

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**



FACULTAD DE INGENIERIA

**DISEÑO DE UNA TRANSMISION PARA UNA
LAVADORA AUTOMATICA DE ROPA.**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

P R E S E N T A :

RALT LEO RUIZ SAYAGO

DIRECTOR: M.I. MIGUEL ANGEL CRUZ MORALES

MEXICO, D.F.

2002

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA**

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo recepcional.

NOMBRE: Ralt Lco

Ru: 2 Sayago

FECHA: 19/18/02

FIRMA: [Signature]

DEDICATORIA

Este trabajo es dedicado en primer lugar a la vida que me dio la fortuna de vivir en el hermoso país en el que nací, tener los maravillosos padres que tengo, así como la fortuna de tener a mis hermanas, pareja, amistades y todo aquello que me rodea.

Se lo dedico a mis padres que en el transcurso de este trabajo no perdieron la fe en mí y que me han apoyado y arengado en todos los sentidos por el desinteresado amor que los une a mí. A ti Ana María porque a pesar los roces que hemos tenido, seguimos unidos, y que has demostrado un verdadero amor de madre a prueba de fuego, viento y todo aquello que lo pueda desgastar. ¡Te Amo, Madre mía!. A ti Raúl que me ayudaste con tus preguntas y atenciones de los progresos en el trabajo, de ser siempre paciente por no ayudarte mientras estaba ocupado. ¡Te Admiro, Padre mío!. A ti Berta, que has luchado durante toda tu vida y que has salido adelante y que aún ahora con tus achaques, me has ayudado infinitamente. ¡Me Cuadro Ante Ti, Abuela mía!.

Te lo dedico a ti, Tania que has hecho presión y ayudado financieramente para que este trabajo se concluyera: ¡Gracias por ser mi hermana!

Te lo dedico a ti, Lirio siempre que hablábamos me hacías recomendaciones y siempre estuviste al tanto de mis progresos. Hermana. ¡Que gracia ser tu hermano!

¡Tú! Que sin ser mi familia aún, has soportado desilusiones sin necesitarlo, que has estado en todo momento importante para mí, que has sido mi compañera en todo este tiempo sin dar un paso atrás, ni titubeos. Contigo continuo con la fortuna de familia que he tenido. Gracias por el apoyo animico y económico que me has prestado, por lo paciente que has sido esperando resultados de tropiezo tras tropiezo. ¡Sandra Rojas, Eres quien yo deseaba tener a mi lado el resto de mis días!

A ustedes mis amigos, René Manuel, Saúl Manuel, Oscar Manuel, Alvarado, Pablovman y todos los demás cuates que ayudaron a hacer de mí la persona que ahora soy.

A usted Ing. Miguel A. Cruz que nunca perdió la fe y cuando yo flaqueaba, usted me levantaba con un mundo de opciones, me arengaba como Nezahualcōyotl arengó a sus guerreros a combatir aún en contra de sus mentes. Gracias a usted va a nacer un ingeniero en las filas de la honestidad y el trabajo bien realizado.

Un agradecimiento muy especial al personal de Celanese Mexicana por ayudarme a crecer como profesionista. A Jorge Vega que me permitió colaborar en el desarrollo de este proyecto.

A la Universidad Nacional Autónoma de México por no sólo dar la oportunidad de realizar una carrera profesional, sino por formar excelentes profesionistas, gracias a todos los maestros, que hicieron conciencia de elevar el nivel de preparación en cada uno de sus alumnos.

INDICE

INTRODUCCIÓN	- - - - -	- iii
OBJETIVO	- - - - -	- iii
1. MARCO TEORICO.	- - - - -	- 1
Introducción.	- - - - -	- 1
1.1 Electrodomésticos.	- - - - -	- 1
1.2 Lavadoras.	- - - - -	- 1
1.3 Partes de una lavadora automática.	- - - - -	- 2
1.4 Funcionamiento de la transmisión.	- - - - -	- 3
1.5 Ciclo de vida de electrodomésticos y de sus componentes plásticos.	- - - - -	- 4
1.5.1 Ciclo de vida de electrodomésticos.	- - - - -	- 5
1.5.2 Ciclo de vida de una transmisión planetaria de engranes de plástico para lavadora.	- - - - -	- 5
1.6 Aplicaciones de trenes de engranes planetarios en lavadoras automáticas en México.	- - - - -	- 6
1.7 Caso de estudio.	- - - - -	- 8
2 METODOLOGIA DE DISEÑO	- - - - -	- 10
Introducción.	- - - - -	- 10
2.1 Tipos de engranes.	- - - - -	- 10
2.2 Trenes de engranes.	- - - - -	- 14
2.3 Trenes de engranes epicíclicos.	- - - - -	- 15
2.4 Proceso de diseño para engranes de plástico.	- - - - -	- 17
3 DISEÑO ESTANDAR Y SELECCIÓN PRELIMINAR DE MATERIALES	- - - - -	- 21
Introducción.	- - - - -	- 21
3.1 Nomenclatura de engranes rectos.	- - - - -	- 21
3.2 Relación de velocidades y selección de la geometría.	- - - - -	- 23

3.3	Proporciones básicas de los engranes.	-	-	-	-	-	-	28
3.4	Selección preliminar de materiales.	-	-	-	-	-	-	30
4	ANÁLISIS DINAMICO DE LA TRANSMISIÓN	-	-	-	-	-	-	33
	Introducción.	-	-	-	-	-	-	33
4.1	Cálculo de velocidades en el sistema.	-	-	-	-	-	-	33
4.2	Diagramas de cuerpo libre.	-	-	-	-	-	-	35
4.3	Cálculo de cargas y pares.	-	-	-	-	-	-	38
5	ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA RUEDAS DE DENTADO RECTO Y MODIFICACIONES FINALES.	-	-	-	-	-	-	42
	Introducción.	-	-	-	-	-	-	42
5.1	Determinación de esfuerzos admisibles.	-	-	-	-	-	-	42
5.1.1	Determinación de la carga admisible mediante el coeficiente de carga c.	-	-	-	-	-	-	42
5.1.2	Temperatura en los flancos de los dientes.	-	-	-	-	-	-	44
5.1.3	Carga admisible en la raíz de los dientes.	-	-	-	-	-	-	45
5.1.4	Carga admisible en los flancos de los dientes.	-	-	-	-	-	-	51
5.1.5	Deformación de los dientes.	-	-	-	-	-	-	54
5.2	Modificaciones del perfil del diente.	-	-	-	-	-	-	63
5.3	Planos y configuración final de la transmisión.	-	-	-	-	-	-	70
	CONCLUSIONES	-	-	-	-	-	-	75
	APÉNDICE.	-	-	-	-	-	-	76
	BIBLIOGRAFÍA	-	-	-	-	-	-	84

INTRODUCCION

Con los avances de la tecnología, se han logrado fabricar aparatos con una mejor calidad y menor costo, asimismo, un gran número de componentes metálicos se han substituido por componentes plásticos, debido a su fácil producción y cada vez mejores propiedades mecánicas; y respecto a engranes no es la excepción.

Mucho más exigentes en cuanto a potencia a transmitir, son los trenes de engranes instalados en pequeños aparatos eléctricos, tales como máquinas de cocina, mezcladoras, enceradoras, etc. Además de lo económico de su transformación, las buenas características deslizantes de los termoplásticos técnicos son otro factor principal para su utilización, proporcionando un funcionamiento silencioso.

Los trenes de engranes se encargan de transmitir movimientos giratorios y fuerzas entre ejes no alineados, lo que también suele conllevar una variación del número de revoluciones o del momento del giro.

Los requerimientos impuestos varían considerablemente en función del tipo del tren de engranes y sus condiciones de funcionamiento. De los mecanismos de relojería se exige que transmitan fielmente los momentos con escasas pérdidas por rozamiento. En los engranes de contadores y registradores tiene gran importancia evitar que se produzcan fallas de funcionamiento a causa de la suciedad. Los engranes de gran rendimiento, entre los que figuran los mecanismos de aparatos de cocina, máquinas de coser, limpiaparabrisas, correctores de la distancia de los asientos en vehículos, etc., deben ser capaces de funcionar dentro de una amplia gama de temperaturas y alcanzar la vida útil exigida desgastándose apenas los flancos de sus dientes. Otro importante requisito, que durante los últimos años ha pasado cada vez a primer plano favoreciendo la utilización de los plásticos, es un funcionamiento lo más silencioso posible.

Para los engranes pertenecientes a electrodomésticos, se utilizan dientes formados de evolvente, ya que son engranes de alto rendimiento.

OBJETIVO

Diseñar una transmisión para una lavadora de ropa que consista de un tren de engranes planetario; en su totalidad, estos engranes deben ser de plástico.

MARCO TEÓRICO

Introducción

Se presenta una visión global de la estructura y funcionamiento de una lavadora automática de ropa, mostrando los subsistemas en que está compuesta, destacando la importancia de la transmisión, su forma de operar y la interacción con otros subsistemas. Asimismo, se presenta el ciclo de vida de este subsistema y el caso en estudio.

1.1 Electrodomésticos

Un electrodoméstico es un aparato eléctrico o electrónico que utiliza sistemas mecánicos, térmicos, hidráulicos o una combinación de éstos, con el fin de facilitar las actividades rutinarias del hogar tales como son la limpieza de la casa y del vestido; la preparación y conservación de los alimentos, además de proporcionar un ambiente agradable por medio del acondicionamiento del aire en el hogar [1].

Uno de los criterios para la clasificación de los electrodomésticos es en función de su tamaño, este a su vez, se divide en dos grupos: el primero, conocido como enseres menores y el segundo como enseres mayores. Dentro de los enseres mayores se encuentra la lavadora de ropa.

1.2 Lavadoras.

Una lavadora es un electrodoméstico que realiza el proceso del lavado de la ropa con las funciones de tallar, enjuagar y exprimir. Los modelos actuales ofrecen una gran variedad de opciones en función del tipo, estado y cantidad de la ropa. La Norma Oficial Mexicana, con nombre "Eficiencia energética de lavadoras de ropa electrodomésticas, límites, métodos de prueba y etiquetado" define una lavadora electrodoméstica como:

"Es la máquina para lavar por medio de trabajo mecánico, que utiliza energía eléctrica para su operación y permite el lavado de prendas y ropa en el hogar, de acuerdo con lo especificado por el fabricante, pueden estar constituidas de una o dos tinas y con o sin rodillos."

Existen distintas formas de clasificar a las lavadoras, sin embargo se puede decir que existen dos tipos de lavadoras: las automáticas y las manuales. Las diferencias entre estos tipos de lavadoras son el precio, distinto número de velocidades, el sistema de lavado, que puede ser por agitador, impulsor / propulsor, pueden tener un reloj que determina el tiempo de lavado, o bien, como en el caso de las automáticas, un programador con un mínimo de 4 programas; pueden, además de lavar, centrifugar.

Una lavadora automática con agitador contiene una tina y una canastilla perforada que es la encargada de sostener la ropa. Cuando la ropa, el agua y el detergente se encuentran en la tina, el usuario elige la combinación que mejor se acople a sus necesidades de lavado, siendo las variables: nivel de agua, temperatura de lavado, temperatura de enjuague, así como la duración y velocidad de los ciclos de lavado y centrifugado. Los tiempos son controlados por medio de un reloj interno que ayuda a la ejecución de los ciclos.

1.3 Partes de una lavadora automática.

Una lavadora está constituida de 5 subsistemas, descritos a continuación, algunos de sus componentes son mostrados en la figura 1-1.

- a) El gabinete, dentro de este subsistema se encuentran todas las partes estructurales que alojan los mecanismos. Comprende el cuerpo externo (10) con la tapa (13) y en la parte superior, el panel que soporta los controles (28).
- b) El subsistema hidráulico, comprendido por una tina sin perforaciones (14), la cual, recibe la mezcla agua-jabón. De manera concéntrica a la tina, hay una canasta (16) para recibir una carga de las prendas a lavar. En el centro de la canasta, siguiendo un eje vertical, se encuentra el agitador (18). Todas las partes anteriores, en conjunto con la bomba de succión, el relevador de admisión de agua y mangueras, que no se muestran en la figura 1-1, forman el subsistema hidráulico.
- c) El subsistema motriz (20) está conformado por el motor en conjunto con el embrague y el tren de engranes. Un motor está provisto de un tren de engranes planetario que transmite la potencia al agitador para que éste obtenga un movimiento oscilatorio en el ciclo de agitación; mientras que, para el ciclo de centrifugado, hay un embrague que transmite la potencia a la canasta para obtener una acción simultánea en conjunto con el agitador.
- d) El motor está montado sobre el subsistema de suspensión (22), el cuál está conformado por el ensamble de la tina, canasta y el agitador.
- e) Una variedad de tipos de controles (26), están localizados en el panel de control; estos controles forman la parte que vuelve a este tipo de lavadora "automática" ya que entre ellos se encuentran los programas de lavado, enjuagado, y extracción de líquidos.

Como se mencionó anteriormente, una de las principales secciones de que está compuesto el subsistema motriz, es el tren de engranes planetario y que, en conjunto con el embrague, forman la transmisión de la lavadora. Con fines prácticos, al referirse a la transmisión, se dará a entender que se habla exclusivamente del tren de engranes planetario.

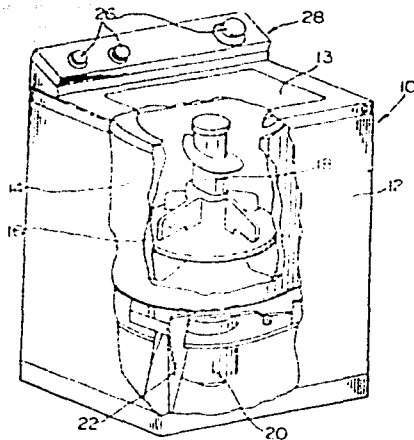


Fig. 1-1 Se ilustra una lavadora automática general con sus principales componentes (Figura tomada de la patente USA 5,172,573) [2].

1.4 Funcionamiento de la transmisión.

El funcionamiento de la transmisión [2], en conjunto con otros dispositivos es mostrado en la figura 1-2.

El motor (20) está conectado a un eje principal (30) hacia un arreglo planetario, el cual es un tren de engranes planetario (32), y después, hacia un eje vertical (34) conectado hacia el agitador (18). En este arreglo particular, la potencia del motor puede ser dirigida hacia dos mecanismos, el motor transmite la potencia de una polea (36) por medio de una banda (38), hacia la polea principal (40), esta polea se encuentra en la parte baja del eje principal (30), el motor es operado de manera inversa para dar el movimiento al agitador. La canasta (16) está conectada a la tina giratoria (42), la cuál se encuentra conectada a una superficie central (44) de un engrane carcasa (46). El engrane carcasa posee un engrane corona (48) el cual se encuentra trabajando sobre varios engranes planetas (50). el eje vertical (34) está ensamblado a los engranes planetas usando una conexión del tipo brazo para un sistema planetario, y un engrane sol, está ensamblado en la parte superior del eje principal (30).

Cuando la lavadora está operando en el ciclo de agitación, el motor opera en sentido inverso, causando que el eje (30) oscile, de este modo el engrane sol (54) trabaja en dirección opuesta alternativamente. El agitador (18), por tanto, está oscilando continuamente por la conexión con los engranes planetas. La

canasta se encuentra estática durante esta operación; para que la canasta permanezca estática, se dispuso un mecanismo de freno de banda (56). este mecanismo posee una banda de freno (58) cuya superficie interna es de alta fricción (59) la cual se ajusta a la porción más mínima de la circunferencia de la tina (44) conectada a la canasta (16).

Generalmente, en el ciclo de agitado, el agitador (18) oscila en un ángulo aproximado entre los 270° y los 300° durante cada vaivén.

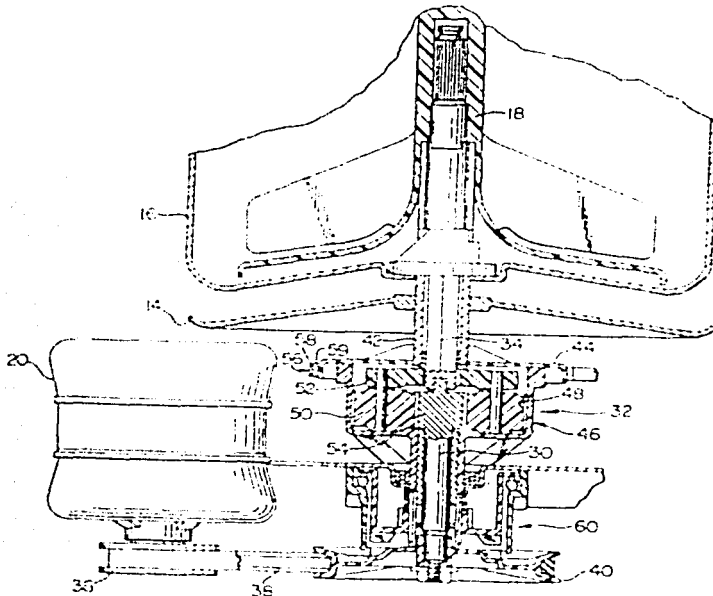


Fig. 1-2 Se muestran las partes que conforman el subsistema motriz. Imagen obtenida de la patente USA 5,172,573 [2].

1.5 Ciclo de vida de electrodomésticos y de sus componentes plásticos.

Conforme pasa el tiempo, se ha observado en el mercado de los electrodomésticos una inclinación hacia la substitución de los metales por plásticos, por lo que su precio ha ido reduciéndose además de su peso y costo de las partes. En el mercado mundial, un electrodoméstico tiene un ciclo de vida diferente a cualquier otro bien de consumo, por lo que a continuación se presenta su comportamiento.

1.5.1 Ciclo de vida de electrodomésticos

En la figura 1-3, se muestra el ciclo de vida de los enseres mayores, propuesto por García-Hernández [3]. El mercado de consumo en México tiene una frecuencia de compra o cambio de lavadoras automáticas de ropa en un tiempo de 11 años, esto depende de los hábitos de consumo y la situación económica del consumidor.

El tiempo del desarrollo del producto, que es el período comprendido entre la asignación de recursos al proyecto y la producción masiva del mismo, varía de 2 a 3 años dependiendo del tipo de diseño o rediseño en el producto. Para el caso de lavadoras automáticas, el tiempo de almacenamiento es de 2 meses. El tiempo de comercialización depende de la cadena de distribución, de la región, del país al que se venda y de la temporalidad debido a que hay un mayor consumo en distintas épocas del año.

