distancia entre centros aw_x está dada por:

$$aw_x = \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) m$$

$$aw_x = \left(\frac{17 + 30}{2} \right) (5 \text{ mm})$$

$$aw_x = 117.5 \text{ mm}$$

El diámetro exterior para el piñón es:

$$da = m(Z_1 + 2ha + 2X_1 - 2\Delta y)$$

$$da = (5 \text{ mm})(17 + \{2\}\{1\} + \{2\}\{0\} - \{2\}\{0\})$$

$$da = 95 \text{ mm}$$

El diámetro exterior para la corona es:

$$da = m(Z_2 + 2ha + 2X_2 - 2\Delta y)$$

$$da = (5 \text{ mm})(30 + \{2\}\{1\} + \{2\}\{0\} - \{2\}\{0\})$$

$$da = 160 \text{ mm}$$

El diámetro interior para el piñón es:

$$df = m[Z_1 - 2(ha + c) + 2X_1]$$

$$df = (5 \text{ mm})[17 - \{2\}\{1 + 0.25\} + \{2\}\{0\}]$$

$$df = 72.5 \text{ mm}$$

El diámetro interior para la corona es:

$$d_f = m[Z_2 - 2(h_a + c) + 2X_2]$$

$$d_f = (5 \text{ mm})[30 - \{2\}\{1 + 0.25\} + \{2\}\{0\}]$$

$$d_f = 137.5 \text{ mm}$$

Ángulo exterior (por la cara de mayor ángulo) para el piñón.

$$\alpha_{e_{ma}} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b_{ma}}}{d_a} \right)$$

$$\alpha_{e_{ma}} = \cos^{-1} \left(\frac{73.61215932}{95} \right)$$

$$\alpha_{e_{ma}} = 39.20722035^\circ$$

Ángulo exterior (por la cara de mayor ángulo) para la corona.

$$\alpha_{e_{ma}} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b_{ma}}}{d_a} \right)$$

$$\alpha_{e_{ma}} = \cos^{-1} \left(\frac{129.9038106}{160} \right)$$

$$\alpha_{e_{ma}} = 35.71813207^\circ$$

Ángulo exterior (por la cara de menor ángulo) para el piñón.

$$\alpha_{e_{me}} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b_{me}}}{d_a} \right)$$

$$\alpha_{e_{me}} = \cos^{-1} \left(\frac{79.87387277}{95} \right)$$

$$\alpha_{e_{me}} = 32.77767557^\circ$$

Ángulo exterior (por la cara de menor ángulo) para la corona.

$$\alpha_{e_{me}} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b_{me}}}{d_a} \right)$$

$$\alpha_{e_{me}} = \cos^{-1} \left(\frac{140.9538931}{160} \right)$$

$$\alpha_{e_{me}} = 28.24139284^\circ$$

El espesor del diente por la circunferencia de paso para el piñón es:

$$S_p = \frac{\pi m}{2} + m X (\tan \alpha_{c_{me}} + \tan \alpha_{c_{ma}})$$

$$S_p = \frac{(\pi)(5 \text{ mm})}{2} + (5 \text{ mm})(0)(\tan \alpha_{c_{me}} + \tan \alpha_{c_{ma}})$$

$$S_p = 7.8553981634 \text{ mm}$$

El espesor del diente por la circunferencia exterior para el piñón es:

$$S_a = \frac{d_a}{2} \left[\left(\frac{S_{p_{\alpha_{me}}}}{d_p} + \text{inv } \alpha_{me} - \text{inv } \alpha_{n_{me}} \right) + \left(\frac{S_{p_{\alpha_{ma}}}}{d_p} + \text{inv } \alpha_{ma} - \text{inv } \alpha_{e_{ma}} \right) \right]$$

Donde:

$$\text{inv } \alpha_{e_{ma}} = \tan 39.20722035^\circ - 0.6842950857$$

$$\text{inv } \alpha_{e_{ma}} = 0.1314948777$$

$$\text{inv } \alpha_{e_{me}} = \tan 32.77767557^\circ - 0.57207835598$$

$$\text{inv } \alpha_{e_{me}} = 0.07182634215$$

$$\text{inv } \alpha_{ma} = \tan 30^\circ - 0.5235987756$$

$$\text{inv } \alpha_{ma} = 0.05375149359$$

$$\text{inv } \alpha_{me} = \tan 20^\circ - 0.3490658504$$

$$\text{inv } \alpha_{me} = 0.01490438387$$

$$\text{inv } \alpha_{nma} = \tan 39.2072203^\circ - 0.684250848$$

$$\text{inv } \alpha_{nma} = 0.13149488$$

$$\text{inv } \alpha_{nme} = \tan 32.77767557^\circ - 0.5720783598$$

$$\text{inv } \alpha_{nme} = 0.07182634$$

$$S_{a_{me}} = \frac{da}{2} \left(\frac{Sp_{\alpha_{me}}}{dp} + \text{inv } \alpha_{me} - \text{inv } \alpha_{nme} \right)$$

$$S_{a_{me}} = \frac{95 \text{ mm}}{2} \left(\frac{7.853986134 \text{ mm}}{85 \text{ mm}} + 0.01490438387 - 0.07182634 \right)$$

$$S_{a_{me}} = 1.685119682 \text{ mm}$$

$$S_{a_{ma}} = \frac{da}{2} \left(\frac{Sp_{\alpha_{ma}}}{dp} + \text{inv } \alpha_{ma} - \text{inv } \alpha_{nma} \right)$$

$$S_{a_{ma}} = \frac{95 \text{ mm}}{2} \left(\frac{7.853986134 \text{ mm}}{85 \text{ mm}} + 0.05375149359 - 0.13149488 \right)$$

$$S_{a_{ma}} = 0.6961788822 \text{ mm}$$

$$S_a = S_{a_{me}} + S_{a_{ma}} = 1.68511968 \text{ mm} + 0.6961788822 \text{ mm}$$

$$S_a = 2.381298564 \text{ mm}$$

El espesor del diente por la circunferencia exterior para la corona es:

$$S_a = \frac{da}{2} \left[\left(\frac{Sp_{\alpha_{me}}}{dp} + \text{inv } \alpha_{me} - \text{inv } \alpha_{nme} \right) + \left(\frac{Sp_{\alpha_{ma}}}{dp} + \text{inv } \alpha_{ma} - \text{inv } \alpha_{e_{ma}} \right) \right]$$

Donde:

$$\text{inv } \alpha_{e_{ma}} = \tan 35.71813207^\circ - 0.623399003$$

$$\text{inv } \alpha_{e_{ma}} = 0.0956536717$$

$$\text{inv } \alpha_{e_{me}} = \tan 28.24139284^\circ - 0.4929052904$$

$$\text{inv } \alpha_{e_{me}} = 0.04422051279$$

$$\text{inv } \alpha_{ma} = \tan 30^\circ - 0.5235987756$$

$$\text{inv } \alpha_{ma} = 0.05375149359$$

$$\text{inv } \alpha_{me} = \tan 20^\circ - 0.3490658504$$

$$\text{inv } \alpha_{me} = 0.01490438387$$

$$\text{inv } \alpha_{nma} = \tan 35.7181321^\circ - 0.6233990078$$

$$\text{inv } \alpha_{nma} = 0.09565387$$

$$\text{inv } \alpha_{nme} = \tan 28.24139283^\circ - 0.4929052902$$

$$\text{inv } \alpha_{nme} = 0.04422051$$

$$S_{a_{me}} = \frac{da}{2} \left(\frac{Sp_{\alpha_{me}}}{dp} + \text{inv } \alpha_{me} - \text{inv } \alpha_{nme} \right)$$

$$S_{a_{me}} = \frac{160 \text{ mm}}{2} \left(\frac{7.853986134 \text{ mm}}{150 \text{ mm}} + 0.01490438387 - 0.04422051 \right)$$

$$S_{a_{me}} = 1.843502514 \text{ mm}$$

$$S_{a_{ma}} = \frac{da}{2} \left(\frac{Sp_{\alpha_{ma}}}{dp} + \text{inv } \alpha_{ma} - \text{inv } \alpha_{nma} \right)$$

$$S_{a_{ma}} = \frac{160 \text{ mm}}{2} \left(\frac{7.853986134 \text{ mm}}{150 \text{ mm}} + 0.05375149359 - 0.09565387 \right)$$

$$S_{a_{ma}} = 0.836602492 \text{ mm}$$

$$S_a = S_{a_{me}} + S_{a_{ma}} = 1.843502514 \text{ mm} + 0.836602492 \text{ mm}$$

$$S_a = 2.680105006 \text{ mm}$$

El espesor del diente por la circunferencia de paso para la corona y el piñón es:

$$Sp = \frac{\pi m}{2} + mX(\tan \alpha_{cme} + \tan \alpha_{cma})$$

$$Sp = \frac{(\pi)(5 \text{ mm})}{2} + (5 \text{ mm})(0)(\tan \alpha_{cme} + \tan \alpha_{cma})$$

$$Sp = 7.853981634 \text{ mm}$$

3.4. - CONSTRUCCIÓN GRÁFICA DE UN ENGRANE ASIMÉTRICO EN FUNCIÓN DE LOS PARÁMETROS OBTENIDOS.

Con las dimensiones obtenidas aplicando las formulas descritas con anterioridad se procede a realizar el trazado grafico de la corona y el piñón o ambos a la vez. A continuación se describen una serie de pasos a seguir para el correcto trazado tanto de los dientes como el diámetro exterior, interior, etcétera; cabe hacer notar que en los diversos artículos que se han publicado acerca de engranes asimétricos solo [22] nos muestra como se deben trazar estos, ya que la gran mayoría solo muestran el perfil ya hecho. Los pasos a seguir son los siguientes:

- 1.- Se dibuja el diámetro básico para el ángulo menor que en nuestro caso es de 20° dimensionándose este de acuerdo a los resultados obtenidos con anterioridad.
- 2.- Partiendo de una línea de centro trazada verticalmente O-A (el radio básico para el ángulo menor), se define un ángulo en el diámetro básico del ángulo menor (se recomienda que sea mayor de 40°) y se divide en partes iguales con líneas del centro del círculo al propio círculo (O-1, O-2, O-3, etc.).
- 3.- Desde cada punto de intercepción de las líneas con el círculo (1, 2, 3,....., n), se trazan líneas tangentes al círculo básico en dirección a la línea vertical trazada (O-A) y en ellas se acota la longitud del radio de curvatura del perfil evolvente (θR_o).

Los pasos descritos con anterioridad se pueden observar de una manera más clara en la figura que se presenta a continuación:

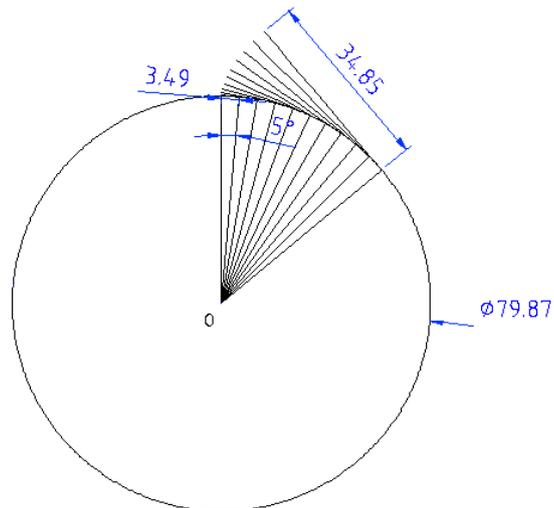


Fig. 19 - Trazado de los radios de la envolvente

3.4.1. - TRAZADO DEL PERFIL ENVOLVENTE:

El trazado del perfil evolvente simétrico ha sido tratado en la literatura con mucha claridad [11], [23], [24], [25], [26], no obstante aquí se expone la vía que el autor utiliza para lograr la mayor exactitud en el trazado de los dientes asimétricos.

