



FACULTAD DE INGENIERIA

**“DISEÑO DE TRANSMISIONES MECANICAS ASISTIDO
POR COMPUTADORA.”**

**TRABAJO DE GRADUACIÓN
PARA OPTAR AL:**

GRADO DE INGENIERO MECÁNICO

PRESENTADO POR:

JULIAN RIVERA PINEDA

CARLOS ALBERTO SANTAMARÍA FIGUEROA

CIUDADELA DON BOSCO,

JULIO 2001

EL SALVADOR, AMERICA CENTRAL.

UNIVERSIDAD DON BOSCO

RECTOR

ING. FEDERICO MIGUEL HUGUET RIVERA

SECRETARIO GENERAL

LIC. MARIO OLMOS

DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA

ING. CARLOS GUILLERMO BRAN

DIRECTOR DE ESCUELA

ING. RIGOBERTO SILVA

ASESOR

ING. JOSÉ FRANCISCO ZULETA

JURADO EXAMINADOR

ING. FRANCISCO DELEON TORRES

ING. MAURICIO HERNÁNDEZ

UNIVERSIDAD DON BOSCO

FACULTAD DE INGENIERIA

***“DISEÑO DE TRANSMISIONES MECANICAS
ASISTIDO POR COMPUTADORA”***

ING. JOSÉ FRANCISCO ZULETA
ASESOR

ING. FRANCISCO DELEON TORRES
JURADO

ING. MAURICIO HERNÁNDEZ
JURADO

Agradezco a Dios Todopoderoso y a Nuestra Queridísima Madre María del perpetuo Socorro, por haberme permitido terminar mi trabajo de graduación. Agradezco a mi familia, A mi Papá Julián a mi Mamá Marta Elisa a Julio Adalberto y a Jonatan Rivera por haberme soportado durante estos casi 6 años de estudio, por haberme aguantado diciendo lo mismo que dije como 4 o 5 años, esta carrera no me gusta, pero ni modo ya la empecé y hay que terminarla. A LA BLANCA ANGELICA TAMBIEN (mi ABUELITA NENA).

Agradezco a mi compañero de tesis Carlos Santamaría por haberme aguantado, agradezco a general a todos aquellos que colaboraron de alguna forma con el proyecto, por Ejemplo: Ing. Silíezar, Ing. Federico Méndez, Lic. Oscar Castro, Ing. Víctor Cornejo y otros amigos que siempre estuvieron pendientes de la tesis. Por supuesto agradecemos mucho a nuestro asesor el Ing. Francisco Zuleta.

Agradezco a Algunos profesores que influyeron mucho en los años de U, Lic. Adán Magaña, Al Ing. Orlando Cabrales, Ing. Saturnino Gámez, Ing. Molina, al Ing. Martínez que me dio SEL I déjeme decirle que yo nunca deje su materia, usted nunca reporto mi nota del primer parcial y por eso la tuve que llevar dos veces, Ing. Álvaro Aguilar todavía me las debe a todos le subió un punto en el segundo parcial de mecánica de fluidos menos a mí y por eso tuve que llevar su materia 2 veces, ya nos veremos adelante téngalo por seguro Xtecuan! perdona pero no Olvida. Del Tecnológico agradezco a Mis amigo de siempre Marco Villalta, Leonel Guzmán, Federico Méndez, José Ortiz Vaquiz y Néstor Méndez, siempre cuando fueron mis profesores y/o instructores nos exigieron trabajo fuerte y eso ayuda un vergo.

Agradezco también a ciertos amigos de la U que colaboraron no directamente pero siempre los recuerdo: Natalia Maria Amaya, German Flores, Julius Ascanius, Brenda Fabian, Pacheco, Luis Calderon, Quique Abrego, Arsenio, Alex Granados, El Padre Cafarelli, Toda la gente de Mecánica mis compañeros.

Recuerdo también aquí a mis amigos de siempre: Nancy Castro y sus Hermanos, Marvin Posada, Daniel, Manuel y Luis Vásquez Lara, Raúl Renderos y demás amigos del pasaje.

Se me ocurre, también agradecer a algunas alumnas y alumnos de mis clases, que me decían que si ya me había graduado o que?(Mi querido e ingraduado maestro, me decían.)para ellos va un especial gracias.

In memoriam, de Caramelo (Alias Idiota) Adalberto y Sponky (Alias Bocaza) Jonataberto Rivera Pineda nuestros perros que nos acompañaron durante el largo proceso de tesis.

Por el Soundtrack de la película agradecemos a: "Los Tigres del Norte" por su canción "Jefe de Jefes" que era la norma de las madrugadas de programación de Gear Scriptor. Otros músicos que colaboraron son: The Ramones, The Beatles, Bob Marley, Credence, etc.

Le reclamo a la Universidad Don Bosco por ser una madre que no cuida de sus hijos y no les agradece a sus hijos por nada, tal y como siempre lo hicieron con mi hermano.

Atte. Xtecuan! Ufo Senshi Dai Apolon.

A:

Mis padres, Carlos Santamaría Jacobo y Ana Berta Figueroa de Santamaría, la fuente de mi ser y mi mayor inspiración.

Agradezco:

A Dios por permitirme llegar a ser, y tener, lo que soy. A la Virgen María por guiarme y cuidarme en mi vida.

A Berta y Manuel por su presencia y apoyo.

A Claudia Elena, por su amor, cariño y la ayuda que representa en mi vida.

A mis maestros, del colegio y los que desde el inicio de la carrera hasta ahora me han apoyado y brindado parte de su sabiduría.

A todos mis amigos y familiares que siempre me han acompañado y que con su apoyo en todos mis momentos, de alegría y tristezas, me han ayudado.

A mi estimado y "singular" compañero de tesis, que con su conocimiento y apoyo logramos culminar este arduo trabajo, Julián Rivera.

A Todos los que en alguna ocasión se han preocupado por mi y este trabajo de graduación.

A todos ustedes, MUCHAS GRACIAS!!!

Carlos Santamaría

INDICE

	Pág.
Prólogo	1
PARTE I. –GENERALIDADES DEL PROYECTO-	3
CAPÍTULO 1. –INFORMACION DEL PROYECTO-	4
<i>1.1-Antecedentes del Tema</i>	5
<i>1.2-Importancia y Justificación del Tema</i>	6
<i>1.3-Proyección Social</i>	7
<i>1.4-Definición del Tema</i>	8
<i>1.4.1-Objetivo General</i>	8
<i>1.4.2Objetivos Específicos</i>	8
<i>1.4.3-Alcances</i>	9
<i>1.4.4-Limitaciones</i>	9
<i>1.5-Metodología de la Investigación y Técnicas a Utilizar</i>	10
<i>1.6-Investigación Preliminar y Recolección de Información</i>	11
<i>1.7-Situación Actual</i>	12
<i>1.8-Resultados Esperados</i>	13
PARTE II. MARCO CONCEPTUAL-	14
CÁPITULO 2. –MARCO HISTÓRICO Y TEÓRICO-	15
<i>2.1- Marco Histórico</i>	16
<i>2.2- Marco Conceptual</i>	16
<i>2.3-Tipos de Transmisiones y sus características principales</i>	18
<i>2.3.1-Tipos de Transmisiones</i>	20
<i>2.3.2-Relación de Transmisión</i>	22
<i>2.3.2.1-Engranés o trenes de engranajes</i>	22
<i>2.3.3-Velocidad Periférica</i>	28
<i>2.3.4-Potencia Transmitida</i>	29
<i>2.3.5-Las Perdidas de Potencia y de rendimiento</i>	31
<i>2.3.6-El peso, el tamaño y el precio de transmisiones</i>	33
<i>2.4-Transmisiones con relación de transmisión variable</i>	34

2.4.1-Transmisiones de regulación por etapas	34
2.4.2-Transmisiones de regulación sin etapas	37
CAPÍTULO 3. TRANSMISIONES MECÁNICAS POR ELEMENTOS NO FLEXIBLES-	39
3.1-Transmisiones mecánicas con engranes	40
3.1.1-Definición preliminar	40
3.1.2-Diseño de transmisiones mecánicas con engranes rectos	46
3.1.3-Diseño de transmisiones mecánicas con engranes Helicoidales	58
3.1.3.1-Diseño de engranes helicoidales por medio de las formulas de esfuerzo de la AGMA	60
3.1.4-Diseño de transmisiones mecánicas con engranes Cónicos	68
3.1.4.1-Análisis de esfuerzos para engranes cónicos	71
3.1.5-Diseño de transmisiones mecánicas con engranes De Tormillo Sinfín	73
3.1.5.1-Análisis de resistencias a la flexión y a la fatiga en la superficie en los engranes de tornillo sinfín	75
3.1.5.2-Capacidad térmica de los Engranes de Tornillo sinfín	77
CAPÍTULO 4. –TRANSMISIONES MECÁNICAS POR ELEMENTOS FLEXIBLES-	78
4.1-Transmisiones mecánicas por medio de bandas (correas) y cadenas	79
4.2-Bandas (o correas) para transmisiones de potencia	79
4.3-Transmisiones de banda plana o redonda	86
4.4-Transmisiones de bandas en V o trapeciales	93
4.5-Transmisiones de cadenas de rodillos	97
CAPÍTULO 5. –PROGRAMAS ASISTENTES PARA DISEÑO DE TRANSMISIONES MECÁNICAS ASISTIDO POR COMPUTADORA-	105

5.1-Transmisiones mecánicas con engranes	107
5.1.1-Engranes rectos	107
5.1.2-Engranes cónicos	115
5.1.3-Engranes helicoidales	121
5.1.4-Engranes tornillo sinfín	122
5.1.5-Programas Accesorios	126
5.2-Transmisiones Mecánicas con Elementos Flexibles	132
CAPÍTULO 6. –CONCLUSIONES-	137
CAPITULO 7. –RECOMENDACIONES-	139
BIBLIOGRAFIA	141
ANEXOS	143

PRÓLOGO.

Este documento de tesis titulado “***Diseño de Transmisiones mecánicas asistido por computadora***” hace un resumen teórico de los procedimientos estándar empleados para diseñar elementos de máquina para transmisiones mecánicas como lo son:

- **Engranajes: rectos, cónicos, helicoidales y de tornillo sin fin.**
- **Bandas o Correas: Planas y trapeciales.**
- **Cadenas: Rodillo, De Casquillo y Dentada.**

Este resumen, sirve como base para luego diseñar los diferentes algoritmos de solución de los problemas (diseños de elementos) antes mencionados. Una vez desarrollados los algoritmos, se procede con la parte de codificación de los mismos en un lenguaje de programación de computadores; Para continuar con la fase de prueba y depuración del software.

Hasta este punto, lo que se ha dicho no da una explicación en concreto de lo que pretende este proyecto. Básicamente se diseñará un software para diseño de transmisiones mecánicas, contemplando los tipos de transmisiones que se mencionan en el inicio de este prólogo. El ingeniero mecánico actual (y cualquier otro tipo de profesional) necesita ser productivo en el desarrollo de su labor para poder competir en este mundo globalizado. Razón por la cual, debe hacer uso de la tecnología disponible una de ellas, quizás la más importante en la actualidad, es el ordenador (Computador). El ordenador, empleado correctamente, disminuye los tiempos de procesamiento de información en cualquier tipo de labor de ingeniería, facilitando el análisis y diseño de diversos problemas.

El software a implementar para el diseño de transmisiones mecánicas, será montado sobre una interfaz Web (Hoja Web, Sitio Web), empleando tecnologías y lenguajes de programación propios de Internet como lo son: Web Server, HTML, JavaScript, Java, Perl, CSS, XML, DHTML etc.

Debido al auge de Internet, y la portabilidad de los lenguajes de programación antes mencionados se facilita a cualquier tipo de usuario (Sea este estudiante, Docente, Diseñador, etc.) y plataforma (Sistema Operativo Win 9X, Unix, Linux, etc.) poder acceder a la información recopilada en éste tipo de aplicaciones, de una manera rápida, ordenada y sin mayores requerimientos de hardware y software (basta con un ordenador i486 compatible, conexión a una red o Internet, y un Browser (Navegador de Hojas Web)).

El documento de esta tesis se divide en tres partes. En la **parte I - Generalidades del Proyecto** – comprende la información extraída íntegramente del anteproyecto, todo lo relacionado con la definición del proyecto, objetivos, alcances y limitaciones, y demás criterios de rigor exigidos por la universidad (Capítulo 1).

La **parte II -Marco Conceptual-** expone el marco histórico y teórico requerido para el diseño de transmisiones mecánicas (capítulo 2), sean estas transmisiones mecánicas con elementos no flexibles (Capítulo 3) o con elementos flexibles (Capítulo 4).

La **parte III -Diseño e Implementación-** expone el diseño de los algoritmos de solución de problemas tanto para elementos no flexibles (Capítulo 5) y flexibles (Capítulo 6). De igual manera, en el capítulo 7, se presenta la codificación de cada uno de los algoritmos del capítulo 5 (Elementos no flexibles) y el capítulo 8 hace lo mismo pero con el capítulo 6 (elementos Flexibles).

En el capítulo 9, se explica detalladamente los tipos de problemas solucionados por el Software y sus especificaciones. En éste capítulo también se agregan algunos modelos de aplicación de problemas que puede resolver el software en cuestión.

El capítulo 10, expone generalidades sobre el sitio Web del proyecto su URL y algunos conceptos importantes para su empleo.

Para finalizar, el capítulo 11, expone las conclusiones del proyecto, recomendaciones, bibliografía, glosario técnico y anexos.

PARTE I.
-GENERALIDADES DEL PROYECTO-

CAPÍTULO 1.
INFORMACIÓN DEL PROYECTO.

1.1 ANTECEDENTES DEL TEMA

Las transmisiones mecánicas son elementos de máquinas utilizados para la transmisión de potencia o en sistemas de transporte, entre puntos separados a corta o larga distancia. Existen sistemas de transmisión que utilizan dispositivos rígidos como engranes y otros sistemas utilizan dispositivos flexibles como bandas o cadenas.

Una diferencia entre ambos sistemas estriba en la complejidad de diseño y en los costos de elaboración y operación. Una ventaja de los sistemas de transmisión con dispositivos flexibles es que, por sus características elásticas, juegan un papel importante en la absorción de cargas de choque, y en el amortiguamiento y separación de efectos de vibraciones lo que influye en la duración de una máquina o sistema mecanizado.

Otra diferencia entre ambos sistemas de transmisión es la vida útil de operación, la que puede variar entre infinita, en dispositivos rígidos, o duración finita; según sea el diseño por medio del cual fue escogido y el mantenimiento brindado.

El tema seleccionado para el trabajo de graduación muestra la ventaja que brindará para poder realizar de una manera eficiente, práctica y confiable, el diseño de transmisiones mecánicas, por cualquiera de los métodos ya mencionados: engranes, bandas o cadenas, y cuyos resultados reforzará el área de ingeniería mecánica, especialmente en los procesos de diseño de transmisiones mecánicas.

Otro motivo de interés del tema se deriva del hecho que se presentarán los diferentes procesos de diseño de transmisiones por medio de un programa que brindará las mejores alternativas acordes a los datos de diseño que el usuario determine, que serán los datos de entrada para que el programa comience a brindar la solución requerida por el usuario. De esta forma, el usuario continuará alimentando al programa con el objetivo de obtener el sistema de transmisiones que desea.

1.2 IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DEL TEMA

La selección del tema ha sido fundamentada en el hecho que las transmisiones mecánicas representan un campo de aplicación típico de ingeniería mecánica y que, además, se ven involucradas en diferentes máquinas y sistemas mecanizados por lo que su selección y diseño requieren de cuidado, ya que involucra la eficiencia del sistema y, por consiguiente, su rentabilidad.

El trabajo requiere la aplicación de diversas teorías y conocimientos prácticos, por lo que su aplicación se convierte un tanto complicada; y es por eso que toda la información se compilará en un programa de computación que haga su acceso más práctico y que, sobretodo, brinde soluciones eficientes y confiables.

La información a administrar en el programa, serían las distintas teorías de solución para el diseño de transmisiones mecánicas por medio de engranes, ya sean rectos, cónicos o helicoidales, bandas y/o cadenas. Además, se incluirán los criterios de selección para el sistema más conveniente y los materiales adecuados para su elaboración.

A esto podemos agregar que actualmente muchos procesos mecánicos se ven asistidos por programas de computación porque es una manera fácil y confiable de realizar las tareas que anteriormente implicaban una gran cantidad de tiempo y esfuerzo. Para citar algunos ejemplos se mencionan a continuación:

- Dibujo técnico de piezas, máquinas o procesos.
- Cálculo de carga térmica de interiores para acondicionamiento
- Elaboración de piezas por sistemas CNC.
- Simulaciones de choques en la industria automovilística.

Con el desarrollo de este trabajo se presenta una alternativa práctica para el estudiante, el mecánico e incluso el ingeniero que requiera realizar el diseño de transmisiones mecánicas.

1.3 PROYECCIÓN SOCIAL

Con el desarrollo de este trabajo de graduación se pretende beneficiar a la comunidad estudiantil del área de mecánica, tanto de la facultad de ingeniería como la facultad de tecnológico, de la Universidad Don Bosco en el diseño de transmisiones mecánicas, en la formación académica en laboratorios y en el desarrollo de trabajos solicitados por empresas o personas interesadas.

Además se beneficiarán los académicos involucrados en la formación de Diseño de Elementos de Máquinas porque contarán con una nueva alternativa para complementar sus clases.

Se espera, además, fortalecer a la pequeña y mediana empresa que se dedica al área de mecánica involucrada con transmisiones mecánicas proveyéndolas de una herramienta más para el diseño de estas; porque el programa de diseño será elaborado en base a información normalizada contenida en los textos de diferentes autores.

1.4 DEFINICIÓN DEL TEMA

El tema del trabajo de graduación es: **DISEÑO DE TRANSMISIONES MECANICAS ASISTIDO POR COMPUTADORA** y su desarrollo se explica a través de los siguientes objetivos:

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Implementar un sistema automático de diseño de transmisiones mecánicas asistido por computadora.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Crear un sistema que calcule transmisiones mecánicas por medio de cualquiera de los siguientes elementos:
 - **Engranajes: rectos, cónicos, helicoidales y de tornillo sin fin.**
 - **Bandas o Correas: Planas y trapeciales.**
 - **Cadenas: Rodillo, De Casquillo y Dentada.**

- Desarrollar un programa de computación en formato WEB que compile toda la información necesaria para desarrollar el sistema de diseño de transmisiones mecánicas.

- Presentar toda la información desarrollada en formato WEB para su consulta por personas interesadas a través del Internet

1.4.3 ALCANCES

Se presentará la solución de transmisiones mecánicas por medio de los siguientes elementos:

- **Engranajes: rectos, cónicos, helicoidales y de tornillo sin fin.**
- **Bandas o Correas: Planas y trapeciales.**
- **Cadenas: Rodillo, De Casquillo y Dentada.**

Se diseñará la solución de problemas de transmisiones mecánicas, utilizando algoritmos propuestos por varios autores.

El software propuesto será utilizable tanto en Internet como localmente.

1.4.4 LIMITACIONES

El programa de computadora limitara a algunos usuarios potenciales que no tengan acceso a una computadora.

Por la abundancia y diversidad de temas no se desarrollará un sistema completo de aplicaciones para diseño de elementos de máquinas.

Las normalizaciones bajo las que se realizaran los algoritmos de solución serán tomadas de la bibliografía utilizada. Debido al costo que implica obtener las normas directamente de la Institución Normalizadora correspondiente (Llámesese ISO, AGMA, ANSI, DIN, etc...).

El software requiere conocimiento previo sobre transmisiones mecánicas para poder ser utilizado.

1.5 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN Y TÉCNICAS A UTILIZAR.

Para el desarrollo del sistema de diseño de transmisiones mecánicas se utilizarán las diferentes teorías desarrolladas por diferentes autores de libros de Diseño De Elementos De Máquinas.

Para la implementación de los criterios de diseño y selección se estudiarán diversos problemas modelos o clásicos con los que se creará un parámetro de solución coherente y confiable. Además, nos auxiliaremos con consultas realizadas a personas con experiencia en la materia.

Se creará una compilación de las diversas teorías de selección y diseño de engranes, bandas y cadenas que reconozcan condiciones mínimas de seguridad para que el diseño sugerido sea el más acertado.

Toda la información será estudiada y obtenida de reconocidos autores del área de diseño de elementos de máquinas, y será complementada con las condiciones más óptimas para un funcionamiento correcto de las transmisiones mecánicas.

1.6 INVESTIGACIÓN PRELIMINAR Y RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

La investigación preliminar se realizó a partir de bibliografía existente en la biblioteca de la Universidad Don Bosco, documentación electrónica tomada de Internet, consulta a profesionales en el campo del diseño mecánico y consulta a peritos en computación.

Se tomarán problemas (problemas tipo) de diseño de transmisiones comunes expuestos en la mayoría de los textos de diseño mecánico, así como problemas que el asesor crea conveniente incluir para una mayor profundización en el tema.

Tomados los problemas, se procederá a implementar el algoritmo de solución del mismo, para luego codificar este algoritmo en el lenguaje de programación correspondiente.

Respecto a los lenguajes de programación a utilizar se trabajaran en base a cualquier plataforma (UNIX/LINUX, Windows 95/98 y NT), en lenguaje PERL, Java, JavaScript y HTML standard.

1.7 SITUACIÓN ACTUAL.

Básicamente el problema que se pretende solucionar es el del diseño de transmisiones mecánicas, es decir, pasar de una forma de diseño convencional manual a una forma automática de solución empleando un ordenador x86 compatible y el software que se pretende diseñar.

La interfaz de aplicaciones WEB que se diseñará, será implementado para cualquier plataforma (UNIX/LINUX, Windows 95/98 y NT), se partirá de la idea de que en la carrera de ingeniería mecánica actualmente casi no se usa diseño por ordenador, debido a que no se cuenta con el software adecuado. Esta situación se solucionará con esta tesis.

En la actualidad, es necesario que el ingeniero mecánico use la tecnología, para ser más productivo en sus labores; por eso la Universidad Don Bosco que es pionera en el área de desarrollo tecnológico, ha implementado el **Laboratorio de Simulación Matemática** para instruir a sus alumnos (con equipos de computación de la más reciente tecnología existente). Es en este laboratorio, donde se pueden realizar las practicas usando el software que se diseñará para transmisiones mecánicas, en las asignaturas de Diseño de Elementos de Máquinas que están en el pensum de la carrera de Ing. Mecánica.

El software será puesto en Internet bajo licencia GNU, para que siga siendo desarrollado por otros diseñadores de elementos de máquinas alrededor del mundo de manera simultanea con los desarrolladores de la Universidad Don Bosco.

La propiedad intelectual del software pertenece a sus desarrolladores, el equipo de esta tesis, el código fuente estará disponible para la escuela de ingeniería mecánica de Universidad Don Bosco, bajo licencia publica GNU.

1.8 RESULTADOS ESPERADOS.

Lo que se espera conseguir con la aprobación y realización de esta tesis, es fomentar el uso y aplicación de tecnología informática en el área de ingeniería mecánica tal y como se hace en otros países de Latinoamérica y el resto del mundo.

Hasta la fecha, en nuestro país, pocas universidades se han preocupado por la integración de la informática con la ciencia y la ingeniería para facilitar la comprensión y estudio de la misma por parte de sus alumnos. A excepción de la Universidad Don Bosco ya cuenta con los laboratorios necesarios para implementar este proyecto.

Se espera que para el ciclo II del año 2001, ya se impartan practicas de Diseño de Elementos de Máquina usando la Suite de Aplicaciones de Ingeniería Mecánica (Resultado de esta tesis) en el Laboratorio de Simulación Matemática.

PARTE II.
-MARCO CONCEPTUAL-

CAPITULO 2.
MARCO HISTÓRICO Y TEÓRICO.

2.1 MARCO HISTORICO

Antiguamente, se creaban artefactos capaces de realizar tareas diarias y comunes para los hombres, o bien, para facilitarles las labores cotidianas; entonces se daban cuenta de que había tareas repetitivas que se podían igualar con un complejo sistema, y es así como se comienza a crear máquinas capaces de repetir las mismas labores que el hombre realizaba, y como ejemplo de estas máquinas podemos citar las siguientes:

- La rueda como medio de transporte o como herramienta, por ejemplo, para un alfarero.
- El engrane para uso en el molino, ya sea para obtener agua de las entrañas de la tierra, o como molidor de granos
- La catapulta como arma de combate.

Y así una gran variedad de máquinas que antiguamente se creaban para facilitarle las tareas a los hombres.

2.2 MARCO CONCEPTUAL

Se tratarán los diferentes conceptos contenidos en el tema de transmisiones mecánicas tales como:

- Transmisión mecánica:
Sistema mecánico utilizado para transporte de elementos por medio de dispositivos mecánicos que actúan conjugadamente, o para la transferencia de potencia mecánica entre dos puntos o dispositivos.
- Aplicaciones de los diferentes tipos de transmisiones
Según el tipo de transmisión, estas pueden ser:
Transmisiones mecánicas rígidas: en sistemas de transmisión sometidos a

cargas intensivas, sistemas que requieren una larga durabilidad y mantenimiento moderado

Transmisiones mecánicas flexibles: en sistemas sometidas a excesivas cargas de choque, sistemas que requieren mayor absorción de vibraciones, sistemas de bajo presupuesto

- Engranés
Par o más elementos mecánicos utilizados para transmitir potencia o movimiento a través de la acción de contacto entre sus dientes.
- Engranés rectos
Engranés cilíndricos con los dientes paralelos al eje de rotación, y transmiten movimiento entre ejes paralelos
- Engranés cónicos
Tienen los dientes formados sobre superficies cónicas y son utilizados para transmitir potencia o movimiento entre ejes que se interceptan
- Engranés helicoidales
Engranés cilíndricos que no tienen los dientes paralelos al eje de rotación, se utilizan en algunas aplicaciones similares de los engranes rectos
- Bandas
Elemento flexible de transmisión de potencia o movimiento, pueden utilizarse para grandes distancias entre centros.
- Bandas planas
Se utilizan con poleas “abombadas” o lisas
- Bandas trapeciales
Se utilizan en poleas ranuradas
- Cadenas
Este tipo de elemento permite mantener transmisiones mecánicas con relaciones de velocidad constantes, larga vida útil y pueden impulsar varios ejes desde una misma fuente de potencia

Por mencionar algunos.

2.3 TIPOS DE TRANSMISIONES Y SUS CARACTERISTICAS PRINCIPALES.

Se llaman transmisiones mecánicas los mecanismos que se emplean para transmitir la energía desde el motor a los órganos de trabajo de una máquina, por regla general, con transformación de las velocidades, de las fuerzas, o de los momentos, a veces, con la transformación del carácter y de la ley del movimiento.