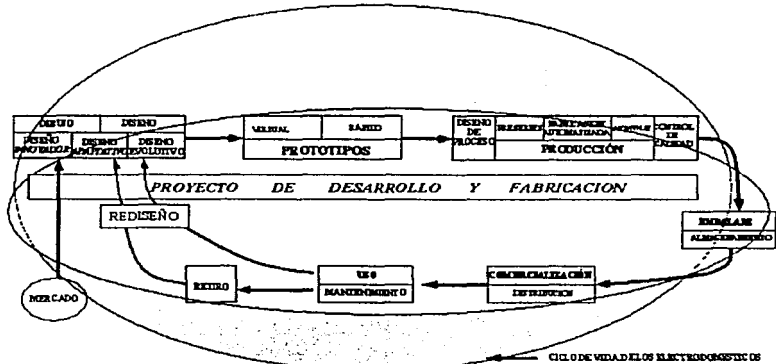


Fig. 1-3 Ciclo de vida de los enseres mayores.

1.5.2 Ciclo de vida de una transmisión planetaria de engranes de plástico para lavadora

En el diseño o rediseño de cualquier componente de un electrodoméstico, los plásticos de ingeniería y de especialidades han ganado un gran terreno debido a su bajo peso, bajo costo y buenas propiedades mecánicas, térmicas y eléctricas dentro de los rangos de aplicación de los diferentes aparatos electrodomésticos.

Los plásticos de ingeniería y de especialidades son aquellos plásticos que presentan un alto desempeño funcional con un excelente conjunto de

propiedades como baja fricción, resistencia mecánica, térmica y eléctrica. Los plásticos de ingeniería y especialidades incluyen materiales tales como: poliamidas, poliacetales, policarbonato, poliéster termoplástico, polisulfuro de fenileno y materiales con fibras largas entre otros. Asimismo, el moldeo por inyección es una de las técnicas de procesamiento que más se emplea para fabricar engranes de alta precisión y a un bajo costo. Para obtener las ventajas anteriores, se requiere el uso de mejores técnicas y métodos de diseño, así como de un buen control del proceso de fabricación para poder obtener los beneficios esperados.

El ciclo de vida de cualquier parte de plástico inyectado es un subsistema del ciclo de vida de un electrodoméstico y en el cual diferentes elementos interactúan de una manera dinámica. Este ciclo de vida se muestra en la figura 1-4, así como las técnicas de diseño que se pueden aplicar en cada etapa, mostrando también el tiempo en que cada etapa puede darse por concluida.

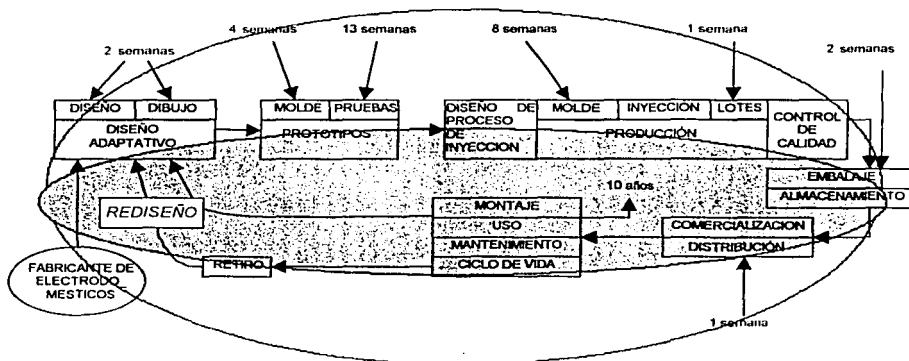


Fig. 1-4 Ciclo de vida de un tren de engranes de plástico para lavadoras.

Dentro de este ciclo de vida, el trabajo presente es enfocado únicamente en la etapa de diseño de acuerdo al modelo presentado por García-Hernández [3], la jerarquía a la que pertenece esta etapa, es del diseño adaptativo por que existe un diseño previo semejante al que aquí se realiza.

1.6 Aplicaciones de trenes de engranes planetarios en lavadoras automáticas en México.

Uno de los fabricantes de lavadoras automáticas de ropa mas importantes del mundo, para mejorar el desempeño de su "Lavadora Mundial" vendida en el mercado internacional, redujo el número de partes en movimiento con el ensamble del embrague lineal. A diferencia de la transmisión convencional reemplazada, el doble propósito de la transmisión es ocupar un sólo mecanismo para los ciclos de agitación y centrifugado. Esta transmisión reduce las partes

móviles en un 20%; soporta un torque de 30Nm, manteniendo su estabilidad dimensional en un amplio rango de humedad y temperatura; su razón de velocidades entrada-salida es de 5.28. Los engranes moldeados en acetal, como es el caso, proveen también una excelente resistencia al desgaste, inclusive, en contacto con partes metálicas, en el caso del engrane planeta.. Este sistema de embrague fue diseñado a partir del año 1988 y se introdujo a producción a partir de 1992. La transmisión es mostrada en la figura 1-5 y será considerada a lo largo de este trabajo como la transmisión de referencia.

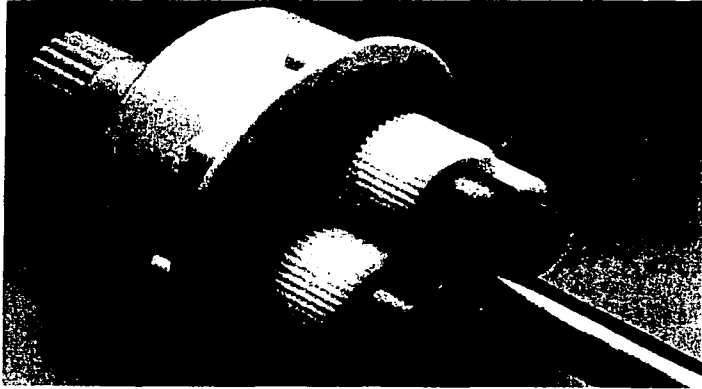


Fig. 1-5 Tren de engranes de una lavadora de producción internacional.

Otra transmisión planetaria fabricada en México, es comercializada por una pequeña compañía de lavadoras, figura 1-6. Esta transmisión posee cuatro satélites. Todos los engranes son fabricados con nylon modificado con fibra de vidrio larga incluyendo la corona. Su relación de velocidades es de 4.16.

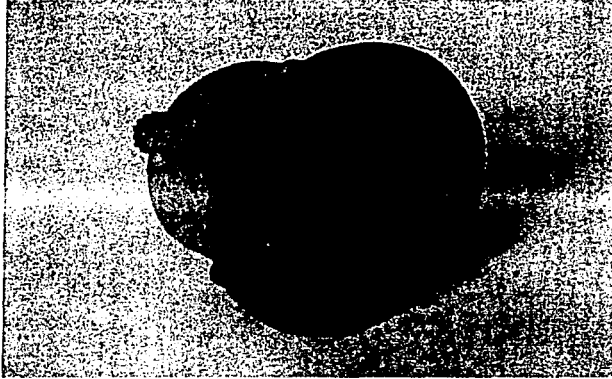


Fig. 1-6 Tren de engranes planetario de una lavadora automática de fabricación mexicana

La figura 1-7 muestra la diferencia en dimensiones de las transmisiones de lavadoras de ropa que anteriormente se citaron; a la derecha se encuentra la transmisión de referencia, y a la izquierda, la transmisión de la lavadora de fabricación mexicana.

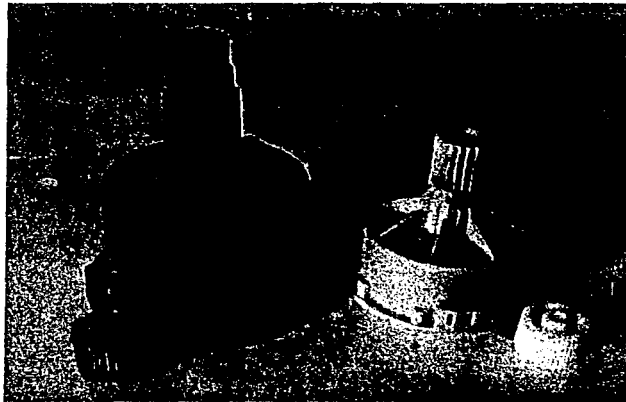


Fig. 1-7 Comparación dimensional de ambas transmisiones.

1.7 Caso de estudio

Con algunos de los ejemplos anteriores se observa que las transmisiones de las lavadoras de ropa convergen hacia sistemas de trenes de engranes planetarios cuyos componentes son principalmente de plástico, ello es debido a la combinación de una reducción en el espacio que ocupa, con la admisión de altas cargas, en comparación de trenes de engranes simples o compuestos; añadiéndole, por otro lado, el amortiguamiento de ruidos gracias al deslizamiento de los materiales plásticos.

Por ello, una compañía de electrodomésticos en México requiere una transmisión planetaria con engranes de plástico para una de sus lavadoras automáticas.

Los requerimientos establecidos son:

- a) La transmisión debe entregar a su salida un par de 24.86 N-m.
- b) El motor entrega en su salida una velocidad de 650 rpm, para ser reducidas a 160 rpm, velocidad de trabajo del agitador.
- c) El tiempo de vida de la transmisión debe ser de 1600 horas efectivas de trabajo, que corresponde a 10 años de vida del producto con el usuario.
- d) El nivel de ruido está limitado a 60 db.
- e) La relación de velocidades se especifica de 4.
- f) El eje que hace girar el engrane sol, así como el brazo del agitador, serán metálicos.
- g) El número mínimo de planetas debe ser de tres.
- h) En base a las transmisiones de la competencia se establece que el volumen y tamaño de la nueva transmisión debe de ser muy cercanos a éstos.
- i) El diseño debe seguir la norma ANSI/AGMA 1006/A97 para el perfil de los dientes.
- j) La temperatura ambiente de trabajo para la transmisión es de 60 °C.

CLASIFICACIÓN DE ENGRANES Y METODOLOGÍA DE DISEÑO.

Introducción

En casi todas las máquinas hay transmisión de movimiento de rotación de un eje a otro. Los engranes (o ruedas dentadas) constituyen uno de los mejores medios disponibles para hacerlo.

A través del tiempo se ha observado una tendencia de los engranes a prestar un mayor servicio y una mayor duración; es por ello que se han desarrollado distintos tipos de engranes para la diversidad de necesidades que en la actualidad existen. Es necesario conocer todo aquello que envuelve el diseño y funcionamiento de un engrane, todo lo que permite una rotación entre un par de engranes, evitando el deslizamiento entre las superficies lo más posible. Independientemente de cualquier aplicación a todo tipo de máquina, su aplicación más común, es para reducir la velocidad y aumentar el torque o momento giratorio, con el propósito de impulsar cargas pesadas teniendo una resistencia y vida más amplia.

2.1 Tipos de engranes

Los engranes son clasificados de acuerdo al tipo de contacto que poseen y su forma base, es decir, si sus dientes son paralelos al eje de simetría o tienen un ángulo distinto y si se trata de cilindros en contacto o conos en contacto.

Los engranes rectos son el tipo más simple y común, cuyos dientes son paralelos al eje de simetría del mismo, como se muestra en la figura 2-1. este tipo de engranes, solamente pueden conectarse si sus ejes de rotación son paralelos, llegando a tener una eficiencia del 98% al 99%. Además, tienen la ventaja de ser intercambiables individualmente, sin tener que reemplazar ambos como sucede con los engranes helicoidales. Por la geometría de sus dientes, los engranes rectos solamente transmiten carga radial en el eje en que se encuentran.



Fig 2-1 Transmisión de lavadora con engranes rectos.

En los engranes helicoidales, la configuración de sus dientes, es la de una hélice con un ángulo de orientación respecto al del engrane, figura 2-2. Este tipo de engranes pueden conectarse de tal forma que los ejes estén paralelos entre sí, aunque también pueden conectarse cuando sus ejes forman un cierto ángulo. A diferencia de los engranes rectos, los engranes helicoidales transmiten parte de la carga total axialmente sobre el eje en que se encuentran; esta carga varía dependiendo del ángulo de la hélice. En ocasiones, la carga transmitida es tan alta que los rodamientos especificados serían muy costosos, por lo que existen engranes helicoidales de doble hélice, neutralizando así la carga axial.



Fig.2-2 Engrane helicoidal de una hélice para lavadora semiautomática.

La manufactura de este tipo de engranes es más costosa en comparación con los engranes rectos, sin embargo ofrecen la ventaja de una operación más silenciosa, debido al contacto más suave y gradual entre las superficies angulares de los dientes cuando éstos entran en contacto. De igual modo para los mismos diámetros de engrane y paso diametral, un engrane helicoidal es

más resistente, debido a la forma ligeramente más gruesa del diente en un plano perpendicular al eje de rotación.

Si el ángulo de hélice aumenta lo suficiente, el engrane helicoidal se convierte en un gusano o sinfín, el cual sólo tiene un diente o filete continuo alrededor de la superficie cilíndrica como se ve en la figura 2-3. Éste se conecta a un elemento especial llamado corona, cuyo eje de rotación es perpendicular al del sinfín.



Fig. 2-3 Conjunto de engranes sinfín-corona para una lavadora
De dos tinas semiautomática.

Los elementos de un mecanismo sinfín corona no se manufacturan independientemente, sino como conjuntos específicos. Tienen la ventaja de poseer relaciones de transmisión muy altas, un pequeño volumen de conjunto, y pueden soportar cargas muy altas. La desventaja de este tipo de configuración es que tiene muy altos deslizamientos y cargas de empuje, lo cual hace que su eficiencia baje a un nivel del 80%; además es imposible la retroimpulsión.

Cuando se requiere una transmisión entre engranes oblicuos o cualquier ángulo, incluso de 90° , los engranes cónicos pueden ser la solución. Así como los engranes cilíndricos comunes se basan en cilindros rodantes en contacto, los engranes cónicos lo hacen en conos rodantes en contacto. El ángulo entre los ejes de rotación de los conos, y los ángulos en el vértice de éstos pueden tener cualquier valor compatible, en tanto coincidan los vértices de las superficies cónicas. Un engrane cónico provisto de dientes con borde rectilíneo que apunten hacia la misma posición en su eje, es un engrane cónico recto; un ejemplo es mostrado en la figura 2-4.

Pero si los dientes de un engrane cónico no son rectos sino curvos, y siguen una configuración de espiral en la superficie cónica, se le llama engrane cónico en espiral, como muestra la figura 2-5.

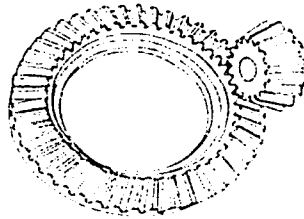


Fig.2-4 Engranés cónicos rectos.

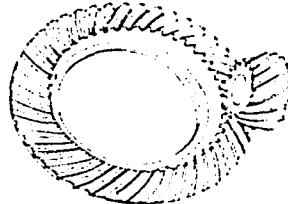


Fig.2-5 Engrane cónico en espiral.

Durante determinado tiempo los engranes cónicos espirales se usaron exclusivamente en las transmisiones de los ejes traseros de automóviles (corona y piñón). Posteriormente, fueron reemplazados por engranes hiperbólicos en esta aplicación. Éstos engranes son de apariencia semejante a los cónicos espirales excepto que el eje del piñón está descentrado con relación a la corona de manera que los ejes no se interceptan, como se muestra en la figura 2-6, para poder tener este descentramiento a la vez que se mantiene el contacto de la línea, la superficie de paso de un engrane hipoidal se aproxima a un hiperboloide de revolución en vez de a un cono como en los engranes cónicos. El descentramiento es una ventaja en aplicaciones automotrices debido a que permite bajar la flecha cardán, lo que a su vez permite bajar la carrocería. Adicionalmente, los piñones hipoidales son más fuertes que los piñones cónicos espirales, debido a que se pueden diseñar de manera que el ángulo espiral del piñón sea mayor que el de la corona, lo que a su vez produce un mayor diámetro del piñón, y, como resultado, más fuerte que el piñón cónico espiral correspondiente.

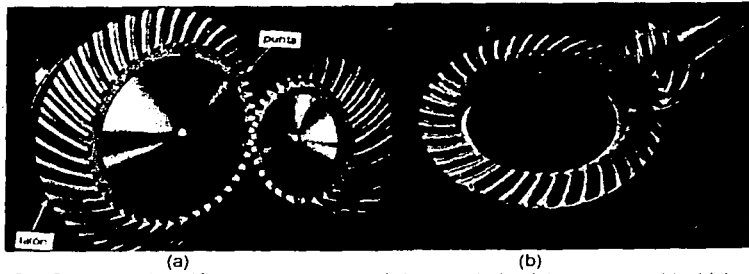


Fig. 2-6 Comparación gráfica entre engranes cónicos espirales (a) y engranes hipoidales (b)

2.2 Trenes de engranes

Con frecuencia es necesario combinar varios engranes para obtener lo que se conoce como un tren de engranes. Dada la velocidad angular de entrada a un tren de engranes, es importante poder determinar con facilidad la velocidad angular del tren de salida y su dirección de rotación. La relación de la velocidad angular de entrada a la velocidad angular de salida se conoce como la relación de velocidad angular o reducción de velocidad y se expresa como $\omega_{ent}/\omega_{sal}$

La figura 2-7 muestra un piñón que mueve una corona cilíndrica externa y un piñón que mueve una corona cilíndrica interna. En ambos casos, la reducción de velocidad es inversamente proporcional al número de dientes, en la forma indicada. Los engranes externos giran en direcciones opuestas y los engranes internos giran en la misma dirección que el piñón, como se indica mediante un signo negativo en la relación de velocidad en el primer caso y con un signo positivo en el segundo.

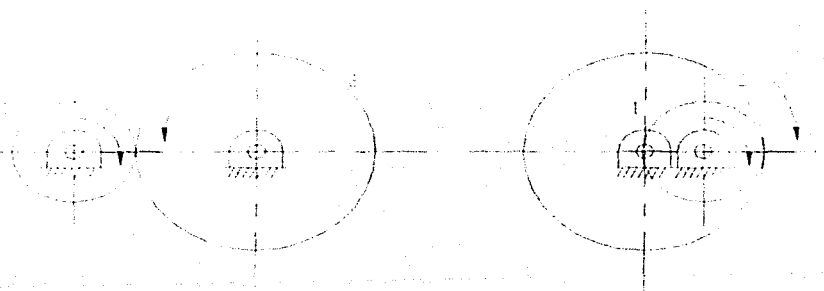


Fig. 2-7 Contacto externo y contacto interno.