El perfil evolvente tiene tres propiedades que lo hacen insuperable en el diseño y construcción de ruedas dentadas cilíndricas:

1. Nace en un círculo básico de radio mayor que cero.
2. Cualquier línea normal al perfil evolvente, es tangente al radio básico raíz.
3. La longitud de arco comprendido entre el punto de origen de la evolvente y un punto de tangencia de la línea normal al perfil, tiene la misma longitud que dicha normal entre el punto de intercepción con el perfil el evolvente y el punto de tangencia en el círculo básico.

Estas propiedades se utilizan eficientemente en el trazado del diente asimétrico que se expone en el presente trabajo.

1. Uniendo desde el punto de intercepción de la línea vertical con el círculo básico (A), los puntos extremos de cada línea de tangencia, se va definiendo el perfil evolvente para el ángulo menor (o de 20°).
2. Se traza el círculo exterior de la rueda (definido para el ángulo menor 20°).
3. La evolvente trazada, se elimina del radio exterior hacia fuera quedando sólo el perfil comprendido entre el círculo básico y el exterior.

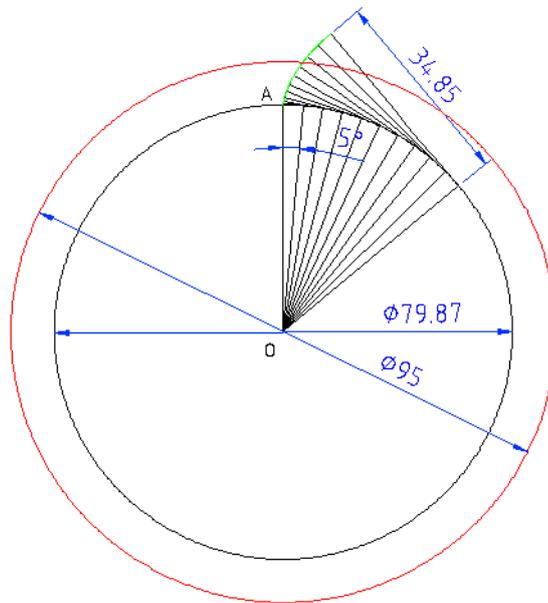


Fig. 20 - Trazado del perfil envolvente y el radio exterior de la rueda.

4. En la intercepción de la evolvente con el diámetro exterior se traza un círculo de radio $S_{a_{menor}}$, y una de sus intercepciones con el círculo exterior se toma como centro para trazar otro círculo de radio $S_{a_{mayor}}$ ver figuras 21 y 22-b.
5. Desde el punto (B) se traza una línea tangente al círculo básico (del ángulo mayor 30°).
6. La línea definida B-C se mide y su longitud (30.03 mm) se divide por el radio básico del ángulo mayor de la rueda COD ver figura 22-a y se obtiene el ángulo correspondiente a dicho radio del perfil evolvente B-D perteneciente al ángulo mayor.

$$\theta = \frac{\rho}{r_o}$$

$$\theta = \frac{30.03}{36.80608} = 0.8158978082 \text{ rad}$$

$$\theta = 46.74750092^\circ$$

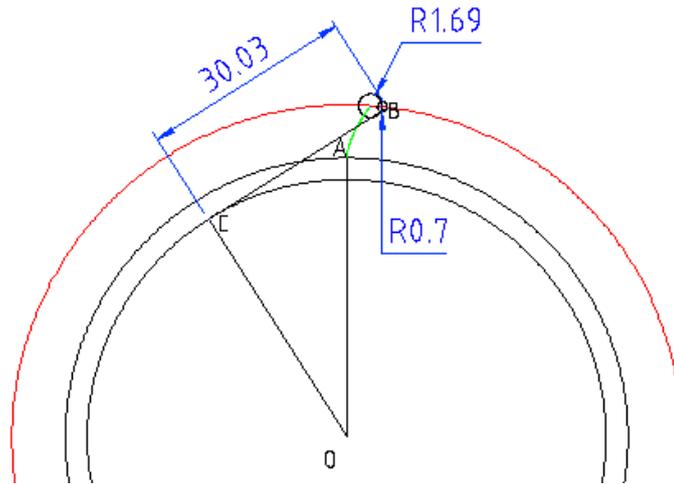


Fig. 21 - Trazado de los espesores del diente para cada ángulo.

7. De la intercepción externa al trazado del diente del círculo trazado con el radio $S_{a_{mayor}}$ (el círculo menor de la figura 21), se traza una tangente al círculo básico de ángulo mayor, trazado previamente y del punto de tangencia, una línea radial y se mide la longitud del radio de curvatura que se define entre el círculo y el punto de tangencia mencionado.
8. El punto de intercepción definido por el radio de curvatura, el círculo de radio $S_{a_{mayor}}$ y el círculo exterior define hasta donde será utilizada la curva evolvente para el ángulo mayor, la cual nace en el punto "D" antes definido.
9. Repitiendo un proceso similar al que se expone entre los pasos 2 a la 6 arriba descritos, se obtiene el perfil de la evolvente para el ángulo mayor.

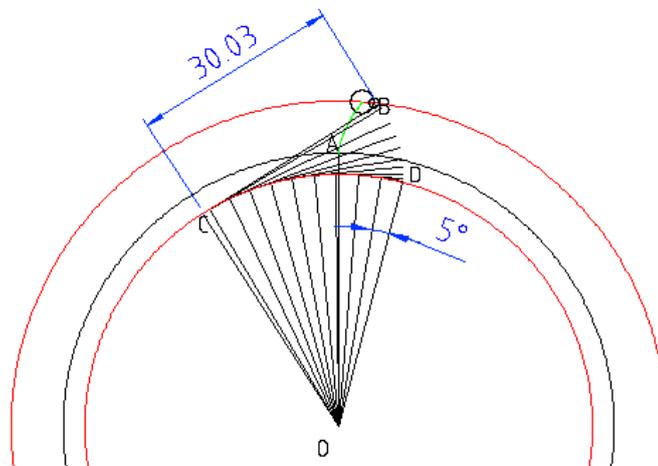


Fig. 22 - (a)

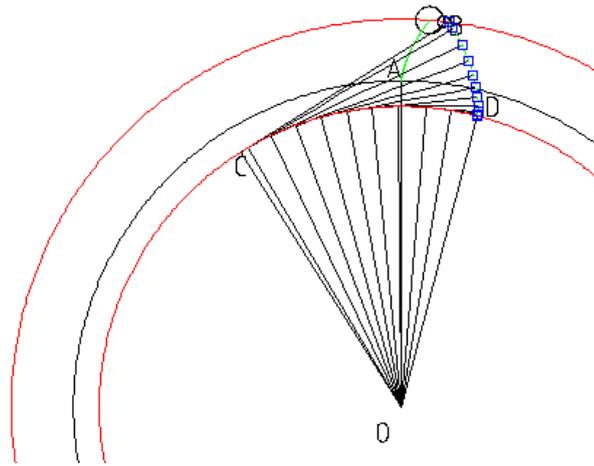


Fig. 22 - (b). Trazado de la envolvente del ángulo mayor.

10. Ahora se traza el radio interior de la rueda y los perfiles evolvente, se hacen coincidir con dicho círculos con radios de empalme de 0.30 m (0,30 veces el módulo), ya pueden eliminarse todos los trazos auxiliares, quedando solamente el perfil del diente.
11. Copiando el perfil obtenido tantas veces como números de dientes tiene la rueda alrededor del centro del círculo interior, resulta el perfil de la rueda que finalmente se le da la profundidad deseada para finalizar con el trazo de la rueda.

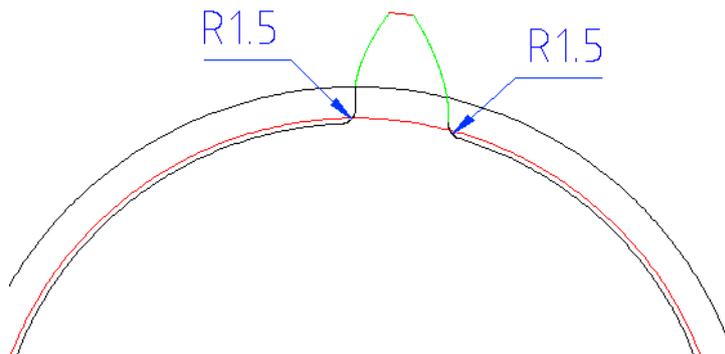


Fig. 23 - Trazado del perfil envolvente del diente asimétrico.

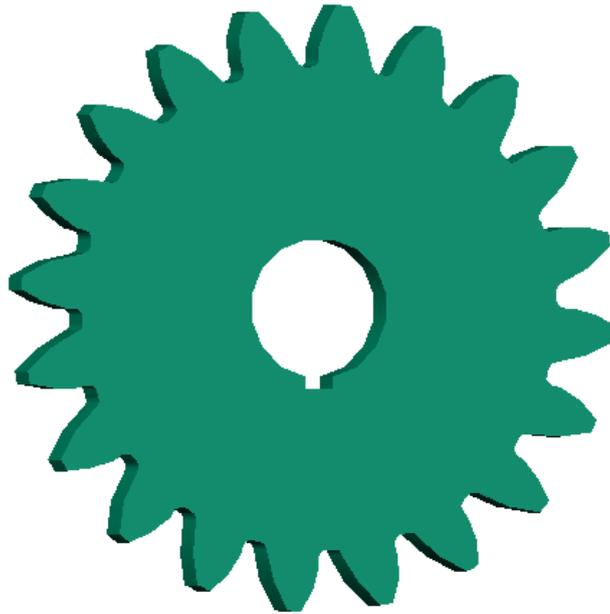


Fig. 24 - Engrane Asimétrico de 20 dientes.

3.5 - CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO III.

En el trazado de los dientes es necesario tomar algunos puntos de referencia exactos, por lo que resulta ser una tarea de complejidad considerable ya que se trata de dientes asimétricos y por tratarse de diferentes dimensiones en ambos flancos. No todos los puntos que caracterizan el trazado del diente asimétrico se obtienen de las ecuaciones clásicas de la síntesis de la rueda, siendo necesario hacer nuevos planteamientos de análisis; Por otra parte es imprescindible que el trazo del diente asimétrico se haga con exactitud para poder aplicar los métodos de elemento finito que usualmente utilizan los análisis de esfuerzos o de tensiones.

Por lo tanto queda definido el trazado del diente asimétrico en ruedas cilíndricas de dientes rectos

CAPÍTULO IV.- ANÁLISIS DE LOS ESFUERZOS DE CONTACTO.