La necesidad de introducir una transmisión entre el motor y los órganos de trabajo de una máquina es debida a muchas causas:

- a) Las velocidades requeridas del movimiento de los órganos de trabajo de la máquina se distinguen con mucha frecuencia de las velocidades de los motores estandarizados;
- b) La velocidad del órgano de trabajo es necesario con frecuencia cambiarla (regularla), pero realizar esto directamente con el motor no es económico e incluso puede ser imposible;
- c) En ciertos períodos del trabajo de la máquina, para su accionamiento se necesitan momentos de torsión que superen el momento torsor (o los pares de torsión) en el árbol del motor;
- d) A menudo un motor pone en movimiento varios mecanismos que deben funcionar a distintas velocidades;
- e) Los motores estandarizados se suelen aplicar para transmitir un movimiento giratorio uniforme, mientras que los órganos de trabajo de la máquina frecuentemente deben moverse en sentido rectilíneo, variando la velocidad o con paradas periódicas;

f) A veces la unión directa de los árboles de un motor y del mecanismo operador no se puede efectuar por razones de seguridad, comodidad de servicio o debido a los tamaños dados de la máquina.

No hace mucho que las transmisiones mecánicas eran casi los únicos dispositivos que se empleaban en las máquinas, en todos los casos enumerados anteriormente.

Un rasgo importante de la construcción de maquinaria moderna es el amplio uso para estos fines junto con las transmisiones mecánicas, también de los accionamientos eléctricos, hidráulicos, neumáticos (de vacío). Con frecuencia, en una máquina, para hacer accionar distintos mecanismos a la vez, se utilizan tanto las transmisiones mecánicas como también distintos tipos de accionamiento.

Las ventajas de estas transmisiones y accionamientos se indican en la **tabla 2.1**, que puede servir solamente para tener una orientación general.

Tabla 2.1.
Ventajas de los accionamientos y transmisiones de distintos tipos

<i>Ventajas</i>	<i>Accionamientos.</i>			<i>Transmisiones Mecánicas.</i>	
	<i>Eléctricos</i>	<i>Hidráulicos</i>	<i>Neumáticos</i>	<i>Por Rozamiento.</i>	<i>Por Engrane.</i>
Suministro centralizado de energía.	+		+		
Sencillez de la transmisión de la energía a considerables distancias.	+				
Acumulación realizable con facilidad.			+		
Regulación por etapas de la velocidad en amplio diapasón.	+			+	+
Regulación sin escalones en un amplio diapasón.	+	+		+	
Conservación exacta de la relación de transmisión.					+
Posibilidad de altas velocidades de rotación.	+		+		
Sencillez del mecanismo operador para el movimiento rectilíneo.		+	+	+	+
Independencia de acción de la temperatura ambiente.	+		+		+
Presiones relativamente grandes de los órganos de trabajo.		+			+
Mando realizable con facilidad, incluyendo el automático y a distancia.	+				

La elección fundamentada del accionamiento para un caso concreto se puede hacer solo como resultado de la confrontación técnico-económica de varias variantes.

2.3.1 TIPOS DE TRANSMISIONES.

Las transmisiones mecánicas por el procedimiento de la transmisión del movimiento desde el elemento accionador al accionado se dividen en:

- 1. Transmisiones por rozamiento: con contacto directo (por fricción) o con enlace flexible (por correa);**
- 2. Transmisiones por engranes; con contacto directo (por diente y sin fin) o con enlace flexible (por cadena y correa dentada);**

Las transmisiones por rozamiento y por engrane se dividen según la disposición recíproca de los árboles (paralelos, que se intersecan y que se cruzan), así como por el carácter del cambio de la relación de engranaje (relación de transmisión constante cambia con etapas o sin etapas).

El procedimiento de transmitir el movimiento por rozamiento o por engrane determina la forma de las superficies de trabajo y al mismo tiempo las propiedades características de las transmisiones.

En las transmisiones por rozamiento, las secciones de las superficies de trabajo, normales al eje de rotación, representan unas circunferencias. La fabricación de tales superficies, incluso ante una exigencia de alta exactitud, no representa ninguna dificultad.

En las transmisiones por engrane, las piezas se dotan de dientes, los cuales realizan la transmisión del momento de torsión de la rueda accionadora a la accionada. Durante el funcionamiento de la transmisión dientes entran en engrane y otros salen. Incluso pequeñas actitudes en la forma de los dientes o las deformaciones de los elementos provocan aceleraciones que llevan a la aparición de

ruido rápido desgaste de los dientes. Estos son los inconvenientes de principio de las transmisiones por engrane.

Si se eleva la exactitud de fabricación de las ruedas dentadas, si se emplean dientes de forma especial, dichos inconvenientes se pueden disminuir, pero es imposible evitarlos totalmente. Por eso, por ejemplo, en las máquinas-herramienta para el acabado fino de las superficies, el movimiento al husillo se transmite, por regla general, por rozamiento y no por engrane, es decir, mediante una transmisión por correa.

En las transmisiones por rozamiento el paso de la circunferencia contacto de un diámetro a la circunferencia de otro diámetro se puede realizar gradualmente. La regulación, es decir, el cambio de la relación de transmisión puede ser también gradual, sin etapas. En las transmisiones por engrane esto se puede lograr sólo por Medios artificiales y complejos¹).

La tarea de la proyección de transmisiones con relación de transmisión constante, por regla general, contiene, por lo menos, los datos siguientes:

La potencia a transmitir P o el momento de torsión τ en el árbol impulsado; las velocidades de rotación (en r.p.m.) de los árboles impulsado n_2 e impulsor n_1 ; la disposición recíproca de los árboles y la distancia entre ellos; las dimensiones exteriores y el régimen de trabajo de la transmisión $\tau = f(t)$ y $n = F(t)$.

En un caso general, este, problema tiene varias soluciones, es decir, para unas condiciones preestablecidas se puede proyectar transmisiones de distintos tipos.

¹ Por lo regular la única transmisión por engrane que trabaja sin etapas es la por cadena.

Las variantes posibles de una transmisión se deben comparar entre sí por el rendimiento, masa, dimensiones exteriores, consumo iniciales y de explotación y elegir de ellas las más ventajosas.

Algunas consideraciones generales y fundamentalmente la experiencia acumulada de la proyección, fabricación y explotación de distintas transmisiones permite indicar el campo y los límites del empleo ventajoso de las transmisiones de distintos tipos. No obstante, estos límites tienen un carácter temporal: a medida que aparecen nuevos materiales y se perfecciona la tecnología de la fabricación de los elementos de las transmisiones, junto con la profundización de los conocimientos sobre la ciencia de los procesos que tienen lugar en las transmisiones, la construcción de éstas se perfecciona y, como es natural, se amplían los límites y el campo de su aplicación.

2.3.2 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.

2.3.2.1 Engranajes o trenes de engranajes.

Si se considera un piñón 2 como impulsor de un engranaje 3. La velocidad del impulsado es:

$$n_3 = \frac{N_2}{N_3} * n_2 = \frac{d_2}{d_3} * n_2 \quad (2.1)$$

Donde:

- **n = número de vueltas o rpm.**
- **N = número de dientes.**
- **d = diámetro de paso.**

La ecuación (2.1) se aplica a cualquier juego de engranajes sin que importe si los mismos, son rectos, helicoidales, cónicos o sinfín. Los signos de valor absoluto se utilizan para dar total libertad en la elección de los sentidos positivo y negativo de giro. En el caso de los engranes rectos y helicoidales paralelos, los sentidos corresponden usualmente a la regla de la mano derecha y son positivos en el caso de la rotación en sentido contrario al del reloj.

Las direcciones de rotación son un poco más difíciles de determinar en el caso de engranajes sinfín y helicoidales cruzados. La figura 2.1 será de ayuda en estos casos.

El tren de engranes que se ilustra en la figura 2.2 está formado por cinco elementos. La velocidad del engrane 6 es:

$$n_6 = \frac{N_2}{N_3} \frac{N_3}{N_4} \frac{N_5}{N_6} * n_2 \quad (2.2)$$

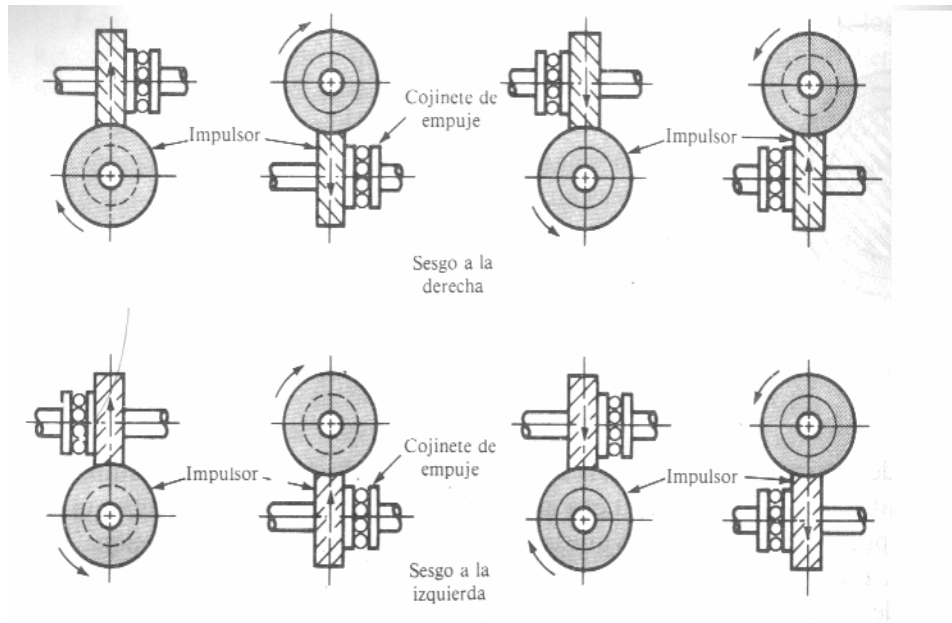


Figura 2.1

Relaciones de empuje (carga axial), rotación y sesgo para engranes helicoidales cruzados. Nótese que cada par de croquis se refiere a un mismo engranaje. Estas relaciones se aplican asimismo a engranes de tornillo sinfin. (Fuente: Boston Gear Works, Inc.)

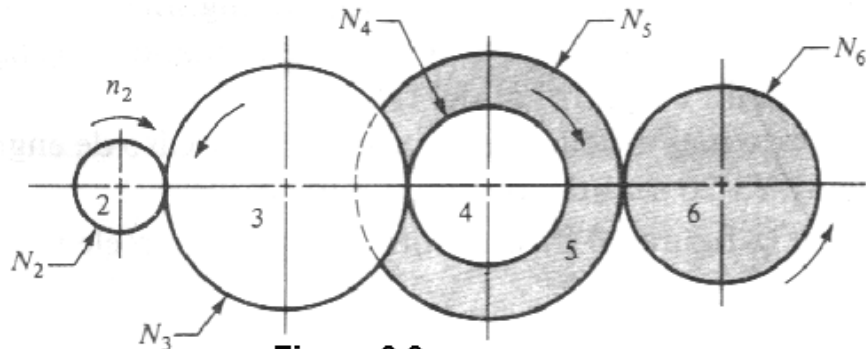


Figura 2.2

En este caso se observa que el engrane 3 es un engrane libre o loco, que su número de dientes se cancela en la ecuación (2.2) y que, por lo tanto, sólo afecta el sentido de rotación del engrane 6. Además, se observa que los engranes 2, 3 y 5 son conductores o impulsores, mientras que los 3, 4 y 6 son conducidos o impulsados. Se define al valor del tren e como:

$$e = \frac{\text{producto de los números de dientes impulsores}}{\text{producto de los números de dientes impulsados}} \quad (2.3)$$

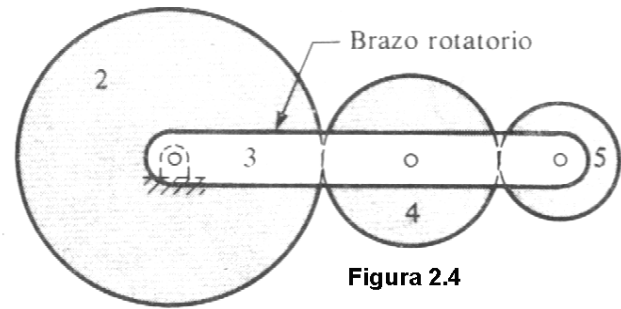
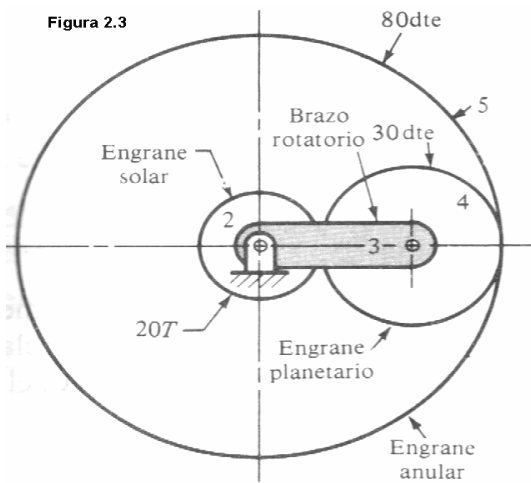
Obsérvese que también pueden usarse los diámetros de paso en la ecuación (2.3). Cuando se aplica esta ecuación al caso de engranes cilíndricos comunes, es positivo si el último engrane gira en el mismo sentido que el primero y negativo en sentido contrario.

$$n_L = e * n_F \quad (2.4)$$

Donde:

- n_L = es la velocidad del último engrane del tren.
- n_F = es la velocidad del primero.

Pueden lograrse efectos no usuales en un tren de engranes si se hace que algunos de los ejes giren entorno a otros. A tales trenes de engranes se les llama **Trenes Planetarios o Especíclicos**. Los trenes planetarios siempre se componen de un engrane solar, un brazo o cortador y uno o más engranes planetarios, como se observa en la figura 2.3. Los trenes de engranes planetarios son mecanismos poco comunes porque tienen dos grados de libertad, es decir, para que se tenga movimiento restringido, tal engranaje debe contar con dos acciones de impulso o entradas.



Por ejemplo, en la figura 2.3 estas dos entradas podrían ser los movimientos de dos elementos cualesquiera del tren. Podría especificarse, por ejemplo en la figura 3, que el engrane solar gire a 100 rpm en el sentido del reloj y que el engrane de corona de dientes internos gire a 50 rpm en sentido contrario. Estas condiciones serán las entradas. El resultado o salida sería el movimiento del brazo. En la mayor parte de los trenes planetarios uno de los elementos va sujeto al bastidor y tiene entrada cero de movimiento.

La figura 2.4, muestra un tren planetario formado por un engrane solar 2, un portador 3 y los engranes planetarios 4 y 5. La velocidad angular del engrane 2 con relación al brazo, en rpm, es:

$$n_{23} = n_2 - n_3 \quad (2.5)$$

Así mismo, la velocidad del engrane 5 respecto al brazo es:

$$n_{53} = n_5 - n_3 \quad (2.6)$$

Dividiendo la ecuación (2.6) entre (2.5) se obtiene:

$$\frac{n_{53}}{n_{23}} = \frac{n_5 - n_3}{n_2 - n_3} \quad (2.7)$$

La ecuación (2.7) expresa la razón de la velocidad relativa del engrane 5 a la del engrane 2, y ambas velocidades se consideran con respecto al brazo. Ahora bien, ésta es la misma relación y es proporcional a los números de dientes, sea que el brazo tenga rotación o no, pues es el valor del tren. Por lo tanto, puede escribirse:

$$e = \frac{n_5 - n_3}{n_2 - n_3} \quad (2.8)$$

Tal ecuación puede emplearse para obtener el movimiento de salida o resultante de cualquier tren planetario. Resulta más conveniente en la forma:

$$e = \frac{n_L - n_A}{n_F - n_A} \quad (2.9)$$

Donde:

- n_F = velocidad (rpm) del primer engrane del tren planetario.
- n_L = velocidad del último engrane del tren.
- n_A = velocidad del brazo.

2.3.3 VELOCIDAD PERIFÉRICA.

A una potencia a transmitir prefijada **P** el esfuerzo periférico es $\sigma = (C.N) / v$, siendo v la velocidad periférica y **C = const.** A su vez, el esfuerzo periférico se puede expresar por el producto de la anchura b del elemento que transmite el esfuerzo (anchura de la correa, del rodillo, de la rueda, etc.), por la carga específica **Fo** en una unidad de anchura: $\sigma = F_o * b$. A otras condiciones iguales, para disminuir las dimensiones exteriores de la transmisión (**b**) es ventajoso transmitir la potencia a la máxima velocidad admisible $v = v_{max}$. El valor de v_{max} , se limita por distintos factores.

Para todas las transmisiones por enlace flexible constituyen un factor serio las acciones centrífugas que cargan complementariamente la correa y que disminuyen la tensión útil de la misma. Para las transmisiones corrientes por correa plana $v_{max} \leq 25 \text{ m/s}$, para las correas especiales de fibras artificiales $v_{max} \leq 50 \text{ m/s}$. En las transmisiones por correa trapezoidal surge un factor importante, consistente en el calentamiento de la histéresis elástica. Su influencia a un gran número de inflexiones de la correa por segundo crece intensamente.

Las correas trapezoidales estandarizadas admiten $v_{max} = 25 \text{ y } 30 \text{ m/s}$, las correas especiales con alma de alambre de acero, 50 m/s . En las transmisiones de cinta de acero la velocidad alcanzable es del orden de 80 m/s .

La velocidad en las transmisiones por cadena, a causa de los golpes de los eslabones que entran en engrane, no debe superar $v_{max} = 25\text{--}40 \text{ m/s}$, en las por correa dentada $v_{max} = 80 \text{ m/s}$.

En las transmisiones dentadas el aumento de la velocidad exige una considerable elevación de la exactitud de fabricación de las ruedas dentadas, ya que los inconvenientes de engrane proporcionan cargas complementarias. Las ruedas de dientes rectos a $v > 10 \text{ m/s}$. Y las de dientes no rectos a $v > 15 \text{ m/s}$ deben fabricarse con el sexto grado de precisión. A nivel moderno de la tecnología de producción de ruedas dentadas, las velocidades máximas alcanzan hasta de **150 - 180 m/s**.

En las transmisiones por tornillo sin fin la velocidad periférica en el tornillo es de

$v_{\max} \leq 20 \text{ m/s}$. Esta velocidad se limita aquí por la resistencia al desgaste de los materiales del par: tornillo-rueda helicoidal.

La velocidad en las transmisiones por fricción habitualmente no sobrepasa 25 m/s.

2.3.4 POTENCIA TRANSMITIDA.

Las transmisiones dentadas son las que pueden transmitir mayor potencia. Se conocen, por ejemplo, reductores dentados para turbinas de barco de $P > 50000 \text{ Kw}$. y más de potencia. En realidad, la potencia de las transmisiones dentadas se limita por las dificultades de transportación de los elementos de precisión de grandes dimensiones.

En las transmisiones por tornillo sin fin la potencia se limita por la considerable cantidad de calor desprendido y la elevación de la temperatura. Las potencias de las transmisiones por tornillo sin fin existentes sobrepasan 200 Kw. Disminuyendo la cantidad de calor que se desprende a cuenta del cambio de la geometría del engrane (en particular, empleando transmisiones por tornillo sin fin globoidales) y del mejoramiento de la derivación del calor, es posible aumentar la potencia a transmitir.

En las transmisiones por correa trapezoidal y por cadena, para elevar la potencia a transferir es necesario aumentar la sección y el número de cadenas o correas que trabajan paralelamente.

No obstante, con un gran número de elementos de tracción, la probabilidad de su carga uniforme disminuye y el ulterior aumento del número de correas o de cadenas resultará inefectivo. Para las correas trapezoidales la potencia límite es de 1000 a 1500 Kw.; se conocen las transmisiones por correa plana de 2000 Kw. Y las de cadena, de 3500 Kw.

La capacidad de trabajo de las transmisiones, tanto de fricción como dentadas, está limitada fundamentalmente por la presión de contacto, en cambio en una transmisión dentada la presión normal es aproximada al esfuerzo periférico, en una de fricción, casi diez veces mayor que el esfuerzo periférico (éste es igual al esfuerzo periférico partido por el coeficiente de rozamiento). Es cierto que en las ruedas de fricción el radio de curvatura de las superficies de contacto, siendo iguales los diámetros primitivos, es unas cuantas veces mayor que en las ruedas dentadas, pero esto no compensa la diferencia entre las presiones normales.

La anchura efectiva de los rodillos está limitada, puesto que por causa de la inexactitud y deformación sólo una pequeña parte de la superficie nominal de contacto participa realmente en la transmisión del esfuerzo periférico. Así se comprende que la máxima potencia de las transmisiones por fricción no sobrepasa 300 Kw.

2.3.5 LAS PERDIDAS DE POTENCIA Y DE RENDIMIENTO.

Entre los índices que caracterizan las transmisiones, ocupan un lugar particular. En primer lugar son unos índices de consumo improductivo de energía.

En segundo lugar, estos índices indirectamente caracterizan el desgaste de la transmisión, puesto que la energía perdida en la misma se transforma en calor y parcialmente deteriora las superficies de trabajo.

$$P_P = P_{p.c}^m + P_{p.v}^P \quad (2.10)$$

Las pérdidas de potencia en cualquier transmisión se pueden representar de la forma siguiente:

Siendo:

$P_{p.c}^m$ La parte constante de las pérdidas que no depende, en lo fundamental, de la carga;

$P_{p.v}^P$ La parte variable de las pérdidas que, en lo fundamental, son proporcionales a la carga.

La magnitud de $P_{p.c}^m$ es próxima a la potencia de la marcha en vacío, es decir, a la potencia indispensable para hacer girar la transmisión a $\mathbf{P=0}$. Esta magnitud depende de la masa de los elementos de la transmisión, de la velocidad de rotación y del rozamiento en los cojinetes y en otras superficies de contacto.

De este modo, el rendimiento total de la transmisión, que tiene en cuenta todas las pérdidas, para la potencia \mathbf{P} en el árbol secundario se obtiene así:

$$\eta_{tot} = \frac{P}{P + P_P} = \frac{P}{P + P_{p.c}^m + P_{p.v}^P} \quad (2.11)$$

De la última expresión se ve que el rendimiento total de las transmisiones depende de la carga, es decir, con la disminución de la carga el rendimiento empeora considerablemente. Ya que el valor del rendimiento caracteriza, ante todo, las ventajas de la transmisión al cumplir el trabajo útil, entonces por medio de la ecuación (2.11), P_p expresa las pérdidas determinadas con frecuencia experimentalmente, a una carga mínima admisible.

Algunos valores del rendimiento que son característicos para una etapa de las transmisiones modernas.

Ya que los valores de η son próximos a la unidad, entonces son más cómodos para la comparación no los rendimientos (η), sino los coeficientes de pérdidas $k_p = 1/\eta - 1$, expresados en tantos por cientos.

Las pérdidas en una transmisión dentadas son mínimas, es decir, k_p 1%; en una transmisión por cadena, 1% - 3%; en una transmisión por correa plana, 3% - 5%; en una transmisión por fricción, 4%; en una transmisión por correa trapezoidal, 4% y en una transmisión por tornillo sin fin, 10%-25%. Por consiguiente, pese a que el rendimiento de una transmisión por tornillo sin fin es comparablemente alto ($\eta = 0.9$), las pérdidas en una transmisión por tornillo sin fin son diez veces mayores que en una dentada.

Conviene subrayar que los valores aportados tienen sólo un carácter relativo. Los valores efectivos del rendimiento y de las pérdidas de energía dependen de los parámetros constructivos de la transmisión.

2.3.6 EL PESO, EL TAMAÑO Y EL PRECIO DE LAS TRANSMISIONES.

Haciendo una comparación como ejemplo, de diferentes tipos de transmisiones de 75 Kw. Con relación de transmisión de una etapa $e_1 = n_1/n_2 = 1000: 250 = 4$. Los índices principales de las transmisiones se dan en la tabla 2.

Tabla 2.2

Índices principales de las transmisiones de distintos tipos.

<i>Transmisiones</i>	<i>Distancia entre los ejes en mm.</i>	<i>Anchura de la rueda dentada o polea en mm.</i>	<i>Peso (aproximado) en N.</i>	<i>Precio Relativo en %.</i>
Por correa (abierta) plana.	5000	350	5000	106
Por correa plana con rodillo tensor.	2300	250	5500	125
Por correa abierta trapezoidal.	1800	130	5000	100
Por cadena.	830	360	5000	140
De rueda dentada	280	160	6000	165

Los valores de la distancia A entre los ejes, así como la anchura de las poleas y de las ruedas dan una idea sobre las dimensiones exteriores de las transmisiones. El precio de costo de las transmisiones se da en porcentajes con respecto al precio de una transmisión por correa trapezoidal adoptado con el 100%. La masa de las transmisiones se indica junto con la masa de los árboles y cojinetes.

Para las transmisiones por correa, las velocidades periféricas adoptadas son: 23.6 m/s; para las transmisiones por cadena, 7 m/s; para las transmisiones dentadas, 5.85 m/s.

En la tabla 2, se ve que las transmisiones dentadas son más compactas y las que más cómodamente se montan en las máquinas. La diferencia en la masa, si se tiene en cuenta el carácter aproximado de las cifras citadas, no es muy grande.

2.4 TRANSMISIONES CON RELACIÓN DE TRANSMISIÓN VARIABLE.

Las máquinas, en la mayoría de los casos, necesitan transmisiones con variable relación de transmisión, regulable a mano o automáticamente. Por ejemplo, en los vehículos de transporte hay que cambiar la relación de transmisión entre las ruedas conductoras y el motor, para que en correspondencia con el perfil del camino y con las condiciones de marcha cambiar la velocidad de estas ruedas y el momento de torsión que se transmite a ellas. En las máquinas herramienta, con el fin de conservar la velocidad más ventajosa de corte, durante el mecanizado de las piezas de distinto tamaño y de diferentes materiales y con distintas herramientas es necesario cambiar la velocidad de rotación del husillo. Exigencias análogas de regulación son indispensables también en muchas otras máquinas.

2.4.1 TRANSMISIONES DE REGULACIÓN POR ETAPAS.

Para proyectar las transmisiones con relación de transmisiones variable² se parte de la serie prefijada de velocidades de rotación del árbol impulsando $n_{\min} = n_1, n_2, \dots, n_{j-1}, n_j, \dots, n_{\max} = n_z$, de la frecuencia de rotación por minuto del árbol impulsor (habitualmente constante) y del momento de torsión en el árbol impulsado $\tau = f(n)$.

² En los automóviles y tractores las transmisiones de regulación por etapas se llaman caja de cambio de velocidades, en las máquinas herramienta, caja de engranajes y caja de avances, según sea el lugar de su instalación, es decir, en el accionamiento del movimiento principal o en el accionamiento del avance.

Si no existe ninguna consideración especial, entonces la serie de velocidades (rpm's), por regla general, debe formar una progresión geométrica ³.

En todos los casos los valores de las velocidades de rotación los árboles se toman de las series de números de preferencia de la norma en vigencia.

La relación $n_{\text{máx.}} : n_{\text{mín.}} = R$ se llama diapasón o gama de regulación; la relación de dos números lindantes de frecuencia de rotación $n : n_{j-1} = M$ se llama coeficiente de regulación o denominador de la serie de números de revoluciones.