Se puede demostrar que la reducción de la velocidad de un tren en que todos los engranes tienen ejes fijos de rotación es el producto de los números de dientes de todos los engranes movidos dividido entre el producto de los números de dientes de todos los engranes motores. Esta relación se presenta en forma de ecuación mediante:

$$\frac{\omega_{ent}}{\omega_{sal}} = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{movido}} = \frac{\text{Producto de los dientes de engranes movidos}}{\text{Producto de los dientes de engranes motores}}$$

En la figura 2-8 se observa un tren de engranes donde los engranes 2 y 3 están montados en la misma flecha, formándose así un engrane compuesto. La ecuación para trenes semejantes a éste es:

$$\frac{\omega_1}{\omega_4} = + \frac{N_2}{N_1} \times \frac{N_4}{N_3}$$

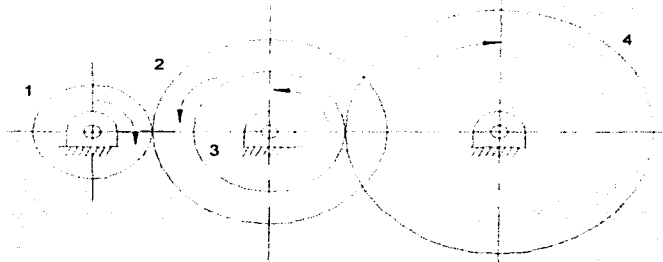


Fig. 2-8 Tren de engranes compuesto.

2.3 Trenes de engranes epicíclicos

En los trenes de engranes simples y compuestos las ruedas giran con respecto a ejes fijos. El marco soporta las ruedas y forma el eslabón fijo en el mecanismo. Por otro lado, en un tren de engranes epicíclico, los ejes de algunas de las ruedas se encuentran en movimiento, y uno de los engranes generalmente se convierte en el eslabón fijo, por tanto, un tren de engranes tradicional puede convertirse en un tren epicíclico fijando una de las ruedas, y ocasionando que gire el marco que soporta los ejes de las ruedas.

En la figura 2-9a, el brazo (2) mueve al engranaje (4) alrededor del engrane (3) que es un engrane externo fijo. Como se puede ver, el engrane (4) gira alrededor de su centro B en tanto que este centro gira alrededor del centro A. Conforme el engrane (4) rueda sobre el engrane exterior (3), un punto de su superficie genera una epicycloide. Mientras que la figura 2-9b muestra el caso en que el engrane (1) es un engrane interno. En este caso se genera una

hipocicloide con un punto en la superficie del engrane (3. Debido a las curvas generadas, con frecuencia se llama tren de engranes epicíclico o cíclico.

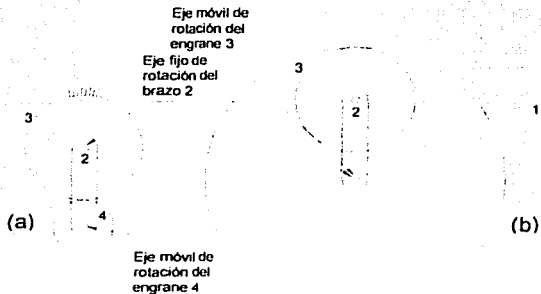


Fig. 2-9 Generación de una curva hipocicloide (a) o de una epicloide(b).

Los trenes epicíclicos siempre se componen de un *engrane solar* (4), un *brazo o portador* (2), uno o más engranes *planetarios* (3) y una *corona o anillo* (1), como se ilustra en la figura 2-10. Los engranes epicíclicos son mecanismos poco comunes porque tienen dos grados de libertad, es decir, para que tenga movimiento restringido debe contar con dos acciones de impulso o entradas.

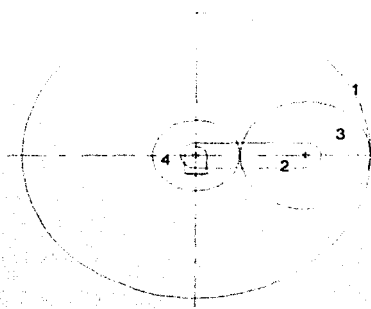


Fig. 2-10 Elementos básicos de un tren de engranes epicíclico.

El uso de varios planetas rotando alrededor del sol, permite a las transmisiones planetarias transmitir grandes cargas en menos espacio que un

tren simple. Por ello las transmisiones planetarias son una excelente opción para el diseño con plásticos.

Existe una clasificación dentro de los trenes de engranes epicíclicos; la principal diferencia es el elemento que se encuentra fijo, de ello se identifica la clase de arreglo y, por tanto se procede al cálculo de velocidades, así como de la razón entre éstas. La tabla 2-1 muestra los distintos arreglos que pueden existir y las razones de velocidad recomendadas.

Clase de Arreglo	Datos de un tren simple Epicíclico			Razones válidas
	Miembro Fijo	Miembro de Entrada	Miembro de Salida	
Planetario	Corona	Sol	Brazo	3:1-12:1
Estrella	Brazo	Sol	Corona	2:1-11:1
Solar	Sol	Corona	Brazo	1.2:1-1.7:1

Tabla 2-1 Tipos de trenes epicíclicos.

Se sabe que la velocidad de entrada se encuentra en el engrane Sol y la salida de interés es la velocidad del brazo. Por tanto, siguiendo la deducción y comparando resultados con la tabla 2-1, se determina que la transmisión con la que se está trabajando es un tren de engranes planetario.

2.4 Proceso de diseño para engranes de plástico.

Para cualquier tipo de diseño es necesaria una metodología a seguir; generalmente, un diseño comienza después de reconocer la necesidad, se forma el equipo de trabajo y se establecen los requerimientos, los cuáles ya fueron establecidos en el capítulo 1; una vez establecidos los requerimientos de la parte a diseñar.

El personal que conforma el equipo de diseño está integrado por: el líder del proyecto quien pertenece a la compañía de electrodomésticos del departamento de lavadoras; personal que interviene en la decisión de hacer posible la fabricación de los moldes prototipo y, a su debido tiempo, los moldes de producción; un experto en plásticos para especificar materiales conforme va avanzando el diseño y el ingeniero de engranes.

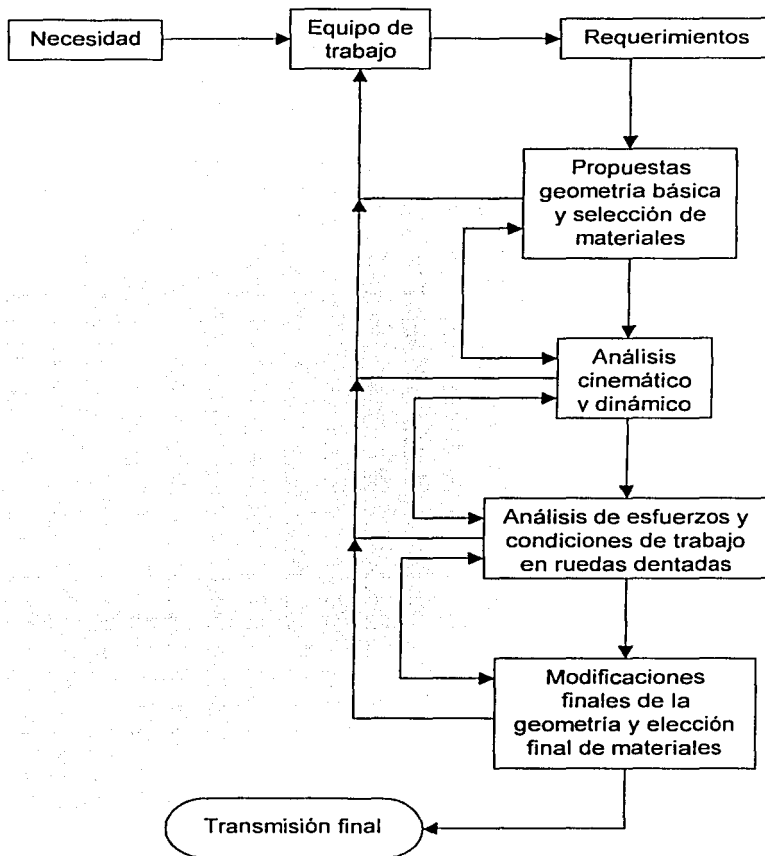


Fig. 2-11 Proceso de diseño para una transmisión de plástico.

Una vez que el equipo ha sido formado, el ingeniero de engranes se dispone a realizar la selección de la geometría. Como en el diseño de cualquier maquinaria, es conveniente que el diseño sea lo más pequeño posible ahorrando espacio y material sin perder de vista el desempeño y el tiempo de vida. Para ello, se elabora una tabla en la cual se obtienen una gama de combinaciones de los números de dientes de cada engrane, el orden de esta tabla es basado en el número de dientes del sol, dando como resultado relación

de velocidades y número de planetas simétricamente separados entre sí. Aquí entra en juego la especificación de la relación de velocidades, se elegirán los juegos de engranes con dicha relación, adicionando también los juegos de engranes con posibilidad de admitir el número de engranes planeta. En la selección de la geometría preliminar se llevará a cabo sin perder de vista la geometría de la transmisión de referencia.

Es difícil que una primera selección de geometría cumpla con todas las especificaciones satisfactoriamente, por ello se deben elegir un determinado número de juegos de engranes con diferencias significativas entre ellos, logrando obtener una variedad de soluciones. Una vez decidida las posibles geometrías de la transmisión, con ayuda de los proveedores de materiales se seleccionan los materiales para los engranes. Lo principal, es coleccionar datos sobre los posibles candidatos; información sobre estabilidad dimensional y propiedades mecánicas en operación debe ser reunida. Otros datos importantes para la selección de los materiales son las especificaciones del herramental así como del proceso.

Para todas las soluciones elegidas, es importante realizar un análisis cinemático y dinámico para que, tabulando los resultados en una sola tabla pueda compararse el aumento o disminución de velocidades y cargas; de esta manera comienza la selección de la geometría final.

Con una selección inicial de módulo, número de dientes, ancho de cara y otros factores pueden comenzarse a ejecutar análisis de carga y temperatura para cada juego de engranes. Para completar dimensiones, tales como altura del diente, filete de punta de diente, ancho de cara, etc. la porción de los dientes está normalizada conforme a la norma ANSI/AGMA 1006-A97 [4] respecto en las proporciones de los dientes. Los análisis efectuados van a resultar decisivos en la elección de la geometría final de la transmisión, ya que en esta parte no todas podrán cumplir con el desempeño especificado.

Con la selección de la geometría, materiales y tamaño de los engranes, deben elegirse tolerancias para la manufactura de los componentes. Las tolerancias indicadas aquí no sólo son para terminar el trabajo, sino que también son necesarias para completar los análisis de esfuerzos. La variación del engrane real respecto el ideal causa variaciones en los claros, cargas en los dientes y en el radio de contacto que, finalmente, podrían provocar el fallo de un par de engranes. Por lo que se debe analizar las peores condiciones para una verdadera satisfacción del desempeño, estableciéndose las condiciones mínima y máxima para el material así como para la alineación en todos los componentes críticos.

Las tolerancias de calidad y de manufactura son elegidas en base a la norma AGMA. Mientras más alto es el número de calidad, existe una mayor exactitud en el contacto con los ejes de giro, reduciendo el esfuerzo en los engranes, sin embargo, el costo de producción se incrementa. Las tolerancias del diámetro externo deben considerarse durante el análisis. Por otro lado, debe existir un radio de filete en el diente, en este punto la construcción del molde es crítica porque un radio de filete pequeño incrementa el costo, mientras que un

radio grande está muy lejos de permitir que el diente trabaje adecuadamente, reduciendo el contacto.

En el caso del engrane corona, deben adicionarse cuidadosamente los aditamentos, de manera que en el proceso de inyección, no debe afectarse el flujo por cualquier otra aplicación que podría hacer las tolerancias más cerradas haciendo el proceso más difícil. Puntas, asas, refuerzos y otras partes adicionales alteran el molde y la distribución de presiones en cavidades, produciendo deformaciones anormales en el engrane. Agujeros en el engrane provocan líneas de unión reduciendo la resistencia en el borde, lo cual, hace que las tolerancias se cierren. Estos efectos pueden evitarse con un diseño cuidadoso, puntos de inyección adecuados, modificaciones al herramental para mantener el proceso original.

Con el concepto de la transmisión, tamaño preliminar, selección de tolerancias y materiales establecidos, el diseño del arreglo de engranes real puede comenzar. Para que una transmisión tenga un desempeño aceptable, debe realizarse una apreciación de las condiciones de malla abierta y cerrada -máximo / mínimo contacto- para todos los componentes. Por ello, se realizan análisis para encontrar el caso de las peores condiciones.

En las condiciones de malla cerrada, el juego de engranes opera a una distancia entre centros mínima, mientras que las dimensiones del engrane están en las condiciones máximas del material. Por otro lado, en la malla abierta, el juego de engranes opera a una máxima distancia entre centros, mientras que los engranes están en las condiciones mínimas del material. Estas condiciones se determinan con la influencia del ambiente incluido en los análisis. Para encontrar la distancia entre centros, el primer paso es encontrar la distancia entre centros a temperatura ambiente. Las propiedades del material y del ambiente determinan los efectos de la máxima y mínima distancia entre centros operativa. Por consiguiente, la combinación de tolerancias de los engranes y las condiciones de ambiente, ayudan a determinar las características de operación del juego de engranes. Con ello, el rango de la distancia entre centros operativa debe ser determinado. Una vez que son establecidas las peores condiciones de trabajo, se realizarán iteraciones con las alternativas realizando la solución del trabajo. En esta parte, pueden hacerse modificaciones en el perfil del diente, ya sea alargando o engrosando.

Claramente el proceso de diseño de la transmisión y el juego de engranes es un bosquejo previo que es altamente iterativo, sin embargo, si todas las condiciones son examinadas cuidadosamente, el equipo de diseño puede continuar con la siguiente fase dentro del proyecto de producción con un alto nivel de confianza.

CAPITULO 3

DISEÑO ESTÁNDAR Y SELECCIÓN PRELIMINAR DE MATERIALES

Introducción

Cuando se diseña cualquier elemento mecánico, es necesario conocer las partes que conforman dicho elemento, por lo cual, en este capítulo se describen las partes fundamentales de un engrane de evolvente recto, así como la nomenclatura para el cálculo de sus dimensiones. Se identifica el tipo de tren de engranes epicíclico al que pertenece el diseño requerido, así como la forma de obtener la relación de velocidades para esta transmisión; logrando con ello, obtener un conjunto de posibles soluciones, del cuál, posteriormente, se obtendrá una sola solución. Como no se tiene ningún cálculo de esfuerzos, se realiza una selección previa de materiales, utilizando los materiales más adecuados para las condiciones de trabajo, a las que estará sometida la transmisión.

3.1 Nomenclatura de engranes rectos.

A continuación se citará la nomenclatura de los engranes rectos; ilustrándose en la figura 3-1 y basado en la norma AGMA PT.

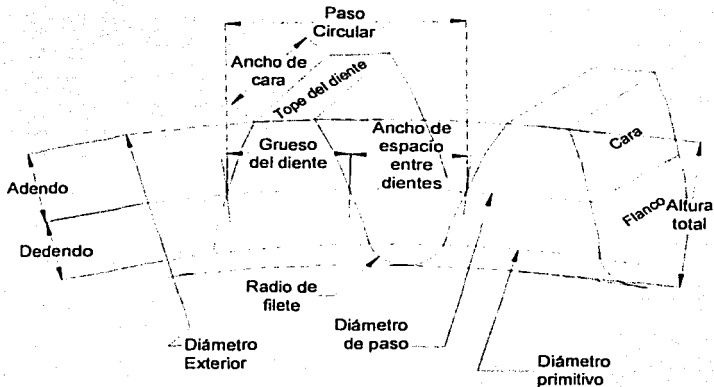


Fig. 3-1 Nomenclatura de los dientes de engranes basada en normas AGMA.

Cuando se tiene un par de engranes, generalmente el engrane conductor se le llama piñón y al engrane conducido, simplemente engrane.

El diámetro de paso o paso circular (d) es el elemento geométrico en que generalmente se basan todos los cálculos. Las circunferencias de paso de un par de engranes conectados son tangentes entre sí.

El paso circular (p) es la distancia, medida sobre la circunferencia de paso, entre determinado punto de un diente y el correspondiente de uno inmediato. De manera que el paso circular es igual a la suma del grueso del diente y el ancho del espacio entre dos dientes consecutivos.

El módulo (m) es la relación del diámetro de paso al número de dientes. En este caso, el diámetro generalmente se expresa en milímetros. El módulo es el índice del tamaño de los dientes, cuando se utilizan unidades métricas.

El paso diametral (P) es la relación del número de dientes al diámetro de paso. En consecuencia, es el recíproco del módulo. El paso diametral se emplea cuando se consideran unidades inglesas y, por tanto, se expresa en dientes por pulgada.

El adendo (a) es la distancia entre el tope del diente y la circunferencia de paso.

El dedendo (b) es la distancia radial desde la circunferencia de dedendo hasta la circunferencia de paso.

La altura total (h_t) de un diente es la suma del adendo y el dedendo.

La circunferencia de holgura de un engrane es la circunferencia tangente a la de adendo del engrane conectado. La holgura (c) (o claro) es la diferencia del espacio entre dos dientes consecutivos y el grueso de diente del otro engrane, medidos sobre las circunferencias de paso.

Se conoce como el ángulo de presión (ϕ) de la involuta donde ocurre el contacto de un punto perteneciente a la involuta.

La propuesta de la norma ANSI/AGMA 1006-A97 o también conocida como AGMA PT, es establecer un sistema de proporción de los dientes definiendo una cremallera base. Para poder aplicar el método de diseño, es necesario familiarizarse con la nomenclatura; la figura 3-2 muestra la nomenclatura utilizada específicamente para la cremallera. Todas las dimensiones están basadas en un módulo de 25.4 o bien un paso diametral de 1.