4.1 - ESFUERZOS DE CONTACTO DE HERTZ

Cuando dos cuerpos que tienen superficies curvas entran en contacto uno contra otro, aparece un punto de contacto que en la práctica debido a la deformación de los materiales se transforma en un área de contacto; esto fue expuesto por Hertz en su teoría de contacto entre dos cilindros [11], la cual se ha utilizado para simular el contacto de los dientes engranados, con cierto grado de aproximación y los esfuerzos resultantes son conocidos como esfuerzos de Hertz.

$$\varphi = \sqrt{\frac{F \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}{\pi L \left[\frac{(1 - \mu^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu^2)}{E_2} \right]}} \quad \text{Ec. 3.15}$$

En el caso de los dientes engranados los radios en contacto r_1 y r_2 , se designan como ρ_1 y ρ_2 , y varían en la medida que avanza el giro de las ruedas, es por esto que la teoría de Hertz tiene cierta inexactitud con respecto al caso real, apareciendo por tanto componentes de tensiones tangenciales al perfil del diente, efectos que influyen grandemente en el desgaste y otras fallas de los dientes. Los radios de curvaturas de los dientes en contacto pueden expresarse a través de los radios primitivos de las ruedas (r_1 , r_2), la longitud de la línea teórica (M_1 , M_2) de la relación de transmisión (ver figura 25):

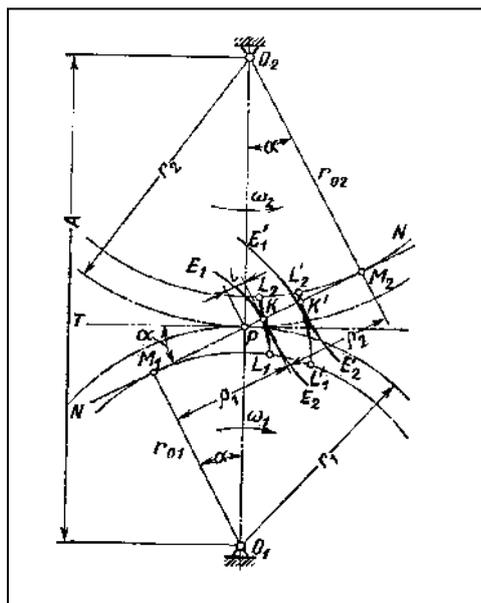


Fig. 25 - Círculos equivalentes a los perfiles en contacto de los dientes.

$$\rho_1 = r_1 \text{sen}(\alpha_{mo}) \quad \text{y} \quad \rho_2 = r_2 \text{sen}(\alpha_{mo}); \quad r_1 = r_{01} \tan(\alpha_{mo}) \quad \text{y} \quad r_2 = r_{02} \tan(\alpha_{mo})$$

$M_1 M_2 = \rho_1 + \rho_2$, aquí se puede sustituir M_1 M_2 en función de r_1 y r_2 , sabiendo que la relación entre estos dos últimos es la relación de transmisión (u), entonces:

$$M_1 M_2 = r_1 (1 + u) \text{sen}(\alpha_{mo}) \quad \text{Ec. 3.16}$$

O lo que es igual:

$M_1 M_2 = r_o (1 + u) \tan(\alpha_{mo})$, quedando la expresión de tensiones al contacto de Hertz:

$$\varphi = \sqrt{\frac{\frac{F}{r_o \tan(\alpha_{mo})} \left(1 + \frac{1}{u}\right)}{\pi L \left[\frac{(1 - \mu^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu^2)}{E_2}\right]}} \quad \text{Ec. 3.17}$$

De lo anterior se resume que la expresión resulta una Función de Z , α_{mo} y u :

- 1.- En la medida que Z aumente, lo hará en proporción inversa la tensión de contacto [$r_0 = 0.5 Z m \cos(\alpha_c)$].
- 2.- Cuando α_{mo} aumente, disminuye la tensión y
- 3.- Cuando u sea mayor implicará un aumento de la tensión

4.2 - PARÁMETROS PARA EL ESTUDIO DE LA VARIACIÓN DE LAS TENSIONES DE CONTACTO.

Los engranes del estudio tienen un módulo de 5 mm. Y los coeficientes de corrección para la corona y el piñón es cero en ambos casos, se debe tener en cuenta que las fórmulas para el dimensionamiento y el trazado de los mismos se abordó con anterioridad en este capítulo.

Se sometió al análisis por elemento finito a los engranes asimétricos de 17 a 33 dientes. El material asignado a los engranes es el acero AISI SAE 1045 cuyas propiedades mecánicas más importantes se muestran en la tabla 13. El espesor de los engranes es de 10mm., la carga aplicada es de 10 Mpa y se restringe fijamente al engrane en agujero del eje.

AISI	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia a la cedencia (MPa)	Elongación en 2 plg (%)	Dureza Brinell	Módulo de elasticidad (Gpa)	Razón de poisson
1045	630	530	12	179	207	0.292

Tabla 13.- Propiedades mecánicas del acero AISI SAE 1045.

Las condiciones de borde para el estudio del contacto son las siguientes:

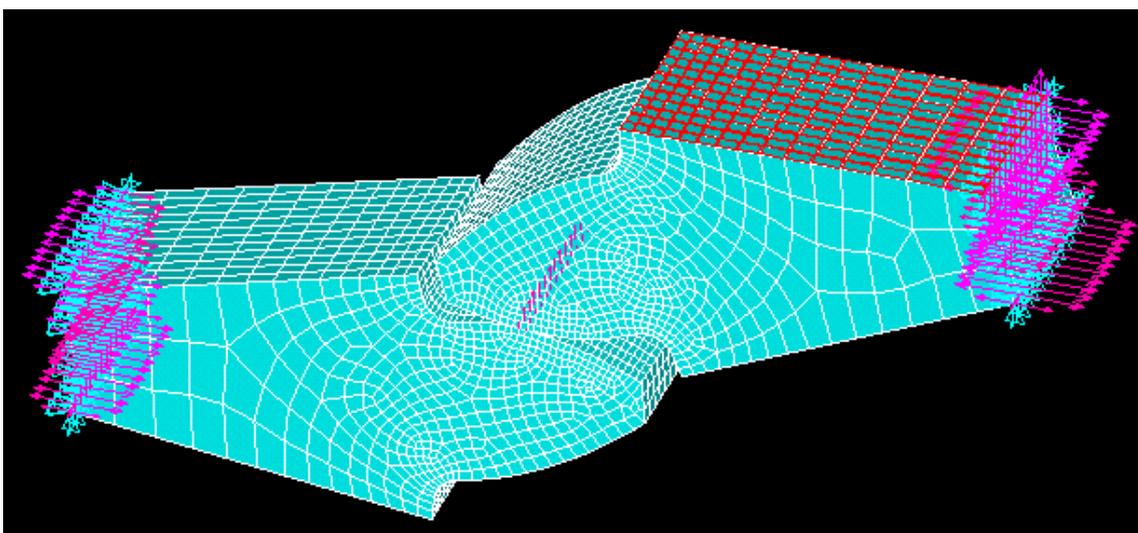


Fig. 26.- Restricciones para la solución de los elementos en contacto. ANSYS.

Los elementos son restringidos en los extremos, la fuerza es aplicada en la parte superior del diente, en la figura anterior se muestran las fuerzas que intervienen en forma de vectores, esto con la finalidad de darle una buena solución al problema.

En otra condición importante para el análisis se muestra la sensibilidad del mayado para este análisis, cabe aclarar que se tomaron en cuenta varios tipos de sensibilidad de maya, a continuación se muestran algunos.



Fig. 27.- Refinamiento del mayado.

Para el análisis se refino la maya en los puntos donde se considera que existen la mayor cantidad de concentraciones de tensiones y en el área de contacto.

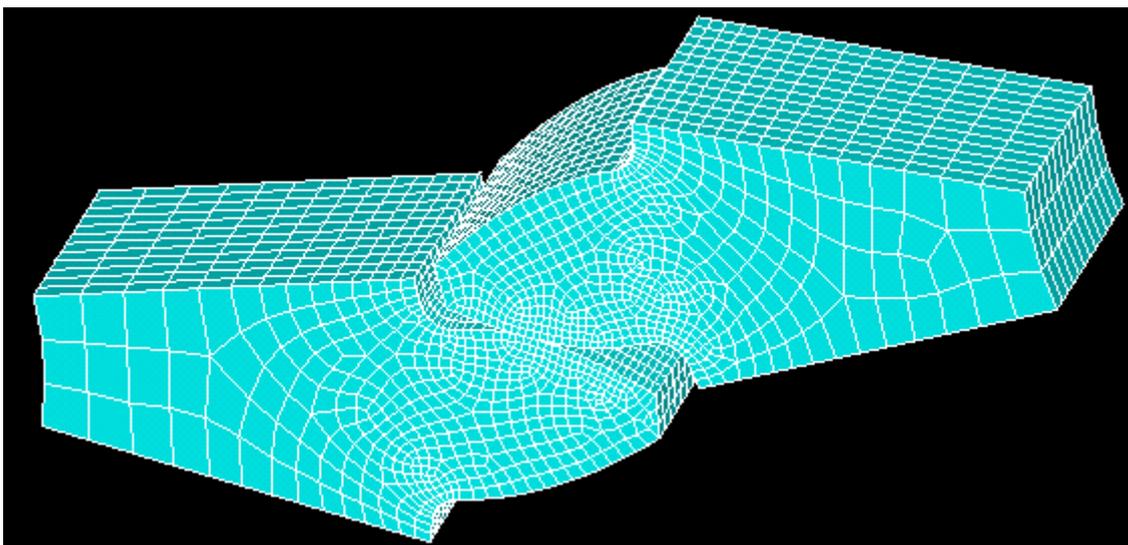
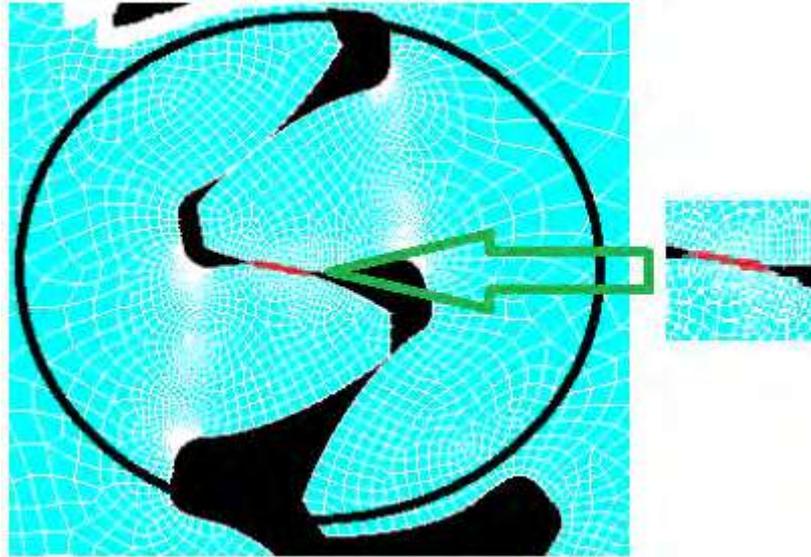
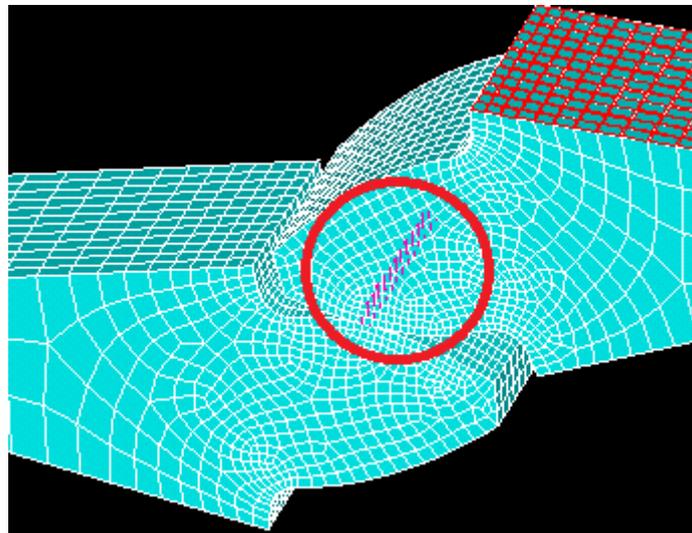


Fig. 28.- Elementos con el mayado seleccionado para el análisis.