Si la serie preestablecida compone una progresión geométrica y para ella serán las siguientes proporciones:

$$R = \frac{n_{\text{máx.}}}{n_{\text{mín.}}} = \frac{n_Z}{n_1} = \varphi^{Z-1}$$

$$\varphi = Z - 1 * \sqrt[Z-1]{\frac{n_{\text{máx.}}}{n_{\text{mín.}}}} = Z - 1 * \sqrt[Z-1]{R}$$

$$Z = 1 + \frac{\ln(R)}{\ln(\varphi)}$$

(2.12)

En las cuales z es el número total de velocidades (etapas de regulación).

Los valores del coeficiente de regulación (del denominador de la serie) **M** para la construcción de máquinas herramienta están normalizados; con más frecuencia que otros se emplean los **M** iguales a 1.26, 1.41, 1.58.

³ Para las máquinas de cortar metal esto fue demostrado (1876) por el académico A. Gadolin (1828-1892).

Si se tienen dos árboles y una transmisión por engrane, el procedimiento más sencillo para realizar la serie dada de velocidades del árbol impulsado a una velocidad constante del impulsor consiste en variar la relación de transmisión por medio del cambio de las ruedas dentadas (caja de cambio de velocidades con ruedas intercambiables). Con el fin de acelerar y aliviar el paso de una velocidad a otra, en los árboles conjugados se puede colocar de antemano un determinado número de distintos pares de ruedas que correspondan al número requerido de velocidades y por medio de un acoplamiento o de una chaveta unir al árbol impulsado la debida rueda dentada.

En este caso, el posible diapasón de regulación esta limitado, habitualmente, por la pequeña relación de transmisión. Por ejemplo, siendo $n_o : n_{\min} = 4$ y $n_o : n_{\max} = 1 : 1.5$ el diapasón de regulación se obtiene igual a $R = n_{\max} : n_{\min} = 4 * 1.5 = 6$. El mayor diapasón de regulación y correspondientemente el mayor número de velocidades se puede lograr en la caja (mecanismo) de cambio de velocidades con muchos árboles. Así, en los tornos modernos el diapasón de regulación de los números de revoluciones del husillo alcanza los valores de $R = 150$ y más, y el número de velocidades $z = 24$.

La regulación por etapas en las transmisiones por rozamiento es fácil de realizar con auxilio de poleas escalonadas y de una correa que pase de un eslabón a otro.

En una transmisión por correa plana el diapasón de regulación es de 2 a 6, el número de escalones es de 2 a 4, para las transmisiones por correa trapezoidal o redonda, es correspondientemente hasta 8 y 7.

2.4.2 TRANSMISIONES DE REGULACIÓN SIN ETAPAS.

Las transmisiones examinadas anteriormente de regulación por etapas sólo solucionan parcialmente el problema de obtener el régimen óptimo de trabajo de una máquina. Si en lugar de la frecuencia óptima de rotación n_x se establece la próxima frecuencia menor de rotación n_{j-1} , con la particularidad de que $n_{j-1} < n_x < n_j$, entonces la pérdida relativa de la velocidad (a veces de producción) de la máquina es:

$$\Delta v = \frac{n_x - n_{j-1}}{n_x} \quad (2.13)$$

Puesto que todos los valores de n_x en el intervalo $n_{j-1} - n_j$ son igualmente probables, para la característica de las pérdidas en el intervalo $n_{j-1} - n_j$, se puede tomar su magnitud media, partiendo de que:

$$n_x = \frac{n_{j-1} + n_j}{2} \quad (2.14)$$

Entonces:

$$\Delta v_{med} = \frac{n_j - n_{j-1}}{n_j + n_{j-1}} = \frac{\Phi - 1}{\Phi + 1} \quad (2.15)$$

De este modo, por ejemplo, la regulación por etapas, al valor del denominador de la serie de números de revoluciones, $\Phi = 1.58$, está relacionada con la pérdida relativa de velocidad:

$$\Delta v_{med} = \frac{\Phi - 1}{\Phi + 1} * 100 = \frac{1.58 - 1}{1.58 + 1} * 100 \approx 22\%$$

La pérdida efectiva en la productividad de la máquina, en general, es menor que la magnitud v , puesto que el propio valor de la velocidad óptima, es decir, la frecuencia óptima de rotación por minuto n_x , es sabida sólo aproximadamente: además, a veces en lugar de la menor velocidad próxima $n_{j-1} < n_x$, se puede tomar también la mayor $n_j > n_x$. Sin embargo, cierta pérdida en la productividad (rendimiento de la máquina) con regulación por etapas es inevitable. Esta pérdida se puede evitar solamente valiéndose de la regulación sin etapas.

El empleo de las transmisiones de regulación sin etapas, además de lo que se gana en el rendimiento de la máquina, sobre lo cual se ha indicado anteriormente, a veces tiene la ventaja también desde el punto de vista económico.

La fabricación de una transmisión de regulación sin etapas, con frecuencia exige menos gastos que la fabricación de una transmisión por etapas con un gran número de escalones; particularmente se simplifica mucho, en este caso, el mecanismo de mando de la transmisión.

Anteriormente se señaló que la regulación sin etapas se efectúa más sencillamente en las transmisiones por rozamiento, es decir, por fricción y por correa.

CAPÍTULO 3.
TRANSMISIONES MECÁNICAS POR ELEMENTOS NO
FLEXIBLES.

3.1. TRANSMISIONES MECÁNICAS CON ENGRANES

3.1.1. DEFINICIÓN PRELIMINAR

Los engranes rectos son engranes cilíndricos que tienen los dientes paralelos al eje de rotación, transmiten movimiento entre ejes paralelos. A continuación se presentan algunas variables y fórmulas básicas que serán utilizadas en el desarrollo del algoritmo para diseño de transmisiones mecánicas con engranes:

SIMBOLO	CONCEPTO	UNIDAD
P	Paso diametral	Dte/in
N	Número de dientes	
d	Diámetro de paso	in
p	Paso circular	in
a	Adendo	in
b	Dedendo	in
ht	Altura total del diente	in
Ö	Ángulo de presión	grados

Para complementar los datos previos necesarios para desarrollar el algoritmo de diseño de transmisiones mecánicas con engranes, se puede apreciar en la siguiente figura la simbología utilizada en el desarrollo de engranes:

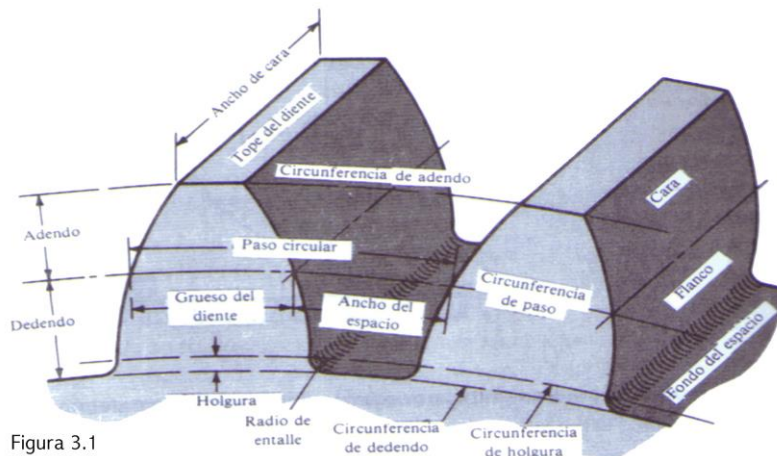


Figura 3.1

A continuación se presentan una serie de conceptos y fórmulas básicas:

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{N}{d}; \text{paso diametral} & a &= \frac{1}{P}; \text{adendo} \\
 b &= \frac{1.25}{P}; \text{dedendo} & h_t &= a + b; \text{altura total} \\
 p &= \frac{\pi d}{N} = \frac{\pi}{P}; \text{paso circular}
 \end{aligned}$$

(3.1)

En un par de engranes, el mayor se conoce, y denominaremos de aquí en adelante, como **rueda**, y al menor se le conoce, y denominaremos, como **piñón**.

El **paso circular** también se puede calcular midiendo el grueso del diente más espacio entre dientes consecutivos medido sobre la circunferencia de paso. El **grueso del diente** se obtiene por medio de:

$$t = \frac{P}{2} \quad (3.2)$$

Adendo: distancia radial entre el tope del diente (circunferencia adendo) y la circunferencia de paso.

Dedendo: distancia entre el fondo del espacio (circunferencia dedendo) y la circunferencia de paso.

La **altura total** es la suma del adendo más el dedendo.

Circunferencia de holgura: circunferencia tangente a la circunferencia de adendo del otro engrane.

Holgura o claro: diferencia entre el adendo del engrane “A” y el dedendo del engrane “B”

Juego: diferencia entre el espacio de dos dientes consecutivos y el grueso del diente perteneciente al otro engrane, medida sobre la circunferencia de paso.

Se dice que cuando los perfiles de los dientes de distintos engranes son diseñados para producir una relación constante de velocidades angulares durante su funcionamiento en contacto presentan o poseen una acción conjugada.

Línea de presión: conocida también por línea de acción, indica la dirección de la fuerza resultante entre los engranes, se define por medio del ángulo de presión (M) que se encuentra medido entre la línea de presión y la línea tangente común al punto de paso del piñón y de la rueda.

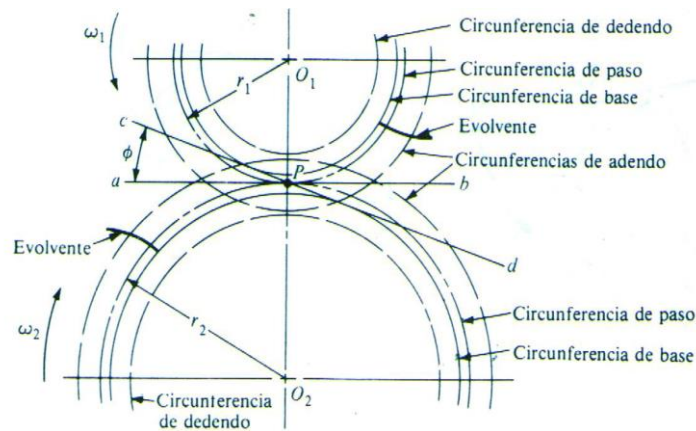
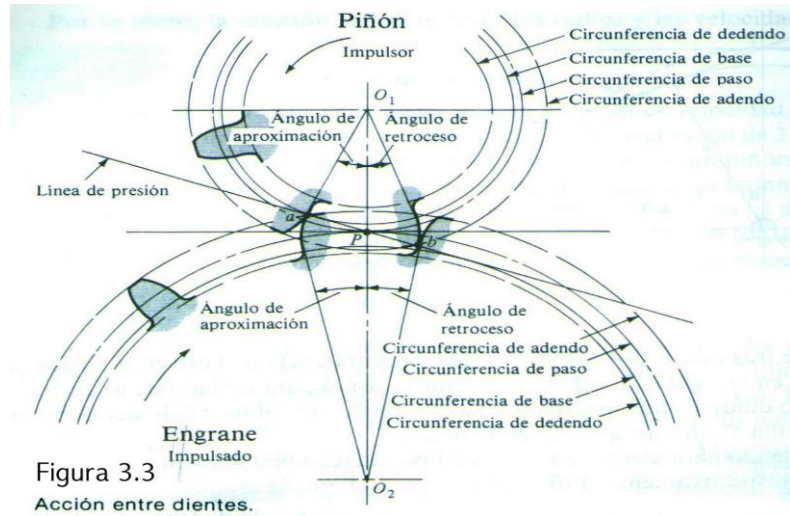


Figura 3.2
Trazo de un engranaje de dos elementos

Punto de paso: se denota por la letra P (figura 3.2) es el punto común entre los radios de paso y la línea de acción.

Circunferencia de base: circunferencia tangente a la línea de acción o línea de presión, y por ser tangente a dicha línea, el ángulo de presión determina su tamaño, y por lo tanto se cumple:

$$\begin{aligned} r_b &= r \cos \phi \\ p_b &= p \cos \phi \end{aligned} \quad (3.3)$$



La **distancia entre centros** de dos engranes conectados se define por medio de la siguiente fórmula:

$$\frac{d_{\text{piñon}} + d_{\text{rueda}}}{2} \quad (3.4)$$

La **velocidad tangencial** común a los dos engranes, sobre la circunferencia de paso se define por:

$$V = |r_1 w_1| = |r_2 w_2|$$

donde: r = radio de paso
 w = velocidad angular (3.5)

de donde obtenemos la **relación de velocidad**:

$$\frac{w_{\text{piñon}}}{w_{\text{rueda}}} = \frac{r_{\text{rueda}}}{r_{\text{piñon}}}$$

$$\frac{d_{\text{piñon}}}{d_{\text{rueda}}} = \frac{N_{\text{rueda}}}{N_{\text{piñon}}} \quad (3.6)$$

La **relación de contacto** determina el promedio de dientes en contacto, se

determina por medio de:

$$m_c = \frac{q_t}{p} \quad (3.7)$$

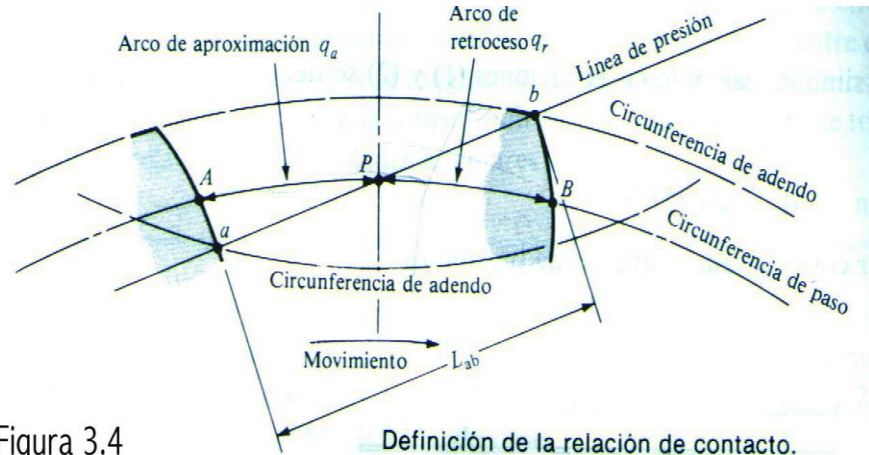


Figura 3.4

Definición de la relación de contacto.

Donde q_t es el arco de acción, y representa la zona de acción, sobre la circunferencia de paso, de los dientes de engranes conectados y está comprendida en la zona entre la intersección de las circunferencias de adendo (piñón y rueda) y la línea de presión.

Para evitar el choque entre los dientes, de un par de engranes conectados, por las inexactitudes de montaje y disminuir los niveles de ruido se trabaja con relaciones de contacto no menores a 1.20.

Una manera fácil de obtener el valor de la relación de contacto es utilizar en lugar del arco de acción, la distancia correspondiente a la línea de acción; y en lugar del paso circular, utilizar el paso de base, es decir:

$$m_c = \frac{L_{ab}}{p \cos \phi} \quad (3.8)$$

Interferencia: es el contacto de perfiles de dientes no conjugados, es decir, que no poseen acción conjugada.

Puede ocurrir al inicio de la zona de acción, cuando el diente impulsado hace contacto con el diente impulsor abajo de la circunferencia de base, o afuera de la evolvente del flanco. Y también puede ocurrir a la salida de la zona de acción, cuando el diente impulsor toca al diente impulsado en la zona que se encuentra abajo de la circunferencia de base.

Para eliminar este problema de la interferencia de base se puede efectuar cualquiera de las siguientes soluciones;

1. Incrementar el número de dientes en el engrane, aumentando el diámetro de paso; Lo que trae las siguientes consecuencias; Aumenta la velocidad en la circunferencia de paso, aumenta el nivel de ruido en la operación, aumenta el tamaño del engrane y reduce en parte la transmisión de potencia.
2. Eliminar la parte que interfiere del flanco por medio de "rebaje" con alguna herramienta de corte; Pero esto implica debilitar los dientes del engrane.

En vista de estas razones, se hace necesario utilizar otro método para eliminar o disminuir la interferencia en los engranes; Un método recomendable es aumentar el ángulo de presión (M) ya que así se reduce la circunferencia de base y la mayor parte del perfil del diente sería de evolvente.

La necesidad de utilizar piñones menores y menos dientes en los engranes favorece al hecho de utilizar un valor de ángulo de presión igual a 25° , pero esto aumenta las fuerzas de aplastamiento y disminuye la relación de contacto.

3.1.2 DISEÑO DE TRANSMISIONES MECÁNICAS CON ENGRANES RECTOS

A continuación se presenta el desarrollo del algoritmo de diseño para engranes rectos, donde se han realizado las siguientes consideraciones:

1. Se ha elaborado en base a la teoría de falla por flexión de los dientes.
2. Además de la teoría de falla, se analizó también la teoría de falla por fatiga en la superficie de los dientes.
3. Se han utilizado datos normalizados provenientes de tablas de la AGMA, "American Gear Manufacturers Association".

Para el diseño de engranes, la AGMA utiliza básicamente dos fórmulas, una para el diseño a través del análisis del esfuerzo por flexión y otra mediante el análisis del esfuerzo de contacto o resistencia a la picadura (desgaste).

La fórmula fundamental para el esfuerzo por flexión es:

$$\sigma = \frac{W_t K_a}{K_v} \frac{P_d}{F} \frac{K_s K_m}{J} = \frac{S_t K_L}{K_T K_R} = \sigma^{adm} \quad (3.9)$$

Donde se analizan tres características fundamentales; en el primer término se refiere a las características de carga, la geometría del engrane es analizada en el segundo término y en el tercer término se evalúa la forma del diente.

La definición de cada una de las variables contenidas en la fórmula se presentan a continuación:

- F = esfuerzo por flexión
- W_t = carga tangencial transmitida
- K_a = factor de aplicación
- K_v = factor dinámico

-
- P_d = paso diametral nominal en el plano de rotación
 F = ancho de cara
 K_s = factor de tamaño
 K_m = factor de distribución de carga
 J = factor geométrico

A continuación se presenta la fórmula para el esfuerzo de contacto o resistencia a la picadura:

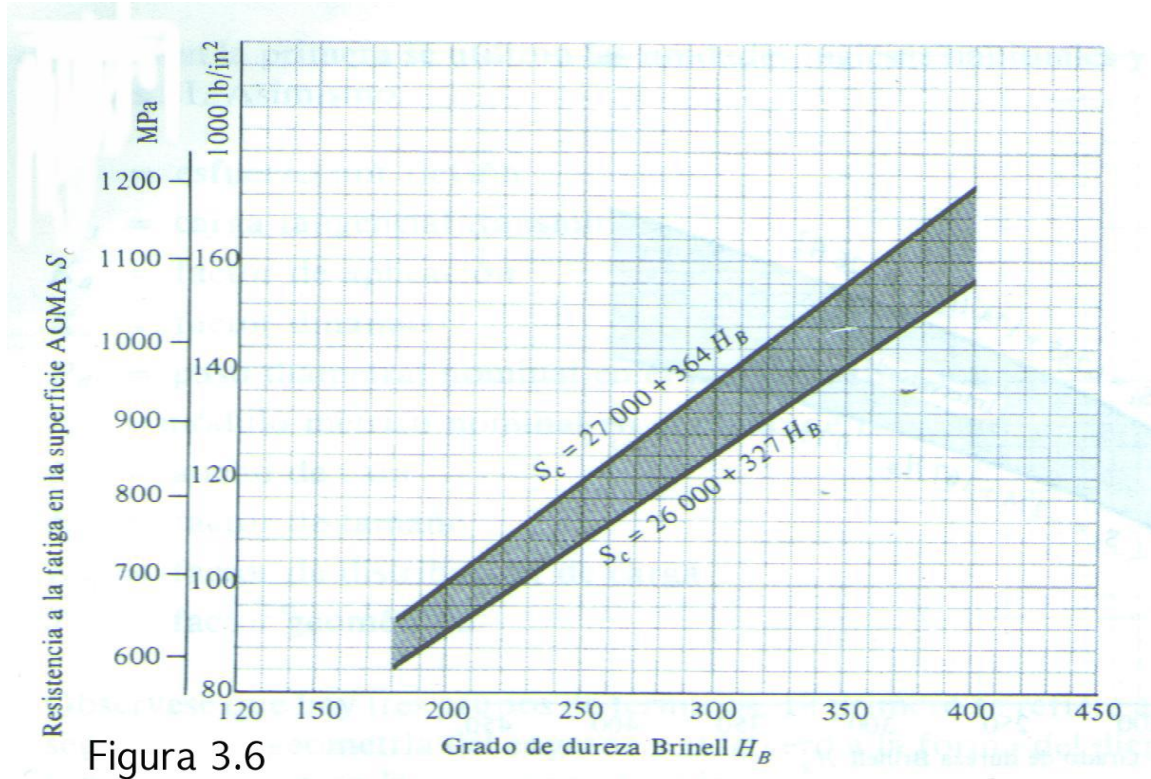
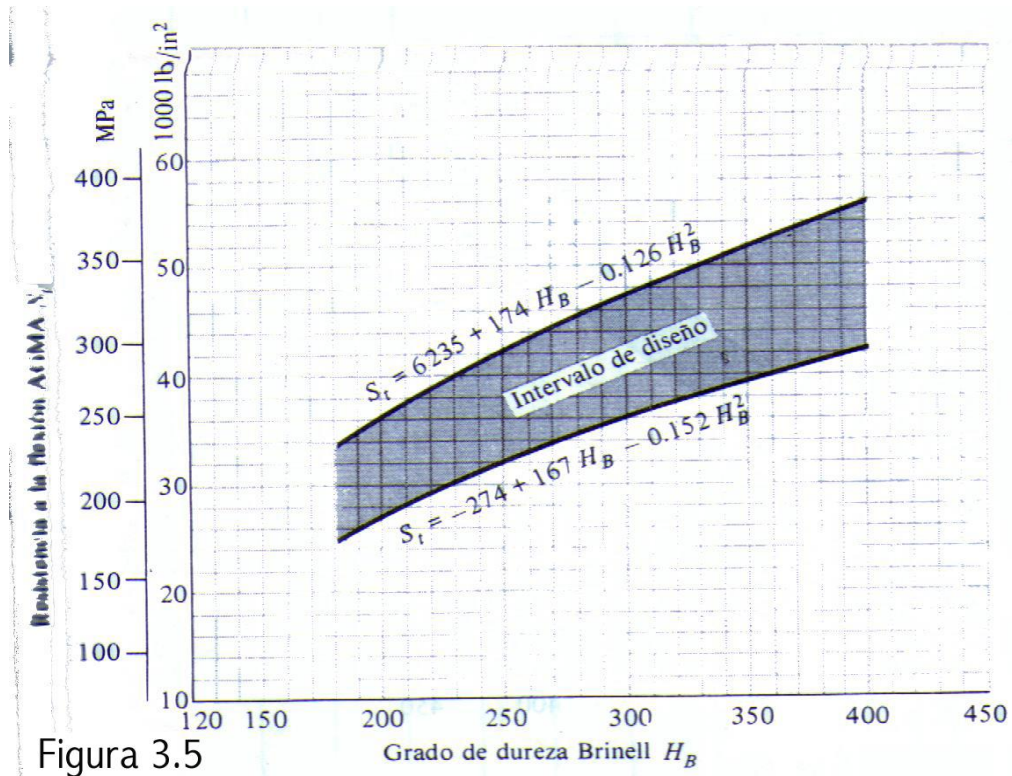
$$\sigma^c = C_p \left(\frac{W_t C_a}{C_v} \frac{C_s}{Fd} \frac{C_m C_f}{I} \right)^{1/2} = \frac{S_c C_L C_H}{C_T C_R} = \sigma^{Cadm} \quad (3.10)$$

La definición de cada una de las variables contenidas en la fórmula se presentan a continuación:

- F_c = valor absoluto del esfuerzo por contacto
 C_p = coeficiente elástico
 W_t = carga tangencial transmitida
 C_a = factor de aplicación
 C_v = factor dinámico
 d = diámetro de paso del piñón
 F = ancho de cara
 C_s = factor de tamaño
 C_m = factor de distribución de carga
 C_f = factor de estado o condición de la superficie
 I = factor geométrico

La AGMA utiliza, para el desarrollo de las fórmulas anteriores, los valores de resistencias a la flexión, que los denominaremos S_t , y los valores de resistencia a la fatiga en la superficie que los denominaremos S_c . Estos valores se encuentran en las tablas 3.1 y 3.2 respectivamente. Y gráficamente se pueden obtener utilizando las gráficas de las figuras 3.5 y 3.6

Los valores de la resistencia a la flexión y resistencia a la fatiga en la superficie según la AGMA son modificados por factores que producen valores límites del esfuerzo por flexión y del esfuerzo por contacto. Los valores resultantes de las modificaciones de la resistencia a la flexión y resistencia a la fatiga en la superficie reciben el nombre, respectivamente, esfuerzo por flexión admisible (σ_{adm}) y esfuerzo por contacto admisible ($\sigma_{c, adm}$)



El valor de los factores geométricos J , para esfuerzo por flexión, e I para esfuerzo por contacto, dependen de la relación de contacto con la cara (m_F) que se define como:

$$m_F = \frac{F}{P_x} \quad (3.11)$$

Donde F es el ancho de cara y P_x es el paso axial, para engranes rectos m_F es igual a cero.