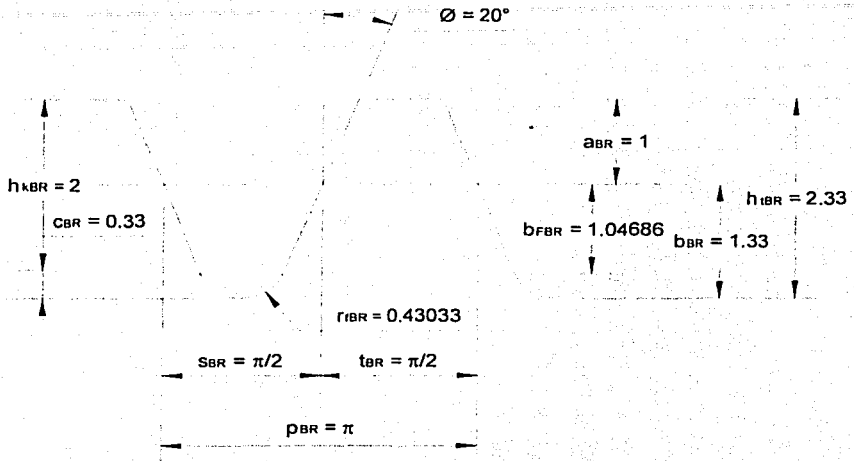


Fig. 3-2 Cremallera base (tomada de la norma ANSI/AGMA 1006-A97)

Donde:

a_{BR} = adendo	h_{kBR} = altura de trabajo	s_{BR} = ancho de espacio
b_{BR} = dedendo	h_{iBR} = altura total	t_{BR} = espesor del diente
b_{FBR} = dedendo formado	p_{BR} = paso circular	ϕ = ángulo de presión
c_{BR} = claro	r_{iBR} = radio del filete	

Todo con referencia a la cremallera estándar.

3.2 Relación de velocidades y selección de la geometría.

La relación de velocidades está completamente ligada con el diseño básico, ya que la velocidad de salida depende del número de dientes de cada engrane, por lo que será el primer valor que se utilizará. Cabe aclarar que aunque se especifica una relación de cuatro, se revisarán relaciones mayores a ella.

En la tabla 3-1 se muestra la forma de calcular la relación de velocidades en cada arreglo de tren simple epicíclico; enfocándose al planetario que es el de interés.

Clase de Arreglo	Relación de velocidad
Planetario	$N_1/N_4 + 1$
Estrella	N_1/N_4
Solar	$N_4/N_1 + 1$

Tabla 3-1 Forma de cálculo para la relación de velocidades en cada arreglo de un tren epicíclico

De acuerdo con la configuración que muestra la figura 3-3, se encuentra que:

- N_1 = No. de dientes de la Corona
- N_3 = No. de dientes del Planeta
- N_4 = No. de dientes del Sol

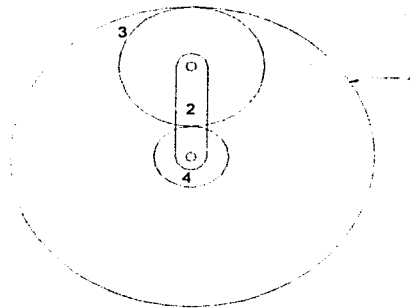


Fig. 3-3 Elementos base de un tren de engranes planetario

Para encontrar una relación adecuada a la transmisión, debe realizarse una serie de combinaciones en los números de dientes de los tres engranes. El número de dientes de los planetas se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$N_3 = \frac{N_1 - N_4}{2} \quad (3.1)$$

De esta forma no existirá interferencia en el ensamble de los engranes.

Dubois [5], después de desarrollar un método para el cálculo del máximo número de planetas que pueden usarse sin traslape, llegó a la siguiente conclusión:

$$n_{\max} < \frac{180}{\arcsen(N_3 + 2)/(N_4 + N_3)} \quad (3.2)$$

Para el resultado de esta ecuación, siempre debe tomarse los números enteros inferiores, ya que no se puede colocar fracciones de engranes.

$$c = \frac{N_1 + N_4}{n} \quad (3.3)$$

La ecuación 3.3 determina si existe una misma separación entre el número de planetas, por tanto, el valor de c debe ser un número entero de espacios de dientes entre planetas; mientras que n es el número de planetas. En la tabla 3-2 se muestra el número de planetas permitidos para cada caso. La tabla está enfocada en la búsqueda de relaciones sólo con 3 y 4 engranes planetarios ya que con 2 planetas la carga para cada engrane sería crítica, y con 5 o más planetas la carga sería baja para cada uno y la cantidad de materiales se incrementaría innecesariamente. El número que resulta de la ecuación para conocer si acepta geoméricamente o no a un determinado número de planetas, no es mostrado en la tabla 3-2, pero a cambio se observa el número de planetas que son admitidos en la relación sol-corona, desplegando únicamente un 3, 4 o un guión (-) lo que significa que no pueden existir ese número de planetas en esa configuración.

A continuación, la tabla 3-2 presenta un resumen de las relaciones más adecuadas para la transmisión. En total se muestran 36 alternativas para elegir, sin embargo, cumpliendo con una de las especificaciones, el total se reduce a 18 alternativas que tienen su relación de velocidad de 4, de este grupo, únicamente 5 alternativas tienen la posibilidad de trabajar con 3 planetas; mientras que las 18 sin excepción, pueden disponer de 4 engranes planeta.

Dientes Corona	Dientes Planeta	Dientes Sol	Relación de Velocidades	Máximo Núm de Planetas	Número de Planetas tres	cuatro
39	13	13	4	5.10864122	-	4
42	14	14	4	5.16500697	-	4
45	15	15	4	5.21465432	3	4
48	16	16	4	5.2587193	-	4
51	17	17	4	5.29809497	-	4
53	20	13	5.07692308	4.30515772	3	4
54	18	18	4	5.33349316	-	4
57	19	19	4	5.36548838	-	4
58	22	14	5.14285714	4.30515772	3	4
60	20	20	4	5.39454941	-	4
61	23	15	5.06666667	4.37535591	-	4
63	21	21	4	5.42106259	3	4
64	24	16	5	4.43988377	-	4
66	22	22	4	5.44534922	-	4
69	23	23	4	5.46767873	-	4
71	27	17	5.1764705	4.36569198	-	4
72	24	24	4	5.48827869	3	4
74	28	18	5.11111111	4.42198439	-	4
75	25	25	4	5.50734271	-	4
77	29	19	5.05263158	4.47447483	3	4

Tabla 3-2 Relaciones de velocidad y número de planetas posibles para cada relación.

Dientes Corona	Dientes Planeta	Dientes Sol	Relación de Velocidades	Máximo Núm de Planetas	Número de Planetas tres	cuatro
78	26	26	4	5.52503648	-	4
81	27	27	4	5.54150272	3	4
84	28	28	4	5.55686494	-	4
87	33	21	5.14285714	4.45521118	3	4
87	29	29	4	5.57123063	-	4
88	34	20	5.4	4.30515772	3	4
90	30	30	4	5.58469376	3	4
96	36	24	5	4.58056291	3	4
97	37	23	5.2173913	4.43988377	3	4
98	38	22	5.45454546	4.30515772	3	4
106	40	26	5.07692308	4.554518	3	4
107	41	25	5.28	4.42739782	3	4
109	41	27	5.03703704	4.58903504	-	4
116	44	28	5.14285714	4.53297552	3	4
119	45	29	5.10344828	4.56505108	-	4
122	46	30	5.06666667	4.59573951	-	4

Tabla 3-2 Continuación.

Como se sabe, el número de dientes tiene una estrecha relación con el módulo para determinar el diámetro de paso de cualquier engrane; por ello, de las relaciones propuestas en la tabla 3-2, se hicieron juegos con un solo módulo, este módulo es tomado de una de las transmisiones de la competencia; su valor es de 0.8 mm. La dimensión más representativa es la corona por ser el engrane de mayor dimensión y es la que determina el tamaño de la transmisión. En la tabla 3-3 se muestran los resultados aplicando el módulo de 0.8mm al número de dientes de la corona.

Dientes Corona	Dientes Planeta	Dientes Sol	Relación de Velocidades	Módulo	Diámetro Corona (mm)
39	13	13	4	0.8	31.2
42	14	14	4	0.8	33.6
45	15	15	4	0.8	36
48	16	16	4	0.8	38.4
51	17	17	4	0.8	40.8
53	20	13	5.07692308	0.8	42.4
54	18	18	4	0.8	43.2
57	19	19	4	0.8	45.6
58	22	14	5.14285714	0.8	46.4
60	20	20	4	0.8	48
61	23	15	5.06666667	0.8	48.8
63	21	21	4	0.8	50.4
64	24	16	5	0.8	51.2
66	20	22	4	0.8	52.8
69	22	23	4	0.8	55.2

Tabla 3-3 Elección del número de dientes basada en la dimensión de la corona.

Dientes Corona	Dientes Planeta	Dientes Sol	Relación de Velocidades	Módulo	Diámetro Corona [mm]
71	27	17	5.1764705	0.8	56.8
72	24	24	4	0.8	57.6
74	26	17	5.1111111	0.8	59.7
75	25	25	4	0.8	60
77	29	19	5.05263158	0.8	61.6
78	26	26	4	0.8	62.4
81	27	27	4	0.8	64.8
84	28	28	4	0.8	67.2
87	33	21	5.14285714	0.8	69.6
87	29	29	4	0.8	69.6
88	34	20	5.4	0.8	70.4
90	30	30	4	0.8	72
96	36	24	5	0.8	76.8
97	37	23	5.2173913	0.8	77.6
98	38	22	5.45454546	0.8	78.4
106	40	26	5.07692308	0.8	84.8
107	41	25	5.28	0.8	85.6
109	41	27	5.03703704	0.8	87.2
116	44	28	5.14285714	0.8	92.8
119	45	28	5.10344828	0.8	95.2
122	46	30	5.06666667	0.8	97.6
Promedio					61.4222

Tabla 3-3 Continuación

Como se está tomando de referencia la transmisión de la competencia, se elegirán los valores a partir un valor menor a la media hacia la relación de la competencia; el resultado se encuentra en la tabla 3-4 con un promedio de estos valores.

Dientes Corona	Dientes Planeta	Dientes Sol	Relación de Velocidades	Módulo	Diámetro Corona [mm]
75	25	25	4	0.8	60
77	29	19	5.05263158	0.8	61.6
78	26	26	4	0.8	62.4
81	27	27	4	0.8	64.8
84	28	28	4	0.8	67.2
87	33	21	5.14285714	0.8	69.6
87	29	29	4	0.8	69.6
88	34	20	5.4	0.8	70.4
90	30	30	4	0.8	72
96	36	24	5	0.8	76.8
97	37	23	5.2173913	0.8	77.6
98	38	22	5.45454546	0.8	78.4
106	40	26	5.07692308	0.8	84.8
107	41	25	5.28	0.8	85.6
109	41	27	5.03703704	0.8	87.2
Promedio					73.4286

Tabla 3-4 Relaciones elegidas previas al conjunto de soluciones

Cabe recordar que la transmisión ha sido especificada con una relación de velocidades de 4; por lo que de la tabla 3-4 los únicos valores de juegos de engranes que pertenecerán al conjunto de soluciones son aquellos cuya relación de velocidades sea de 4, excluyendo los valores de la transmisión de referencia. La tabla 3-5 muestra los juegos de engranes pertenecientes al conjunto de soluciones.

Propuesta	Dientes Corona	Dientes Planeta	Dientes Sol	Relación de Velocidades	Módulo	Diámetro Corona [mm]
1	75	25	25	4	0.8	60
2	78	26	26	4	0.8	62.4
3	81	27	27	4	0.8	64.8
4	84	28	28	4	0.8	67.2
5	87	29	29	4	0.8	69.6
6	90	30	30	4	0.8	72
7	107	41	25	5.28	0.8	85.6

Tabla 3-5 Conjunto de soluciones.

3.3 Proporciones básicas de los engranes.

Como se ha mencionado, la transmisión es diseñada en base a la norma AGMA PT (Tooth Proportions for Plastic Gears), cuya principal característica es que las proporciones del diente del engrane son basadas en la cremallera que forma al engrane.

Para iniciar los análisis correspondientes en cada solución, son necesarias otras proporciones de los engranes. Para análisis cinemático y dinámico, se requiere el diámetro externo en el caso de engranes externos y el diámetro interno en el caso de engranes internos; con esta proporción se completa la información para conocer las fuerzas existentes en la superficie de los dientes. Para mayor visualización de los cálculos, se realizarán en la primera solución, tabulándose el resto de las soluciones.

Para conocer el diámetro externo de un engrane estándar de plástico, es necesario conocer su diámetro de paso dado por:

$$d = m N = (0.8)(25) = 20\text{mm} \quad (3.4)$$

El diámetro externo de un engrane externo está dado por:

$$d_0 = d + 2a_{BR} \quad (3.5)$$

Donde: d es el diámetro de paso
 a_{BR} adendo de la cremallera base

El espesor del diente del engrane será el mismo que el espesor de la cremallera, el cuál está dado por:

$$t_{BR} = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad (3.6)$$

$$t = t_{BR} = 1.5708 \cdot m = 1.5708 \cdot 0.8 = 1.2566\text{mm}$$

Para que puedan engranar los dientes, el valor anteriormente calculado del espesor del diente, es válido para los planetas, el sol y la corona.

En la norma AGMA se especifica a_{BR} para engranes estándar como: 1·m
Por tanto, substituyendo en la ecuación 3.5 los valores obtenidos, se tiene:

$$d_o = 20 + 2(0.8) = 21.6 \text{ mm}$$

El diámetro interno de la corona está dado por:

$$d_i = d - 2a_{BR} \quad (3.7)$$

Substituyendo valores en la ecuación 3.7 se tiene:

$$d = (0.8)(75) = 60\text{mm}$$

$$d_i = 60 - 2(0.8) = 58.4 \text{ mm}$$

Una vez calculados los diámetros principales de la primer alternativa, se procede a calcular los diámetros para las demás opciones. El resultado de los cálculos se encuentra en la tabla 3-6.

Engrane interno	Engrane externo	Angulo de presión grados	Módulo [mm]	Diámetro de paso [mm]	Adendum a_{BR} [mm]	Diámetro externo [mm]	Diámetro interno [mm]	t_{BR} [mm]
75		20	0.8	60	0.8	---	58.4	1.257
	25	20	0.8	20	0.8	21.6	---	1.257
78		20	0.8	62.4	0.8	---	60.8	1.257
	26	20	0.8	20.8	0.8	22.4	---	1.257
81		20	0.8	64.8	0.8	---	63.2	1.257
	27	20	0.8	21.6	0.8	23.2	---	1.257
84		20	0.8	67.2	0.8	---	65.6	1.257
	28	20	0.8	22.4	0.8	24	---	1.257
87		20	0.8	69.6	0.8	---	68	1.257
	29	20	0.8	23.2	0.8	24.8	---	1.257
90		20	0.8	72	0.8	---	70.4	1.257
	30	20	0.8	24	0.8	25.6	---	1.257
107		20	0.8	85.6	0.8	---	84	1.257
	41	20	0.8	32.8	0.8	34.4	---	1.257

Tabla 3-6 Proporciones básicas

Con los valores calculados y las especificaciones de tiempo de vida, se da paso a los análisis dinámicos. Nótese que para los engranes de referencia, se hicieron únicamente dos cálculos, ya que el sol tiene 25 dientes al igual que el sol de la primera propuesta.

Falta decidir el número de planetas que estarán integrados en la transmisión. Si se observa nuevamente la tabla 3-2, se verificará que no todas las posibles soluciones pueden trabajar con tres planetas; sin embargo, todos pueden tener cuatro engranes planeta, por lo que los análisis y la geometría, se considerará este número de planetas como el único, además, la transmisión de referencia trabaja con cuatro.

3.4 Selección preliminar de materiales.

Los engranes pueden ser moldeados por muchos plásticos pero generalmente los materiales a ser usados son: nylon, acetal, policarbonato, poliéster y polisulfuro de fenileno. Todos ellos se obtienen en varios grados y con gran variedad de cargas.

Un plástico se refuerza con fibras de vidrio para mejorar sus propiedades mecánicas. Estas fibras incrementan la resistencia de las partes moldeadas como las varillas de acero refuerzan una estructura de concreto. La presencia de la fibra también causa una mayor estabilidad dimensional. Un material reforzado con fibra de vidrio puede tener el doble de resistencia a la tensión y un tercio de la expansión térmica que el plástico básico.

Los aditivos que normalmente se adicionan en los engranes de plástico son: politetrafluoretileno (TFE o teflón), silicón y bisulfuro de molibdeno. Estos aditivos actúan como lubricantes internos, incrementando la resistencia al desgaste. Algunos plásticos que contengan ambas cargas, fibra de vidrio y TFE o bisulfuro de molibdeno podrían ser comunes para engranes.

Ciertamente cada uno de los materiales mencionados varían en los beneficios de sus propiedades mecánicas. A continuación se dan a conocer las características generales de las familias de los materiales para su aplicación.

- Acetales (POM): Son plásticos de ingeniería muy resistentes, rígidos, con excepcional estabilidad dimensional, poseen una baja absorción de humedad, resistentes a la fatiga normal o a la provocada por vibraciones; tienen un bajo coeficiente de fricción y una alta resistencia a la abrasión y a los químicos; Sus propiedades no varían al sumergirse en agua caliente.
- Nylon (PA): Esta familia de resinas de ingeniería tienen una tenacidad sobresaliente y resistencia al desgaste, bajo coeficiente de fricción, y excelentes propiedades mecánicas, con una importante resistencia química. Tiene una alta absorción de humedad por lo que su estabilidad dimensional es pobre en comparación de otros plásticos de ingeniería

- ✓ Policarbonato (PC): Esta familia de resinas de ingeniería posee la mayor resistencia al impacto, es un plástico transparente que tiene una excelente estabilidad externa y resistencia al arrastre bajo carga; tiene una resistencia aceptable a sustancias químicas, algunos solventes aromáticos causan esfuerzos de ruptura del material; puede ser reforzado con fibra de vidrio y / o politetrafluoretileno (PTFE) como lubricante. Aunque tiene una gran resistencia al impacto, son materiales que no soportan mucho el desgaste.
- ✓ Poliéster (PBT y PET): Estos plásticos poseen una excelente estabilidad dimensional, altas propiedades eléctricas, gran tenacidad y resistencia química excepto por los ácidos y bases muy poderosos; son sensibles a las muescas; no son adecuados para usos externos o para servicio en contacto con agua caliente; también están disponibles como termofijos. Los Polibutilentereftalato (PBT) y Polietilentereftalato (PET) son las alternativas como el acetal y el nylon para el moldeo de engranes. Sin embargo, su precio es elevado en comparación a otras resinas con un desempeño semejante.
- ✓ Polisulfuro de fenileno (PPS): Este material tiene una alta resistencia química y al calor (hasta 232 °C), resistiendo también a las bajas temperaturas; se muestra indiferente a los químicos incluyendo en un amplio rango de temperatura. Es un excelente material para soportar cargas estáticas, pero no soporta el desgaste.