En el caso presentado para llevar a cabo el análisis se toman en cuenta solo un par de dientes en contacto, esto con el fin de reducir el tiempo en el análisis, pero los resultados son iguales en el caso de que se tomara el engranaje completo. El máximo contacto se lleva a cabo solo en un par de dientes el cual se muestra a continuación.



a)



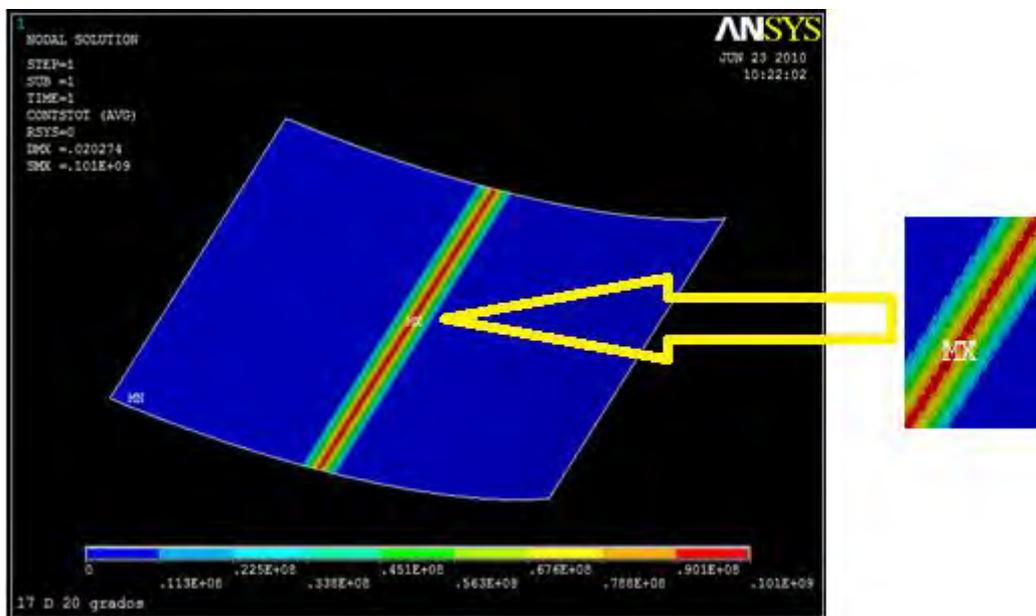
b)

Fig. 29.- Determinación del máximo contacto en los elementos analizados.

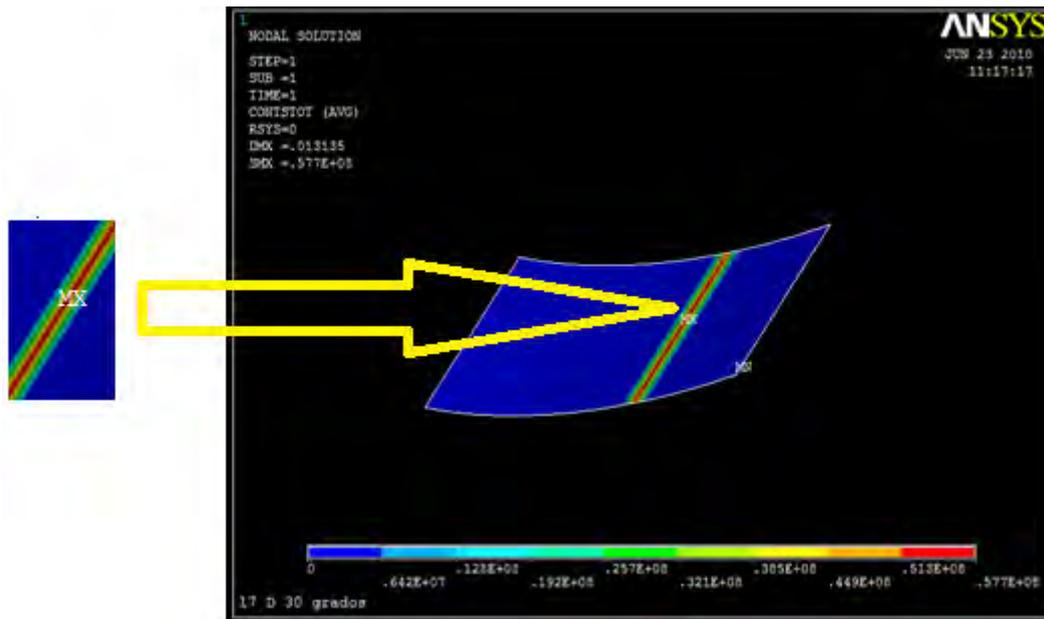
Como se menciona con anterioridad, el máximo contacto ocurre cuando solo un par de dientes se encuentra en contacto como se muestra en las figuras antes mostradas.

En este punto de análisis nuestro sistema está listo para ser solucionado y obtener los esfuerzos de contacto los cuales son uno de los objetivos principales de nuestro trabajo, por lo que en la siguiente sección se muestran las áreas de máximo contacto, obteniendo resultados importantes.

4.3 - RESULTADO DE LAS ÁREAS DE CONTACTO EN LOS ENGRANES ANALIZADOS MEDIANTE ANSYS 11.

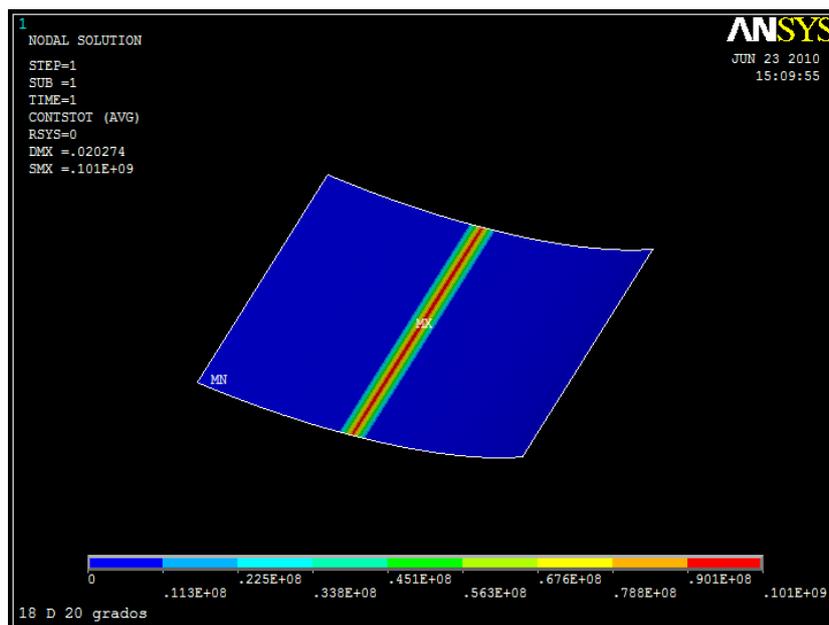


a) 20 grados

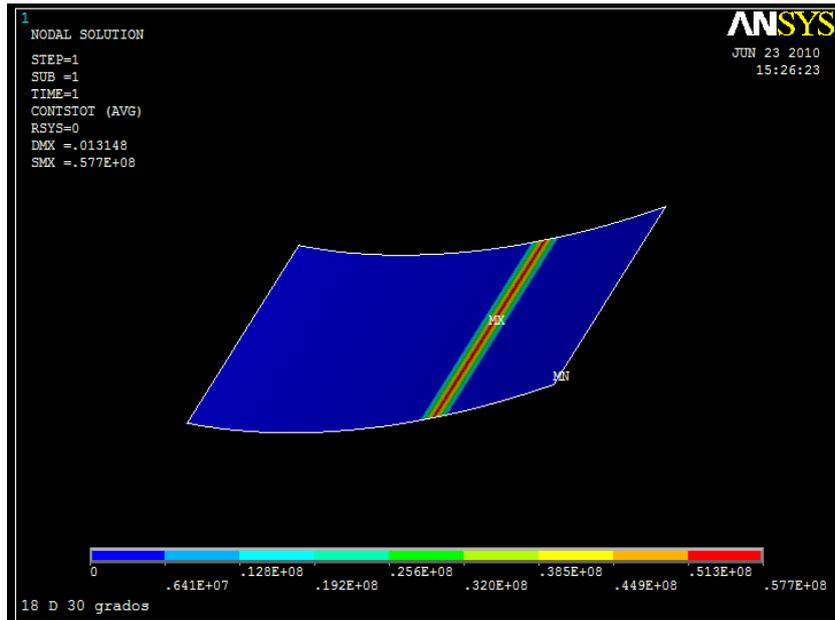


b) 30 grados

Fig. 30 – Áreas de contacto para engrane de 17 dientes.