El factor de geométrico J se determina por la fórmula:

$$J = \frac{Y}{K_f M_N} \quad (3.12)$$

Donde Y es un valor modificado del factor de forma de Lewis, K_f es un factor de concentración de esfuerzo por fatiga y M_N es la relación de repartición de carga en los dientes. M_N es igual a cero en engranes rectos y es igual a:

$$M_N = \frac{P_N}{0.95Z} \quad (3.13)$$

P_N es el paso base normal y Z la longitud de la línea de acción. Para engranes rectos con ángulo de presión de 20° y dientes de tamaño completo “J” se obtiene a través de la gráfica de la figura 3.7

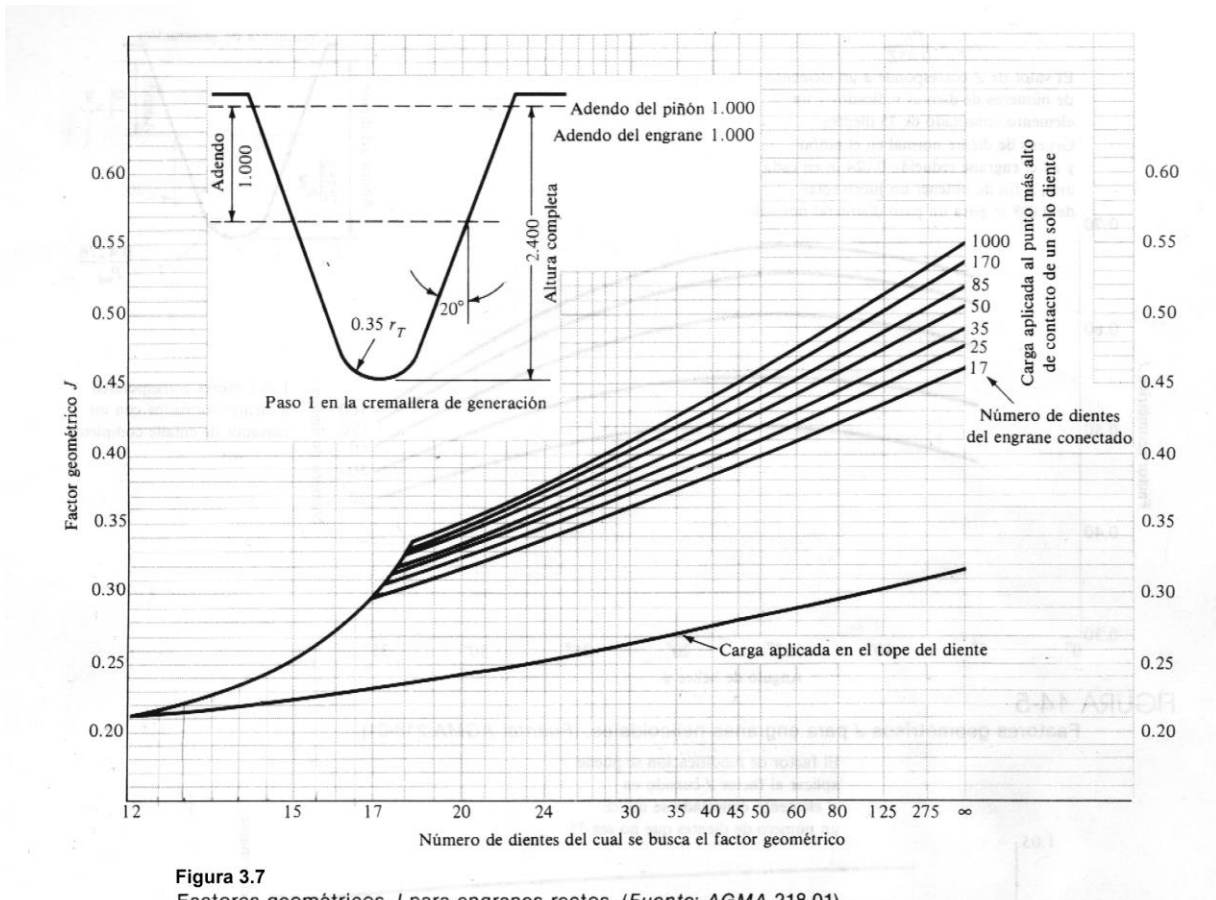


Figura 3.7 Factores geométricos J para engranes rectos. (Fuente: AGMA 218.01).

El factor geométrico “ I ” del esfuerzo de contacto, se obtiene a través de la fórmula siguiente:

$$I = \frac{\cos \phi + \operatorname{sen} \phi_t}{2 M_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (3.14); \text{ para engranes externos}$$

$$I = \frac{\cos \phi + \operatorname{sen} \phi_t}{2 M_N} \frac{m_G}{m_G - 1} \quad (3.15); \text{ para engranes internos}$$

Donde m_G es la relación de velocidad definida por:

$$\frac{N_{rueda}}{N_{pinon}} = \frac{d_{rueda}}{d_{pinon}} \quad (3.16)$$

y el valor de M_N es igual a 1.0 para engranes rectos

Coficiente elástico (C_p):

se obtiene a través de la ecuación:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_{pinon}^2}{E_{pinon}} + \frac{1 - \nu_{rueda}^2}{E_{rueda}} \right)} \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

o por medio de la tabla 3.3.

Factores Dinámicos (C_v ó K_v)

Se aplican para corregir los efectos del error de transmisión que es la desviación respecto de la velocidad angular uniforme en un par de engranes. Y que produce imprecisiones en el perfil del diente como espaciamiento entre dientes, el avance del perfil y el acabado. Y también vibración de los dientes en el embone debido a la rigidez o flexibilidad de los dientes. La AGMA ha definido los índices de nivel de exactitud de transmisión (Q_v) que oscilan entre 3 y 12. Junto con la gráfica de la figura 3.8 y a través de las siguientes ecuaciones se definen C_v y K_v

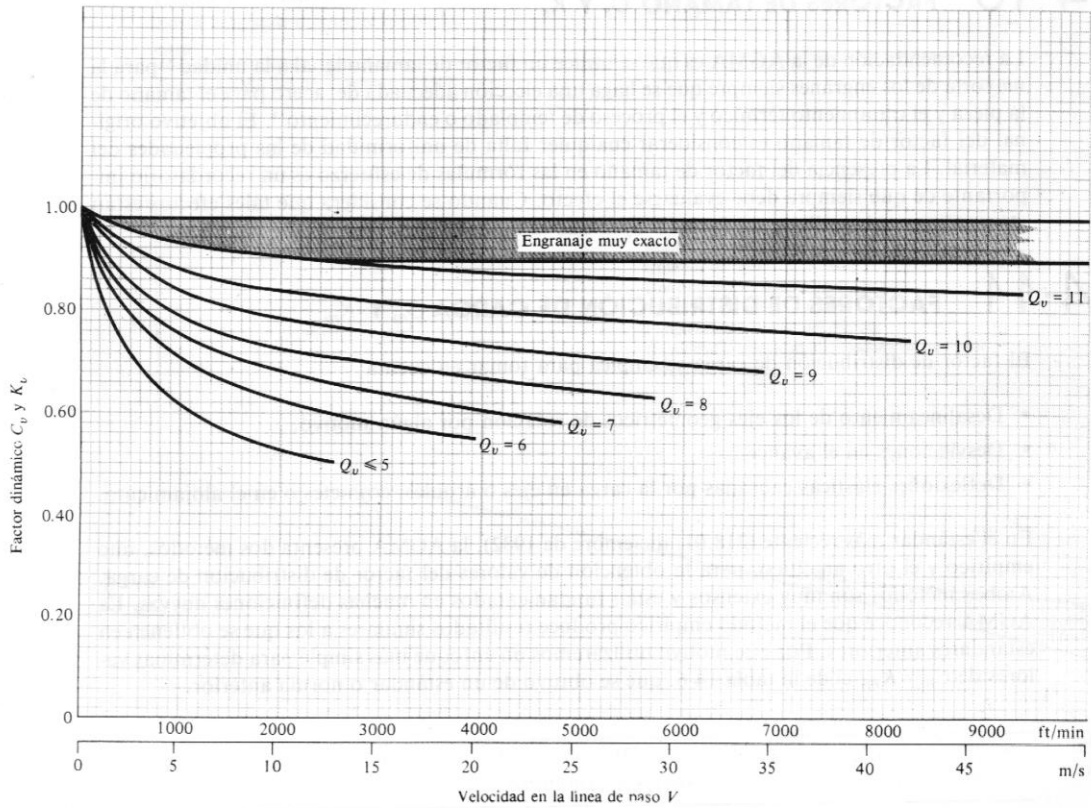


Figura 3.8 Factores dinámicos C_v y K_v . (Fuente: AGMA 218.01).

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}$$

$$C_v = K_v = \begin{cases} \left(\frac{A}{A + V^{1/2}} \right)^B ; [V] = ft / min \\ \left(\frac{A}{A + (200V)^{1/2}} \right)^B ; [V] = m / s \end{cases} \quad (3.18)$$

Factores de aplicación C_a y K_a :

Estima sobrecargas en los engranes, su valor queda a criterio del diseñador, pero como referencia se puede ver la tabla 3.4.

Factor de superficie C_f

AGMA sugiere valores mayores que 1.0 cuando existan defectos obvios en la superficie del engrane, además se pueden tomar como referencia los siguientes datos:

$C_f = 1.0$ cuando se aplicado algún tratamiento térmico

$C_f = 1.25$ cuando el engrane ha sido rectificado

$C_f = 1.50$ cuando el engrane ha sido maquinado

Factores de tamaño C_s y K_s

Consideran el efecto de falta de uniformidad de las propiedades del material con que han sido elaborados los engranes.

$C_s = K_s = 1.0$ para aceros

$C_s = K_s = 0.8 - 0.9$ para hierro.

Generalmente es 1.0 cuando se ha realizado una correcta selección del material y de proceso térmico. Sino se cuenta con la seguridad plena de la calidad del material con que ha sido elaborado el engrane, los factores C_s y K_s deben ser mayores que 1.0

Factores de distribución de carga C_m y K_m

se aplica para corregir errores por desalineamiento de los ejes de rotación, desviaciones en el avance y deflexiones causadas por la carga en los ejes. Se obtiene de la tabla 3.5.

Factor de relación de dureza C_H

aplica solo a la rueda, engrane mayor, y ajusta la resistencia de la superficie para obtener una resistencia de superficie uniforme entre el piñón y la rueda y se obtiene por la ecuación: $C_H = 1.0 + A(M_G - 1.0)$, donde A se calcula por medio de:

$$A = 8.98(10^{-3}) \left(\frac{H_{B\text{piñon}}}{H_{B\text{rueda}}} \right) - 8.29(10^{-3}) \quad (3.19)$$

donde H_B es el valor de dureza brinell del piñón y la rueda respectivamente, obtenido con bola de 10 mm y carga de 3,000 Kg. Aplica sólo cuando la relación de durezas es menor o igual a 1.70

Factores de duración C_L y K_L

Las resistencias AGMA detalladas anteriormente se han calculado para ciclos de carga en los dientes de 10^7 , los factores de duración se utilizan para obtener valores de resistencias de la AGMA para duraciones distintas de 10^7 .

El factor de duración de resistencia a la picadura C_L (fatiga de la superficie) se obtiene a través del gráfico de la figura 3.9, y el factor de duración de resistencia a la flexión K_L se obtiene a través del gráfico de la figura 3.10.

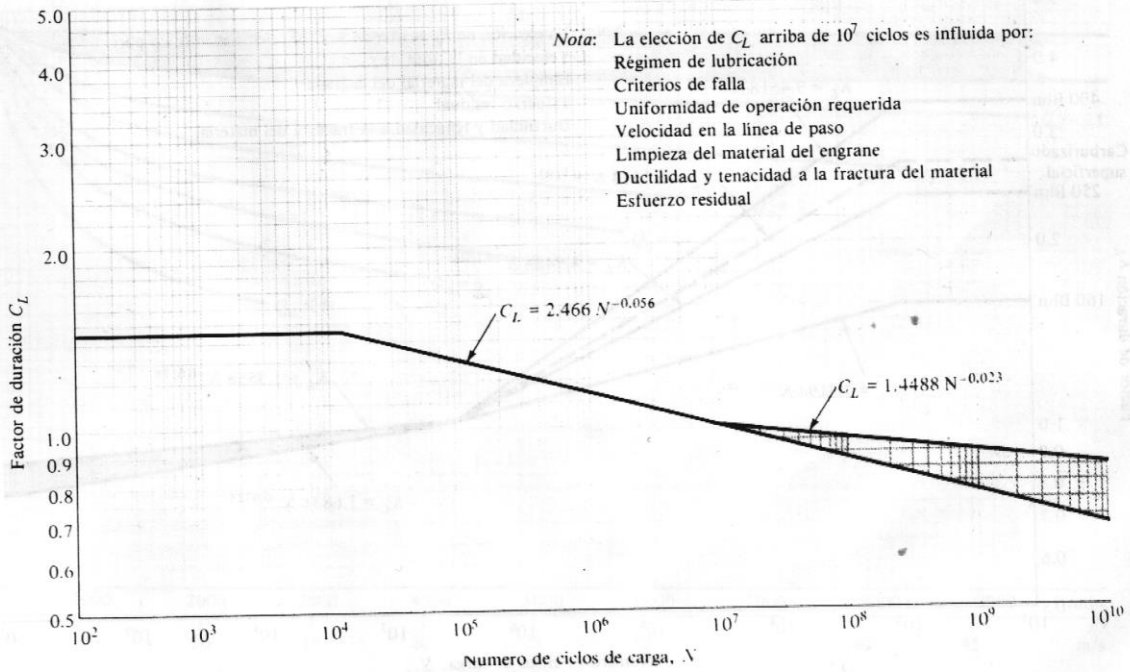


Figura 3.9
Factor de duración de resistencia a la picadura C_L para engranes de acero. (Fuente: AGMA 218.01).

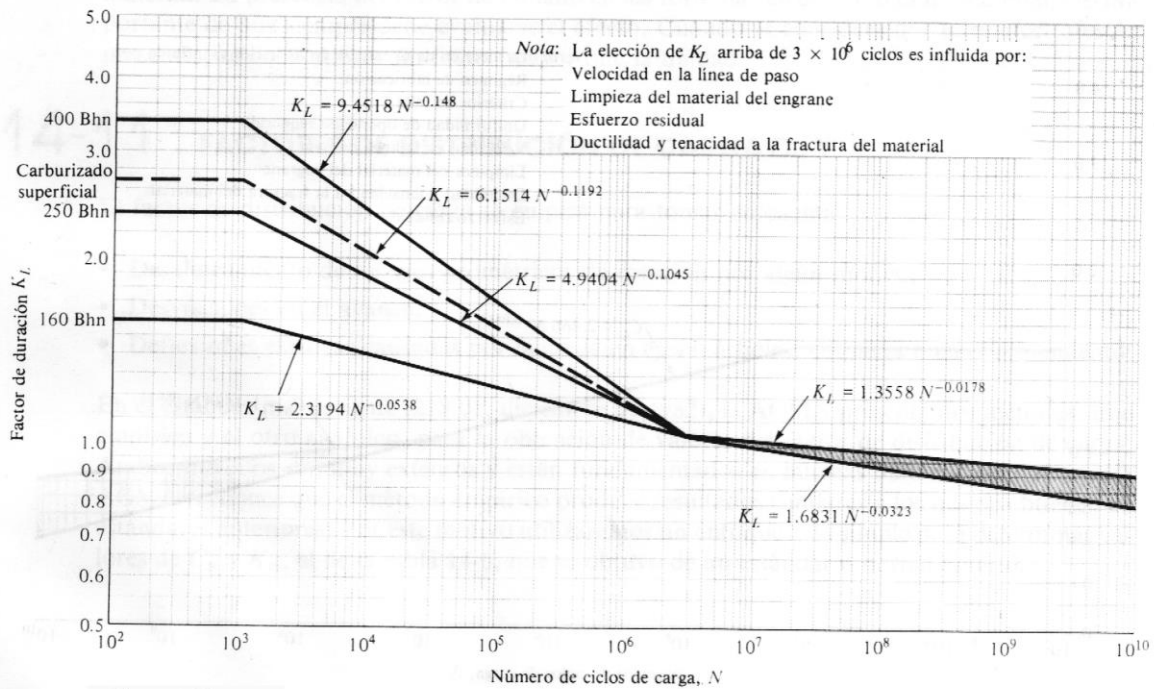


Figura 3.10
Factor de duración de resistencia a la flexión K_L para engranes de acero. (Fuente: AGMA 218.01).

Factores de confiabilidad C_R y K_R

para obtener los factores de confiabilidad se puede utilizar la tabla 3.6., Donde se expresa los valores de C_R y K_R por medio de la confiabilidad requerida (R). Los valores de resistencia AGMA presentados en las tablas anteriores son para una confiabilidad de 0.99 y 10^7 ciclos de duración. Además, se pueden utilizar las siguientes ecuaciones:

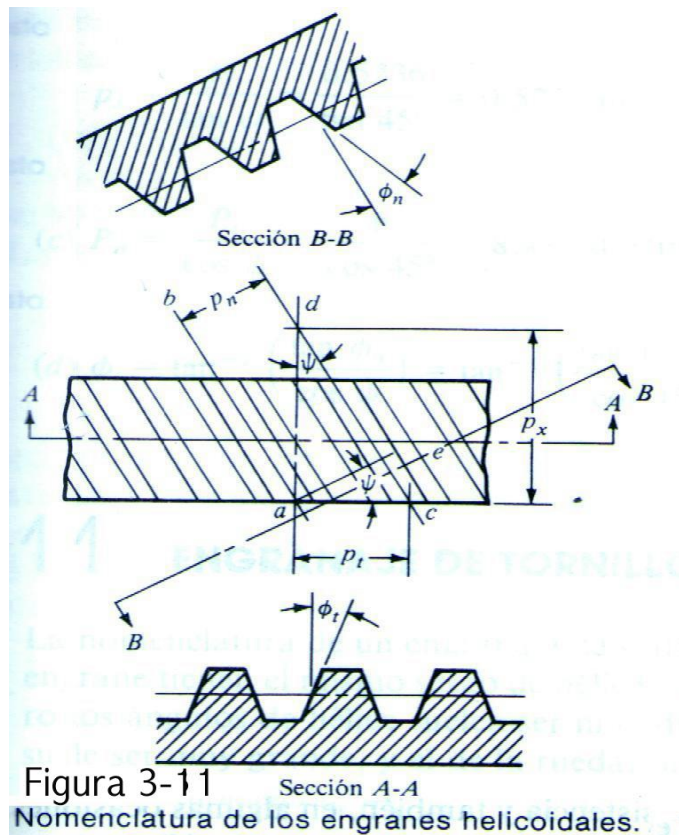
$$C_R = K_R = \begin{cases} 0.7-0.15\log(1-R); & 0.9 \leq R < 0.99 \\ 0.5-0.25\log(1-R); & 0.99 \leq R < 0.9999 \end{cases} \quad (3.20)$$

Factores de temperatura C_T y K_T

para temperaturas de engrane y su entorno hasta 250° F (120° C) se utiliza C_T y K_T igual a 1.0, para temperaturas mayores se debe utilizar factores mayores que 1.0

3.1.3 DISEÑO DE TRANSMISIONES MECÁNICAS CON ENGRANES HELICOIDALES

En la figura 3.11 se muestra la nomenclatura de los engranes helicoidales:



Al igual que los engranes rectos, se pueden utilizar para transmitir movimiento entre ejes paralelos entre sí, con la diferencia que son menos ruidosos. Y algunas veces se pueden utilizar para transmisiones entre ejes no paralelos.

En un sistema de dos engranes helicoidales, ambos poseen el mismo ángulo de hélice (R), solamente que un engrane debe poseer hélice izquierda y el otro engrane hélice derecha.

Pueden transmitir cargas pesadas a altas velocidades debido que la línea de contacto es diagonal a través de la cara de cada diente, lo que produce un embonado gradual de los dientes y una transferencia uniforme de la carga de un diente a otro.

Durante su análisis se notará que el área de contacto, o ancho de cara de diente, es un factor importante para su desarrollo.

A continuación se presenta una serie de variables utilizadas en el análisis de engranes helicoidales:

SIMBOLO	CONCEPTO
R	Ángulo de hélice
p_n	paso circular normal
p_t	paso circular transversal
p_x	paso axial
M_n	ángulo presión normal
M_t	ángulo presión rotación
N'	número virtual de dientes
N	número real de dientes

Fórmulas más comúnmente utilizadas en el análisis de engranes helicoidales:

$$p_n = p_t \cos \psi$$

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi}$$

$$p_n P_n = \pi$$

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \psi}$$

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t}$$

$$N' = \frac{N}{\cos^3 \psi} \quad (3.21)$$

3.1.3.1 DISEÑO DE ENGRANES HELICOIDALES POR MEDIO DE LAS FÓRMULAS DE ESFUERZO DE LA AGMA. (AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION)

Para los engranes helicoidales, se utilizan las mismas fórmulas que para engranes rectos, a continuación se presenta su desarrollo y el detalle de los cambios que se deben realizar para hacer una correcta aplicación de las fórmulas de la AGMA.

La fórmula fundamental para el esfuerzo por flexión es:

$$\sigma = \frac{W_t K_a P_d K_s K_m}{K_v F J} = \frac{S_t K_L}{K_T K_R} = \sigma_{adm} \quad (3.22)$$

Donde:

F = esfuerzo por flexión

W_t = carga tangencial transmitida

K_a = factor de aplicación

K_v = factor dinámico

P_d = paso diametral nominal en el plano de rotación

F = ancho de cara

K_s = factor de tamaño

K_m = factor de distribución de carga

J = factor geométrico

A continuación se presenta la fórmula para el esfuerzo de contacto o resistencia a la picadura:

$$\sigma_C = C_p \left(\frac{W_t C_a C_s C_m C_f}{C_v F d I} \right)^{1/2} = \frac{S_c C_L C_H}{C_T C_R} = \sigma_{Cadm} \quad (3.23)$$

donde:

F_c = valor absoluto del esfuerzo por contacto

C_p = coeficiente elástico

W_t = carga tangencial transmitida

C_a = factor de aplicación

C_v = factor dinámico

d = diámetro de paso del piñón

F = ancho de cara

C_s = factor de tamaño

C_m = factor de distribución de carga

C_f = factor de estado o condición de la superficie

I = factor geométrico

Los valores de resistencias a la flexión, S_t , y los valores de resistencia a la fatiga en la superficie que los denominaremos S_c . Se encuentran en las tablas 3.1 y 3.2 respectivamente. Y gráficamente se pueden obtener utilizando las gráficas de las figuras 5 y 6, igual que para engranes rectos

El factor geométrico “J” para engranes helicoidales con relaciones de contacto de cara $M_F > 2.0$, se obtiene por medio de las gráficas de las figuras 3.12 Y 3.13

El factor geométrico “I” del esfuerzo de contacto, se obtiene a través de la fórmula siguiente:

$$I = \frac{\cos \phi + \operatorname{sen} \phi_t}{2 M_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (3.14); \text{ Para engranes externos}$$

$$I = \frac{\cos \phi + \operatorname{sen} \phi_t}{2 M_N} \frac{m_G}{m_G - 1} \quad (3.15); \text{ para engranes internos}$$

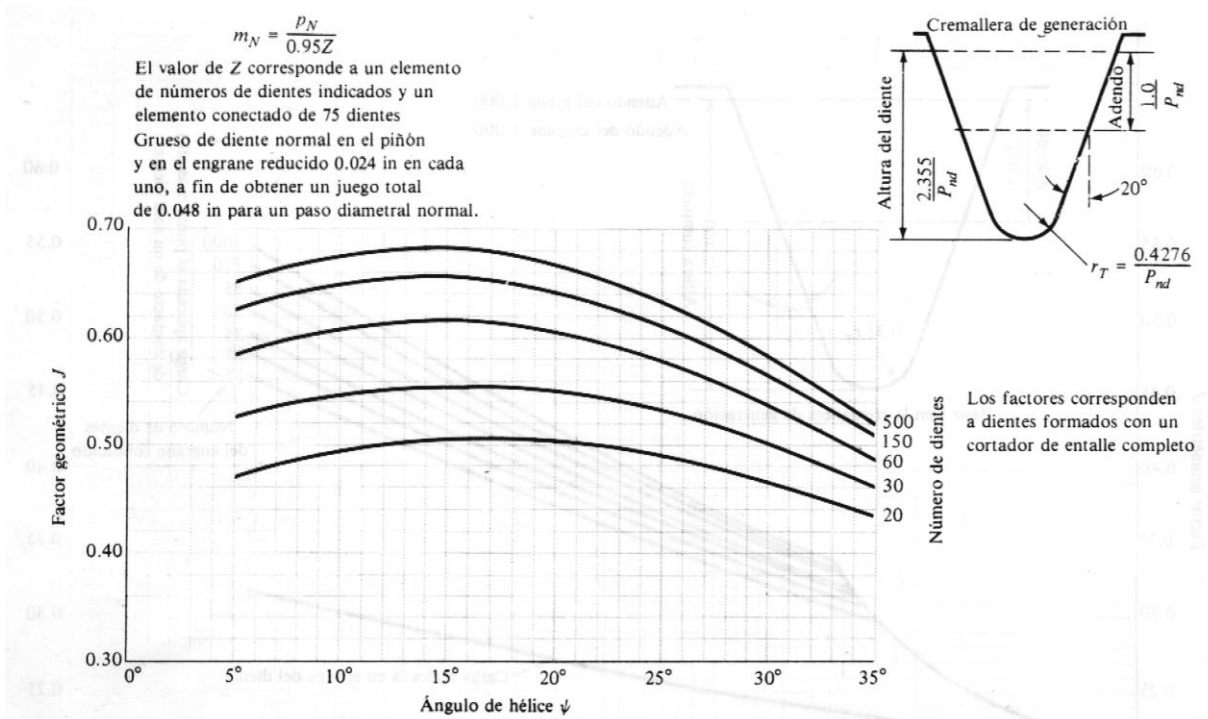


Figura 3.12
Factores geométricos J para engranes helicoidales. (Fuente: AGMA 218-01).

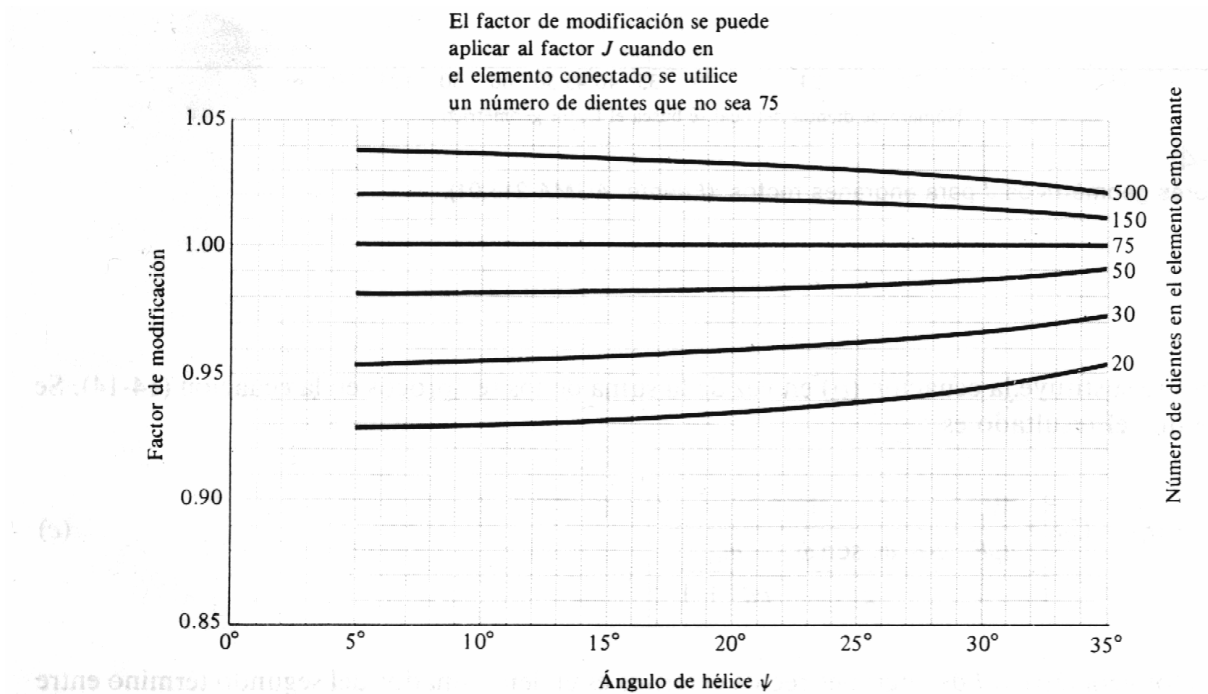


Figura 3.13
Multiplicadores de factores J para utilizarse con la figura 14-5. (Fuente: AGMA 218.01).