Adams [6] señala que el material más utilizado para la fabricación de engranes es el acetal, asimismo, el material de los engranes de la transmisión de referencia son de copolímero de acetal. Sin embargo, depende de la aplicación y el tiempo de vida del producto lo que determina el material a usarse.

Por ser una selección preliminar, no se realizará un estudio a fondo de los materiales a utilizar, sin embargo, en manuales proporcionados por los fabricantes de materiales se muestra que los coeficientes de fricción y algunos otros factores de diseño, se reducen al utilizar dos distintos materiales en contacto; es decir que de una pareja de engranes, ambos deben ser de distinto material.

En el engrane corona, que cumple la función de engrane interno y carcasa al mismo tiempo, se selecciona un copolímero de acetal con 25% de fibra de vidrio; en los planetas la carga es dividida en cuatro partes, por lo que no se exige mucho al material y se propone un copolímero de acetal de propósito general. Por último, el sol; al ser el piñón de entrada y ser el que entrega todo el par, pero a su vez la carga se reparte en cuatro lugares distintos de su geometría, se propone el un copolímero de acetal de propósito general. Las propiedades mostradas en la tabla 3-7 a utilizar de cada material son obtenidas de la red [13].

Propiedad	Método	Copolimero de Acetal	Copolimero de Acetal	Unidades
		Uso general	Con 25% de fibra de vidrio	
Densidad	ISO 1183	1,410	1,580	kg/m ³
Contracción en dirección del flujo	ISO 294-3,-4	2.2	0.4	%
Módulo de elasticidad (1mm/min)	ISO 527-2/1A	2,780	8,600	MPa
Esfuerzo de ruptura (5mm/min)	ISO 527-2/1A		120	MPa
Esfuerzo a la cedencia (50mm/min)	ISO 527-2/1A	66		MPa
Módulo de flexión	ISO 178	2,640	8,600	MPa
Resistencia al impacto (Izod)	ISO 180/1A	5.5	6	MPa
Remolienda		25	25	%

Tabla 3-7 Propiedades mecánicas de acetales.

Los datos obtenidos de la tabla 3-7 son suficientes para poder realizar los análisis de esfuerzos correspondientes, esta selección de materiales se aplica a todo el conjunto de soluciones.

ANÁLISIS DINÁMICO DE LA TRANSMISIÓN

Introducción

En el presente capítulo se realizan los cálculos de velocidades, así como de fuerzas y pares que involucran en una etapa posterior el cálculo de esfuerzos, estos cálculos están de acuerdo a diagramas de cuerpo libre en donde se encuentran todos los elementos involucrados en cálculos del comportamiento dinámico de la transmisión.

Esta gama de elementos dinámicos pueden, en un momento dado, auxiliar en la selección de la geometría básica final.

4.1 Cálculo de velocidades en el sistema.

Existen distintos métodos para determinar la velocidad de cada uno de los elementos del tren de engranes planetario, puede ser mediante el método de los centros instantáneos, el método de la fórmula o el método de la tabulación. De entre los métodos existentes se utilizará el método tabular; para la ilustración de su uso se considera el tren de engranes de la figura 4-1, ya que es la geometría final para el diseño en cuestión.

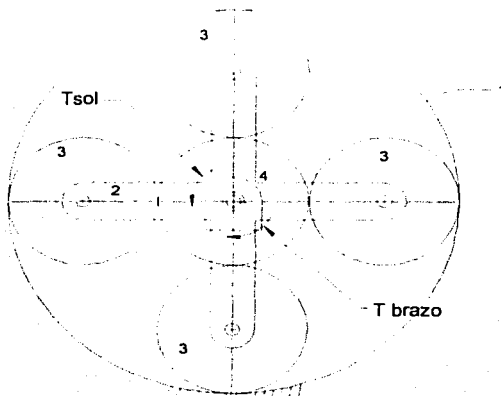


Fig. 4-1 Esquema de la configuración final de la transmisión.

La metodología a seguir corresponde al cálculo perteneciente al primer elemento de nuestro conjunto de soluciones. El método tabular utilizado, se basa en la descrito por Mabie [5].

1. Se permite el giro al engrane 1 y al mismo tiempo se fija el elemento 2; de esta manera el tren se comporta como un tren simple, por lo que la velocidad de cada elemento será el resultado en la primera línea de la tabla 4-1.
2. Se gira el brazo 2 y los engranes 3 y 4 una revolución positiva alrededor del centro del engrane 1.
3. Se separan los engranes 3 y 4 del brazo 2, manteniendo fijo a éste, se gira el engrane 1 una revolución negativa. En consecuencia, el engrane 4 gira $+N_1/N_4$ revoluciones.

	Corona Engrane 1	Brazo 2	Sol Engrane 3	Planeta Engrane 4
Movimiento con el brazo relativo al bastidor	$+\omega_{21}$	$+\omega_{21}$	$+\omega_{21}$	$+\omega_{21}$
Movimiento relativo al brazo	$-\omega_{21}$	0	$+\omega_{21} \frac{N_1}{N_3}$	$-\omega_{21} \frac{N_1}{N_4}$
Movimiento total relativo al bastidor	0	$+\omega_{21}$	$\omega_{21} (1 + \frac{N_1}{N_3})$	$\omega_{21} (1 - \frac{N_1}{N_4})$

Tabla 4-1 resultados generales del método tabular.

Los resultados de los pasos 2 y 3 se escriben en la tabla 4-1 junto con las velocidades angulares que posee cada miembro del tren con relación al Sol. En la tabla 4-1 se observa que el engrane 1 es estacionario, el engrane 3 gira $1+N_1/N_3$ revoluciones por cada revolución del brazo 2 y el engrane 4 gira $1-N_1/N_4$ revoluciones.

Sustituyendo los valores de los números de dientes de la primera propuesta y despejando los valores de las velocidades relativas al brazo, se obtiene:

$$\frac{\omega_{21}}{\omega_{31}} = \frac{1}{1 + N_1/N_3} \Rightarrow \omega_{21} = \frac{650}{1 + 75/25} = 162.5 \text{rpm} \quad (4.1)$$

$$\frac{\omega_{21}}{\omega_{41}} = -\frac{1}{N_1/N_4} \Rightarrow \omega_{41} = \frac{162.5 \cdot 75}{-25} = 487.5 \text{rpm} \quad (4.2)$$

Los resultados de la primera alternativa del conjunto solución, se encuentran en la tabla 4-2.

	Corona Engrane 1	Brazo 2	Sol Engrane 3	Planeta Engrane 4
Movimiento con el brazo relativo al bastidor	+162.5	+162.5	+162.5	+162.5
Movimiento relativo al brazo	-162.5	0	487.5	-487.5
Movimiento total relativo al bastidor	0	+162.5	650	-325

Tabla 4-2 Cálculo de velocidades angulares para la 1ª propuesta.

Continuando como el cálculo anterior, las velocidades angulares de todas las propuestas se obtienen dando como resultado la tabla 4-3; se observa que las velocidades angulares para las 6 propuestas con relación de 4, son idénticas, difiriendo de la referencia.

	Juego 1	Juego 2	Juego 3	Juego 4	Juego 5	Juego 6	Referencia	Unidades
No. dientes Corona	75	78	81	84	87	90	107	dientes
No. dientes Sol	25	26	27	28	29	30	25	dientes
No. dientes Planeta	25	26	27	28	29	30	41	dientes
Vel ang. Sol	650	650	650	650	650	650	650	rpm
Vel ang. Brazo	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	123.10606	rpm
			Velocidades relativas al brazo					
respecto a la Corona	-162.5	-162.5	-162.5	-162.5	-162.5	-162.5	-123.1061	rpm
respecto al Sol	487.5	487.5	487.5	487.5	487.5	487.5	526.89394	rpm
respecto al Planeta	-487.5	-487.5	-487.5	-487.5	-487.5	-487.5	-321.2768	rpm

Tabla 4-3 Velocidades angulares del conjunto de soluciones.

4.2 Diagramas de cuerpo libre.

Para cualquier engrane acoplado, la línea de transmisión de la fuerza está a lo largo de la línea de acción, la cual es siempre normal a las superficies de contacto de los dientes, conforme los dientes recorren el arco de acción. Como se muestra en la figura 4-2, la línea de acción de la fuerza F del diente está orientada según un ángulo ϕ de presión con relación a la tangente de los círculos de paso. El diente del engrane conductor, mostrado en la figura 4-2, está en contacto con un diente del engrane conducido en el punto de paso. En esta posición, los dientes están en el estado de rodamiento puro y no hay fricción debida al deslizamiento relativo. En otras posiciones, en el arco de acción hay deslizamiento relativo y la fuerza resultante en el diente del engrane está

inclinada un ángulo igual al de fricción con respecto a la línea de acción. En un análisis de fuerzas de mecanismos con engranes, se puede despreciar el ángulo de fricción con pequeño error en la determinación de la fuerza del diente.

Si cuatro conjuntos de dientes de engranes están en contacto, la fuerza transmitida se divide entre los cuatro conjuntos de dientes como sería el caso de la transmisión propuesta.

Como se muestra en la figura 4-2, la fuerza F del diente puede ser representada mediante las componentes F_t y F_s , de las cuales a F_t se le llama la fuerza tangencial y a F_s la fuerza de separación: $F_t = F \cos \phi$ y $F_s = F \sin \phi$.

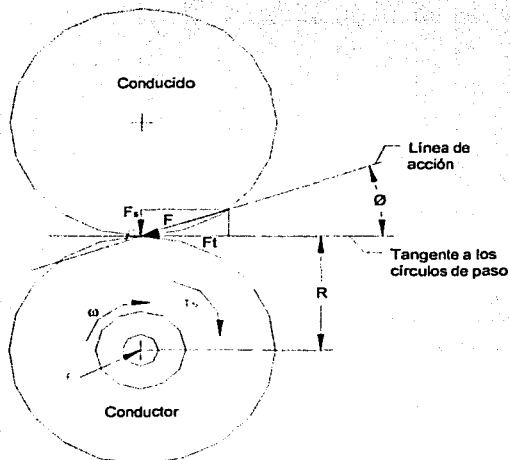


Fig. 4-2 Línea de acción de la fuerza.

Para el diseño que se está realizando, T_s es desconocido; pero el par de resistencia T_{brazo} es una variable especificada.

En la figura 4-3 y 4-4 se muestran los diagramas de cuerpo libre por separado de los elementos del tren de engranes.

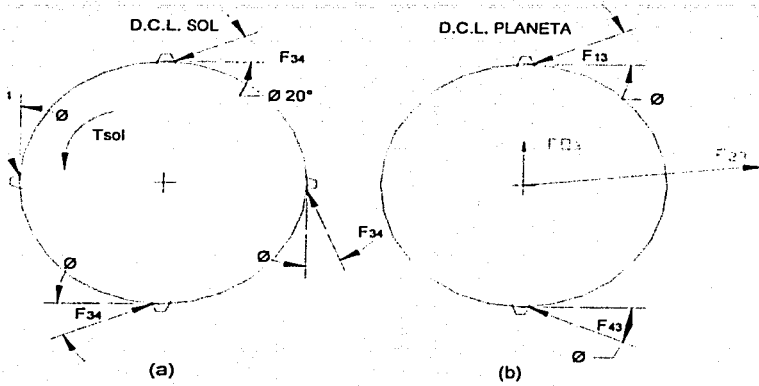


Fig. 4-3 Diagramas de cuerpo libre sol y planeta.

D.C.L. BRAZO

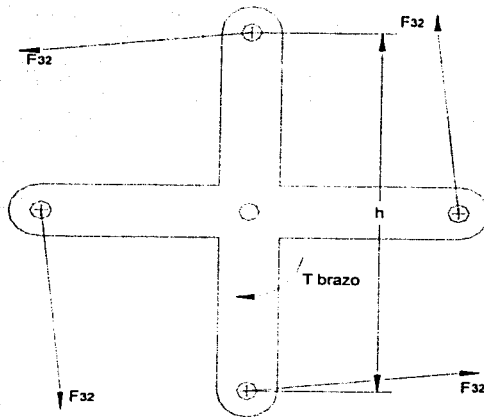


Fig. 4-4 Diagrama de cuerpo libre del brazo.

4.3 Cálculo de cargas y pares.

Los diagramas de cuerpo libre ayudan a determinar las fuerzas que actúan en cada eslabón para el equilibrio estático. Las fuerzas de inercia son cero para el engrane, así como para el sol ya que la aceleración de los centros de masa de estos elementos es cero. Por lo que respecta a los planetas, las fuerzas de inercia centrífugas actúan debido a la aceleración centrípeta de los centros de los satélites. Como anteriormente se ha utilizado, se utilizará la primera alternativa para realizar los cálculos realizados.

$$F_{o3} = M_3 A_{g3} \quad (4.3)$$

Siendo: M_3 = Masa de cada planeta.
 A_{g3} = Aceleración de la masa, la cual se obtiene de la siguiente ecuación:

$$A_{g3} = d \cdot \left(\frac{2\pi\omega_{\text{brazo}}}{60} \right)^2 \quad (4.4)$$

Donde: d = Diámetro de paso
 ω_{brazo} = Velocidad angular del brazo.

Para conocer la masa es necesario conocer el volumen del engrane. Pero aún no se tienen las dimensiones del cuerpo del engrane, por lo que se propone un engrane sólido, es decir sin reducciones de espesores. El diámetro a utilizar será el diámetro de paso, el material designado a los planetas es el copolímero de acetal cuya densidad es de 1410 kg/m³. El ancho de cara de cada engrane es de 25.4 mm. Por tanto, el volumen es:

$$V = \frac{\pi d^2 F_w}{4} = \frac{\pi (20)^2 (25.4)}{4} = 7979.65 \text{ mm}^3 = 7.979 \text{ E}^{-6} \text{ m}^3 \quad (4.5)$$

$$M_3 = \delta V = 1410 (7.979 \text{ E}^{-6}) = 0.01125 \text{ kg} = 11.25 \text{ gr} \quad (4.6)$$

Sustituyendo valores en la ecuación 4.3 y 4.4 se tiene:

$$F_{o3} = (0.01125 \text{ kg} \cdot 0.020 \text{ m}) \left(\frac{2\pi(162.5)}{60} \right)^2 = 0.0652 \text{ N}$$

Se observa que la fuerza de inercia es muy pequeña y se despreciará para los siguientes cálculos ya que no provoca efectos importantes en la transmisión. Al despreciar la fuerza de inercia del planeta, el diagrama de cuerpo libre es modificado como muestra la figura 4-5 donde ya no aparece F_{o3} como en la figura 4-3b.

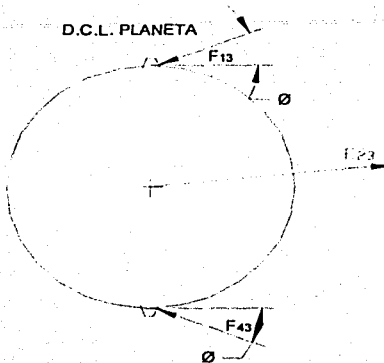


Fig. 4-5 Diagrama de cuerpo libre del planeta sin fuerza de inercia.

Como se conoce el par de salida, se puede conocer la potencia transmitida mediante:

$$W = \left(\frac{2\pi\omega_{\text{brazo}} T_{\text{brazo}}}{60} \right) = 423.04 \text{ W} \quad (4.7)$$

Una vez conocida la potencia, se puede determinar el par de entrada en el engrane sol.

$$\text{Si } W = \left(\frac{2\pi\omega_{\text{sol}} T_{\text{sol}}}{60} \right) \Rightarrow T_{\text{sol}} = \frac{W \times 60}{2\pi\omega_{\text{sol}}} = 6.215 \text{ N-m}$$

Puede calcularse también el par para la corona:

$$T_{\text{corona}} = T_{\text{brazo}} - T_{\text{sol}} = 18.64 \text{ N-m} \quad (4.8)$$

Cabe recordar que este torque no se está aplicando en un solo diente, sino que se aplica en cuatro distintos dientes. Como aún no se conoce la cantidad de dientes que están en contacto se manejará un total de 3.7 planetas efectivos que están trabajando; por tanto, se tiene que:

$$T_{\text{diente}} = \frac{T_{\text{sol}}}{\text{No. planetas efectivos}} = \frac{6.215}{3.7} = 1.6797 \text{ N-m}$$

$$T_{\text{dientecorona}} = \frac{T_{\text{corona}}}{\text{No. planetas efectivos}} = \frac{18.64}{3.7} = 5.0378 \text{ N-m}$$

Ya que se conoce el par de entrada, del diagrama de cuerpo libre del sol (fig. 4-3a) puede determinarse la fuerza F_{34} en cada contacto de un planeta con el sol, utilizando la relación siguiente:

$$F_{34} = \frac{2T_{\text{sol}}}{\phi_{\text{sol}}} = \frac{2 \cdot 1.6797}{0.020} = 167.97 \text{ N} \quad (4.9)$$

El diagrama de cuerpo libre del planeta mostrado en la figura 4-3b indica que en el brazo actúan cuatro fuerzas, de las que se conocen F_{43} y F_{03} . Se debe establecer la dirección y sentido de la fuerza F_{13} del diente considerando el equilibrio del momento de las fuerzas que actúan alrededor del centro del sol. Si F_{13} también actúa en el ángulo de presión de 20° , entonces F_{13} y F_{43} son de la misma magnitud para satisfacer los momentos de equilibrio alrededor del centro del planeta. La fuerza F_{23} del brazo que actúa en el planeta sería la última incógnita, que puede determinarse del polígono de fuerzas, o bien, en forma analítica con el siguiente desarrollo:

Puede escribirse la ecuación de equilibrio del diagrama de cuerpo libre del planeta como:

$$F_{13} + F_{43} + F_{23} = 0 \quad (4.10)$$

Donde:

$$\begin{aligned} F_{13} &= F_{13} (\cos 20^\circ \mathbf{i} - \text{sen } 20^\circ \mathbf{j}) \\ &= 0.9397 F_{13} \mathbf{i} - 0.3420 F_{13} \mathbf{j} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{43} &= F_{43} (\cos 20^\circ \mathbf{i} + \text{sen } 20^\circ \mathbf{j}) \\ &= 157.84 \mathbf{i} + 57.45 \mathbf{j} \end{aligned}$$

Pero

$$F_{13} = F_{43}$$

En consecuencia

$$F_{13} = 157.84 \mathbf{i} - 57.45 \mathbf{j}$$

También

$$F_{23} = F_{23} (\lambda_x \mathbf{i} + \lambda_y \mathbf{j}) \text{ (dirección desconocida)}$$

Realizando sustituciones en la ecuación de equilibrio 4.10:

$$157.84 \mathbf{i} - 57.45 \mathbf{j} + 157.84 \mathbf{i} + 57.45 \mathbf{j} + F_{23} \lambda_x \mathbf{i} + F_{23} \lambda_y \mathbf{j} = 0$$

Sumando las componentes \mathbf{i} ,

$$\begin{aligned} 157.84 \mathbf{i} + 157.84 \mathbf{i} + F_{23} \lambda_x \mathbf{i} &= 0 \\ F_{23} \lambda_x \mathbf{i} &= -315.68 \mathbf{i} \end{aligned}$$

Sumando las componentes \mathbf{j} ,

$$F_{23} \lambda_y \mathbf{j} = 0$$

Finalmente:

$$F_{23} = -315.68i$$

$$F_{23} = 315.68 N$$

La solución anterior indica que la fuerza en cada diente del sol al contacto con los dientes de los planetas se espera de 157.84 newtons; por otro lado, los análisis de esfuerzos y de desgaste serán enfocados en el contacto sol-planeta ya que un diente del sol recibe una carga 4 veces más frecuentemente que un diente de planeta, y 3 veces más que un diente de la corona.