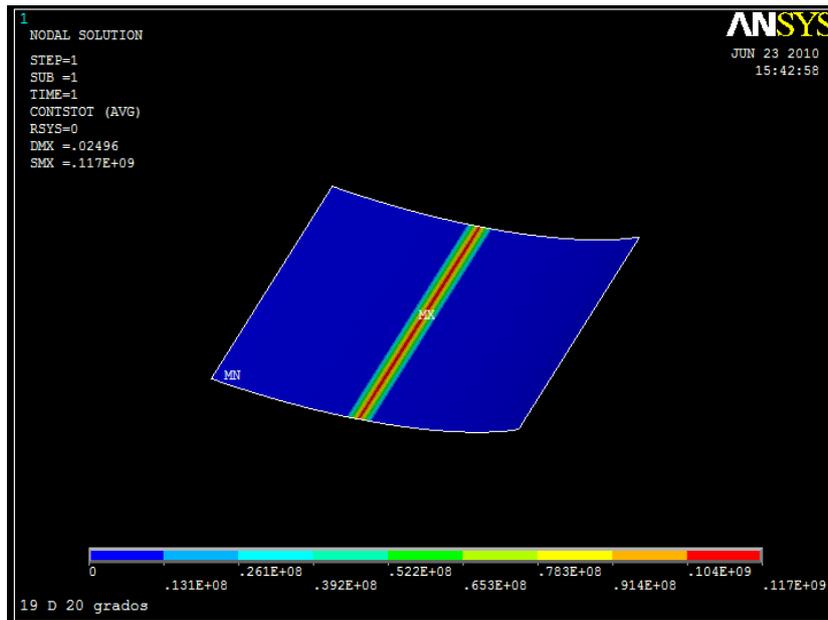


a) 20 grados

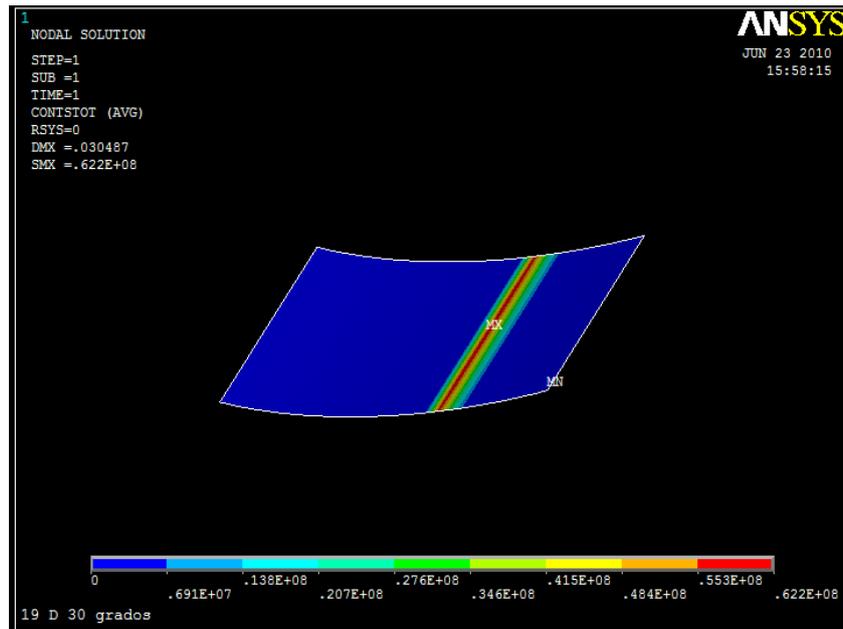


b) 30 grados

Fig. 31.- Áreas de contacto para engrane de 18 dientes.

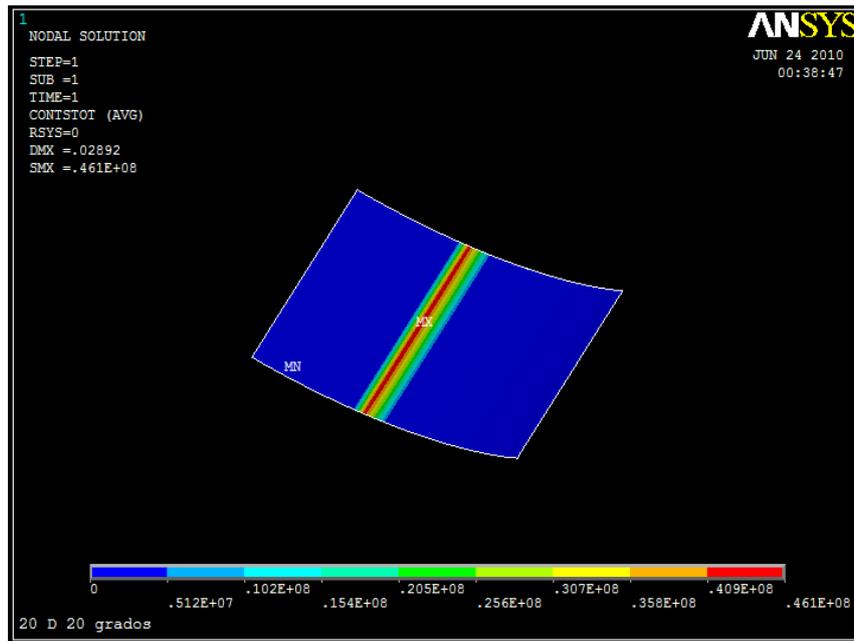


a) 20 grados

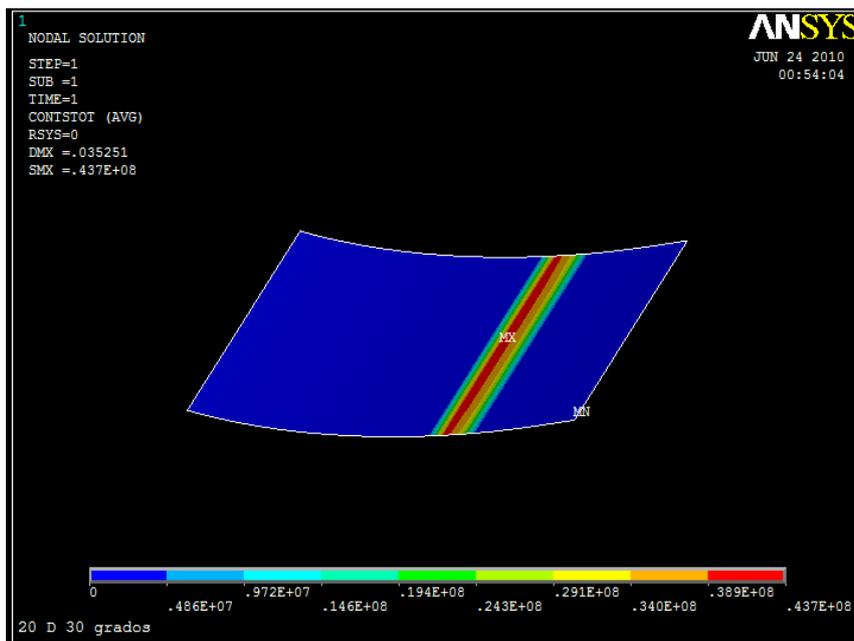


b) 30 grados

Fig. 32.- Áreas de contacto para engrane de 19 dientes.

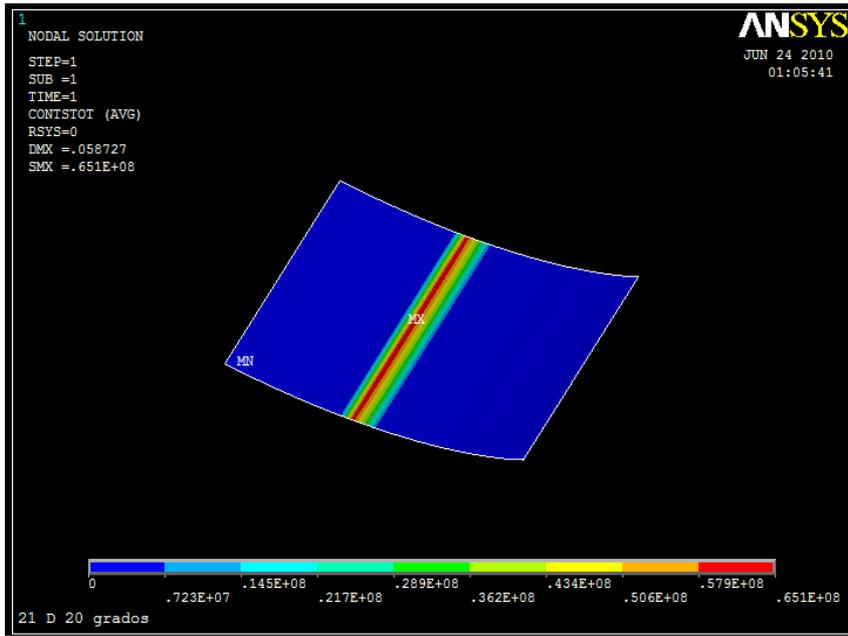


a) 20 grados

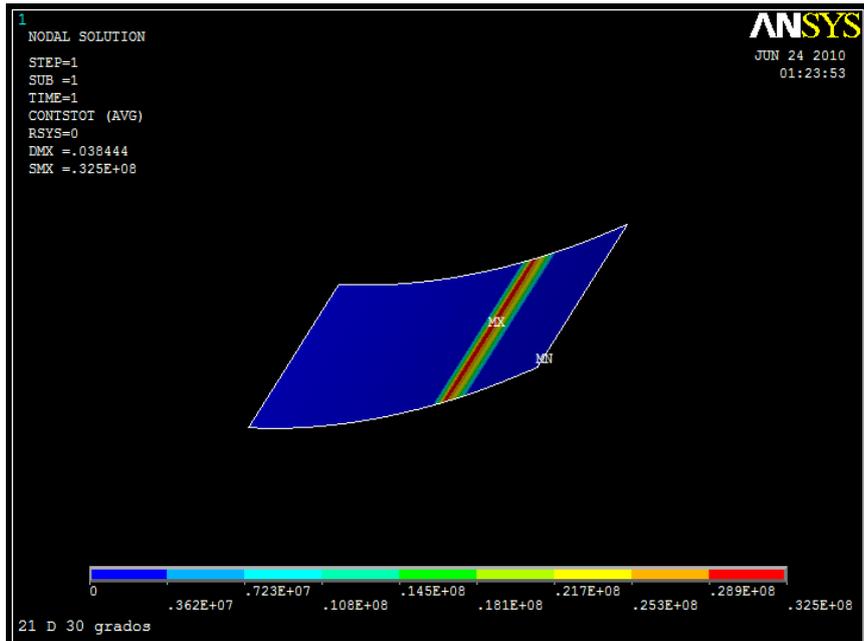


b) 30 grados

Fig. 33.- Áreas de contacto para engrane de 20 dientes.



a) 20 grados



b) 30 grados

Fig. 34 – Áreas de contacto para engrane de 21 dientes.

4.4. - TABLAS DE RESULTADOS APLICANDO LA FUERZA POR EL ÁNGULO MAYOR Y EL ÁNGULO MENOR.

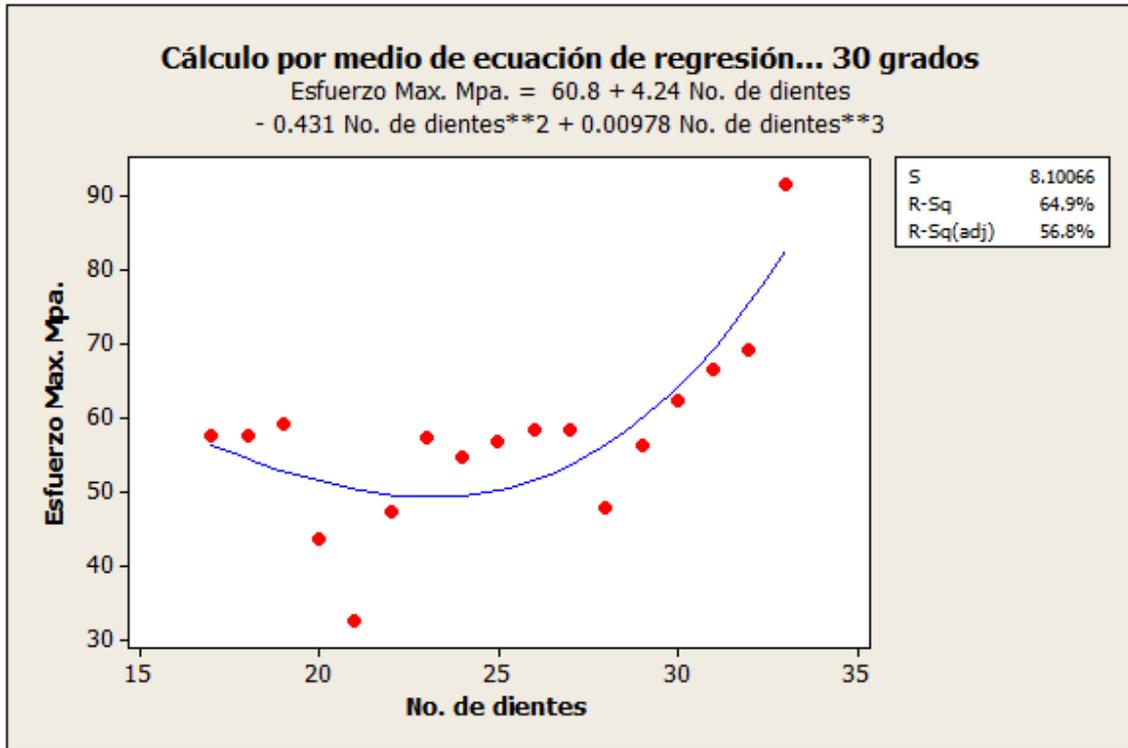
No de dientes	Ángulo de ataque (grados)	Esfuerzo Max: Mpa	Desplazamiento (mm)
17	30	57.7	0.013135
18	30	57.7	0.013148
19	30	59.2	0.030487
20	30	43.7	0.035251
21	30	32.5	0.038444
22	30	47.4	0.079361
23	30	57.3	0.173429
24	30	54.7	0.073982
25	30	56.9	0.144367
26	30	58.3	0.303531
27	30	58.4	0.667288
28	30	47.8	0.204751
29	30	56.2	0.401690
30	30	62.3	0.841869
31	30	66.5	0.857766
32	30	69.3	0.883149
33	30	91.6	0.914095