Donde m_G es la relación de velocidad definida por:

$$\frac{N_{rueda}}{N_{pinon}} = \frac{d_{rueda}}{d_{pinon}} \quad (3.16)$$

y el valor de m_G para engranes helicoidales se obtiene a través de la fórmula:

$$M_N = \frac{P_N}{0.95Z} \quad (3.13)$$

donde P_N es igual a $p_N \cos \theta_n$, siendo p_N el paso circular normal y el valor de Z se obtiene a través de:

$$Z = \underbrace{\left[(r_{pinon} + a)^2 - r_{bpinon}^2 \right]^{1/2}}_A + \underbrace{\left[(r_{rueda} + a)^2 - r_{brueda}^2 \right]^{1/2}}_B + \underbrace{(r_{pinon} + r_{rueda}) \operatorname{sen} \phi_t}_C \quad (3.24)$$

Siendo θ_t el ángulo de presión transversal, cuando el termino A o B de la ecuación es mayor que C, debe ser sustituido por C y siempre se debe utilizar el valor del radio exterior efectivo.

Coeficiente elástico (C_p)

se obtiene de igual manera que para los engranes rectos. se obtiene a través de la ecuación:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_{\text{pinon}}^2}{E_{\text{pinon}}} + \frac{1 - \nu_{\text{rueda}}^2}{E_{\text{rueda}}} \right)} \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

o por medio de la tabla 3.3

Factores Dinámicos (C_v ó K_v)

se obtienen de la siguiente manera, junto con la gráfica de la figura 3.8 y las siguientes ecuaciones definen a C_v y K_v

$$\begin{aligned} A &= 50 + 56(1 - B) \\ B &= (12 - Q_v)^{2/3} \\ C_v = K_v &= \begin{cases} \left(\frac{A}{A + V^{1/2}} \right)^B ; [V] = ft / \min \\ \left(\frac{A}{A + (200V)^{1/2}} \right)^B ; [V] = m / s \end{cases} \quad (3.18) \end{aligned}$$

Factores de aplicación C_a y K_a :

Estima sobrecargas en los engranes, su valor queda a criterio del diseñador, pero como referencia se puede ver la tabla 3.4.

Factor de superficie C_f

AGMA sugiere valores mayores que 1.0 cuando existan defectos obvios en la superficie del engrane, además, se pueden tomar como referencia los siguientes datos:

$C_f = 1.0$ cuando se ha aplicado algún tratamiento térmico

$C_f = 1.25$ cuando el engrane ha sido rectificado

$C_f = 1.50$ cuando el engrane ha sido maquinado

Factores de tamaño C_s y K_s

Consideran el efecto de falta de uniformidad de las propiedades del material con que han sido elaborados los engranes.

$C_s = K_s = 1.0$ para aceros

$C_s = K_s = 0.8 - 0.9$ para hierro.

Generalmente es 1.0 cuando se ha realizado una correcta selección del material y de proceso térmico. Si no se cuenta con la seguridad plena de la calidad del material con que ha sido elaborado el engrane, los factores C_s y K_s deben ser mayores que 1.0

Factores de distribución de carga C_m y K_m

se aplica para corregir errores por desalineamiento de los ejes de rotación, desviaciones en el avance y deflexiones causadas por la carga en los ejes. Se obtiene de la tabla 3.5

Factor de relación de dureza C_H

Aplica solo a la rueda, engrane mayor, y ajusta la resistencia de la superficie para obtener una resistencia de superficie uniforme entre el piñón y la rueda y se obtiene por la ecuación: $C_H = 1.0 + A(M_G - 1.0)$, donde A se calcula por medio de:

$$A = 8.98(10^{-3}) \left(\frac{H_{\text{Pinon}}}{H_{\text{Rueda}}} \right) - 8.29(10^{-3})$$

donde H_B es el valor de dureza brinell del piñón y la rueda respectivamente, obtenido con bola de 10 mm y carga de 3,000 Kg. Aplica sólo cuando la relación de durezas es menor o igual a 1.70

Factores de duración C_L y K_L

Las resistencias AGMA detalladas anteriormente se han calculado para ciclos de carga en los dientes de 10^7 , los factores de duración se utilizan para obtener valores de resistencias de la AGMA para duraciones distintas de 10^7 .

El factor de duración de resistencia a la picadura C_L (fatiga de la superficie) se obtiene a través del gráfico de la figura 3.9, y el factor de duración de resistencia a la flexión K_L se obtiene a través del gráfico de la figura 3.10.

Factores de confiabilidad C_R y K_R

para obtener los factores de confiabilidad se puede utilizar la tabla 3.6, donde se expresa los valores de C_R y K_R por medio de la confiabilidad requerida (R). Los valores de resistencia AGMA presentados en las tablas anteriores son para una confiabilidad de 0.99 y 10^7 ciclos de duración. Además se pueden utilizar las siguientes ecuaciones:

$$C_R = K_R = \begin{cases} 0.7 - 0.15 \log(1 - R) & 0.9 \leq R < 0.99 \\ 0.5 - 0.25 \log(1 - R) & 0.99 \leq R < 0.9999 \end{cases}$$

Factores de temperatura C_T y K_T

para temperaturas de engrane y su entorno hasta 250° F (120° C) se utiliza C_T y K_T igual a 1.0, para temperaturas mayores se debe utilizar factores mayores que 1.0

3.1.4 DISEÑO DE TRANSMISIONES MECÁNICAS CON ENGRANES CÓNICOS

Los engranes cónicos transmiten movimiento entre ejes con líneas centrales que se cortan, regularmente a 90° entre líneas aunque puede ser a cualquier otro ángulo entre líneas.

A continuación se presenta la figura 3.14 para ilustrar la nomenclatura de los engranes cónicos.

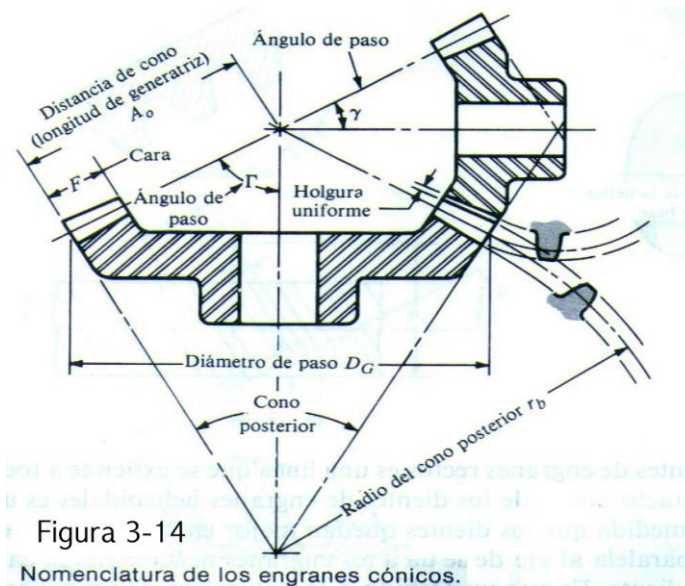


Figura 3-14

Nomenclatura de los engranes cónicos.

El paso circular y el diámetro de paso se calculan igual que en los engranes cilíndricos rectos.

Para calcular los ángulos de paso del piñón y de la rueda, se utilizan respectivamente, las siguientes fórmulas:

$$\tan \gamma = \frac{N_{\text{pinon}}}{N_{\text{rueda}}} \quad \tan \Gamma = \frac{N_{\text{rueda}}}{N_{\text{pinon}}}$$

donde $\gamma = \text{angulo de paso pinon}$
 $\Gamma = \text{angulo de paso rueda}$

(3.25)

$N_{\text{piñón}}$ y N_{rueda} son los números de dientes del piñón y rueda respectivamente.

Otra fórmula importante es la referente al número virtual de dientes (N'), que se presenta a continuación:

$$N' = \frac{2\pi r_b}{p} \quad (3.26)$$

Donde r_b es el radio anterior y p es el paso circular.

Un engrane cónico común puede operar a velocidades en la línea de paso hasta 1000 ft/min, considerando que el nivel de ruido no sea un factor importante en el diseño. En cambio, si el nivel de ruido es un factor importante para el diseño del engrane y se necesitan altas velocidades de operación se puede optar por utilizar engranes cónicos espirales, que se ilustran en la siguiente figura 3.15

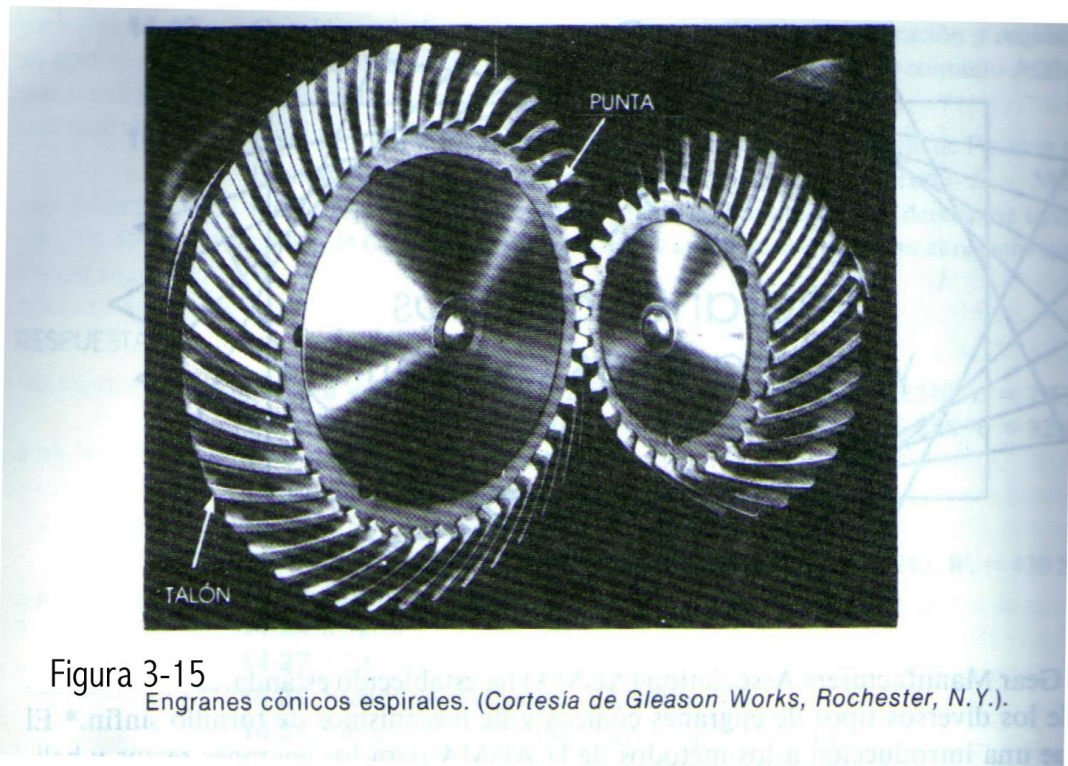


Figura 3-15
Engranes cónicos espirales. (Cortesía de Gleason Works, Rochester, N.Y.).

En el caso que sea necesario utilizar engranes similares a los cónicos pero con los ejes desplazados en pequeñas proporciones se pueden utilizar engranes hipoidales.

Pero si la separación de los ejes son mayores se pueden utilizar engranajes espiroidales.

En la figura 3.16 se muestra una clasificación gráfica de los engranes cónicos espirales.

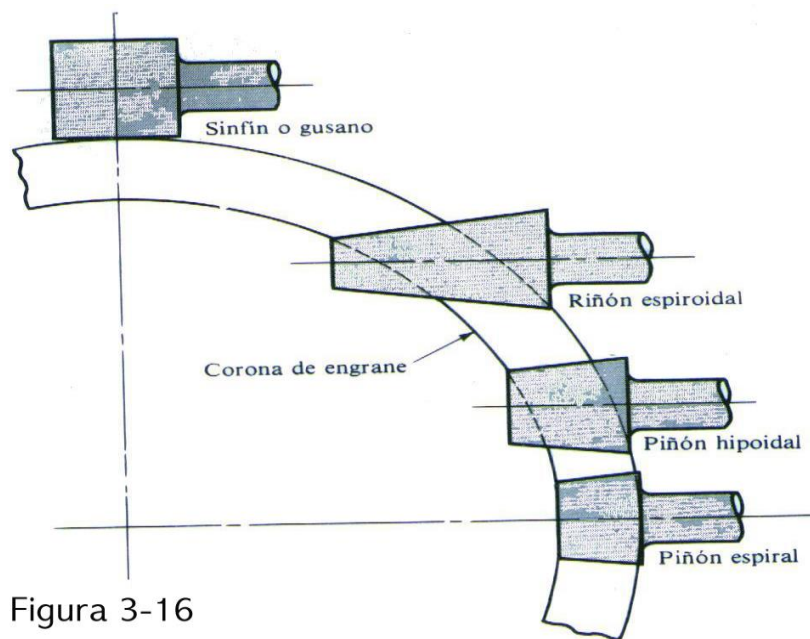


Figura 3-16

3.1.4.1 ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA ENGRANES CÓNICOS

Para el análisis de esfuerzos en los engranes cónicos se utiliza en modelo de la AGMA detallado anteriormente para engranes rectos, sólo que con las adecuaciones correspondientes para poder aplicarlo en los engranes cónicos.

La ecuación de la AGMA para esfuerzo por flexión se mantiene igual para los engranes cónicos:

$$\sigma = \frac{W_t K_a P_d K_s K_m}{K_v F J} = \frac{S_t K_L}{K_T K_R} = \sigma_{adm} \quad (3.27)$$

Pero la carga transmitida (W_t) se debe calcular utilizando el radio de paso en el extremo grande del diente.

El factor geométrico “J” se obtiene utilizando la gráfica de la figura 3.17

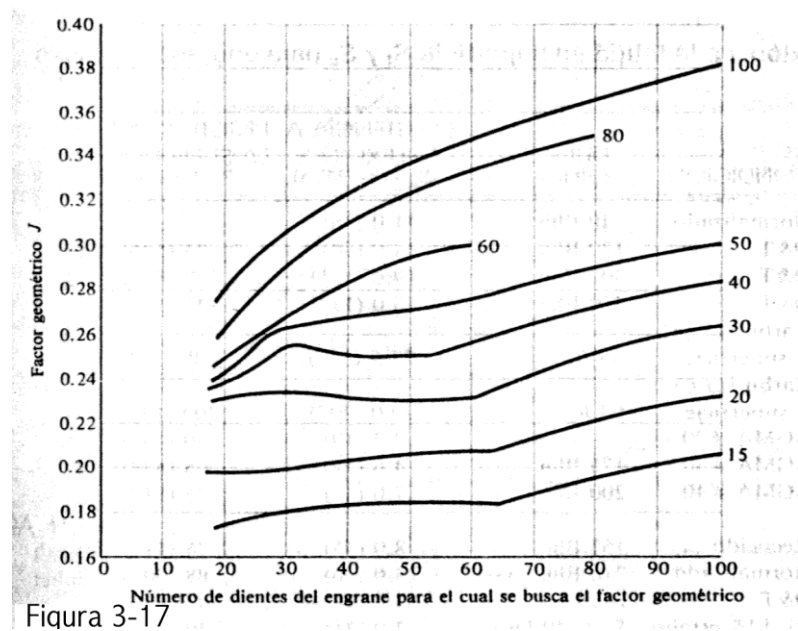


Figura 3-17

el resto de los factores de modificación de la resistencia a la flexión y a la fatiga de la superficie o picadura se pueden utilizar de la misma manera que en los engranes rectos e helicoidales, excepto los factores de distribución de carga C_m y K_m que se obtienen por medio de la tabla 3.7 Los valores de resistencia a la flexión y a la fatiga de la superficie se obtienen a través de la tabla 3.8

la ecuación para el esfuerzo de contacto de la AGMA utilizada para engranes rectos y helicoidales:

$$\sigma_C = C_p \left(\frac{W_t C_a C_s C_m C_f}{C_v Fd I} \right)^{1/2} = \frac{S_c C_L C_H}{C_T C_R} = \sigma_{Cadm} \quad (3.28)$$

Se utiliza de igual manera para engranes cónicos, con la diferencia que los valores del coeficiente elástico C_p se obtienen de la tabla 3.9 y el valor del factor geométrico I se obtiene de la figura 3.18.

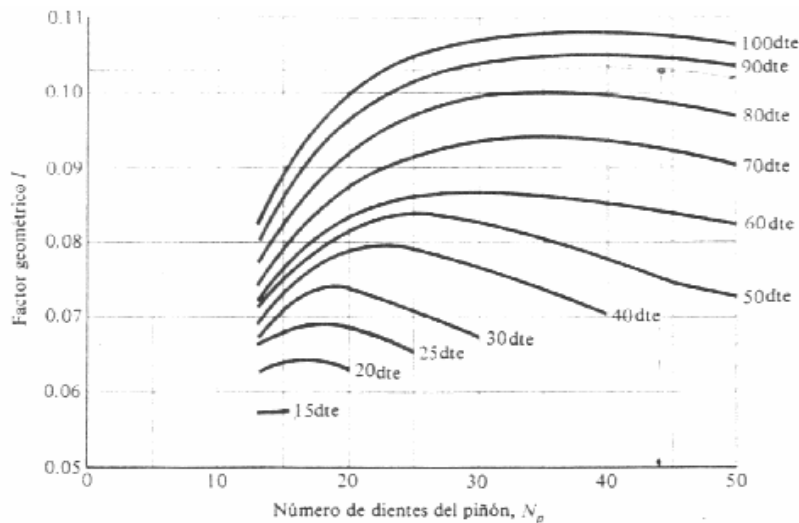


Figura 3-18

Factores geométricos I para engranes cónicos comunes con ángulo de presión de 20° montados con un ángulo entre ejes de 90° . (AGMA 212.02).

3.1.5 DISEÑO DE TRANSMISIONES MECÁNICAS CON ENGRANES DE TORNILLO SINFIN

la nomenclatura de los engranes sinfín se ilustra en la figura 3.19.

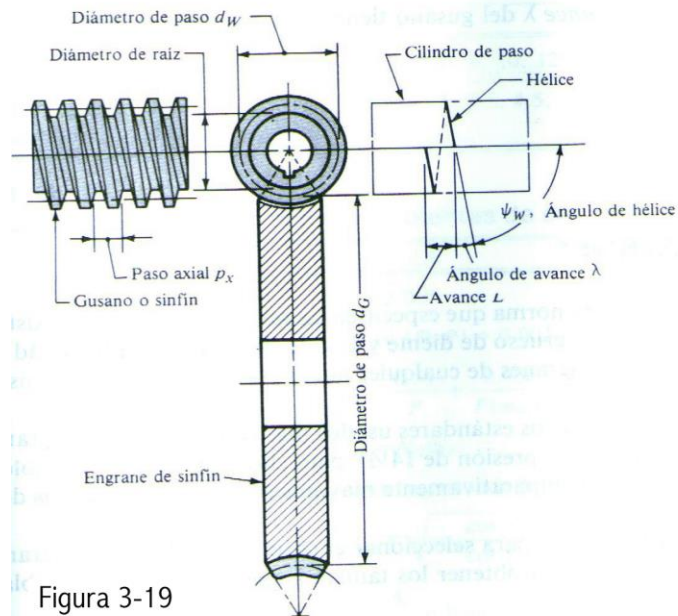


Figura 3-19
Nomenclatura de un engranaje de tornillo sinfín

estos engranes se utilizan para obtener grandes reducciones de velocidad entre ejes que se intersecan

Los ángulos de avance en el tornillo y el ángulo de hélice de la rueda son iguales cuando entre los ejes existe un ángulo de 90°

El diámetro de paso del engrane (d_G) se obtiene por la ecuación:

$$d_G = \frac{N_G P_t}{\pi} \quad (3.29)$$

donde: N_G = número de dientes del engrane
 p_t = paso circular transversal engrane.

El diámetro de paso del gusano o tornillo sinfín (piñón) es igual a:

$$d_w = \frac{C^{0.875}}{2.2} \quad (3.30)$$

y su valor debe oscilar entre:

$$\frac{C^{0.875}}{3.0} \leq d_w \leq \frac{C^{0.875}}{1.7} \quad (3.31)$$

donde C es la distancia entre centros y se define por:

$$C = \frac{d_w + d_G}{2} = \frac{P_n}{2\pi} \left(\frac{N_G}{\cos \lambda} + \frac{N_w}{\text{sen} \lambda} \right) \quad (3.32)$$

Donde n_w es el número de filetes del tornillo sinfín y p_n es el paso base del gusano o tornillo sinfín:

$$P_n = P \cos \lambda = \frac{\pi d_w \text{sen} \lambda}{N_w} \quad (3.33)$$

El avance del tornillo sinfín se denomina por medio de la letra L y obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$L = N_w p; \quad p = \text{paso axial}$$

Mantiene relación con el ángulo de avance a través de la siguiente ecuación:

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_w} \quad (3.34)$$

La relación de velocidades (Z) en un engrane sinfín se calcula de la siguiente manera:

$$Z = \frac{N_G}{N_w} \quad (3.35)$$

e indica cuantas veces debe girar el gusano para que el engrane gire una vez.

3.1.5.1 ANÁLISIS DE RESISTENCIAS A LA FLEXIÓN Y A LA FATIGA EN LA SUPERFICIE EN LOS ENGRANES DE TORNILLO SINFIN.

Para obtener los datos de las resistencias a la flexión y a la fatiga en la superficie para engranes sinfín, y cualquier tipo de engrane, es necesario conocer la relación entre la carga total aplicada en los dientes, la capacidad de resistencia o carga limitante de flexión y la carga limitante de fatiga en la superficie o capacidad de desgaste.

Para obtener un rendimiento correcto del engrane, se debe cumplir las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} F_s &\geq F_d \\ F_w &\geq F_d \end{aligned} \quad (3.36) \text{ y } (3.37)$$

donde F_s es la carga limitante a la flexión (capacidad de resistencia)

F_d es la carga dinámica (carga total en el diente)

F_w es la carga limitante de fatiga en la superficie (capacidad de desgaste)

La carga dinámica se calcula por medio del producto de la fuerza tangencial en el engrane por los factores de corrección, correspondientes

$$F_d = F_{gt} K_v K_a K_m \quad (3.38)$$

donde: F_{gt} es carga tangencial en el engrane

K_v es el factor de velocidad; Figura 10

K_a es el factor de aplicación; tabla 3.4

K_m es el factor de distribución de carga; tabla 3.5

Los esfuerzos de flexión son mucho más altos en el engrane que en el tornillo sin fin, y adaptando la ecuación de Lewis, se obtendría mejores resultados. Para este efecto se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_s = S_t F p Y K_R \quad (3.39)$$

donde: F_s = máximo valor permitido, con respecto a la fatiga por flexión.
 S_t = resistencia a la fatiga de flexión de cero a máximo. Los engranes de tornillos sin fin se hacen con bronce especial, y S_t tiene un valor de 24 Kpsi.
 F = ancho de la cara del engrane
 p = paso circular del engrane
 Y = factor de forma de Lewis; tabla 3.10
 K_R = factor de confiabilidad; tabla 3.6

Rescribiendo la ecuación (3.36):

$$F_{gt} K_v K_a K_m = S_t F p Y K_R$$

La capacidad de desgaste está en función de los materiales, los radios de curvatura y la longitud teórica de la línea de contacto.

La ecuación de la capacidad de desgaste se muestra a continuación:

$$F_w = d_g F K_w C_R \quad (3.40)$$

donde: F_w = máximo valor permitido de la cara dinámica con respecto en la fatiga a la superficie.
 d_g = diámetro del círculo primitivo del engrane
 F = ancho de la carga del engrane
 K_w = un factor de material y geometría con valores determinados empíricamente. Este valor se obtiene de la tabla 3.11
 C_R = Factor de confiabilidad; tabla 3.6

Rescribiendo la ecuación (3.37):

$$F_{gt} K_v K_a K_m = d_g F K_w C_R$$

Por encontrarse combinaciones de cargas y velocidades de deslizamiento grandes en los conjuntos de engranes de sinfín, se puede hacer una comparación, de alguna manera, a un conjunto de ejes y cojinetes lisos.

3.1.5.2 CAPACIDAD TÉRMICA ENGRANES DE TORNILLO SINFÍN

La capacidad de los engranes de sinfín no sólo se fundamenta en la resistencia a la flexión y fátiga en la superficie, sino también a la resistencia a la temperatura o capacidad de enfriamiento. La capacidad de un sistema de engranaje de sinfín está limitada por la capacidad de alojamiento para disipar calor, producto de la fricción, sin provocar altas temperaturas en el engrane y lubricante.

Para obtener una relación de la elevación de temperatura contra la disipación de calor se puede aplicar la siguiente ecuación:

$$H = C * A * (t_o - t_a) \quad (3.41)$$

donde: H = tiempo disipación del calor, ft-pound/m
 C = coeficiente de transferencia de calor, ft-pound/m-p²-°F
 A = área superficie externa del alojamiento, ft²
 t_o = temperatura lubricante (160 °F < t_o < 200 °F)
 t_a = temperatura aire ambiente, °F

para calcular C, hacemos uso del gráfico de la figura 3.20 y para calcular el valor de A podemos hacer uso de la siguiente ecuación:

$$A = 0.3 * c^{1.7} \quad (3.42)$$

Donde “c” es la distancia entre flechas y se encuentra en pulgadas, y el valor de A se obtiene en pies cuadrados

CAPÍTULO 4.
TRANSMISIONES MECÁNICAS POR ELEMENTOS
FLEXIBLES.

4.1 TRANSMISIONES MECÁNICAS POR MEDIO DE BANDAS (O CORREAS) Y CADENAS.

Los elementos de máquina de estructura flexible como bandas, cables (No se estudiarán en esta tesis) o cadenas se utilizan en sistemas de transporte y en la transmisión de potencia mecánica a distancias relativamente grandes. Con frecuencia estos elementos se utilizan para sustituir engranes, ejes, acoples y otros dispositivos mecánicos de transmisión relativamente rígidos. En muchos casos su aplicación simplifica el diseño de un mecanismo o una máquina y reduce notablemente el costo.

Puesto que estos elementos suelen ser elásticos y de gran longitud, desempeñan un papel importante en la absorción de cargas de choque y en el amortiguamiento y separación de los efectos de las vibraciones. Esto es una importante ventaja en lo que concierne a la duración de una máquina.

Los elementos sumamente flexibles no tienen duración infinita. Cuando se utilizan es importante establecer un programa de inspecciones para prevenir el desgaste, el envejecimiento y la pérdida de elasticidad. Los elementos deben de repararse a la primera señal de deterioro.

4.2 BANDAS (O CORREAS) PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Existen cuatro tipos principales de bandas de transmisión de potencia mecánica, la **Tabla 4.1 (ver anexo)** muestra algunas de sus características. Las poleas abombadas se usan con bandas planas, y las ranuradas (que se les suele llamar también roldanas o garruchas) se emplean con elementos de sección redonda o trapecial (V). Las bandas sincronizadoras o las cadenas requieren poleas dentadas o ruedas catarinas, respectivamente. En todos los casos los ejes de las poleas deben estar separados una cierta distancia mínima, la que depende del tipo y tamaño de la banda, a fin de tener un buen funcionamiento.