Una vez que se ha determinado la forma de calcular las fuerzas que intervienen en la transmisión, se da paso al cálculo de las mismas para el resto de las posibles soluciones. Los resultados, se muestran en la tabla 4-4. Las fuerzas y torques mostrados están en función de un solo diente de cada engrane exceptuando el par del brazo ya que es el par de salida de toda la transmisión.. La potencia transmitida por cada diente es necesario calcularla para una correcta comparación con el software de cálculo:

$$W_{\text{diente}} = \frac{W}{\text{No. planetas efectivos}} = \frac{423.04}{3.7} = 114.34W$$

	Juego 1	Juego 2	Juego 3	Juego 4	Juego 5	Juego 6	Referencia	Unidades
No. dientes Corona	75	78	81	84	87	90	107	dientes
No. dientes Sol	25	26	27	28	29	30	25	dientes
No. dientes Planeta	25	26	27	28	29	30	41	dientes
Diámetro planeta	20	20.8	21.6	22.4	23.2	24	32.8	mm
Ancho de cara	0.0254	0.0254	0.0254	0.0254	0.0254	0.0254	0.0254	m
Volumen Planeta	7.9796	8.6308	9.3075	10.01	10.737	11.491	21.46205	E-6 m ³
Densidad	1410	1410	1410	1410	1410	1410	1410	kg/m ³
Masa planeta	11.251	12.169	13.124	14.114	15.14	16.202	30.2615	gr
Vel ang Sol	650	650	650	650	650	650	650	rpm
Vel ang Brazo	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	123.1061	rpm
Par brazo	24.86	24.86	24.86	24.86	24.86	24.86	24.86	N-m
Potencia	114.34	114.34	114.34	114.34	114.34	114.34	86.61786	Watts
Par sol	1.6797	1.6797	1.6797	1.6797	1.6797	1.6797	1.272523	N-m
Par corona	5.0392	5.0392	5.0392	5.0392	5.0392	5.0392	5.446396	N-m
F ₃₄	167.97	161.51	155.53	149.98	144.8	139.98	77.59284	N
F ₂₃	315.69	303.54	292.3	281.86	272.14	263.07	145.8268	N

Tabla 4-4 Pares y fuerzas del conjunto solución

Se observa en la tabla 4-4 que conforme se va incrementando el número de dientes, también se incrementa el volumen del engrane, pero las fuerzas en los dientes disminuyen. Los datos obtenidos anteriormente aun no pueden formar una decisión así que son necesarios análisis de esfuerzo para todas las alternativas.

Finalmente:

$$F_{23} = -315.68i$$

$$F_{23}^j = 315.68 \text{ N}$$

La solución anterior indica que la fuerza en cada diente del sol al contacto con los dientes de los planetas se espera de 157.84 newtons; por otro lado, los análisis de esfuerzos y de desgaste serán enfocados en el contacto sol-planeta ya que un diente del sol recibe una carga 4 veces más frecuentemente que un diente de planeta, y 3 veces más que un diente de la corona.

Una vez que se ha determinado la forma de calcular las fuerzas que intervienen en la transmisión, se da paso al cálculo de las mismas para el resto de las posibles soluciones. Los resultados, se muestran en la tabla 4-4. Las fuerzas y torques mostrados están en función de un solo diente de cada engrane exceptuando el par del brazo ya que es el par de salida de toda la transmisión.. La potencia transmitida por cada diente es necesario calcularla para una correcta comparación con el software de cálculo:

$$W_{\text{diente}} = \frac{W}{\text{No. planetas efectivos}} = \frac{423.04}{3.7} = 114.34 \text{ W}$$

	Juego 1	Juego 2	Juego 3	Juego 4	Juego 5	Juego 6	Referencia	Unidades
No. dientes Corona	75	78	81	84	87	90	107	dientes
No. dientes Sol	25	26	27	28	29	30	25	dientes
No. dientes Planeta	25	26	27	28	29	30	41	dientes
Diámetro planeta	20	20.8	21.6	22.4	23.2	24	32.8	mm
Ancho de cara	0.0254	0.0254	0.0254	0.0254	0.0254	0.0254	0.0254	m
Volumen Planeta	7.9796	8.6308	9.3075	10.01	10.737	11.491	21.46205	E-6 m ³
Densidad	1410	1410	1410	1410	1410	1410	1410	kg/m ³
Masa planeta	11.251	12.169	13.124	14.114	15.14	16.202	30.2615	gr
Vel ang Sol	650	650	650	650	650	650	650	rpm
Vel ang Brazo	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	162.5	123.1061	rpm
Par brazo	24.86	24.86	24.86	24.86	24.86	24.86	24.86	N-m
Potencia	114.34	114.34	114.34	114.34	114.34	114.34	86.61786	Watts
Par sol	1.6797	1.6797	1.6797	1.6797	1.6797	1.6797	1.272523	N-m
Par corona	5.0392	5.0392	5.0392	5.0392	5.0392	5.0392	5.446396	N-m
F ₃₄	167.97	161.51	155.53	149.98	144.8	139.98	77.59284	N
F ₂₃	315.69	303.54	292.3	281.86	272.14	263.07	145.8268	N

Tabla 4-4 Pares y fuerzas del conjunto solución.

Se observa en la tabla 4-4 que conforme se va incrementando el número de dientes, también se incrementa el volumen del engrane, pero las fuerzas en los dientes disminuyen. Los datos obtenidos anteriormente aun no pueden formar una decisión así que son necesarios análisis de esfuerzo para todas las alternativas.

ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA RUEDAS DE DENTADO RECTO Y MODIFICACIONES FINALES

Introducción

En el capítulo anterior se calcularon los parámetros independientes de los materiales y que forman la base para un análisis de esfuerzos con mayor precisión. A continuación se detallarán las variables que influyen en el cálculo de engranes rectos.

Los conjuntos de engranes fabricados con resinas de ingeniería, de acuerdo con el material respectivo y lubricados ya sea en aceite o grasa, se averían principalmente por rotura de dientes al sufrir sobrecargas. Por tal motivo, conviene calcular el esfuerzo en la raíz de los mismos. Si por el contrario dichos conjuntos funcionan en seco, predomina el desgaste que sufren los dientes al frotar entre sí, aumentando simultáneamente la carga térmica provocada por dicha sollicitación; aunque la temperatura en los flancos no es una variable de importancia ya que la velocidad tangencial es menor a 5 m/s. En tal caso se recalculará la presión sobre los flancos, que se considera un factor del esfuerzo que sufren los mismos.

A continuación se dará una breve explicación de cada una de las variables que influyen en el desempeño del tren de engranes y sus valores correspondientes al realizar los cálculos con el Software ZahnCalc para engranes de plástico.

5.1 Determinación de esfuerzos admisibles.

5.1.1 Determinación de la carga admisible mediante el coeficiente de carga c .

El coeficiente de carga c , que incluye varios factores determinantes, depende, entre otras cosas, de los materiales en contacto, de las condiciones de carga y de la geometría del dentado. También influyen en el mismo la lubricación, la temperatura y la velocidad tangencial, por ejemplo, sin que exista ninguna relación matemática entre todos estos factores. El coeficiente de carga c se determina experimentalmente, no siendo estrictamente válido más que para los conjuntos de engranes que funcionen en condiciones similares. En los restantes casos, hay que contar con diferencias que, sin embargo, son escasas, como se encarga de demostrar la experiencia.

Para el coeficiente c se aplicará:

$$c = \frac{F_t}{t \cdot p} \leq c_{adm.} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (5-1)$$

Significan:

$$F_t = \frac{M_d}{r} \quad \text{Fuerza tangencial [N]} \quad (5-2)$$

p = Paso [mm]

t = Anchura mínima de diente [mm]

$$T_{\text{diente}} = \frac{P \cdot 1000}{\frac{\pi \cdot n}{30}} = \frac{9549.3P}{n} \quad [\text{N-mm}]$$

$$= \frac{9.549P}{n} \quad [\text{N-m}] \quad \text{Par obtenido} \quad (5-3)$$

r = Radio del círculo primitivo [mm]

P = Potencia [W]

n = Revoluciones por minuto [min^{-1}]

Substituyendo valores en ecuaciones 5-1, 5-2 y 5-3:

$$T_{\text{diente}} = \frac{9549.3 \cdot 114.33}{650} = 1679.65 \quad [\text{N-mm}]$$

$$F_{34} = \frac{1679.65}{10} = 167.97 \quad [\text{N}]$$

$$c = \frac{167.97}{25.4 \cdot 0.8\pi} = 2.631 \quad [\text{N/mm}^2]$$

La fig. 5-1 contiene valores c admisibles para los diferentes tipos de Acetal de Ticona en función del número de alternancias del esfuerzo. Cabe aclarar que aparentemente el coeficiente de carga es alto y que respecto al número de ciclos con valor de $6.24 \text{ E}+7$ se observa un valor en la gráfica menor a 6 [N/mm^2]; pero hay que recordar que la velocidad tangencial para la primera

primera alternativa es de 0.68068[m/s], por lo que el coeficiente de carga se eleva considerablemente.

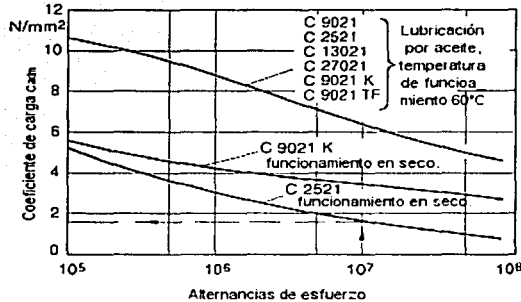


Fig. 5-1 Coeficientes de carga para engranes hechos con acetato (combinación acetato/acetato a v=12 m/s)

5.1.2 Temperatura en los flancos de los dientes

La resistencia de los termoplásticos depende de la temperatura. Si los dientes alcanzan altas temperaturas, ello reduce el esfuerzo admisible en su talón e influye en su deformación. La presión admisible sobre los flancos depende, entre otros factores, de la temperatura alcanzada por los mismos. Para la temperatura en los flancos de los dientes de los engranes que giren a velocidades superiores a 5 m/s vale la siguiente ecuación:

$$T_{1,2} = T_a + 0.136 \cdot P \cdot \mu \cdot \frac{1+i}{z_2 + 5} \left[\frac{17100 \cdot k_2}{t_2 \cdot z_{1,2} \cdot (v \cdot m)^x} + \frac{6.3 \cdot k_3}{A} \right] [^{\circ}\text{C}] \quad (5-4)$$

Donde:

$T_{1,2}$ Es la temperatura en los flancos de los dientes de los engranes 1 y 2 respectivamente [$^{\circ}\text{C}$]

T_a Es la temperatura en las inmediaciones del engrane [$^{\circ}\text{C}$]

μ Coeficiente dinámico de rozamiento de los materiales en contacto.

P Potencia [W]

A Superficie de la caja de los engranes [m^2]

- t Anchura mínima de diente [mm]
- m Módulo [mm]
- $z_{1,2}$ Número de dientes de las ruedas 1 y 2 respectivamente
- i Relación de número de dientes z_2/z_1
- v Velocidad tangencial [m/s]
- k_2 Valor auxiliar
- k_3 Valor auxiliar [K m²/W]
- x Exponente

La siguiente sustitución de valores de la ecuación 5-4 es válida para el engrane sol y planetas por tener mismo número de dientes.

$$T_{1,2}^{\circ} = 60 + 0.136 \cdot 114.33 \cdot 0.01 \cdot \frac{1+1}{25+5} \left[\frac{17100 \cdot 2.5}{25.4 \cdot 25 \cdot (0.68068 \cdot 0.8)^{0.75}} + \frac{6.3 \cdot 0}{2224} \right] [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{1,2}^{\circ} = 61.1^{\circ}\text{C}$$

En engranes pequeños, el calor generado adicionalmente por fricción suele carecer de importancia si la velocidad tangencial de los engranes es menor a 5 m/s, lo cual se aplica para esta transmisión, ya que la velocidad tangencial es menor a 1 m/s; realizando el cálculo con la ecuación, se observa que la temperatura no se incrementa siquiera 5°C, por lo que el software despliega la temperatura en los flancos igual que la temperatura en las inmediaciones.

5.1.3 Carga admisible en la raíz de los dientes.

La base para dimensionar el dentado la constituyen los esfuerzos de flexión que la fuerza tangencial F_t provoca en la raíz de los dientes. Para la tensión en la raíz de los dientes vale la siguiente ecuación:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_{\epsilon} \leq \sigma_{FP} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (5-5)$$

σ_{FP} Tensión admisible en la raíz de los dientes [N/mm²]

Y_F Factor del perfil del diente (se obtiene de la fig. 5-2)

$Y_{\epsilon} = \frac{1}{\epsilon_{\alpha}}$ Factor de carga (ver fig. 5-3)

ϵ_{α} Recubrimiento del perfil.

El denominado factor de marcha, que se cita adicionalmente en DIN 3990, se considera igual a 1, lo mismo que los restantes factores de los que todavía se carece de valores empíricos para engranes de plástico.

El factor del perfil de diente Y_F tiene en cuenta la influencia de dicho perfil sobre la fuerza que actúa sobre los dientes y, el factor de carga Y_L , el efecto del recubrimiento. De las figuras 5-2 y 5-3 pueden tomarse Y_F y Y_L para engranes de dientes rectos (ángulo de engrane $\alpha=20^\circ$). Pese a que tales factores son válidos estrictamente para engranes metálicos, puede usarse también para el cálculo de engranes de plástico, sin tomar en cuenta que los dientes de éstos sufren mayor deformación bajo carga y que la holgura de la cabeza y los flancos varía más al calentarse. Recurriendo a DIN 3990, segunda hoja, resulta posible calcular con mayor exactitud el factor del perfil de diente Y_F , especialmente para perfiles especiales. Para engranes rectos provistos de dentado interior, el factor del perfil del diente se calcula a partir de:

$$Y_F = 2.06 - 1.18(2.25 - h^*) \quad (5-6)$$

h^* Factor de altura de los dientes, $h^* = \frac{h}{m} = \frac{d_a - d_f}{2}$

h altura de diente

d_a diámetro del círculo de cabeza

d_f diámetro del círculo interno

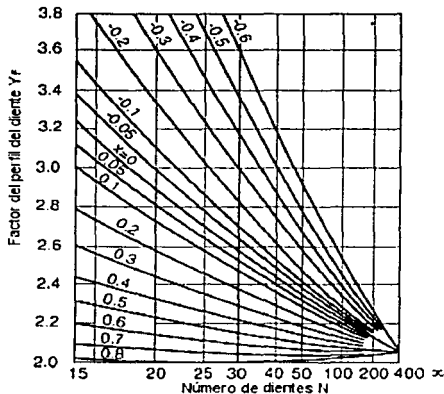


Fig 5-2 Factor del perfil de diente Y_F (x factor de desplazamiento del perfil)

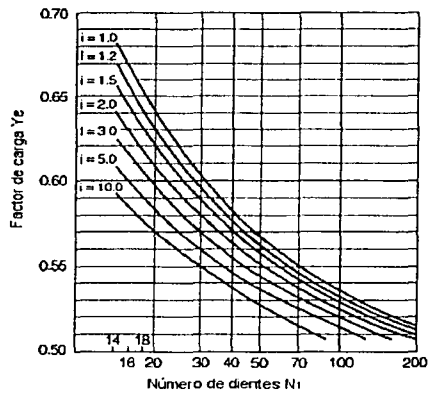


Fig. 5-3 Factor de carga Y_e para engranes rectos ($\alpha=20^\circ$, $x=0$, $i = n_2/n_1$)

Si el radio de redondeado de la raíz de los dientes supera en 0.25 veces el módulo, se aplicará el factor de entalla (según DIN 3990) $Y_s = 1$. La ecuación de σ_F no contiene ningún factor de entalla.

Para dentados con desplazamiento del perfil, el recubrimiento de éste es:

$$c_\alpha = \frac{Z_1}{2\pi} (\operatorname{tg}\alpha_{E1} - \operatorname{tg}\alpha_{A1}) \quad (5-7)$$

siendo

$$\operatorname{tg}\alpha_{A1} = \operatorname{tg}\alpha_{w1}(1+i) - i \cdot \operatorname{tg}\alpha_{A2} \quad (5-8)$$

$\operatorname{tg}\alpha_{E1}$ y $\operatorname{tg}\alpha_{A2}$ son dimensiones auxiliares para determinar el recubrimiento del perfil. Los valores en funcionamiento correspondientes a $\operatorname{tg}\alpha_{E1}$ y $\operatorname{tg}\alpha_{A2}$ contiene la fig.5-4 en función de un factor auxiliar D.