Tabla. 14. -Resultados del análisis de contacto por 30 grados

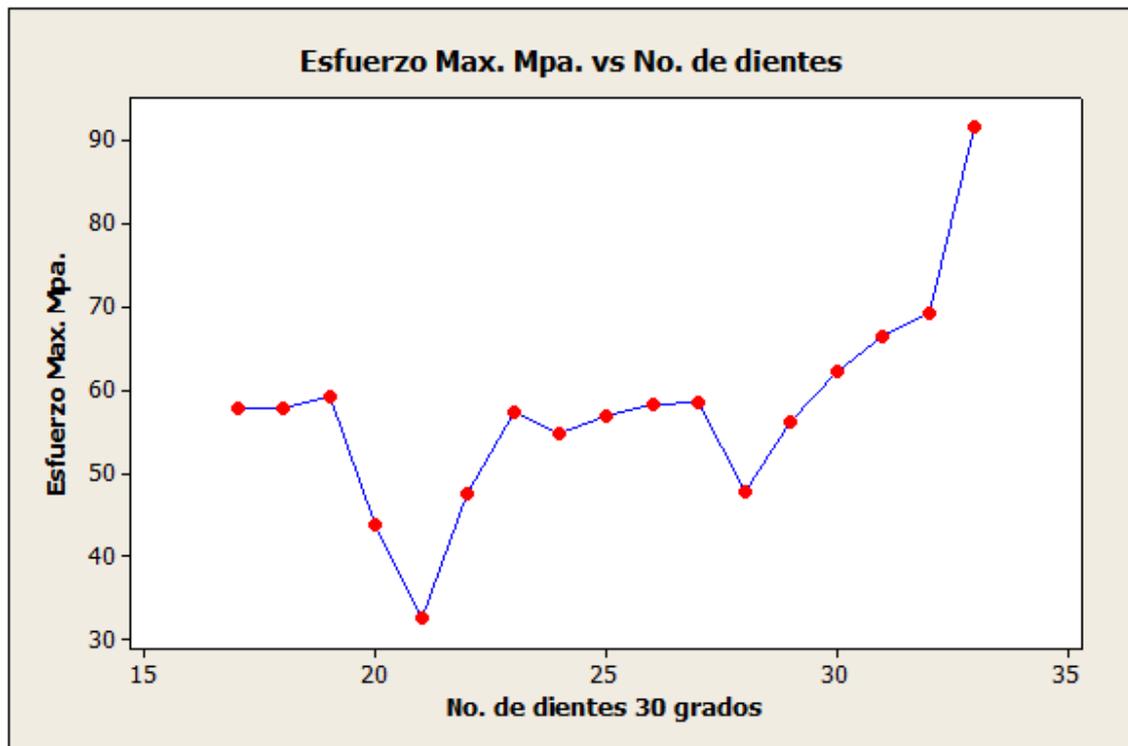
No de dientes	Ángulo de ataque (grados)	Esfuerzo Max: Mpa	Desplazamiento (mm)
17	20	101	0.020274
18	20	101	0.020274
19	20	96.1	0.024960
20	20	58.2	0.028920
21	20	65.1	0.058727
22	20	69.2	0.129528
23	20	62.9	0.058298
24	20	78.9	0.115211
25	20	84.7	0.242757
26	20	81.3	0.538081
27	20	85.5	0.169525
28	20	92.3	0.332801
29	20	88.1	0.721213
30	20	66.2	0.521590
31	20	83.8	0.393430
32	20	91.3	0.765258
33	20	98.4	0.895432

Tabla. 15. - Resultados del análisis del contacto por 20 grados.

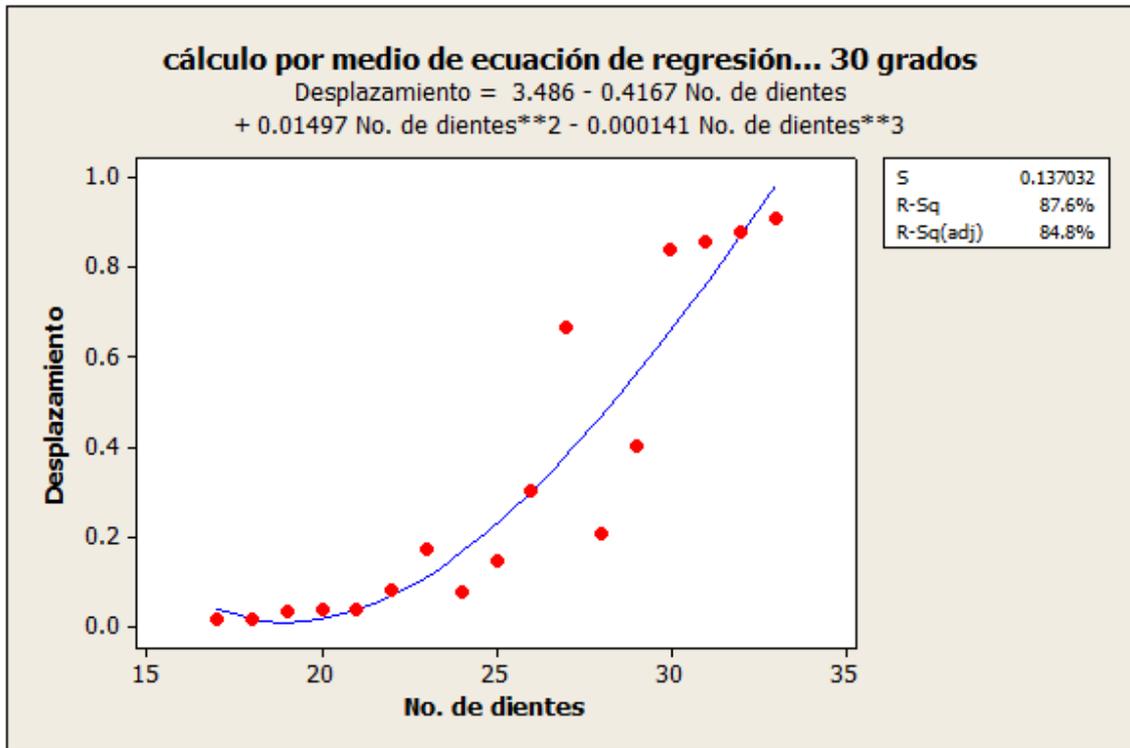
4.5. – GRÁFICAS DE RESULTADOS.



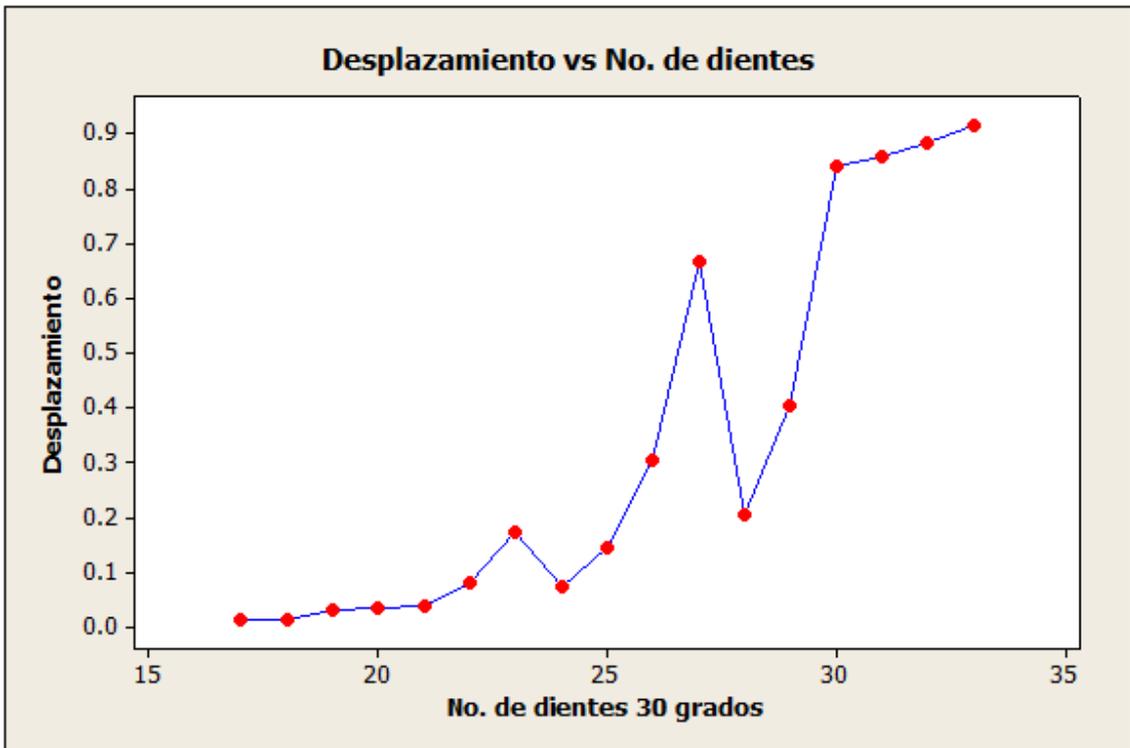
Grafica. 1.- Esfuerzo máximo para dientes con ángulo de 30 grados (Cálculo con ecuación de regresión)