Otras características de las bandas son:

- Pueden utilizarse para grandes distancias entre centros.
- Excepto para las bandas de sincronización, existe un cierto deslizamiento y cedencia o estirado permanente, y por lo tanto no es constante la relación entre las velocidades angulares de los dos ejes, ni exactamente igual a la relación entre los diámetros de las poleas.
- En algunos casos, una polea guía o tensora, puede utilizarse para evitar ajustes en la distancia entre centros, que generalmente son necesarios para compensar el desgaste o en la instalación de bandas nuevas.

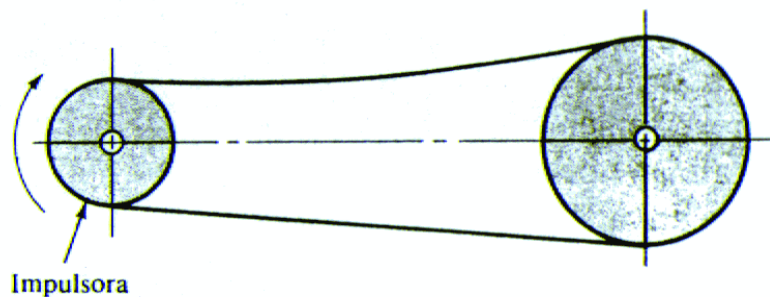


Figura 4.1

Transmisión común de banda abierta (directa); el lado flojo debe quedar arriba.

En la **figura 4.1** se ilustra la transmisión usual de banda abierta (directa y no inversora). En el caso de un mecanismo con banda plana la tensión en la misma es tal que es visible la flojedad o colgadura, como se indica, cuando la banda esta en movimiento. Aunque se prefiere la parte superior para el lado flojo de la banda, en el caso de otros tipos de correas puede utilizarse la parte superior o la inferior, debido a que su tensión de instalación generalmente es mayor.

En la **figura 4.2** se muestran dos tipos de transmisiones inversoras. Se puede notar que ambas caras o lados de la banda hacen contacto con las poleas en los croquis de ambas figuras, de modo que estas transmisiones no pueden emplearse con bandas en V o reguladoras (o de sincronización).

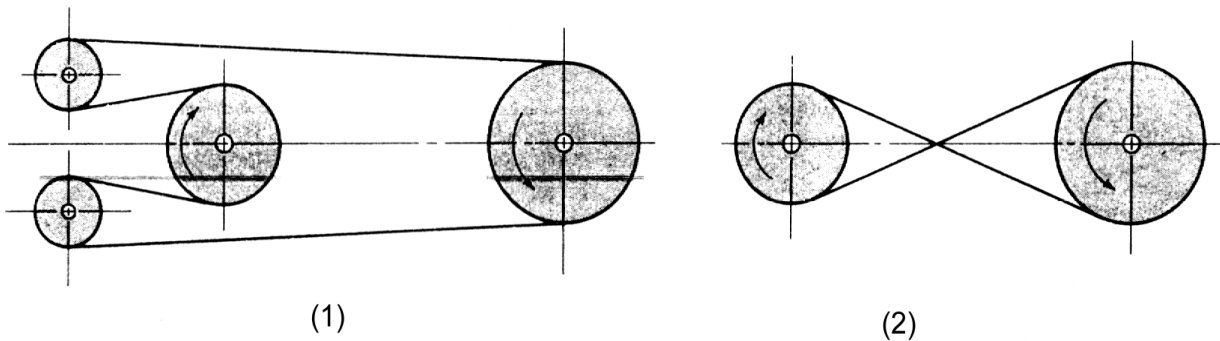


Figura 4.2 Transmisiones Inversoras.

(1) de banda abierta.

(2) de banda cruzada.

Por otra parte, en la **figura 4.3** muestra una transmisión de banda plana con poleas fuera de plano. Los ejes no necesitan estar justo en ángulo recto como en este caso. Las poleas deben de estar colocadas de modo que la banda salga de cada polea en el plano medio de la otra cara de la polea. Otras disposiciones pueden requerir poleas guías para lograr tal condición.

Se puede apreciar otra ventaja de las bandas planas en la **figura 4.4**, donde la acción de embrague se obtiene desplazando lateralmente la correa móvil desde una polea local o libre hasta una polea impulsada.

La **figura 4.5** muestra dos transmisiones de velocidad variable. La **figura 4.5a**, muestra la transmisión por medio de poleas cónicas, por lo general, solo se usa con bandas planas. La **figura 4.5b**, muestra el uso de poleas escalonadas, también puede emplearse con bandas en V o redondas, pero utilizando poleas ranuradas.

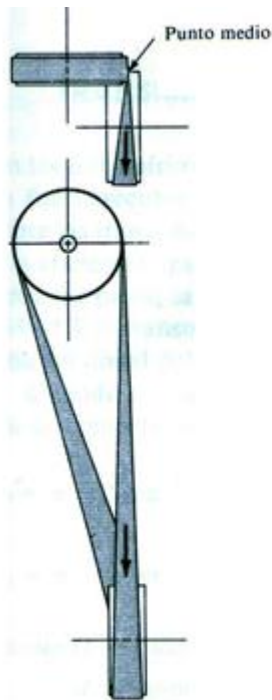


Figura 4.3

Transmisión de banda semicruzada (con un cuarto de vuelta); una polea guía o libre debe utilizarse si el movimiento ha de ser en uno u otro sentidos.

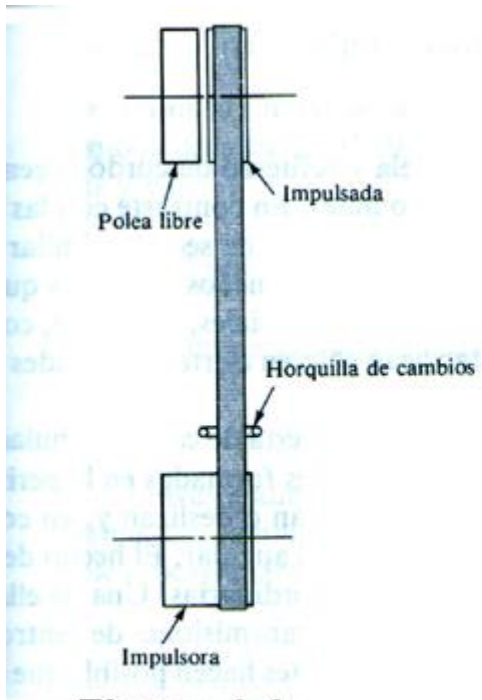


Figura 4.4

Esta transmisión elimina la necesidad de un embrague. La banda plana puede ser desplazada a la izquierda o a la derecha utilizando un cambiador de horquilla.

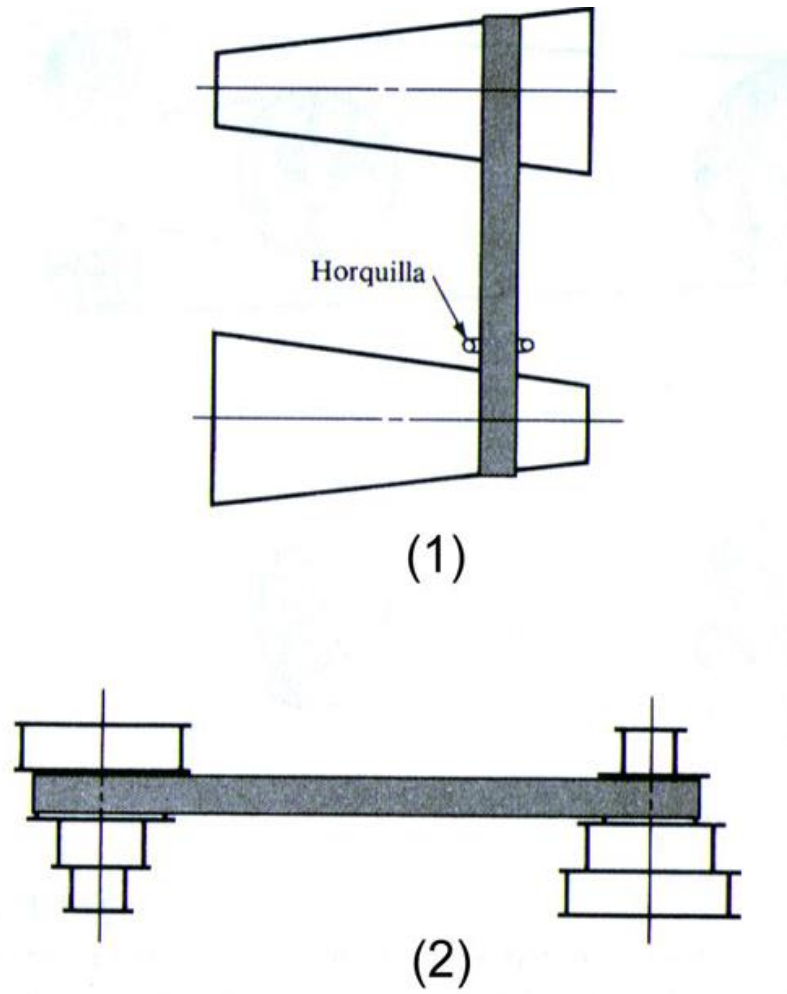


Figura 4.5
Transmisiones de banda para velocidad variable.

Las bandas planas se fabrican de uretano y también de tela impregnada de caucho (o hule) reforzada con alambres de acero o cuerdas de nylon, para resistir la carga de tensión. Una o ambas superficies pueden tener un revestimiento superficial con material de fricción. Las bandas planas son silenciosas, eficientes a altas velocidades y pueden transmitir grandes valores de potencia sobre grandes distancias entre centros. Generalmente las bandas planas se compran por material en rollo, se corta a la medida y se unen en los extremos utilizando sujetadores especiales proporcionados por el fabricante. Dos o más bandas planas en movimiento lado a lado, en vez de una sola banda ancha, se emplean con frecuencia para formar un sistema transportador.

Una banda en V (o de sección trapezoidal) está hecha de tela y refuerzo de cordón, generalmente de algodón, rayón o nylon, y se impregna de caucho(o hule). En contraste con las bandas planas, las bandas en V o trapezoidales se usan con poleas ranuradas de sección similar y en distancias entre centros más cortos. Las bandas en V son ligeramente menos eficientes que las planas, pero varias pueden montarse paralelas en poleas ranuradas especiales; por tanto, constituyen así una transmisión múltiple. Las bandas en V se fabrican sólo en ciertas longitudes y no tienen juntas.

Las bandas reguladoras o de sincronización se hacen de tela recubierta de caucho (ahulada) y de alambre de acero, y tienen dientes para entrar en las ranuras transversales formadas en la periferia de poleas especiales (dentadas). Las bandas reguladoras no se alargan o deslizan y, en consecuencia, transmiten potencia con una relación constante de velocidad angular. El hecho de que la banda esté dentada proporciona varias ventajas sobre las bandas ordinarias. Una de ellas es que no necesita tensión inicial, de modo que pueden emplearse en transmisiones de centros fijos. Otra es la eliminación de la restricción de velocidades; los dientes hacen posible que operen aproximadamente a cualquier velocidad, alta o baja.

Los inconvenientes son el costo inicial de la banda, la necesidad de usar poleas dentadas o ranuradas y las fluctuaciones dinámicas concurrentes originadas por la frecuencia de embone o endentado de la banda y la polea.

4.3 TRANSMISIONES DE BANDA PLANA O REDONDA.

En las transmisiones de banda plana modernas el elemento flexible consiste en un núcleo elástico fuerte recubierto por un material elastómero; estas transmisiones tienen notables ventajas sobre las transmisiones de engranajes o las bandas en V. Una transmisión de banda plana tiene una eficiencia aproximadamente de 98%, que es casi igual al de una transmisión por engranajes.

Por otra parte la eficiencia de las transmisiones de las bandas en V varía desde cerca de 70% hasta 96%. Las transmisiones por banda plana producen muy poco ruido y absorben mayor vibración torsional del sistema, que una transmisión por engranes o de bandas en V.

Cuando se utiliza la transmisión de la **figura 4.1** (Transmisión abierta de banda plana), se halla que los ángulos de contacto son:

$$\begin{aligned}\theta_{\delta} &= \pi - 2 * \arcsen\left(\frac{D-d}{2*C}\right) \\ \theta_{\Delta} &= \pi + 2 * \arcsen\left(\frac{D-d}{2*C}\right) \quad (4.1)\end{aligned}$$

Donde:

D = diámetro de la polea mayor.

d = diámetro de la polea menor.

C = distancia entre centros.

θ = ángulo de contacto.

La longitud de la banda se halla sumando las dos longitudes de arco con dos veces la distancia entre el punto inicial y el final de contacto. Es lo que se expresa en la siguiente ecuación:

$$L = \left[4 * C^2 - (D - d)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} * (D * \theta_D + d * \theta_d) \quad (4.2)$$

Un conjunto similar de ecuaciones puede deducirse para una transmisión de banda cruzada como la de la **figura 4.2a**. En este caso, el ángulo de envolvimiento es el mismo para ambas poleas y se expresa por:

$$\theta = \pi + 2 * \arcsen \left(\frac{D+d}{2*C} \right) \quad (4.3)$$

La longitud de la banda de una transmisión cruzada se halla que es:

$$L = \left[4 * C^2 - (D - d)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{\theta}{2} * (D + d) \quad (4.4)$$

El investigador Firbank explica la teoría de la transmisión de la banda plana en la siguiente forma. Un cambio en la tensión de la banda debido a las fuerzas de fricción entre la banda y la polea, ocasionará que la banda se estire o contraiga y

tenga así movimiento relativo respecto a la superficie de la polea. Este movimiento es originado por **distensión elástica** y está relacionado con la fricción deslizante y no con la fricción estática. La acción en la polea impulsora sobre esta porción del ángulo de contacto, que es la que realmente transmite potencia, es tal que la velocidad de la banda es menor que la velocidad periférica de la polea debido a la distensión elástica.

El ángulo de contacto está constituido por el arco efectivo, según el cual se transmite la potencia, y el arco inactivo. En el caso de la polea impulsora, la banda primero hace contacto con la polea con una tensión mayor **F1** (en el lado tirante) y una velocidad mayor **V1**, que es igual a la velocidad periférica de la polea. La banda pasa luego por el arco inactivo sin cambio en **F1** o **V1**. A continuación comienza el contacto de distensión o deslizante y la tensión de la banda cambia de acuerdo con las fuerzas de fricción. Al final del arco efectivo, la banda sale de la polea con una tensión menor **F2** (en el lado flojo o colgante) y una velocidad menor **V2**.

Firbank ha empleado esta teoría para expresar la mecánica de la transmisión de banda plana en forma matemática, verificando los resultados por experimentación. Sus observaciones incluyen el hecho de que valores considerables de potencia se transmiten por fricción estática y no por fricción deslizante. También halló que el coeficiente de rozamiento o fricción para una banda que tiene núcleo de nylon y la superficie de cuero era típicamente igual a 0.7, pero que podría ser elevado a 0.9 empleando acabados de superficie especiales.

El estudio que aquí se presenta es simplificado, es el análisis usual que ha sido utilizado por muchos años. Se supone que la fuerza de fricción en la banda es uniforme a lo largo de todo el arco de contacto y que las fuerzas centrífugas en la banda pueden ser despreciadas.

Entonces la relación entre la tensión mayor **F1** y la tensión menor **F2** es:

$$\frac{F1}{F2} = e^{f\theta} \quad (4.5)$$

Donde **f** es el coeficiente de fricción y 2θ es el ángulo de contacto. La potencia transmitida es:

$$P = (F1 - F2) * V \quad (4.6)$$

Donde **P** es la potencia en watts cuando las dos tensiones (**F1** y **F2**) están en newtons y la velocidad periférica **V** esta en m/s. La potencia transmitida **H** en caballos es:

$$H = \frac{(F1 - F2) * V}{33,000} \quad (4.7)$$

Donde **F** esta en libras y **V** en ft/min.

Retomando la fuerza centrífuga que fue despreciada en la **Ec.(4.5)** se tiene:

$$Fc = m * V^2 \quad (4.8)$$

$$\frac{F1 - Fc}{F2 - Fc} = e^{f\theta} \quad (4.9)$$

Obsérvese que la relación neta de las tensiones debe ser menor que $e^{f\theta}$, ya que este es el punto de resbamiento potencial en la superficie de separación entre la banda y la polea. Por otra parte, si se considera la instalación de la banda, se introduce la tensión inicial **Fi** en la banda. Si se asume que cada extremo de la banda que sale de la polea se comporta como un resorte sometido a tensión inicial **Fi**. A medida que se demanda potencia a la polea alargando el lado tirante y acortando el lado colgante sucede:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_i + \Delta F \\ F_2 &= F_i - \Delta F \end{aligned} \quad (\mathbf{A \ y \ B})$$

Despejando la tensión inicial F_i :

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (\mathbf{4.10})$$

La importancia de la **Ec.(4.10)** es que realmente define la tensión máxima de la banda. Si se considera que cuando no se está transmitiendo potencia, las tensiones de la banda son iguales en ambos lados y por lo tanto $F_1=F_2=F_i$. Si se agrega una carga ligera, se transmite una cierta potencia y F_1 aumenta en ΔF , en tanto que F_2 disminuye en la misma cantidad. Si la carga aumenta más y más, entonces F_2 finalmente será nula porque la banda no puede trabajar a compresión. En este punto $F_1=2 \cdot F_i$ que es la tensión máxima de la banda. Por consiguiente, la única forma de transmitir potencia es aumentar la tensión inicial de dicha banda.

En base a lo anterior, se diseña la transmisión de bandas limitando la tensión máxima F_1 de acuerdo con la tensión permisible especificada para el tamaño y material de la banda. Si se hace $F_2=0$ en la **Ec.(4.7)** y sustituyendo F_1 por $2 \cdot F_i$, se tiene:

$$H = \frac{F_i * V}{16500} \quad (\mathbf{4.11})$$

La ecuación (4.11) es la forma básica de diseño para transmisiones de bandas planas y redondas. Sin embargo, ciertas modificaciones son necesarias, para tener en cuenta las condiciones de operación y el material de la banda que se use.

Por lo regular, muchos de los datos disponibles sobre bandas son de fuentes en las que se presentan en forma muy simplista. Estas fuentes usan varios diagramas, nomogramas y tablas para permitir que los apliquen quien no conozca nada de bandas. Pocos cálculos (o ninguno)son necesarios para que tal persona resultados validos. Puesto que en muchos casos se carece de una comprensión básica del proceso, no hay manera de que esta persona pueda variar los pasos del mismo para obtener un mejor diseño.

Una variedad de materiales para bandas se presentan con algunas propiedades, se presentan en la tabla 4.2 (ver anexo). Los datos son suficientes para resolver una variedad de problemas de diseño y análisis. La Ecuación de diseño a usar es la Ec.(4.11) pero modificada, como se muestra:

$$H = \frac{C_p * C_v * F_a * V}{16500 * K_s} \quad (4.12)$$

Donde:

H = Potencia Transmitida en hp.

C_p = Factor de corrección de polea.

C_v = Factor de corrección de velocidad.

F_a = Tensión permisible de la banda, lb.

V = velocidad de la banda, ft/min.

K_s= factor de Servicio.

Los tamaños de la polea mínimos para las diversas correas o bandas se indican en

las **tablas 4.2 y 4.3**. El factor de corrección de polea considera el grado de flexión de la banda y cómo afecta esto la vida de la correa. Por esta razón, depende del tamaño y material de la banda utilizada. Aplíquese la **tabla 4.4** y úsese **C_p=1.0** para bandas de uretano. (*Para las tablas ver anexos*)

Las poleas de banda plana se hacen con una convexidad o combadura central (coronamiento) para evitar que la banda se corra o desplace de la superficie de la polea. Si sólo una polea tiene la combadura o coronamiento citado, debe ser la mayor. Ambas poleas deben de estar combadas o abombadas siempre que los ejes de las poleas no estén en posición horizontal. Utilice la **tabla 4.5** para determinar la altura de coronamiento.

Los valores de la tabla 4.2 la tensión de la banda permisible se basan en una velocidad de desplazamiento de 600 ft/min. Con velocidades más elevadas, emplee la figura F para obtener valores de C_v para las bandas de cuero o correas propiamente dichas. En el caso de bandas de poliamida y uretano, $C_v=1.0$.

Los factores de servicio **Ks** para transmisiones de bandas en V, que se dan en la **tabla 4.11** , en esta tabla también se recomiendan para transmisiones de banda plana o redonda.

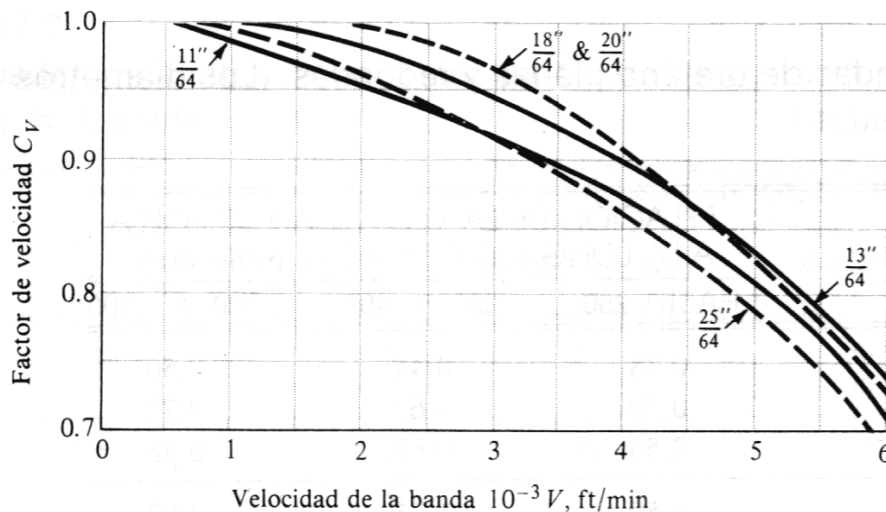


Figura 4.6

Factor de corrección de velocidad C_v para bandas de cuero (correas). (Fuente de datos: Machinery's Handbook, 20a. ed., Industrial Press, Nueva York, 1976, p. 1047.)

4.4 TRANSMISIONES DE BANDAS EN V O TRAPECIALES.

Las dimensiones de la sección transversal de las bandas en V (o trapeciales) han sido estandarizadas por los fabricantes, y cada sección se designa con una letra del alfabeto para tamaños con dimensiones en pulgadas. Los tamaños métricos se designan con números. Dimensiones, diámetros mínimos de polea y el intervalo de potencias en caballos (hp) para cada una de las secciones indicadas se tienen en la **tabla 4.6**.

Para especificar una banda trapecial, hay que indicar la letra de la sección de la banda, seguida de la circunferencia interior en pulgadas (las circunferencias estándares se enlistan en la **tabla 4.7** A manera de ejemplo, **B75** es una banda de sección B que tiene una circunferencia interior de 75 in.

Los cálculos que implican la longitud de la banda generalmente se basan en la longitud de paso. Para determinada sección de banda, la longitud mencionada se obtiene agregando una cantidad a la circunferencia interior (**tablas 4.7 y 4.8**). Por ejemplo, una banda **B75** tiene una longitud de paso de 78.6 in. En forma semejante, los cálculos de relaciones de velocidad se efectúan usando los diámetros de paso de las poleas, y por esta razón los diámetros enunciados generalmente se entiende que son diámetros de paso aunque no siempre se especifican así.

El ángulo de la ranura de una polea se hace algo menor que el ángulo de la sección de la banda. Esto origina que la banda se encaje y trabe por acuñado en la ranura., incrementando así la fricción. El valor exacto de este ángulo depende de la sección de la banda , del diámetro de la polea y del ángulo de contacto. Si es mucho menor que el de la banda será excesiva la fuerza necesaria para tirar de la banda hacia afuera de la ranura cuando ha de salir de la polea. Los valores óptimos se dan en la información comercial.

Los diámetros mínimos de polea se presentan en la **tabla 4.6**. Para mejores resultados, una banda trapecial o en V debe tener alta velocidad ; 4000 ft/min (1200 m/min) es un valor adecuado. Pueden encontrarse dificultades si la velocidad de una banda es mayor que 5000 ft/min (1500 m/min) o menor de 1000 ft/min (300 m/min).

La longitud efectiva o de paso de una banda en V está dada por la ecuación:

$$L_p = 2 * C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)}{4 * C} \quad (4.13)$$

Donde:

C = distancia entre centros.

D = diámetro de paso de la polea mayor

d = diámetro de paso de la polea menor

L_p = longitud de paso de la banda

En el caso de bandas planas, no existe virtualmente límite a la distancia entre centros. Distancias entre centros grandes, sin embargo, no se recomiendan para bandas trapeciales o en V , porque la vibración excesiva del lado flojo acortará notablemente la duración de la banda. En general, la distancia entre centros no debe ser mayor que 3 veces la suma de los diámetros de las poleas o menor que el diámetro de la polea mayor.

Las bandas trapeciales de tipo eslabonado tienen menos vibración, debido al mejor equilibrio, y por lo tanto pueden usarse con mayores distancias entre centros.

La selección de bandas en V se funda en obtener una duración larga y libre de dificultades. La **tabla 4.9** da la capacidad de potencia de bandas en V sencillas normales para diversos diámetros de poleas y velocidades de banda

correspondientes a una vida útil satisfactoria. Estas especificaciones se basan en un ángulo de contacto de 180°.

En el caso de ángulos menores esta clasificación debe reducirse. La **figura 4.7** contiene los valores del factor de corrección **K₁** que se utiliza para reducir la potencia nominal cuando el ángulo de contacto es menor de 180°.

En el caso de una velocidad de polea, las horas de vida útil de una banda corta son menores que las de una banda larga, debido a que la corta está sometida a la acción de la carga un mayor número de veces. Por este motivo es necesario aplicar un segundo factor **K₂**, que se denomina factor de corrección de longitud de la banda. Estos factores se señalan en la **tabla 4.10** para diversas secciones y longitudes. La potencia nominal de una banda debe multiplicarse por este factor para obtener la potencia corregida.

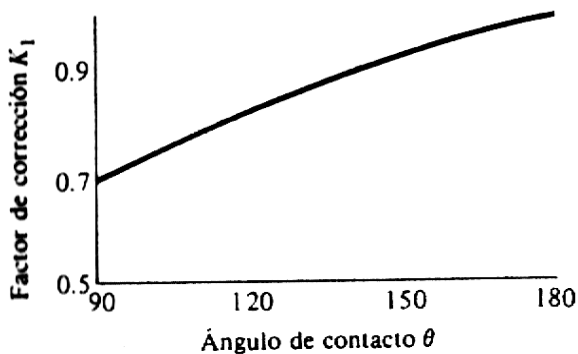


Figura 4.7

Factor de corrección K_1 para el ángulo de contacto. Se multiplica por este factor el valor de potencia nominal (en hp) para obtener la potencia corregida.

Las características de la maquinaria impulsora e impulsada debe considerarse al seleccionar una banda. Los fabricantes de bandas en V presentan estos factores con gran detalle. La tabla 4.11 (ver anexo) puede emplearse para obtener dichos factores cuando las características de las máquinas impulsora e impulsada hayan sido identificadas.

Bandas Reguladoras.