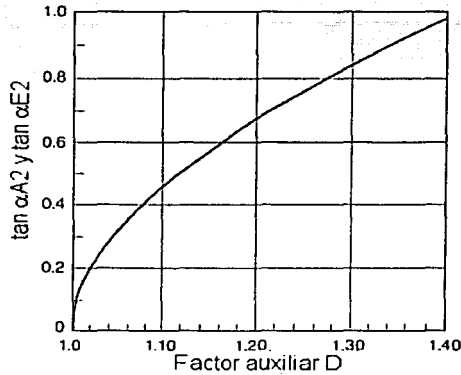


Fig. 5-4 Diagrama auxiliar para calcular el recubrimiento del perfil α_a .

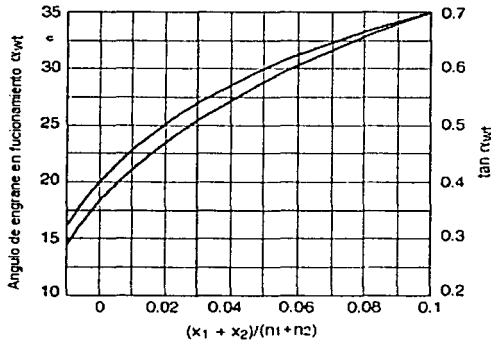


Fig. 5-5 Ángulo de engranes en funcionamiento α_{wt} y $\tan \alpha_{wt}$.

Con $D_1 = \frac{d_{a1}}{d_{b1}}$ se toma $\tan \alpha_{E1}$ de la fig.5-4 y

Con $D_2 = \frac{d_{a2}}{d_{b2}}$ el valor correspondiente a $\tan \alpha_{A2}$.

En ángulo de engrane en funcionamiento α_{wt} se ha hecho constar en la fig.5-5 para engranes rectos.

La tensión admisible en la raíz de los dientes σ_{FP} es el resultado de la resistencia $\sigma_{F\ lim}$ del mismo y el factor de seguridad S_F :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\ lim}}{S_F} \quad (5-9)$$

En la figura 5-6 se indica la resistencia en la raíz de los dientes para el Hostaform (Acetal de Ticona) y, en la figura 5-7, la correspondiente al Hostadur B (polibutilentereftalato de Ticona) y al Hostalen GUR (Polietileno de ultra alto peso molecular de Ticona).

Para el coeficiente de seguridad S_F son válidos los siguientes valores empíricos:

$S_F = 1.1$ a 1.2 en funcionamiento normal,

$S_F = 1.3$ a 1.4 para frecuentes cambios.

En determinados casos, puede resultar necesario aplicar coeficientes de seguridad más altos.

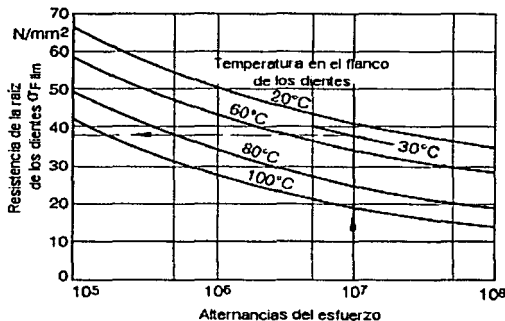


Fig. 5-6 Resistencia en la raíz de los dientes $\sigma_{F\ lim}$ para engranes hechos de Hostaform.

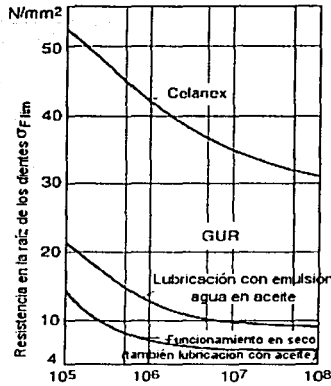


Fig. 5-7 Resistencia en la raíz de los dientes σ_{Flim} en engranes hechos de Hostadur B y Hostalen GUR a temperatura ambiente.

La tensión admisible en la raíz de los dientes σ_{FP} deberá multiplicarse por el factor 0.7 si la rueda dentada engrana simultáneamente con varias ruedas dentadas y la fuerza tangencial cambia de sentido durante un giro.

Cuando un engrane se atasca, sus dientes se rompen cuando la tensión en su talón σ_F excede de 65-70 N/mm² para el caso del Hostaform C.

Para la primera alternativa, que, es el caso en que se está trabajando, al sustituir valores en la ecuación y obteniendo los valores Y_F y Y_c de las figuras 5-2 y 5-3 respectivamente se tiene:

$$\sigma_F = \frac{167.97}{25.4 \cdot 0.8} \cdot 2.72 \cdot 0.62 = 13.94 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Este valor debe ser menor al esfuerzo máximo permisible del material dado por la ecuación 5-9; el valor de σ_{Flim} es obtenido de la figura 5-6.

$$\sigma_{FP} = \frac{32}{1.1} = 29.091 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Se sabe que el sol y el planeta están en contacto simultáneamente con más de un engrane, pero la fuerza tangencial no cambia de sentido durante el giro, por tanto, no es necesario utilizar el factor de 0.7.

Comparando:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FHm}$$

5.1.4 Carga admisible en el flanco de los dientes.

Al sufrir sobrecargas, los engranes de plástico que funcionan en seco o han sido lubricados de por vida, fallan principalmente a causa del excesivo desgaste que experimentan los flancos de sus dientes. En ocasiones también se producen hoyuelos. En ambos casos, resulta decisiva la presión que actúa sobre sus flancos σ_H .

Para ésta presión es válida la siguiente ecuación según DIN 3990:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b_k \cdot d} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot z_H \cdot Z_M} \leq \sigma_{HP} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (5-10)$$

Donde:

- σ_H Presión sobre los flancos (presión de Hertz) $[\text{N/mm}^2]$
- σ_{HP} Presión admisible sobre los flancos, ver fig5-8 $[\text{N/mm}^2]$
- F_t Fuerza tangencial en el círculo primitivo $[\text{N}]$
- b_k Anchura mínima de diente $[\text{mm}]$
- d Diámetro del círculo primitivo $[\text{mm}]$
- i Relación de número de dientes z_2/z_1
- Z_H Factor de forma de los flancos
- Z_M Factor de material, ver fig5-9 $[\text{N/mm}^2]$

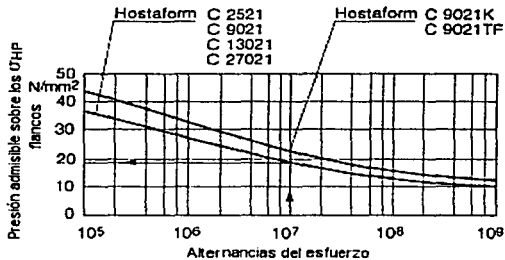


Fig.5-8 Valores orientativos para la presión admisible sobre los flancos σ_{HP} en ruedas dentadas de Hostaform no lubricadas, a una velocidad tangencial $v=12\text{m/s}$, temperatura en los flancos $T \approx 60^\circ\text{C}$.

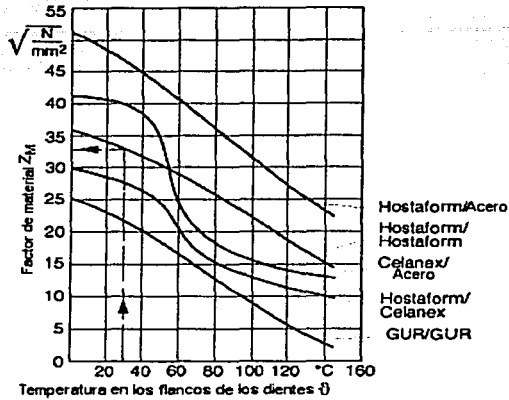


Fig. 5-9 Factor de material Z_M en función de la temperatura en los flancos de los dientes T° .

El factor de forma de los flancos es $Z_H = 1.76$ para los engranes rectos con un ángulo de presión $\alpha = 20^{\circ}$, sin desplazamiento de perfil. Para otros ángulos de presión es válida la siguiente ecuación:

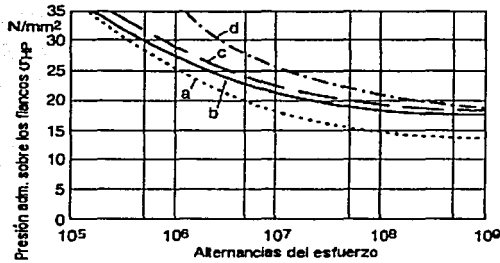
$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{1}{\text{tg} \alpha_{wt}}} \quad (5-11)$$

Que significan:

α Ángulo de presión en corte normal.

α_{wt} Ángulo de presión en funcionamiento.

La figura 5-8 proporciona valores que orientan respecto a la presión admisible sobre los flancos σ_{HP} en engranes de Hostaform a temperaturas en los flancos $T \leq 60^{\circ}\text{C}$ y, la figura 5-10, los correspondientes a los valores del Hostadur B.



- a Celanex 2500/acero, no lubricado
- b Celanex 2500 /Hostaform C 9021, no lubricado
- c Celanex 2300 GV1/20 /Hostaform C 2521, no lubricado
- d Celanex 2300 GV1/20 /Hostaform C 2521, lubricado de por vida durante el montaje

Fig. 5-10 Valores guía para la presión admisible sobre los flancos σ_{HP} en ruedas dentadas de Hostadur a una velocidad tangencial $v=12\text{m/s}$.

Aplicando la ecuación 5-10 para la primer alternativa y substituyendo valores se tiene:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{167.97}{25.4 \cdot 20} \cdot \frac{1+1}{1}} \cdot 1.76 \cdot 28 = 40.07 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

El factor Z_H es tomado del valor del que se ha mencionado anteriormente y Z_M se toma de la figura 5-9.

$$\sigma_{HP} = 18 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Por tanto, comparando resultados:

$$\sigma_H > \sigma_{HP}$$

Cabe aclarar que el valor de σ_{HP} tomado de la figura 5-8, no es el real para los engranes, ya que la velocidad a la que trabaja la transmisión es menor a 1 m/s con engranes lubricados, lo que influencia en el esfuerzo y aumenta σ_{HP} , por tanto se tomará como bueno el valor proporcionado por el software ZahnCalc.

Puede decirse que esta alternativa no cumple con la duración, ya que los engranes sol y los planetas se desgastan y la transmisión fallaría antes de su tiempo de vida especificado.

5.1.5 Deformación de los dientes

El ruido que producen los engranes en marcha se acentúa si existen defectos en su dentado o deformaciones provocadas por esfuerzos en los dientes engranados. Por ello, hay que limitar la deformación de éstos.

Para desplazar la cabeza de los dientes en sentido tangencial (figura 5-11), es válida la siguiente ecuación:

$$\lambda = \frac{3F_t}{2 \cdot b_k \cdot \cos \alpha} \cdot \varphi \left(\frac{\psi_1}{E_1} + \frac{\psi_2}{E_2} \right) \text{ [mm]} \quad (5-12)$$

Que significan:

- F_t Fuerza tangencial [N]
- b_k Anchura mínima de los dientes [mm]
- α Ángulo de presión en el círculo primitivo [°]
- φ Dimensión auxiliar (ver fig5-12)
- ψ_1, ψ_2 Dimensiones auxiliares (ver fig5-13)
- E_1, E_2 Módulos dinámicos de elasticidad [N/mm²] de los materiales utilizados para fabricar engranes, ver fig5-14 (DIN 53445)

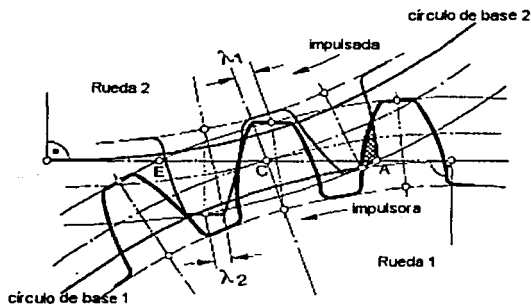


Fig.5-11 deformaciones de los dientes λ_1 y λ_2

El desplazamiento de la cabeza de los dientes bajo carga se considera un criterio para su deformación. Su límite admisible depende de que tan silencioso y durable se exija el engrane. Según la experiencia, puede admitirse como máximo la siguiente tolerancia:

$$\lambda_{adm} \approx 0.1 \cdot m_n \text{ [mm]}$$

Si se sobrepasa este valor, aumenta considerablemente la el nivel de ruido. A continuación se substituyen los valores en la ecuación 5-12 para la primer alternativa del conjunto solución, por lo que se tiene que:

$$\lambda = \frac{3 \cdot 167.97}{2 \cdot 25.4 \cdot \cos 20} \cdot 7.65 \left(\frac{1}{2000} + \frac{1}{2000} \right) = 0.08 \text{ mm}$$

Realizando el cálculo de la deformación máxima permisible, se encuentra que:

$$\lambda_{\text{adm.}} = 0.1 \cdot 0.8 = 0.08 \text{ [mm]}$$

Ello quiere decir que la transmisión se encuentra en el límite, por lo que llegaría a necesitar modificaciones en el perfil de los dientes.

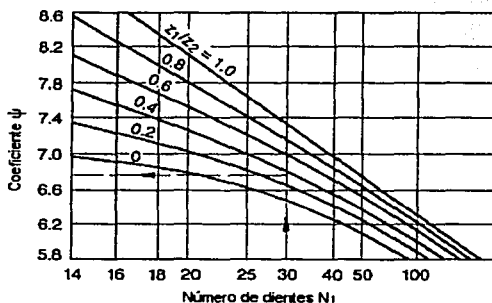


Fig. 5-12 Coeficiente ψ para calcular la deformación de los dientes.

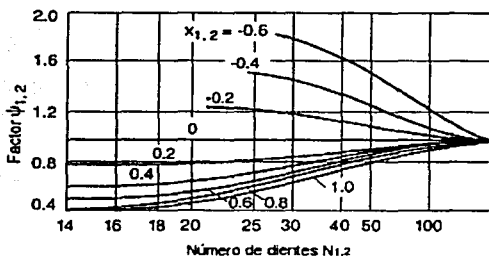


Fig. 5-13 Coeficiente ψ para calcular la deformación de los dientes.

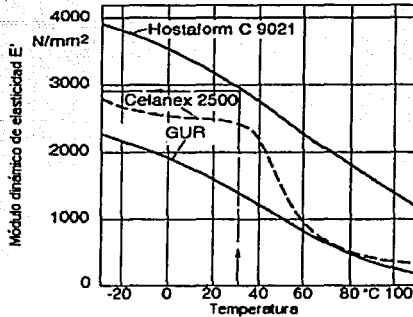


Fig. 5-14 Módulo dinámico de elasticidad E' en función de la temperatura del Hostalorm B 2500 y Hostalorm GUR, calculado a partir de módulos de cizallamiento medidos según DIN 53 445 (ISO 537) (a una frecuencia aproximada de 10Hz.)

Una vez realizados los cálculos, puede realizarse el análisis en el software ZahnCalc y comparar resultados, la figura 5-15 muestra la pantalla de despliegue de resultados. Puede observarse que el resultado de un esfuerzo existente, si es superior a un esfuerzo permitido, el despliegue está en color rojo y aparece la advertencia en la ventana de observaciones.

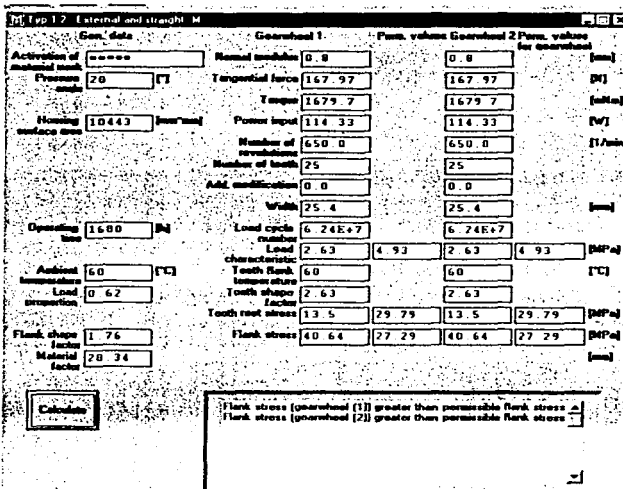


Fig 5-15 Pantalla del software ZahnCalc ya realizado el análisis.

Una vez validado el software, se realizan ejecuciones del mismo para las demás alternativas. En la tabla 5-1 se encuentran los cálculos de esfuerzos que se encuentran en cada una de las alternativas del conjunto solución, junto con los esfuerzos permisibles por los materiales. Cabe recordar que estos cálculos son únicamente para la pareja de engrane sol y engrane planeta. Los resultados de los análisis planeta-corona se encuentran en las tablas 5-2 y 5-3 respectivamente.

	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Referencia		Unidades
	1	2	3	4	5	6	Sol	Planeta	
No. dientes Corona	75	78	81	84	87	90	107	107	dientes
No. dientes Sol	25	26	27	28	29	30	25	—	dientes
No. dientes Planeta	25	26	27	28	29	30	—	41	dientes
Ancho de cara	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	mm
Diámetro corona	60	62.4	64.8	67.2	69.6	72	85.6	85.6	mm
Area de la corona	10443	11096	11767	12456	13163	13888	18340	18340	mm ²
Factor de carga	2.63	2.53	2.44	2.35	2.27	2.19	1.6	1.6	MPa
Factor de carga permisible	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.61	4.93	MPa
Temperatura en los flancos	60	60	60	60	60	60	60	60	°C
Esfuerzo en la raíz del diente	13.5	12.76	12.14	11.54	11.01	10.51	7.97	7.24	MPa
Esfuerzo permisible en la raíz del diente	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	28.89	29.79	MPa
Esfuerzo en los flancos	40.64	39.07	37.63	36.28	35.03	33.86	28.47	28.47	MPa
Esfuerzo permisible en los flancos	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	25.21	27.29	MPa

Tabla 5-1 Soluciones del Software Zahncalc para engranes externos.

Como se puede observar en la tabla 5-1, ninguna de las soluciones propuestas soporta el desgaste existente en los dientes ya que el esfuerzo en los flancos supera considerablemente al permitido por el material; por lo tanto, es obligatorio el uso de lubricante, sin embargo, se observa que conforme el tamaño de la transmisión se incrementa, los esfuerzos disminuyen. También se observa que la más cercana a poder cumplir con las especificaciones propuestas es la transmisión de referencia. Las dos posibilidades que podrían llevarse a cabo son: cambiar la especificación de los materiales o bien, modificar la geometría, ya sea incrementar el módulo o modificar el diente.