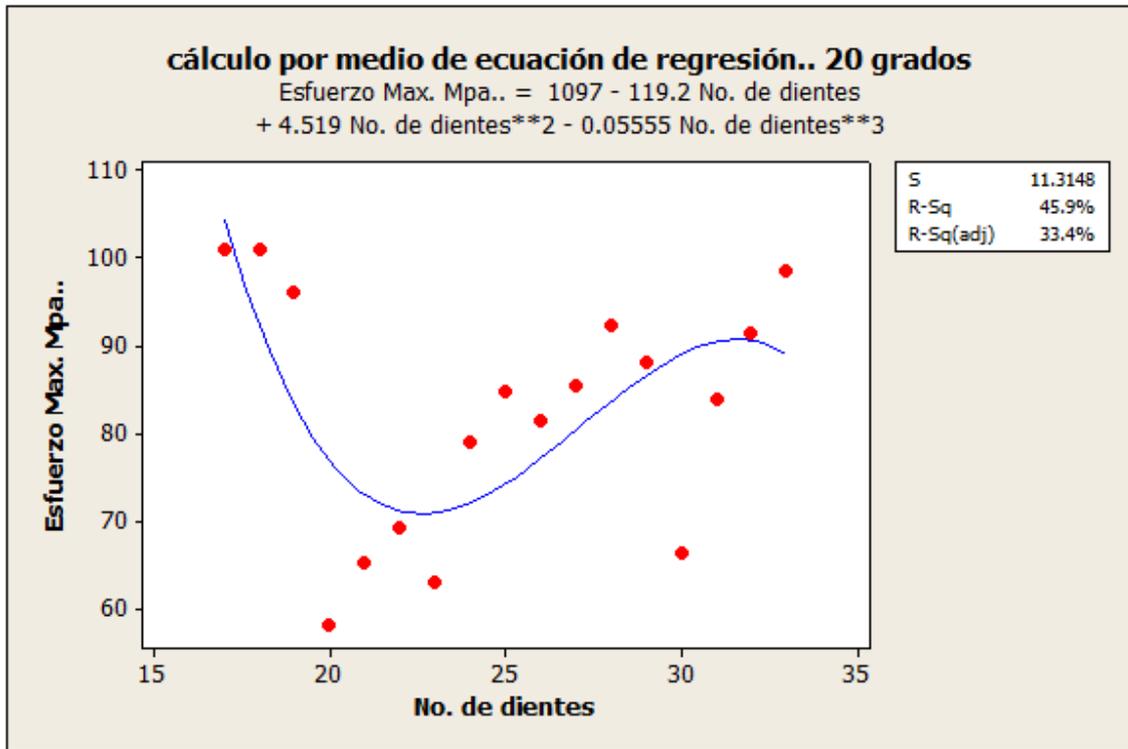
Grafica 2.- Esfuerzo máximo para dientes con ángulo de 30 grados.



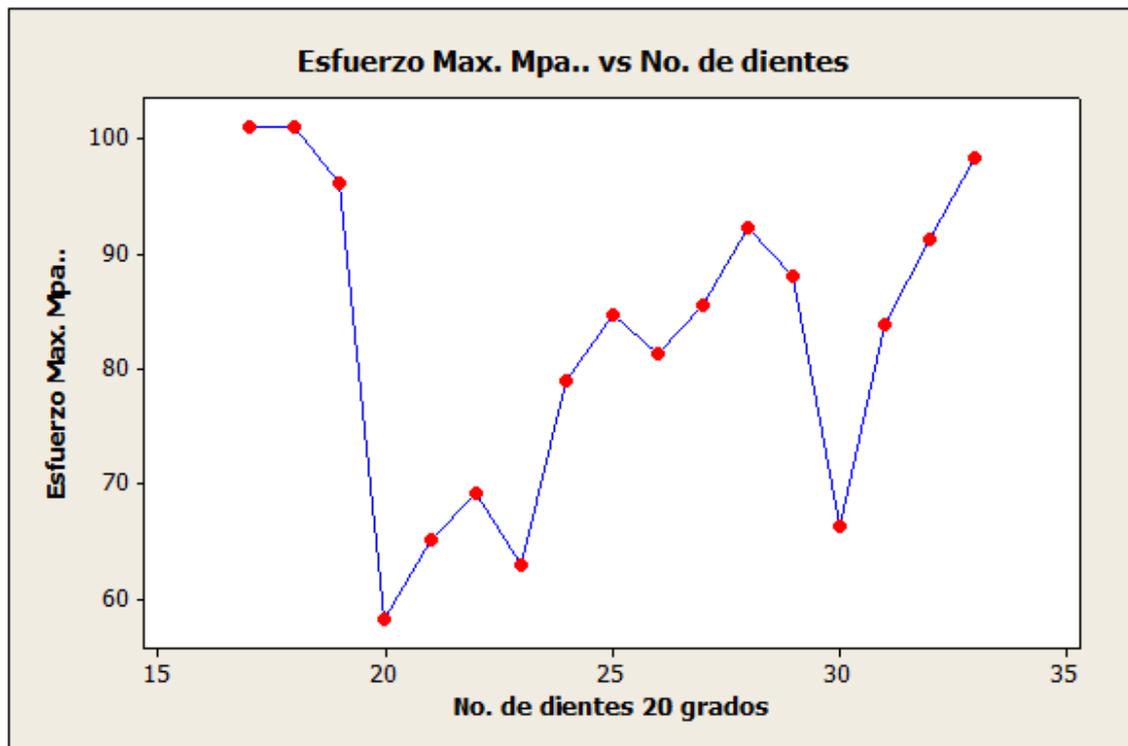
Grafica 3.- Desplazamiento para dientes con ángulo de 30 grados (Calculo con ecuación de regresión).



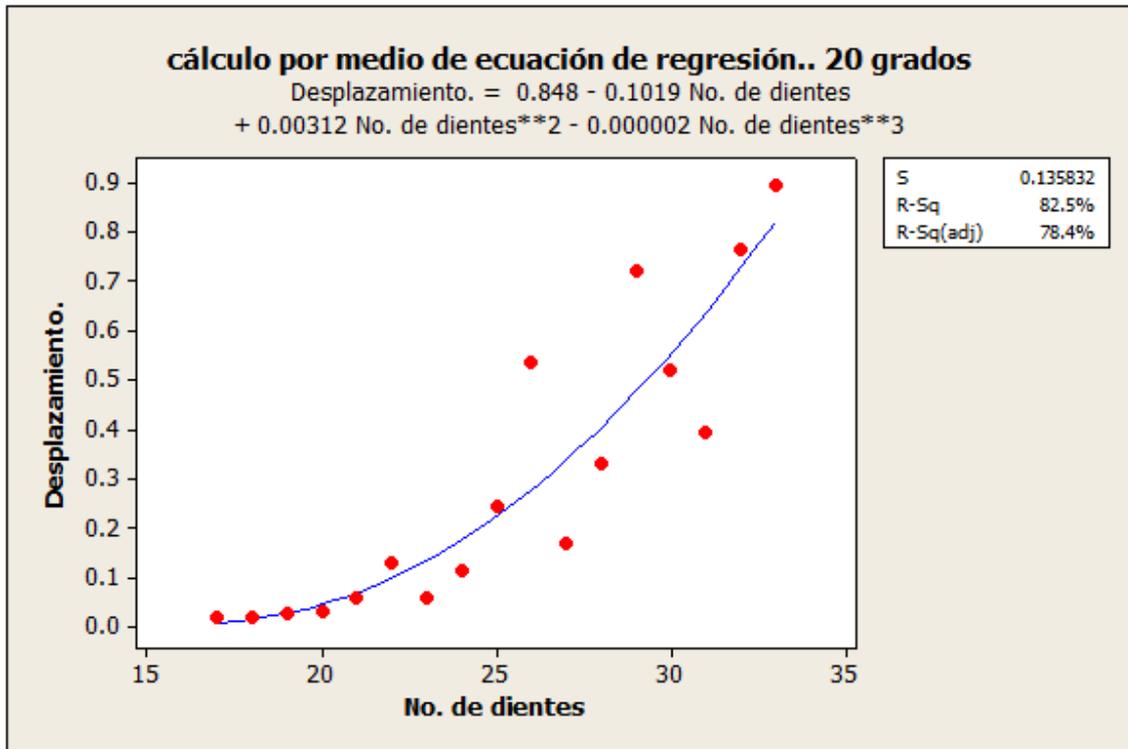
Grafica 4.- Desplazamiento para dientes con ángulo de 30 grados.



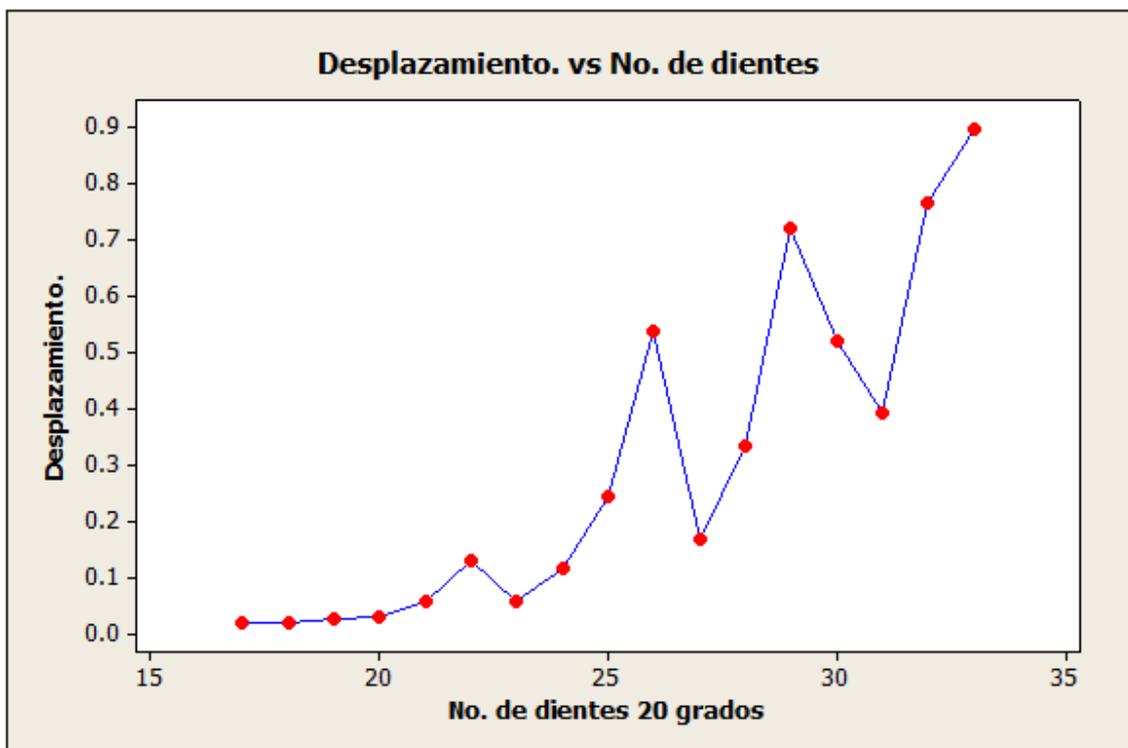
Grafica 5.- Esfuerzo máximo para dientes con ángulo de 20 grados (Calculo con ecuación de regresión).



Grafica 6.- Esfuerzo máximo para dientes con ángulo de 20 grados.



Grafica 7.- Desplazamiento para dientes con ángulo de 20 grados (Calculo con ecuación de regresión).



Grafica 8.- Desplazamiento para dientes con ángulo de 20 grados.

4.6 - PASOS BÁSICOS DE SOLUCIÓN EN EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.

Los pasos básicos involucrados en cualquier análisis por elemento finito son los siguientes:

Fase de pre procesado.