Una banda del tipo de regulación se hace de tela revestida de caucho (o ahulada) y con refuerzo de alambre de acero para resistir la carga de tensión. Tiene dientes en su parte interior que entran en las ranuras axiales formadas en dirección axial en la periferia de las poleas (**Figura 4.8**); éstas se hallan recubiertas con tela de nylon. Una banda reguladora no se estira o desliza y, en consecuencia, transmite potencia según una relación de velocidad angular constante. No se necesita tensión inicial. Tales bandas pueden operar con una variedad de velocidades muy amplia, tienen eficiencias en el intervalo de 97-99%, no requieren lubricación y son más sencillas que las transmisiones de cadena. No existe variación cordal de velocidad, como en las transmisiones mencionadas., y por tal motivo son una solución adecuada para los requisitos de una transmisión de precisión.

El alambre de acero, o elemento de tensión, de una banda reguladora se localiza en la línea de paso de la banda (**Fig. 4.8**). Por tanto, la longitud efectiva es la misma, indiferentemente del espesor de respaldo.

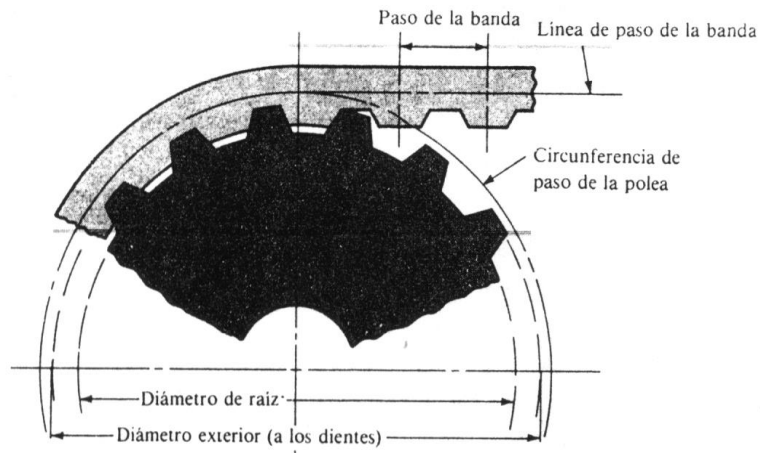


Figura 4.8

Transmisión de banda reguladora que muestra partes de la polea y la banda. Obsérvese que el diámetro de paso de la polea es mayor que la distancia diametral entre topes de dientes opuestos.

Los cinco pasos estándares de la serie en pulgadas están disponibles en tamaños de 6 a 180 in. Las poleas vienen para valores del diámetro de paso desde 0.60 in a 35.8 in, y con números de ranura de 10 a 120. (Tabla 4.12).

El proceso de diseño y selección de las bandas de regulación es tan semejante al de las bandas trapeciales, los fabricantes proporcionan una amplia cantidad de información técnica y detalles sobre tamaños y resistencias.

4.5 TRANSMISIONES DE CADENA DE RODILLOS.

Las características básicas de las transmisiones de cadena son una relación de velocidad constante (puesto que no hay deslizamiento ni distensión), larga duración o vida útil, y la aptitud de impulsar varios ejes desde una misma fuente de potencia.

Las cadenas de rodillos han sido estandarizadas por la ANSI en cuatro tamaños. La figura I muestra la nomenclatura. El paso es la distancia lineal entre centros de dos rodillos. El ancho es el espacio interior entre las placas de eslabón. Estas cadenas se fabrican con simples, dobles, triples y cuádruples torones (o cordones).

La dimensiones de los tamaños estándares se muestran en la **tabla 4.13**.

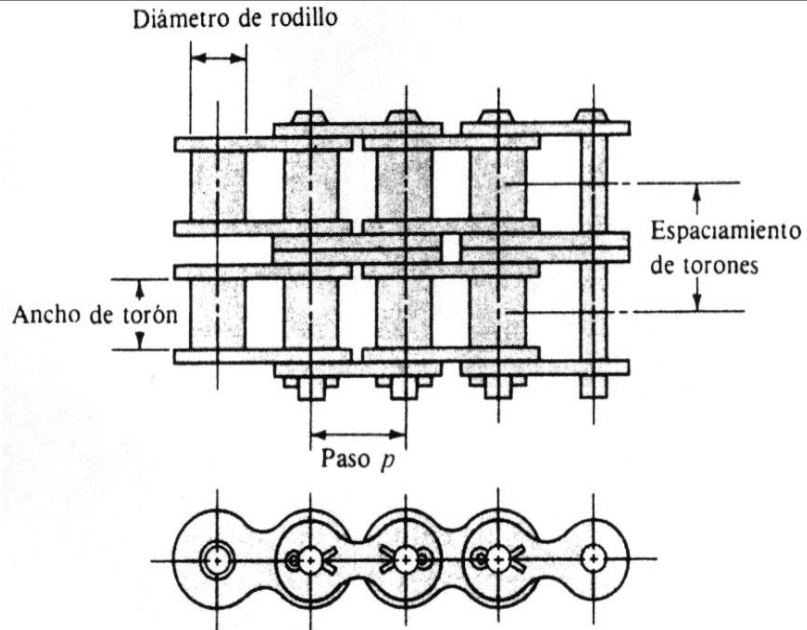


Figura 4.9

Porción de una cadena de rodillos con dos torones.

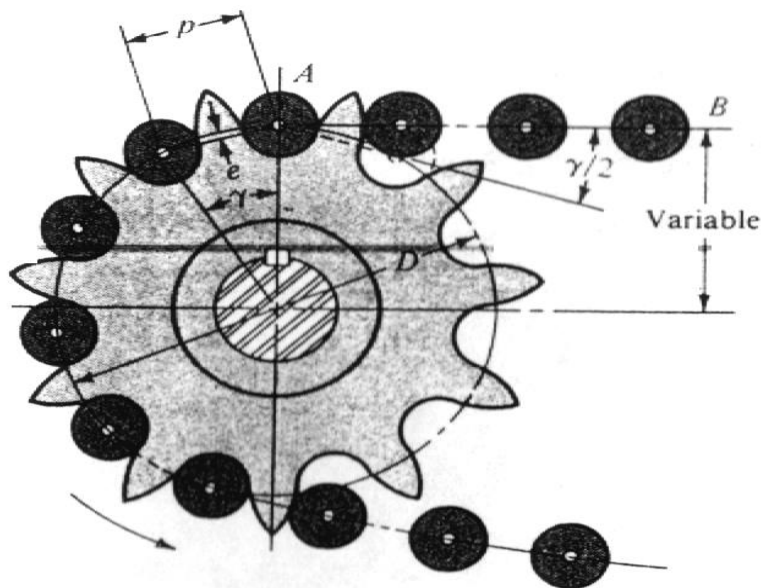


Figura 4.10

Embone o endentado de una cadena y su rueda catarina.

En la figura 4.10 se indica una rueda catarina que impulsa una cadena de transmisión en sentido contrario al del reloj. Designando el paso de la cadena por p , el ángulo de paso por γ y el diámetro de paso de la rueda catarina (o rueda catenaria) por D . Por trigonometría de la figura se deduce:

$$\operatorname{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{\frac{p}{2}}{\frac{D}{2}} \quad D = \frac{p}{\operatorname{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (*)$$

Puesto que $\gamma = 360^\circ / N$, donde N es el número de dientes de la rueda catarina, la ecuación (*) se puede describir como:

$$D = \frac{p}{\frac{180}{N}} \quad (4.14)$$

El ángulo $\gamma/2$, que gira el eslabón a medida que entra en contacto, se denomina ángulo de articulación. Puede verse que su magnitud es función del número de dientes. La rotación del eslabón según este ángulo ocasiona impacto entre los rodillos y los dientes de la rueda y produce desgaste en las juntas de la cadena. Puesto que la duración de una transmisión seleccionada apropiadamente es función del desgaste y la resistencia a la fatiga en la superficie de los rodillos, es importante reducir el ángulo de articulación tanto como sea posible.

El número de dientes de la rueda catarina también afecta la relación de velocidad durante la rotación según el ángulo de paso γ . En la posición mostrada en la **figura 4.10**, el tramo **AB** de la cadena es tangente a la circunferencia de paso de la rueda.

Sin embargo, cuando ésta gira un ángulo $\gamma/2$, el tramo **AB** de la cadena se mueve más cerca del centro de rotación de la catarina. Esto significa que **AB** se

mueve hacia arriba y hacia abajo, y que el brazo de palanca varía con la rotación del ángulo de paso, lo que origina una velocidad no uniforme de salida de la cadena.

Se puede considerar la catarina como un polígono en el cual la velocidad de salida de la cadena depende de si la salida mencionada es desde un vértice o desde un lado del polígono correspondiente. Desde luego, el mismo efecto ocurre cuando la cadena entra primero en contacto con la rueda.

La velocidad de desplazamiento de la cadena **V** se define como el número de unidades de longitud que sale de la catarina por unidad de tiempo. Por lo tanto, la velocidad de la cadena en ft/min es:

$$V = \frac{N * p * n}{12} \quad (4.15)$$

Donde:

N = número de dientes de la rueda.

P = paso de la cadena, in

n = velocidad de rotación de la catarina en rpm.

La velocidad máxima de salida de la cadena es:

$$V_{\max} = \frac{\pi * D * n}{12} = \frac{\pi * n * p}{12 * \text{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (**)$$

Donde la Ec. (*) se ha introducido en vez del diámetro de paso D. La velocidad mínima de salida ocurre a un diámetro d menor que D. Utilizando al configuración geométrica de la **figura 4.10 se tiene:**

$$d = D * \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right) \quad (***)$$

Por consiguiente, la velocidad mínima de salida es:

$$V_{\min} = \frac{\pi * D * n}{12} = \frac{\pi * n * p * \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)}{12 * \operatorname{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right)} \quad (i^*)$$

Sí se introduce $\gamma/2=180^\circ/N$ y se emplean las ecuaciones (4.15), (**) y (i*), se tiene que la variación de velocidad es:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\operatorname{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} - \frac{1}{\tan\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \right] \quad (4.16)$$

Esto se denomina variación cordal de la velocidad y su gráfica se da en la **figura 4.11**. Cuando se emplean transmisiones de cadena para regular o sincronizar procesos o componentes de precisión, debe darse consideración a estas variaciones. Por ejemplo, si una transmisión de cadena sincronizara el corte de película fotográfica con el avance de la misma, la longitud de las porciones cortadas podría alterarse demasiado debido a esta variación cordal de la velocidad. Tales cambios pueden también originar vibraciones dentro del sistema.

Aunque se considera deseable un gran número de dientes en una rueda impulsora, en el caso usual es ventajoso obtener una rueda catarina lo más pequeña posible, y esto requiere una rueda de pocos dientes. En el caso de una operación uniforme a velocidades moderadas y altas se considera buena práctica usar una rueda impulsora con por lo menos 17 dientes, 19 o 21 darán, una expectativa mejor de vida útil con menor ruido de la cadena. Donde las limitaciones de espacio son

importantes o para velocidades muy bajas, pueden utilizarse números de dientes más pequeños sacrificando la expectativa de duración de la cadena.

Las catarinas impulsoras no se fabrican en tamaños estándares con más de 120 dientes, debido a que el alargamiento del paso originará eventualmente que la cadena “cabalque” en alto mucho antes que se desgaste. Las transmisiones de cadena más eficaces tienen relaciones de velocidad hasta de 6:1 , pero valores más altos pueden ser utilizados aunque se abrevie la duración de la cadena.

Las cadenas de rodillos rara vez fallan debido a falta de resistencia a la tensión.; con más frecuencia se rompen debido a haber sido sometidas a muchas horas de servicio. La falla real puede deberse a desgaste de los rodillos sobre los pasadores, o a fatiga en las superficies de dichos rodillos. Los fabricantes de cadenas de rodillos han elaborado tablas que dan la capacidad de potencia correspondiente a una expectativa de duración de 15 kh para diversas velocidades de la rueda catarina. Dichas capacidades aparecen en las **tablas 4.14 y 4.15** para ruedas de 17 dientes.

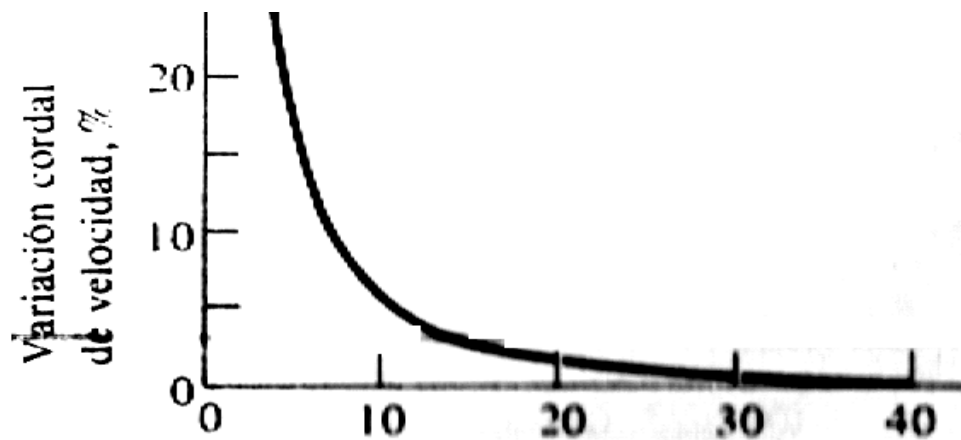


Figura 4.11 Número de dientes . N

Las características de la carga son consideraciones importantes en la selección de una cadena de rodillos. En general, se requiere capacidad extra en cualquiera de los casos:

- 1.La rueda catarina menor tiene menos de 9 dientes en el caso de transmisiones de baja velocidad, o menos de 16 dientes en transmisiones de alta velocidad.
- 2.Las ruedas son extraordinariamente grandes.
- 3.Ocurren cargas de choque o existen frecuentes inversiones de carga.
- 4.Se tienen tres o más catarinas en la transmisión.
- 5.La lubricación es deficiente.
- 6.La cadena debe operar en condiciones ambientales de suciedad o polvo.

Para considerar éstas y otras condiciones de operación, las capacidades deben de ser modificadas por dos factores para obtener el valor corregido para una cadena de un torón o de múltiples torones.

Los factores son:

- El factor de corrección por dientes **K1**, que corresponde al hecho de que la rueda impulsora puede tener más de 17 dientes, o menos (**tabla 4.16**).
- El factor de torones múltiples **K2**, que tiene en cuenta el hecho de que la potencia nominal no esta relacionada linealmente con el número de torones (**tabla 4.17**).

La potencia corregida se determina aplicando estos dos factores a la potencia nominal, así, se tiene:

$$H'_r = K1 * K2 * H \quad (4.17)$$

Donde **H'**, es la potencia corregida totalmente.

El factor de servicio **Ks**, de la **tabla 4.11** sirve para considerar las variaciones en las máquinas impulsora e impulsada. **Ks** se multiplica por la potencia calculada (o dada) para obtener la potencia de diseño.

La longitud de una cadena debe determinarse en función del número de pasos. Es preferible que el número sea par; de otro modo necesitaría un eslabón de compensación. La Longitud aproximada puede obtenerse por la siguiente ecuación:

$$\frac{L}{p} = \frac{2 * C}{p} + \frac{N1 + N2}{2} + \frac{(N2 - N1)^2}{2 * \pi^2 * \left(\frac{C}{p}\right)} \quad (4.18)$$

Donde :

L = longitud de la cadena.

p = paso de la cadena.

C = distancia entre centros.

N1 = número de dientes en la catarina menor.

N2 = número de dientes en la catarina mayor.

La longitud de la cadena para una transmisión con ruedas múltiples se obtiene más fácilmente trazando un dibujo a escala lo más exacto posible, y determinando la longitud por medición.

La lubricación de las ruedas de rodillos es esencial para obtener una duración larga y sin dificultades. Puede usarse el tipo de goteo o de paso por baño poco profundo. Debe ser utilizado un aceite mineral de tipo ligero a medio, sin aditivos. Excepto en condiciones especiales, no se recomiendan las grasas y aceites pesados debido a que son demasiado viscosos para que puedan penetrar bien en los pequeños intersticios de los eslabones y pasadores de una cadena de rodillos.

ANEXOS.

CAPITULO 5.

**PROGRAMAS ASISTENTES PARA DISEÑO DE
TRANSMISIONES MECÁNICAS ASISTIDO POR
COMPUTADORA.**

La elaboración de estos programas asistentes, ha implicado la revisión y análisis de toda la teoría presentada en los capítulos anteriores, combinando la aplicación de criterio de diseño básico para cumplir con los requisitos necesarios para que los resultados obtenidos sean aceptables, y presenten seguridad.

Para la solución de algunas variables y la obtención de factores de corrección, se han aplicado, además de los detalles indicados anteriormente, técnicas de matemática como la resolución de ecuaciones de gráficas estandarizadas de la AGMA, la elaboración de matrices para obtener la respuesta de algún factor de corrección; y en los casos que existen varios rangos de respuestas se han hecho las rutinas correspondientes de interpolación para obtener respuestas que se encuentran entre diferentes rangos.

Es decir, que todos los valores obtenidos en los programas que se presentarán a continuación se han calculado de la manera más precisa, para obtenerlos lo más exactos posibles, el mayor porcentaje de error encontrado ha sido del 4%, por lo que presentan una buena confiabilidad de diseño

5.1 TRANSMISIONES MECÁNICAS CON ENGRANES

Se presentan programas para aplicaciones de engranes rectos, cónicos, helicoidales y de tornillo sin fin.

5.1.1 ENGRANES RECTOS

Se ha realizado el correspondiente análisis de esfuerzo de flexión y el análisis de esfuerzo por contacto en la superficie

5.1.1.1 ANÁLISIS DE RESISTENCIA POR FLEXIÓN.

A continuación se presenta la lámina que se muestra al seleccionar en el menú principal la opción de análisis de resistencia por flexión en engranes rectos (Figura. 5.1), la cual se describe de la siguiente manera:

Con los siguientes datos conocidos por el usuario: Paso diametral, Número de dientes del piñón y del engrane, ancho de cara y velocidad de operación del piñón se inicia el análisis.

Luego se selecciona de los menús desplegados los correspondientes valores de estándar de calidad AGMA (Q_v), que se obtiene al seleccionar el tipo de maquinaria correspondiente donde se aplicará el elemento a diseñar: el tipo de material de la pieza, lo que nos brinda su correspondiente valor de dureza mínima en la superficie y el valor de la resistencia a la flexión permisible.

El factor dinámico (K_v) y el factor geométrico (J) se resuelven automáticamente por medio del programa, y se obtienen a través de ecuaciones correspondientes a fórmulas y gráficas estandarizadas de la AGMA.

Para el factor de sobrecarga, el usuario tiene la oportunidad de aplicar su criterio en referencia al análisis que hará si en la aplicación correspondiente para la que esta realizando el diseño, las cargas reales no excederán el valor de la carga

tangencial nominal correspondiente. El factor de distribución de carga se obtiene seleccionando el tipo de montaje en que se encontrarán las piezas (piñón y engrane) y considerando el ancho de cara.

Los correspondientes factores de Tamaño, duración, confiabilidad y temperatura; han sido seleccionados previamente para condiciones normales de diseño tales como: correcta selección del material, una duración estimada de 10^7 ciclos de operación, confiabilidad correspondiente a 10^7 ciclos de operación igual a 0.99 y una condición de temperatura de operación menor a 250 °F (120 °C)

Al presionar el botón de calcular, tal como muestra la segunda parte de la lámina se encuentra el valor de la carga transmitida y el correspondiente valor de la potencia transmitida.

ECUACIÓN AGMA DEL ESFUERZO POR FLEXIÓN EN ENGRANES RECTOS.

PASO DIAMETRAL (P)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN (N1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DE LA RUEDA (N2)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ANCHO DE CARA (F)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ESTANDAR DE CALIDAD (Qv)	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
VELOCIDAD DE OPERACIÓN (O DEL PIÑÓN n1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
MATERIAL	<input type="text"/>	
DUREZA MÍNIMA EN LA SUPERFICIE	<input type="text"/>	
RESISTENCIA A LA FLEXIÓN St	<input type="text"/>	<input type="text"/>
FACTOR DINÁMICO (Kv)	<input type="text"/>	
FACTOR GEOMÉTRICO (J)	<input type="text"/>	
FACTOR DE APLICACION DE CARGA (Ka)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

FACTOR DE TAMAÑO (Ks)	<input type="text"/>
FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA (Km)	<input type="text"/> <input type="text"/>
FACTOR DE DURACIÓN (KI)	<input type="text"/>
FACTOR DE CONFIABILIDAD (Kr)	<input type="text"/>
FACTOR DE TEMPERATURA (Kt)	<input type="text"/>

CARGA TRANSMITIDA (CARGA TANGENCIAL Wt)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
POTENCIA (H)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

BORRAR

Figura 5.1

5.1.1.2 ANÁLISIS DE RESISTENCIA POR CONTACTO EN LA SUPERFICIE

Al igual que en el análisis anterior, se inicia con los siguientes datos conocidos por el usuario: Paso diametral, Número de dientes del piñón y del engrane, ancho de cara y velocidad de operación del piñón; tal como se muestra en la Figura 5.2

El valor de el estándar de calidad (Q_v) se obtiene de igual manera que en el análisis de esfuerzo por flexión.

Para obtener el valor del esfuerzo de contacto admisible y de la dureza mínima en la superficie se selecciona del menú desplegable el tipo de material de la pieza. El valor del coeficiente dinámico (C_v) se obtiene automáticamente por medio del programa. Para calcular el factor geométrico (I), es necesario ingresar antes el valor del ángulo de presión normal (θ_n) y de esta manera el programa ejecuta esta operación. Los factores de aplicación de carga y de distribución de carga son similares que en el análisis anterior, por lo que su calculo es similar, con la única diferencia que ahora se denotan por C_a y C_m , respectivamente.

Los factores de Tamaño (C_s), duración (C_l), confiabilidad (C_r) y temperatura (C_t); han sido seleccionados previamente para las mismas condiciones normales de diseño anterior. Para el análisis de resistencia por contacto en la superficie se agrega el factor de condición o estado de la superficie, que se denota por C_f , el cual ha sido seleccionado previamente en 1.0 estimándose que de existir defectos en la superficie, ya sea del engrane o del piñón, estos no son de mayor consideración.

En este análisis también se incluye el factor de relación de dureza, el cual se obtiene por medio de la ecuación: $C_H = 1.0 + A(m_G - 1.0)$, donde al resolver el valor del segundo término se verifica que este es mínimo, aún en el caso de su mayor valor posible, y que considerando C_H igual a 1.0; el análisis brinda valores correctos y aceptables.

**ECUACIÓN AGMA DEL ESFUERZO POR CONTACTO
EN ENGRANES RECTOS.**

PASO DIAMETRAL (P)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN (N1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DE LA RUEDA (N2)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ANCHO DE CARA (F)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ESTANDAR DE CALIDAD (Qv)	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
VELOCIDAD DE OPERACIÓN (O DEL PIÑÓN n1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
MATERIAL	<input type="text"/>	
DUREZA MÍNIMA EN LA SUPERFICIE	<input type="text"/>	
RESISTENCIA A LA FATIGA EN LA SUPERFICIE Sc	<input type="text"/>	<input type="text"/>
FACTOR DINÁMICO (Cv)	<input type="text"/>	

ANGULO DE PRESIÓN (TETA)	<input type="text"/>
FACTOR GEOMÉTRICO (I)	<input type="text"/>
FACTOR DE APLICACION DE CARGA (Ca)	<input type="text"/>
FACTOR DE TAMAÑO (Cs)	<input type="text"/>
FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA (Cm)	<input type="text"/>
FACTOR DE DURACIÓN (CI)	<input type="text"/>
FACTOR DE CONFIABILIDAD (Cr)	<input type="text"/>
FACTOR DE TEMPERATURA (Ct)	<input type="text"/>
COEFICIENTE ELÁSTICO (Cp)	<input type="text"/>
	<input type="text"/>
	<input type="text"/>
FACTOR DE CONDICIÓN DE LA SUPERFICIE (Cf)	<input type="text"/>

FACTOR DE RELACIÓN DE DUREZA (Ch)	<input type="text"/>
--	----------------------

CARGA TRANSMITIDA (CARGA TANGENCIAL Wt)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
POTENCIA (H)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Figura 5.2

5.1.2 ENGRANES CÓNICOS

Las ecuaciones de la AGMA, vistas anteriormente, se aplican también a los engranes cónicos, por supuesto que realizando unos cambios previos, tal como se define a continuación

5.1.2.1 ANÁLISIS DE RESISTENCIA POR FLEXIÓN.

El procedimiento es similar al de los engranes rectos, tal como se aprecia en la siguiente lámina (Figura 5.3), con cambios únicamente en los valores de los siguientes parámetros, es decir, se obtienen de tablas diferentes a las de los engranes rectos:

- Factor geométrico " J "
- Factor de distribución de carga " Km "
- Resistencia a la flexión permisible " St "

ECUACIÓN AGMA DEL ESFUERZO POR FLEXIÓN EN ENGRANES CÓNICOS.

PASO DIAMETRAL (P)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN (N1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DE LA RUEDA (N2)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ANCHO DE CARA (F)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ESTANDAR DE CALIDAD (Qv)	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
VELOCIDAD DE OPERACIÓN (O DEL PIÑÓN n1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
MATERIAL	<input type="text"/>	
DUREZA MÍNIMA EN LA SUPERFICIE	<input type="text"/>	
RESISTENCIA A LA FLEXIÓN S_t	<input type="text"/>	<input type="text"/>
FACTOR DINÁMICO (Kv)	<input type="text"/>	

FACTOR GEOMÉTRICO (J)	<input type="text"/>	--J--
FACTOR DE APLICACION DE CARGA (Ka)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
FACTOR DE TAMAÑO (Ks)	<input type="text"/>	
FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA (Km)	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
FACTOR DE DURACIÓN (KI)	<input type="text"/>	
FACTOR DE CONFIABILIDAD (Kr)	<input type="text"/>	
FACTOR DE TEMPERATURA (Kt)	<input type="text"/>	

CARGA TRANSMITIDA (CARGA TANGENCIAL W_t)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
POTENCIA (H)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

BORRAR

Figura 5.3

5.1.2.2 ANÁLISIS DE RESISTENCIA POR CONTACTO EN LA SUPERFICIE.

El análisis se desarrolla de igual manera que para los engranes rectos, con diferencia, nada más, en los valores del coeficiente elástico " C_p ", del factor geométrico " I " y el valor del factor de distribución de carga " C_m ". (Figura 5.4)

**ECUACIÓN AGMA DEL ESFUERZO POR CONTACTO
EN ENGRANES CÓNICOS.**

PASO DIAMETRAL (P)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN (N1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DE LA RUEDA (N2)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ANCHO DE CARA (F)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ESTANDAR DE CALIDAD (Qv)	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
VELOCIDAD DE OPERACIÓN (O DEL PIÑÓN n1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
MATERIAL	<input type="text"/>	
DUREZA MÍNIMA EN LA SUPERFICIE	<input type="text"/>	
RESISTENCIA A LA FATIGA EN LA SUPERFICIE S_c	<input type="text"/>	<input type="text"/>
FACTOR DINÁMICO (C_v)	<input type="text"/>	

FACTOR GEOMÉTRICO (I)	<input type="text"/>
FACTOR DE APLICACION DE CARGA (Ca)	<input type="text"/>
FACTOR DE TAMAÑO (Cs)	<input type="text"/>
FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA (Cm)	<input type="text"/>
	<input type="text"/>
	<input type="text"/>
FACTOR DE DURACIÓN (CI)	<input type="text"/>
FACTOR DE CONFIABILIDAD (Cr)	<input type="text"/>
FACTOR DE TEMPERATURA (Ct)	<input type="text"/>
COEFICIENTE ELÁSTICO (Cp)	<input type="text"/>
	<input type="text"/>
	<input type="text"/>
FACTOR DE CONDICIÓN DE LA SUPERFICIE (Cf)	<input type="text"/>
FACTOR DE RELACIÓN DE DUREZA (Ch)	<input type="text"/>

CARGA TRANSMITIDA (CARGA TANGENCIAL Wt)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
POTENCIA (H)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Figura 5.4

5.1.3 ENGRANES HELICOIDALES.

A continuación se presenta la aplicación de las ecuaciones de la AGMA, en los engranes helicoidales, que básicamente siguen el mismo concepto aplicado en los engranes rectos, con la diferencia que se introduce el ángulo de hélice el cual es definido por el usuario.

5.1.3.1 ANÁLISIS DE RESISTENCIA POR FLEXIÓN.

El procedimiento es similar al de los engranes rectos (Figura 5.1), con cambios únicamente en los valores de los siguientes parámetros

- Factor geométrico " J "
- Factor de distribución de carga " Km "

5.1.3.2 ANÁLISIS DE RESISTENCIA POR CONTACTO EN LA SUPERFICIE.

El análisis se desarrolla de igual manera que para los engranes rectos (Figura 5.2), con diferencia nada más, en los valores del factor geométrico " I " y factor de distribución de carga " Cm ".

5.1.4 ENGRANES DE TORNILLO SINFÍN

Para este tipo de engranes se presenta un análisis que comprende la resistencia a la flexión y a la fatiga en el tornillo sinfín y la capacidad térmica de la rueda dentada para el tornillo sinfín (Figura 5.5), tal como se presentara anteriormente dentro del marco conceptual.

De igual manera, que en los casos anteriores, se han realizado las consideraciones correspondientes en cuanto a los factores de corrección aplicados en los análisis de esfuerzos de la AGMA.

DISEÑO DE ENGRANES DE TORNILLOS SINFIN POR EL MÉTODO AGMA Y LA CAPACIDAD DE DISIPACIÓN CALORÍFICA.

RAZON DE DIENTES. (Rd)	<input type="text"/>	
DISTANCIA ENTRE CENTROS REQUERIDA. (C)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
VELOCIDAD DEL TORNILLO. (nw)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
EFICIENCIA REQUERIDA.	<input type="text"/>	
ÁNGULO DE PRESIÓN NORMAL. (ϕ_n)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
FACTOR DE LEWIS. (Y)	<input type="text"/>	
MATERIAL DEL TORNILLO.	<input type="text"/>	
MATERIAL DEL ENGRANE.	<input type="text"/>	
FACTOR DE CORRECCIÓN POR SOBRECARGA. (Ko)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
	<input type="text"/>	

LIMITE DE ELEVACIÓN DE TEMPERATURA. (dF)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR. (C')	<input type="text"/>	<input type="text"/>

NÚMERO DE CUERDAS DEL TORNILLO. (Nw)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DEL ENGRANE. (Ng)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
DIAMETRO DEL ENGRANE. (dg)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
DISTANCIA ENTRE CENTROS SUGERIDA.	<input type="text"/>	<input type="text"/>
DIAMETRO DEL TORNILLO. (dw)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
AJUSTA EL TORNILLO EN FLECHA SEPARADA.	<input type="text"/>	
ANGULO DE HELICE. (ξ)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
VELOCIDAD DEL ENGRANE. (Vg)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO. (Vs)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
COEFICIENTE DE FRICCIÓN. (f)	<input type="text"/>	
EFICIENCIA. (e)	<input type="text"/>	
ANCHO DE CARA DEL ENGRANE. (b)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

FACTOR DE DESGASTE DEL ENGRANE. (Kw)	<input type="text"/>	
FACTOR DE CORRECCIÓN POR MONTAJE. (Km)	<input type="text"/>	
FACTOR DE VELOCIDAD. (Kv)	<input type="text"/>	
LIMITE DE RESISTENCIA A LA FLEXIÓN. (Fs)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
VALOR DE LA CARGA POR RESISTENCIA A LA FLEXIÓN. (Fgts)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
POTENCIA SEGÚN ANÁLISIS DE RESISTENCIA A LA FLEXIÓN. (Hs)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
LIMITE DE RESISTENCIA AL DESGASTE. (Fw)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
VALOR DE LA CARGA POR RESISTENCIA AL DESGASTE. (Fgtw)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
POTENCIA SEGÚN ANÁLISIS DE RESISTENCIA AL DESGASTE. (Hw)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ÁREA DE SUPERFICIE EXTERNA. (A)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
TIEMPO PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR. (H)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
POTENCIA DE ENTRADA SEGÚN EL ANALISIS DE CAPACIDAD DE DISIPACIÓN CALORIFICA. (Hin)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
POTENCIA DE SALIDA SEGÚN EL ANALISIS DE CAPACIDAD DE DISIPACIÓN CALORIFICA. (Hout)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

BORRAR

Figura 5.5

5.1.5 PROGRAMAS ACCESORIOS

Para complementar el diseño de transmisiones con engranes, se han creado los siguientes programas que pueden ser utilizados para encontrar dimensiones de engranes, con las que se puede calcular si se produce interferencia o no (Figura 5.6), tales como diámetros de paso, números de dientes, distancia entre centros, ángulo de presión (Figura 5.7, Figura 5.8 y Figura 5.9)

Además, se puede desarrollar un proceso inverso de selección, es decir, que conociendo los datos de operación del sistema como por ejemplo: potencia transmitida, velocidad desarrollada, se determine el tipo de material de que debe ser elaborado el engrane. (Figura 5.10)

Dimensionamiento de Engranajes Rectos 1.

-DATOS DE ENTRADA.-

Distancia entre Centros (C):	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Paso Diametral (P):	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Angulo de Presión: (ϕ)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Relación de Velocidad: (e)	<input type="text"/>	

-DATOS DE SALIDA.-

Diámetro de paso del piñon (d1):	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Número de dientes del piñon (N1):	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Diámetro de paso de la rueda (d2):	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Número de dientes de la rueda (N2):	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Interferencia:	<input type="text"/>	
Relación de contacto (mc):	<input type="text"/>	<input type="text"/>

BORRAR

Figura 5.6

<i>Dimensionamiento de Engranés Rectos 2.</i>		
Número de Dientes de Piñón (N1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Número de Dientes de La Rueda (N2)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Paso Diametral (P)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Adendo (a)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Dedendo(b)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Angulo de Presión(θ)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="button" value="Restablecer"/>		
Paso Circular(p)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Distancia entre centros(c)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Radio de la Circunferencia de Base Piñón(rb1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Radio de la Circunferencia de Base Rueda(rb2)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
<input type="button" value="BORRAR"/>		

Figura 5.7

<i>Dimensionamiento de Engranés Rectos 3.</i>		
Distancia entre centros (c)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Número de Dientes del Piñon (N1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Número de Dientes de la Rueda (N2)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Restablecer

Diámetro de paso del Piñon (d1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Diámetro de paso de la Rueda (d2)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

BORRAR

Figura 5.8

<i>Dimensionamiento de Engranés 4.</i>		
Radio Base del Piñon (rb1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Diámetro de Paso del Piñon (d1)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Restablecer

Angulo de Presión (\emptyset)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
-----------------------------------	----------------------	----------------------

BORRAR

Figura 5.9

**SELECCIÓN DE MATERIAL PARA ENGRANES
RECTOS SEGÚN LA TEORÍA DEL ESFUERZO POR
FLEXIÓN DE LA AGMA.**

FACTOR DE CALIDAD AGMA (Q_v).	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
	<input type="text"/>	
PASO DIAMETRAL (P).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
DISTANCIA ENTRE CENTROS (C).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ANCHO DE CARA (F)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
POTENCIA TRANSMITIDA (H).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
VELOCIDAD TRANSMITIDA (V_t).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
RELACIÓN DE VELOCIDADES. (R_v).	<input type="text"/>	
FACTOR DE APLICACION DE CARGA (K_a)	<input type="text"/>	<input type="text"/>

FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA (Km)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
SELECCIÓN DE MATERIAL DE PRUEBA.	<input type="text"/>	
	St=	<input type="text"/>
	Dureza=	<input type="text"/>

NÚMERO DE DIENTES DEL PIÑÓN (N1).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DEL ENGRANE (N2).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
DIÁMETRO DE PASO DEL PIÑÓN (d1).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
DIÁMETRO DE PASO DEL ENGRANE (d2).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
CARGA TRANSMITIDA (Wt).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
ESFUERZO POR FLEXIÓN APLICADO (SIGMAT)	<input type="text"/>	<input type="text"/>
TENSIÓN POR FLEXIÓN PERMISIBLE (St).	<input type="text"/>	<input type="text"/>
MATERIAL DE PRUEBA RESISTE:	<input type="text"/>	

BORRAR

Figura 5.10

5.2 TRANSMISIONES MECÁNICAS CON ELEMENTOS FLEXIBLES

A continuación, se presentan los programas asistentes de transmisiones mecánicas con bandas (Figura 5.11) y cadenas (Figura 5.12), los que han sido elaborados, tal y como se detalló al inicio del capítulo, basándose en la información recopilada y en la teoría detallada anteriormente.

El formulario para bandas o correas que se presenta, es un análisis realizado para la selección de bandas tipo V, se ha realizado bajo los procedimientos de *Eagle Belting Company*, compañía que se encarga de la elaboración de bandas y que cumple con normas actualizadas.

SELECCION DE BANDAS V.			
Potencia Motor:			<input type="text"/> hp
RPM Entrada:	<input type="text"/> rpm	RPM Salida:	<input type="text"/> rpm
Tiempo de Uso por Día:	<input type="text"/> h	Distancia entre Centros:	<input type="text"/> in
Diametro de Salida:			<input type="text"/> in
Factor de Servicio Ks:			
SELECCIONE LA CARACTERISTICA DEL IMPULSO ▼			
SELECCIONE EL TIPO DE POTENCIA MOTRIZ ▼			
<input type="text"/>			
Diametro Polea Impulsora:	<input type="text"/> in	Diametro Polea Impulsada:	<input type="text"/> in
Tipo de la Banda:	<input type="text"/>		
Tamaño de la Banda:	<input type="text"/>		
Número de Bandas:	<input type="text"/>		
<input type="button" value="Reset..."/>			

Figura 5.11

SELECCION DE CADENAS.

POTENCIA A TRANSMITIR. (H)	<input type="text"/>		<input type="text" value="hp"/>
VELOCIDAD DE LA RUEDA CATARINA MENOR. (np) (IMPULSOR)	<input type="text" value="<---SELECCIONE UNA VELOCIDAD--->"/>	<input type="text"/>	<input type="text" value="rpm"/>
VELOCIDAD DE LA RUEDA CATARINA MAYOR. (nr) (IMPULSADA)	<input type="text" value="<---SELECCIONE UNA VELOCIDAD--->"/>	<input type="text"/>	<input type="text" value="rpm"/>
DISTANCIA ENTRE CENTROS. (C)	<input type="text"/>		<input type="text" value="in"/>
TIEMPO DE USO POR DÍA.	<input type="text"/>		<input type="text" value="h"/>
FACTOR DE SERVICIO. (Ks)	<input type="text" value="SELECCIONE LA CARACTERISTICA DEL IMPULSO"/> <input type="text" value="SELECCIONE EL TIPO DE POTENCIA MOTRIZ"/>		<input type="text"/>
NÚMERO DE DIENTES DE LA RUEDA CATARINA MENOR. (Np)	<input type="text" value="<---SELECCIONE UN NÚMERO DE DIENTES--->"/>		<input type="text"/> <input type="text" value="dte"/>
FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES. (K1)	<input type="text"/>		

NÚMERO DE DIENTES DE LA RUEDA CATARINA MAYOR. (Nr)	<input type="text" value="<---SELECCIONE UN NÚMERO DE DIENTES--->"/>	<input type="text"/>	<input type="text" value="dte"/>
NÚMERO DE TORONES O CORDONES. (Nt)	<input type="text" value="<---SELECCIONE EL NÚMERO DE TORONES--->"/>	<input type="text"/>	
FACTOR POR TORONES MÚLTIPLES. (K2)	<input type="text"/>		

POTENCIA DE DISEÑO. (Hd)	<input type="text"/>	<input type="text" value="hp"/>
POTENCIA NOMINAL. (Hr)	<input type="text"/>	<input type="text" value="hp"/>
POTENCIA NOMINAL CORREGIDA. (Hr ')	<input type="text"/>	<input type="text" value="hp"/>
TIPO DE CADENA, SEGÚN NORMA ANSI B29.1:	<input type="text"/>	
PASO DE LA CADENA. (p)	<input type="text"/>	<input type="text" value="in"/>

NUMERO DE PASOS. (Npasos)	<input type="text"/>	
DISTANCIA ENTRE CENTROS REAL. (C')	<input type="text"/>	<input type="text" value="in"/>

<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text" value="BORRAR"/>
----------------------	----------------------	-------------------------------------

Figura 5.12

CAPITULO 6.
CONCLUSIONES

Luego de haber realizado este trabajo de graduación, y con los resultados obtenidos, se presentan a continuación las siguientes conclusiones:

1. La implementación de un programa asistente para el Diseño de Transmisiones mecánicas requiere una precisa coordinación de factores tales como: Base teórica, y sobre todo su correcta asimilación para realizar la aplicación más precisa posible; Normas actualizadas sobre los temas a desarrollarse, para que se encuentren dentro de un ambiente accesible y valido para diferentes tipos de usuarios que lo requieran y, además, sólidos conocimientos sobre programación que permitan una aplicación precisa.
2. El presente trabajo de graduación contiene los elementos mencionados anteriormente, y realmente lograr esa precisa coordinación que se menciona, no es un problema fácil de resolver; ya que la sola aplicación de toda la base teórica existente sobre el tema hace que el desarrollo sea bastante extenso, y no menos difícil es elaborar el programa que compile toda la información teórica procesada, y que ejecute los procesos de manera correcta.
3. Los resultados obtenidos, es decir, el programa asistente del Diseño de Transmisiones Mecánicas Asistido por Computadora, se encuentran en la siguiente página Web: <http://xtecuan.8m.com> , de donde pueden ser ejecutados en el navegador del Internet Explorer; o se pueden ejecutar desde cualquier computadora que tenga el Internet Explorer y el disco con la información del programa asistente.
4. Con este programa asistente, se da inicio al proceso de fomentar el uso y aplicación de tecnología informática en el área de ingeniería mecánica, que incluye una serie más de campos que las transmisiones mecánicas, para que así la Universidad Don Bosco se encuentre siempre a la vanguardia de la formación académica en ingeniería.

CAPITULO 7.
RECOMENDACIONES.

Por la experiencia obtenida durante la elaboración del presente trabajo de graduación, y basándonos en las facilidades e inconvenientes encontrados, nos permitimos presentar las siguientes recomendaciones:

1. Sería de mucho beneficio para la Universidad Don Bosco, alumnos y usuarios en general de este tipo de programas asistentes, que sea complementado con otras aplicaciones tales como: métodos de sujeción y montajes en general, para tener un criterio más completo sobre el análisis de esfuerzos aplicados en engranes. Otra aplicación necesaria sería sobre métodos y tipos de lubricación necesaria para el mejor rendimiento.
2. En referencia a las Normalizaciones que son necesarias para realizar este tipo de proyectos, se requiere mayor apoyo de la Universidad, que como institución educativa puede tener más fácil acceso que un estudiante, esto debido al alto costo económico que implica.
3. Pensando en el beneficio de la escuela de ingeniería mecánica, se deberían presentar otros temas similares más adelante, para completar de esta manera una galería de programas asistentes para Diseño en Ingeniería Mecánica.

BIBLIOGRAFÍA

1. SHIGLEY, Joseph Edward y Charles R. MISCHKE; **“Diseño en Ingeniería Mecánica”**; 5ta edición, Editorial McGraw-Hill, México D.F. 1996
2. NORTON, Robert L.; **“Diseño de Maquinaria”**; 1era edición, Editorial McGraw-Hill, México D.F. 1998
3. HALL, A. S., A. R. HOLOWENCO y H. G. LAUGHLIN; **“Diseño de Máquinas”**, serie Schawn McGraw-Hill, México D.F. 1971
4. JUVINALL, Robert C.; **“Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica”**; 1era edición, Editorial Limusa S.A. de C.V., México 1991
5. MOTT, Robert L.; **“Diseño de Elementos de Máquinas”** 2da edición, Editorial Prentice Hall Hispanoamericana S.A. México 1995
6. Tutoriales de Programación que se encuentran en:
<http://xtecuan.8m.com/exes/downloads.html>

ANEXOS.

Tabla 3.1

Resistencia a la flexión AGMA S_f

MATERIAL	CLASE AGMA	DESIGNACIÓN COMERCIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA MÍNIMA EN LA SUPERFICIE	NÚCLEO	S_f		
						psi	MPa	
Acero	De A-1 a A-5	—	Templado completo y revenido	180 BHN	—	25–33 000	(170–230)	
				240 BHN	—	31–41 000	(210–280)	
				300 BHN	—	36–47 000	(250–320)	
				360 BHN	—	40–52 000	(280–360)	
				400 BHN	—	42–56 000	(290–390)	
			Endurecido por flameo o inducción con patrón de tipo A	—	45–55 000	(310–380)		
			Endurecido por flameo o inducción con patrón de tipo B	—	22 000	(150)		
			Carburizado y endurecido en la superficie	55 HRC	—	55–65 000	(380–450)	
				60 HRC	—	55–70 000	(380–480)	
			AISI 4140	Nitrurizado*	48 HRC	300 BHN	34–45 000	(230–310)
			AISI 4340	Nitrurizado*	46 HRC	300 BHN	36–47 000	(250–325)
			Nitrillos 135M	Nitrurizado*	60 HRC	300 BHN	38–48 000	(260–330)
			2½ % de cromo	Nitrurizado*	54–60 HRC	350 BHN	55–65 000	(380–450)
			Hierro fundido	20		Según es fundido	—	—
30		Según es fundido		175 BHN	—	8500	(69)	
40		Según es fundido		200 BHN	—	13 000	(90)	
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	{ Recocido, templado y revenido }	140 BHN	—	90-100% de S_f para acero de la misma dureza		
	A-7-c	80-55-06		180 BHN	—			
	A-7-d	100-70-03		230 BHN	—			
	A-7-e	120-90-02		270 BHN	—			
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007	—	165 BHN	—	10 000	(70)	
	A-8-e	50005	—	180 BHN	—	13 000	(90)	
	A-8-f	53007	—	195 BHN	—	16 000	(110)	
	A-8-i	80002	—	240 BHN	—	21 000	(145)	
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundido en molde de arena Fundido en molde de arena	Resistencia (última) mínima a la tensión 40 000 lb/in ² (275 MPa)	—	5 700	(40)	

Resistencia a la flexión AGMA S_f Tabla 3.1 (cont.)
(Continuación)

MATERIAL	CLASE AGMA	DESIGNACIÓN COMERCIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA MÍNIMA EN LA SUPERFICIE	S_f		
					NÚCLEO	psi	MPa
Bronce	Al/Br 3	ASTM B-148-52 aleación 9C	Tratado térmicamente	Resistencia (última) mínima a la tensión 90 000 lb/in ² (620 MPa)		23 600	(160)

*La capacidad de sobrecarga de engranes nitruados es baja, ya que la forma de la curva S-N efectiva es llana. La sensibilidad al choque debe investigarse antes de proceder al diseño.

Fuente: AGMA 218.01

Resistencia a la fatiga en la superficie AGMA S_c Tabla 3.2

MATERIAL	CLASE AGMA	DESIGNACIÓN COMERCIAL	TRATAMIENTO TÉRMICO	DUREZA MÍNIMA EN LA SUPERFICIE	S_c				
					psi	MPa			
Acero	DE A-1 a A-5		Templado completo y revenido	180 BHN y menor	85-95 000	(590-660)			
				240 BHN	105-115 000	(720-790)			
				300 BHN	120-135 000	(830-930)			
				360 BHN	145-160 000	(1000-1100)			
				400 BHN	155-170 000	(1100-1200)			
				Endurecido por flameo o por inducción	50 HRC	170-190 000	(1200-1300)		
					54 HRC	175-195 000	(1200-1300)		
				Carburizado y endurecido en superficie	55 HRC	180-200 000	(1250-1400)		
					60 HRC	200-225 000	(1400-1550)		
					AISI 4140 Nitruado	48 HRC	155-180 000	(1100-1250)	
AISI 4340 Nitruado					46 HRC	150-175 000	(1050-1200)		
Nitrallos 135M 2½% de cromo Nitruado					60 HRC	170-195 000	(1170-1350)		
			Nitruado	54 HRC	155-172 000	(1100-1200)			
				60 HRC	192-216 000	(1300-1500)			
				Hierro fundido	20	Según es fundido	—	50-60 000	(340-410)
				30	Según es fundido	175 BHN	65-75 000	(450-520)	
				40	Según es fundido	200 BHN	75-85 000	(520-590)	
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-14-18	{ Recocido, templado y revenido }	140 BHN	90-100% del valor S_c del acero con la misma dureza				
	A-7-c	80-55-06		180 BHN					
	A-7-d	100-70-03		230 BHN					
	A-7-e	120-90-02		270 BHN					
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007	—	165 BHN	72 000	(500)			
	A-8-e	50005	—	180 BHN	78 000	(540)			
		53007	—	195 BHN	83 000	(570)			
	A-8-i	80002	—	240 BHN	94 000	(650)			
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundido en molde de arena	Resistencia (última) mínima a la tensión 40 000 lb/in ² (275 MPa)	30 000	(205)			
	Al/Br 3	ASTM B-148-52 aleación 9C	Tratado térmicamente	Resistencia mínima a la tensión 90 000 lb/in ² (620 MPa)	65 000	(450)			

Fuente: AGMA 218-01.

Tabla 3.5

Factores de distribución de carga C_m y K_m para engranes rectos y helicoidales. (Los valores de engranes helicoidales se indican entre paréntesis rectos).

CONDICIÓN DE SOPORTE	ANCHO DE CARA F , en (mm)			
	$\leq 2(50)$	6(150)	9(225)	$\geq 16(400)$
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranes de precisión	1.3 [1.2]	1.4 [1.3]	1.5 [1.4]	1.8 [1.7]
Montajes menos rígidos, engranes menos precisos, contacto a todo lo ancho de la cara	1.6 [1.5]	1.7 [1.6]	1.8 [1.7]	2.0 [2.0]
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara			>2.0	[>2.0]

Fuente: AGMA 225.01, diciembre de 1967.

Tabla 3.6

Factores de confiabilidad AGMA C_R y K_R

CONFIABILIDAD	C_R, K_R
0.90	0.85
0.99	1.00
0.999	1.25
0.9999	1.50

Coeficiente elástico C_p

Tabla 3.3

MATERIAL DEL PIÑÓN	MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL PIÑÓN E_p , lb/in ² (MPa)*	MATERIAL Y MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL ENGRANE E_g , lb/in ² (MPa)*					
		ACERO 30×10^6 (2×10^5)	HIERRO MALEABLE 25×10^6 (1.7×10^5)	HIERRO NODULAR 24×10^6 (1.7×10^5)	HIERRO FUNDIDO 22×10^6 (1.5×10^5)	BRONCE DE ALUMINIO 17.5×10^6 (1.2×10^5)	BRONCE DE ESTAÑO 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Relación de Poisson = 0,30.

*Cuando se obtienen valores más exactos del módulo de elasticidad a partir de pruebas de contacto por rodadura, éstos se pueden utilizar.

Fuente: AGMA 218.01.

Tabla 3.8
Resistencias AGMA a la flexión y a la fatiga en superficie S_t y S_c para engranes cónicos

MATERIAL	CONDICIÓN	DUREZA MÍNIMA	RESISTENCIA A LA FLEXIÓN S_t , kpsi (MPa)	RESISTENCIA EN LA SUPERFICIE S_c , kpsi (MPa)
Acero	Normalizado	40 Bhn	11.0 (76)	
	Q&T	180 Bhn	14.0 (96)	85 (586)
	Q&T	300 Bhn	19.0 (131)	120 (827)
	Q&T	450 Bhn	25.0 (172)	145 (1000)
	Carburiza en superficie	55 R_c	27.5 (189)	180 (1240)
	Carburiza en superficie	60 R_c	30.0 (207)	200 (1380)
Hierro fundido	AGMA #20		2.7 (19)	50 (345)
	AGMA #30	175 Bhn	4.6 (32)	65 (448)
	AGMA #40	200 Bhn	7.0 (48)	75 (517)
Hierro nodular:				
	60-40-18	Recocido	8.0 (55)	75 (517)
	100-70-03	Normalizado	14.0 (96)	88 (606)
	120-90-02	Q&T	18.5 (127)	94 (648)
Bronce	10-12% estaño	$S_{ut} = 40$ kpsi	3.0 (21)	30 (207)
Bronce de aluminio	9C-H.T.	$S_{ut} = 90$ kpsi	12.0 (83)	65 (448)

*Mínimo de un intervalo de valores.

Fuente: AGMA 215.01, 225.01.

Tabla 3.9

Valores del coeficiente elástico C_p en unidades $\sqrt{\text{psi}}$ ($\sqrt{\text{MPa}}$) para engranes cónicos y otros con contacto localizado*

MATERIAL DEL PIÑÓN	MÓDULO DE ELASTICIDAD	MATERIAL DEL ENGRANE O RUEDA			
		ACERO	HIERRO FUNDIDO	BRONCE DE ALUMINIO	BRONCE DE ESTAÑO
Acero	30 Mpsi (207 GPa)	2800 (232)	2450 (203)	2400 (199)	2350 (195)
Hierro fundido	19 Mpsi (131 GPa)	2450 (203)	2250 (187)	2200 (183)	2150 (178)
Bronce de aluminio	17.5 Mpsi (121 GPa)	2400 (199)	2200 (183)	2150 (178)	2100 (174)
Bronce de estaño	16 Mpsi (110 GPa)	2350 (195)	2150 (178)	2100 (174)	2050 (170)

* $\nu = 0.30$.

Fuente: AGMA 212.02.

Tabla 3.11 Factores K_w de desgaste del engranaje de tornillo sinfín

Material		$K_w(\text{lb/pulg}^2)$		
Tornillo sinfín	Engrane	$\lambda < 10$ grados	$\lambda < 25$ grados	$\lambda < 25$ grados
Acero, 250 Bhn	Bronce ^a	60	75	90
Acero endurecido (superficie 500 Bhn)	Bronce ^a	80	100	120
Acero endurecido	Bronce colado- enfriado	120	150	180
Hierro fundido	Bronce ^a	150	185	225

^aColado en arena