- 1.- Crear y discretizar el dominio de la solución en elementos finitos; esto es, subdividir el problema en nodos y elementos.
- 2.- Asumir una ecuación de forma para representar la conducta física de un elemento, esto es, una función aproximada continua asumiendo que representa la solución de un elemento.
- 3.- Desarrollar las ecuaciones para elemento.
- 4.- Ensamblar los elementos para representar la totalidad del problema. Construir la matriz global de rigidez.
- 5.- Aplicar las condiciones límites o de borde, condiciones iniciales y las cargas.

Fase de solución.

- 6.- Resolver una serie de ecuaciones algebraicas lineales o no lineales simultáneamente para obtener los resultados nodales, tales como los valores de desplazamiento en los diferentes nodos.

Fase de post procesado.

- 7.- Obtener otra información importante. En este punto, se puede estar interesado en los valores de esfuerzos principales, flujo de calor, etc.

4.6.1. – MODELADO DE CONTACTO MECÁNICO.

MODELLING

> **File > Import > IGES > Ok > Browse > Ok**

> **Preprocesor > Modelling > Create > Areas > Arbitrary > By lines > Ok**

> **Preprocesor > Modelling > Operate > Extrude > Areas > Along Normal > Ok**

PROPERTIES OF MATERIAL

> **Preferences > Structural > Ok**

> **Preprocesor > Material Props > Material Models > Structural > Linear > Isotropic > EX 207E9 > PRX 0.292 > Ok**

> **Preprocesor > Element type > Add/Edit/Delete > Add > Solid – Brick 8 node 185 > Ok > Close.**

MESHING

> **Preprocesor > Meshing > Mesh Tool > Lines (Set) > Ok > NDIV 24 > KYNDIV SIZE NDIV (No) > Ok**

> **Meshing > Mesh Tool > Mesh > Volumes > Hex > Sweep > Sweep > Pick All**

> **Utility Menu > Plot Ctrls > Style > Size and Shape > Facet/element/edge (2 facets/edge) > Ok.**

CREATION OF CONTACT PAIR

> **Preprocesor > Modelling > Create > Contact Pair > Contact Wizard > Areas > Flexible > Pick Target > Ok > Next > Pick Contact > Ok > Next > Include Initial Penetration (No) > Coefficient of Friction (0.1) > Optional Settings > Normal Penalty Stiffness (0.1) > Friction > Stiffness Matrix (Unsymmetric) > Initial Adjustment > Automatic contact Adjustment (Close gap) > Ok > Create > Finish > Exit.**

SOLUTION

- >Solution > Define Loads > Apply > Structural > Displacement > On Areas.
- >Solution > Define Loads > Apply > Structural > On Areas > Value (10E6) > Ok.
- >Solution > Solve > Current Ls > Ok.
- > Utility Menu > Plot > Replot.

POSTPROCESSING

- >General Postproc > Read Results > By Load Step > Load Step Number (1) > Ok.
- >Utility Menu > Select > Entities > Elements > By Elem Name (174) > Ok.
- > Utility Menu > Plot > Elements.
- > General Postproc > Plot Results > Countour Plot > Nodal solution > Contact > Contact Total Stress > Ok.

CONCLUSIONES.

- 1.- Se espera que los esfuerzos que se obtuvieron mediante el Método de Elementos Finitos corresponderán a los que se presentan en el engrane al ser sometido a la acción de cargas cuando se encuentre trabajando.
- 2.- Al definir correctamente el perfil evolvente de cada uno de los lados del engrane se garantiza una buena exactitud en comparación con los resultados que se esperan en el funcionamiento real de la transmisión.
- 3.- Si bien es cierto que el estudio de los engranajes asimétricos es un campo que prácticamente se encuentra en desarrollo todavía no se pueden observar los resultados más sobresalientes porque hay pocos investigadores trabajando en este tipo de proyectos.
- 4.- Para la fabricación de engranajes de perfil simétrico mediante el uso de una fresa de forma se puede utilizar la misma fresa para tallar engranes de cierto número de dientes con la misma fresa, sin embargo, en el caso de los engranes asimétricos se tiene que utilizar una fresa para cada engrane siendo esta (la fresa) única, lo que dificulta el tallado por otro método que no sea de generación.
- 5.- La simulación de contacto mecánico es una herramienta útil para determinar los esfuerzos que se generan en elementos importantes como en el caso de los engranes, si bien se necesita de una gran precisión para su modelado y así mismo para su construcción, los resultados obtenidos son de gran utilidad para obtener una mayor eficiencia en el mejoramiento de su desempeño como elementos de máquinas realizando un gran trabajo.

BIBLIOGRAFÍA:

- [1] Dudley Darle W, Manual de engranajes, 3ª impresión, Ed C.E.C.S.A
- [2] Steve F. Krar, Albert Check, Tecnología de las Máquina Herramientas, 5ª Edición, Ed. Alfaomega. I.P.N.
- [3] Eugene A. Avallone, Theodore Baumeister III, Manual del Ingeniero Mecánico, 9ª Edición, Ed. Mc Graw-Hill.
- [4] www.soliddocuments.com (Consultado el 17 de Octubre de 2008).
- [5] Buckingham E. Manual of Gear Design, Ed. Industrial Press Inc. New York 1971.
- [6] Dudley. D.W. Manual de Engranajes, Diseño, Manufactura y aplicación de engranajes, Ed. Continental, SA. México 1980.
- [7] Henriot G. Manual Práctico de Engranajes. Ed. Marcombo. Barcelona 1977
- [8] Soriano Peña J.F, Uribe Juárez J.E, Análisis de Esfuerzos Principales en Engranajes Rectos de Perfil Asimétrico Mediante MEF, Facultad de ingeniería Mecánica, DES Ingenierías Arquitectura, UMSNH.
- [9] Soriano Peña J.F, Carranza J. Elaboración de Engranajes Asimétricos Metálicos Por el Método de Generación, Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas, SOMIM. A154DM51.
- [10] Hamrock B. J, Jacobson Bo, Schmid S. R. Elementos de máquinas, Ed. Mc Graw Hill
- [11] Joseph, Edward Shigley, Larry, D. Mitchell, Diseño en ingeniería mecánica. McGRAW-HILL. México D. F., 1985. p.t. 915. p.p. 606-609, 617-620 y 655-657.
- [12] Standards ASTM. Designation: A 291 – 95 (reapproved 1999). Standard Specification for steel forgings, carbon and alloy, for pinions, gears and shafts for reduction gears.
- [13] Bernard J. Hamrock, Bo Jacobson, Steven R. Schmid, Elementos de máquinas, Ed. Mc Graw-Hill, 2000.
- [14] G.H.F. Nayler, Diccionario Moderno de Ingeniería Mecánica (Edición Bilingüe), 1ª Edición, Ed. Prentice Hall.

-
- [15] Moya Rodríguez J. L, Velázquez Pérez J. A, Goytisol Espinosa R. A, Machado Rodríguez A. S, Influencia de la geometría del diente en la resistencia de los engranajes plásticos, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Central “Marta Abreu” de las villas, Villa Clara, Cuba.
 - [16] www.scamecanica.com/es/gear/teoria.html (Consultado el 27 de Noviembre de 2008).
 - [17] www.springer-link.com/content/?k=asimetric+gears (Consultado el 12 de Noviembre de 2008).
 - [18] www.somim.org.mx/revistas (Consultado el 14 de Enero de 2009).
 - [19] Alexander, Kapelevichh, Geometry and desing of involute spur gears with asymmetric teeth. 1998.
 - [20] Alexander, Kapelevichh, High-performance gear transmissions. Gear solutions. December 2007.
 - [21] Alexander, Kapelevichh, Gear design: breaking the status quo traditional gear design limits the performance of mechanical drives. April 10th 2007.
 - [22] Juan Felipe, Soriano Peña, Crisanto, Mendoza Covarrubias, Hugo Cuahutemoc, Gutiérrez Sánchez, Construcción gráfica de un engranaje cilíndrico de dientes rectos con perfil asimétrico. Congreso nacional de ingeniería y arquitectura 08. p.t. 569. p.p. 381-386.
 - [23] Joseph, Edward Shigley, John, Joseph Uicker Jr., Teoría de máquinas y mecanismos. McGRAW-HILL. México D.F., enero de 1998. Primera edición. p.t. 613. p.p 271-273.
 - [24] Guillet, Cinematica de las maquinas. Compañía editorial Continental, SA DE CV. México D.F., enero de 1985. Vigésima impresión. p.t. 340. p.p 181.
 - [25] Baranov, GG, Curso para la teoría de los mecanismos y máquinas. Editorial MIR.
 - [26] L., Gazzaniga, El libro de los engranajes. Editorial científico-médica. Impreso en España, 1966. Segunda edición. p.p. 2-3 y 77.
 - [27] Spotts, M.F, Shoup, T.E... Elementos de máquinas. Editorial Prentice Hall, 1999, México.
 - [28] Drosdov, Y... Diferentes métodos de cálculo de desgaste en ruedas dentadas. V.M., N° 11, 1991.

-
- [29] Kopf, L.A... Determinación de las cargas en el desgaste progresivo en las transmisiones dentadas. Revista Viestnik Mashinostroienia, N° 1, 1985, Moscú.
 - [30] Bragin, V. V.. Resistencia a la flexión y rigidez del diente de ruedas cilíndricas de dientes rectos. Revista Viestnik Mashinostroienia, N° 11, 1987.
 - [31] Dorofieiev, V. L.. Bases de cálculo de fuerzas y tensiones durante el contacto de las transmisiones cilíndricas dentadas. Revista Viestnik Mashinostroienia, N° 3, 1983.
 - [32] Kojic, M.. Métodos numéricos y experimentales para la determinación de la concentración de tensiones en ruedas dentadas con dientes oblicuos y rectos. Evento sobre transmisiones dentadas. Dresden, 1983.
 - [33] Zablonki, K. I.. Cálculo automatizado del coeficiente de concentración de tensiones en transmisiones dentadas. Revista Viestnik Mashinostroienia, N° 1, 1983.
 - [34] Machado Rodríguez, A., Moya Rodríguez, J.. Optimización de los engranajes cilíndricos de dientes rectos de los molinos de caña de azúcar. Centro Azúcar, N° 2, 1998.
 - [35] Petrovskij, A. N... Acerca de la optimización de las transmisiones por engranajes de varios pasos. V.M., N° 10, 1987.
 - [36] Cherkashin, B. P.. Optimización multicriterial de las transmisiones por engranajes. V.M., N° 1, 1988.
 - [37] Faires, V. M.. Diseño de elementos de máquinas. Editorial Limusa, 1998.
 - [38] González Rey, G.. Apuntes para el Cálculo de Engranajes Cilíndricos según la norma I.S.O. del Comité Técnico 60. E.P.U. de Zamora. I.S.P.J.A.E.. Ciudad Habana, 1988.
 - [39] GOST 21354-87. Cálculo de Transmisiones por Engranajes Cilíndricos de Dientes Rectos de Perfil de Evolvente. Gosudartsviennij Standart. Moscú, 1989.
 - [40] Bragin, V.V.. Determinación de las cargas específicas y tensiones en los dientes de una transmisión dentada cilíndrica de dientes rectos. Revista Viestnik Mashinostroienia #7, 1984.
 - [41] Kudriatzev, V.N.. Acerca del problema de la valoración exacta de la capacidad portadora de las transmisiones dentadas cilíndricas. Revista Viestnik Mashinostroienia #3. 1983.