Una vez que se realizaron los análisis para el contacto sol-planeta, pueden llevarse a cabo los análisis para el contacto planeta-corona. Como se observa en la tablas 5-2 y 5-3, no existe ningún problema respecto con el esfuerzo en la raíz de los dientes o esfuerzo en los flancos de los dientes en cualquiera de los engranes en este contacto que pueda provocar la falla del material o el desgaste del diente.

	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Referencia	
	1	2	3	4	5	6	Planeta	Unidades
No. dientes Planeta	25	26	27	28	29	30	41	dientes
Ancho de cara	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	mm
Factor de carga	2.63	2.53	2.44	2.35	2.27	2.19	1.6	MPa
Factor de carga permisible	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	MPa
Temperatura en los flancos	60	60	60	60	60	60	60	°C
Esfuerzo en la raíz del diente	11.27	10.72	10.26	9.81	9.42	9.03	6.22	MPa
Esfuerzo permisible en la raíz del diente	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	MPa
Esfuerzo en los flancos	23.46	22.56	21.72	20.95	20.23	19.55	13.76	MPa
Esfuerzo permisible en los flancos	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	MPa

Tabal 5.2 Esfuerzos en el planeta al estar en contacto con la corona.

Para el engrane planeta se puede hablar de un factor de seguridad mínimo de 1.16 y un máximo de 1.98 para un esfuerzo en los flancos mientras que el esfuerzo en la raíz del diente se habla de un factor de seguridad mínimo de 2.64 y un máximo de 4.79; para la corona se observa algo semejante, el esfuerzo en la raíz del diente tiene un factor de seguridad mínimo de 3.63 y un máximo de 5.91; para el esfuerzo en los flancos de los dientes de la corona hay un factor de seguridad mínimo de 1.41 y un máximo de 2.35; lo que quiere decir que cualquier modificación que se realice en la especificación de materiales o modificación en la geometría, no será relevante para el contacto planeta-corona.

	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Referencia	
	1	2	3	4	5	6	Corona	Unidades
No. dientes Corona	75	78	81	84	87	90	107	dientes
Ancho de cara	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	mm
Diámetro corona	60	62.4	64.8	67.2	69.6	72	85.6	mm
Area de la corona	10443	11096	11767	12456	13163	13888	18340.37	mm ²
Factor de carga	2.63	2.53	2.44	2.35	2.27	2.19	1.6	MPa
Factor de carga permisible	5.86	5.86	5.86	5.86	5.86	5.86	5.73	MPa
Temperatura en los flancos	60	60	60	60	60	60	60	°C
Esfuerzo en la raíz del diente	8.9	8.56	8.25	7.96	7.69	7.44	5.41	MPa
Esfuerzo permisible en la raíz del diente	32.34	32.34	32.34	32.34	32.34	32.34	31.97	MPa
Esfuerzo en los flancos	23.46	22.56	21.72	20.95	20.23	19.55	13.76	MPa
Esfuerzo permisible en los flancos	33.12	33.12	33.12	33.12	33.12	33.12	32.3	MPa

Tabla 5-3 Esfuerzos en la corona al estar en contacto con un planeta.

En el manual de Plásticos Técnicos [9] existe una recomendación de diseño que dice:

"La tensión en la raíz de los dientes σ_F es inversamente proporcional al módulo m ; de ello se infiere que, si el módulo es mayor, resultará posible transmitir una fuerza tangencial F_t más alta y, consecuentemente, un momento de giro M_d también más alto. A un diámetro determinado de la rueda d , el módulo se ve limitado por el número mínimo de dientes N_{min} ."

"Un módulo alto implica dientes de gran altura, lo cual supone una ventaja en cuanto a las tolerancias admisibles en la distancia entre ejes (también por variaciones de temperatura). Con vistas al desgaste de los flancos de los dientes, hay que procurar que el módulo sea lo más bajo posible, puesto que con ello también se reduce la fricción superficial, que es el nombre dado al producto de presión sobre los flancos σ_H y velocidad tangencial media v_g , una presión más reducida sobre los flancos es el resultado de una menor curvatura, y una velocidad de deslizamiento más baja la consecuencia de dientes menos altos."

Antes de realizar alguna modificación en la geometría del diente, existe la posibilidad de incrementar el tamaño de la transmisión, como se ha visto, el diámetro de paso de la corona de todas las propuestas está muy por debajo del diámetro de paso de la corona de referencia, por lo que se puede hacer crecer a la transmisión incrementando el módulo. La referencia continua siendo el módulo de 0.8 mm y a partir de este valor habrá incrementos de 0.05 mm en la primera alternativa del conjunto solución. El incremento del módulo se detendrá hasta que la solución sea válida o el diámetro de la corona supere al diámetro de la corona de referencia. En la tabla 5-4 se muestran los resultados.

Módulo	0.8	0.85	0.9	0.95	1	1.05	1.1	1.15	mm
Ancho de cara	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	mm
Diámetro corona	60	63.75	67.5	71.25	75	78.75	82.5	86.25	mm
Area de la corona	10443	11471	12543	13660	14820	16025	17274	18568	mm ²
Factor de carga	2.63	2.33	2.08	1.87	1.68	1.53	1.39	1.27	MPa
Factor de carga permisible	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.61	4.93	MPa
Temperatura en los flancos	60	60	60	60	60	60	60	60	°C
Esfuerzo en la raíz del diente	13.5	11.96	10.67	9.56	8.64	7.83	7.15	6.54	MPa
Esfuerzo permisible en la raíz del diente	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	28.89	29.79	MPa
Esfuerzo en los flancos	40.64	38.25	36.12	34.22	32.51	30.96	29.55	28.27	MPa
Esfuerzo permisible en los flancos	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	MPa

Tabla 5-4 Análisis de la primera propuesta con distintos módulos.

En la tabla anterior se observa que para la primer alternativa del conjunto solución no existe una propuesta que pueda cumplir las especificaciones con los materiales especificados hasta ahora. Para poder determinar si con estos

materiales podría existir alguna solución, se realizará la tabla de la última alternativa para poder comparar.

Módulo	0.8	0.85	0.9	0.95	1 mm
Ancho de cara	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4 mm
Diámetro corona	72	76.5	81	85.5	90 mm
Área de la corona	13888	15297	16770	18306	19905 mm ²
Factor de carga	2.19	1.94	1.73	1.55	1.4 MPa
Factor de carga permisible	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93 MPa
Temperatura en los flancos	60	60	60	60	60 °C
Esfuerzo en la raíz del diente	10.51	9.32	8.32	7.46	6.73 MPa
Esfuerzo permisible en la raíz del diente	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79 MPa
Esfuerzo en los flancos	33.86	31.87	30.1	28.52	27.09 MPa
Esfuerzo permisible en los flancos	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29 MPa

Tabla 5-5 Análisis de la segunda propuesta con distintos módulos.

Puede notarse en la tabla 5-5 que no existe una solución posible con la geometría actual o con los materiales que hasta ahora se han especificado. Existe un material optativo en los materiales aplicados en el software ZhanCalc cuyas propiedades son mejoradas, incrementando el esfuerzo permisible en los flancos del diente y al mismo tiempo disminuyendo la fricción. El material mencionado se observa en la figura 5-16.

Fig. 5-16 Selección de material especial con propiedades de deslizamiento.

Ahora se especifica este material para el engrane sol, ya que sus dientes trabajan 4 veces más que los de un planeta., se realizan nuevos análisis con los

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

cambios dichos y en la tabla 5-6 se reportan las soluciones que cumplen con los esfuerzos exigidos y el tamaño de la corona. El análisis que se reporta en esta tabla, es la solución únicamente para el planeta ya que es el engrane crítico por sus valores de esfuerzos permisibles inferiores a los del sol. Existe un nuevo renglón en esta tabla, el cuál indica el factor de seguridad para el esfuerzo en los flancos

	Opción ^a	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Opción	Unidades
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
ntes Corona	75	78	78	81	81	84	84	87	87	90	90	dientes	
ntes Sol	25	26	26	27	27	28	28	29	29	30	30	dientes	
ntes Planeta	25	26	26	27	27	28	28	29	29	30	30	dientes	
	1.13	1.08	1.1	1.04	1.05	1	1.02	0.97	0.98	0.94	0.95	mm	
de cara	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	25.4	mm	
ro corona	84.75	84.24	85.8	84.24	85.05	84	85.68	84.39	85.26	84.6	85.5	mm	
de la corona	18045	17869	18410	17869	18149	17786	18368	17921	18222	17993	18306	mm ²	
de carga	1.32	1.29	1.34	1.44	1.41	1.5	1.45	1.54	1.51	1.59	1.55	MPa	
de carga													
ible	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	MPa	
zo en la raíz													
nte	6.76	7.02	6.76	7.19	7.05	7.4	7.1	7.48	7.35	7.63	7.46	MPa	
zo permisible													
liz del diente	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	29.79	MPa	
zo en los													
	26.97	27.13	26.64	27.13	26.88	27.21	26.68	27.09	26.81	27.02	26.73	MPa	
zo permisible													
flancos	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	27.29	MPa	
de seguridad													
cos	1.012	1.006	1.024	1.006	1.015	1.003	1.023	1.007	1.018	1.01	1.021		

Tabla 5-6 Soluciones que cumplen con tamaño y esfuerzos.

Los factores de seguridad en los flancos son muy bajos, por lo que debe realizarse alguna otra modificación geométrica o de materiales. A partir de este punto se puede comenzar a trabajar con una sola opción. Si se pone atención en los factores de seguridad, puede observarse que los dos mayores, es decir, opciones 3 y 7, el diámetro de la corona es mayor que el de referencia, sin embargo la opción 11 está muy cerca de ellos sin pasar de este límite, por lo que puede considerarse opción única ya que conjuga el máximo tamaño con el mínimo esfuerzo presentado. Retomando la tabla 4-4, donde se muestra el cálculo de fuerzas presentes en los dientes, se observa también que las fuerzas para la análoga a la opción 11, son menores que en todas las demás.

A continuación, se realiza un análisis con el mismo módulo de la opción 11 pero con el material de propiedades de deslizamiento para ambos engranes. El resultado se encuentra a continuación.

	Unidades
No. dientes Corona	90 dientes
No. dientes Sol	30 dientes
No. dientes Planeta	30 dientes
Módulo	0.95 mm
Ancho de cara	25.4 mm
Diámetro corona	85.5 mm
Area de la corona	18306 mm ²
Factor de carga	1.55 MPa
Factor de carga permisible	4.93 MPa
Esfuerzo en la raíz del diente	7.46 MPa
Esfuerzo permisible en la raíz del diente	29.79 MPa
Esfuerzo en los flancos	25.25 MPa
Esfuerzo permisible en los flancos	33.63 MPa
Factor de seguridad en flancos	1.3319

Tabla 5-7 Resultado del análisis con acetal especial para engranes.

Como se observa en la tabla 5-7, el esfuerzo que se presenta en los flancos de los dientes continúa bajando, mientras que el esfuerzo permisible aumenta, dando como resultado un factor de seguridad significativo. Es recomendable para todo tipo de trenes de engranes utilizar distintos tipos de materiales que se encuentren en contacto, reduciendo así el coeficiente de fricción. Está comprobado a través de los análisis realizados, que el acetal en sí es un material de bajo precio que cumple con las especificaciones de esta transmisión.

Con relación al comentario anteriormente hecho, es necesario realizar cambios en la especificación de materiales. De acuerdo a la tabla 5-8 de propiedades mecánicas de los materiales, podrán elegirse los materiales más convenientes para la transmisión.

Material			Acetal uso gral.	Acetal con 25% F.V.	Acetal modificado
Propiedad	Método de prueba	Unidades			
Densidad	ISO1183	kg/m ³	1.41	1.58	1.4
Elongación hasta rotura	ISO 527	%	9	2 (rotura)	2
Esfuerzo a la cedencia	ISO 527-2/1A	MPa	66	133 (rotura)	69
Módulo de elasticidad	ISO 527-2/1A	MPa	2,780	8,600	2,870
Módulo de flexión	ISO 178	MPa	2,640	8,690	2,760
Resistencia al impacto Izod	ISO 180/1A	KJ/m ²	5.5	6	8.3
Contracción en dirección al flujo	ISO 294-3,-4	%	2.2	0.4	2.3

Tabla 5-8 Propiedades mecánicas de los copolímeros de acetal de Ticona.

El acetal de uso general no cumple con el desempeño esperado ya que es un grado sin ninguna carga que mejore las propiedades mecánicas, sin embargo, el copolímero modificado al rozamiento es un material que soporta el desgaste en comparación con el acetal de propósito general, por lo que su especificación puede citarse en alguno de los engranes. Como se requiere un material con propiedades superiores al acetal de propósito general, se propone

acetal con 25% de fibra corta de vidrio para el engrane sol, soportando mayores esfuerzos, aunque el acetal con carga es un material más abrasivo al contacto por la fibra de vidrio, el rozamiento se reducirá con la especificación del acetal modificado a la fricción para los planetas, ayudado por el aceite lubricante de la transmisión. Aunque la corona no tiene problema alguno de sobrecarga o desgaste, se especifica de acetal con 25% de carga mineral por su resistencia a la flexión y a la tensión, ya que debe recordarse que este engrane forma parte de la carcasa que se une al embrague y soporta todo el par cuando la máquina se encuentra en el ciclo de centrifugado.

5.2 Modificaciones del perfil del diente.

Existen distintas formas de balancear esfuerzos en un par de engranes en contacto, se han desarrollado distintas técnicas; entre ellas se encuentran incrementar el número de dientes del piñón y/o incrementar el ángulo de presión de operación; otra forma de balanceo es alargar el adendo del piñón y disminuir el adendo del engrane, esta última es la más adecuada para un arreglo planetario ya que esta modificación no altera la distancia entre centros restringida por el engrane corona, a su vez, disminuye el esfuerzo concentrado en la raíz de los dientes en el sol, distribuyéndolo entre los planetas, reduciendo así los riegos de falla del material. Shigley [7] menciona que esta modificación no es funcional para engranes con el mismo número de dientes en el piñón y en el engrane, pero esta teoría no es aplicable a los trenes de engranes planetarios, ya que el piñón (en este caso el sol) está en contacto con más de un engrane simultáneamente. Otras ventajas de esta modificación son la eliminación de socavamiento y el engrosamiento de los dientes del sol.

El principio de la construcción de estos engranes es basada en recorrer la cremallera base hacia el cilindro que forma el planeta la misma distancia que se retira del sol, creándose un desplazamiento del perfil, caracterizado por el factor adimensional "y", según norma AGMA. Se observa entonces que $y_2 = -y_1$, por propiedades de la involuta, en el ángulo de presión no hay variación, lo que quiere decir que los engranes operarán con el mismo ángulo de presión con el que fueron cortados. Debido a que no hay cambio en el ángulo de presión, la distancia entre centros no varía.

En la figura 5-17 se observan los posibles desplazamientos del perfil que pueden realizarse y como varía con respecto al número de dientes. En los tres incisos, existe un desplazamiento positivo y negativo, en la figura 5-17a se denota con mayor facilidad el escotamiento de la raíz del diente conforme el desplazamiento de la cremallera se va haciendo más negativo; por otro lado, la punta del diente se adelgaza conforme el desplazamiento se incrementa, así como la raíz se ensancha. Para todo número de dientes ocurre lo mismo, como ejemplo están las figuras 5-17b y 5-17c.

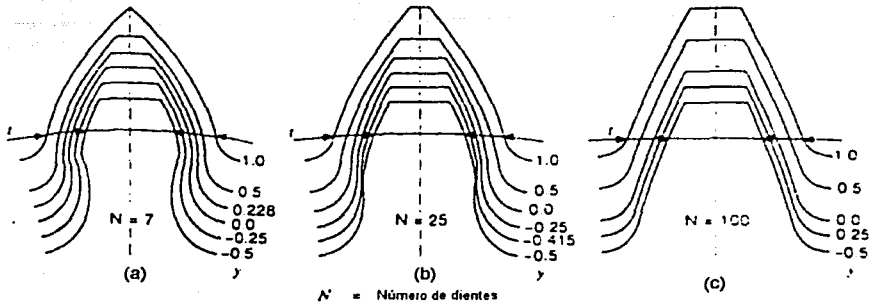


Fig. 5-17 Influencia del desplazamiento del perfil sobre el perfil de los dientes.

Aunque los esfuerzos existentes en el contacto sol-planetas son menores a los permisibles, se sabe que un diente del sol trabaja cuatro veces más que un diente de un planeta, por lo que es recomendable un balanceo de esfuerzos a través de un adendo largo corto.

A continuación se realizan los cálculos de la geometría final de la transmisión. El valor recomendado por la tabla de modificación de adendos [8] son los siguientes:

$$a_p = 1.011$$

$$a_G = 0.989$$

Estos valores son obtenidos a partir de que existe una relación de 1 respecto al número de dientes entre el sol y el planeta.

Para conocer el diámetro externo de un engrane estándar de plástico, es necesario conocer su diámetro de paso dado por:

$$d = m N = (0.95)(30) = 28.5\text{mm} \quad (5.13)$$

El diámetro externo estándar de un engrane externo está dado por:

$$d_0 = d + 2a_{BR} \quad (5.14)$$

Donde: d es el diámetro de paso
 a_{BR} adendo de la cremallera base:

Pero como se tiene el valor del adendo modificado se substituirá en la ecuación 5.14 de la siguiente forma:

$$a_p = 1.011(m) = 0.96045\text{mm}$$

$$d_0 = 20 + 2(0.96045) = 21.9209 = 21.92 \text{ mm}$$

Para los planetas se tiene que el adendo modificado se obtiene que:

$$a_G = 0.989(m) = 0.93955 \text{ mm}$$

$$d_0 = 20 + 2(0.93955) = 21.8791 = 21.88 \text{ mm}$$

Para no perder la geometría, el adendo modificado del sol será el mismo para la corona. El diámetro interno estándar de la corona está dado por:

$$d_i = d - 2a_p \quad (5.15)$$

Obteniendo el diámetro de paso e interno con adendo modificado para la corona se tiene:

$$d = (0.95)(90) = 85.5 \text{ mm}$$

$$d_i = 85.5 - 2(0.96045) = 83.57916 \text{ mm} = 83.58 \text{ mm}$$

Para la solución que se presenta, se debe calcular el espesor de los dientes ya que varía conforme cambia la altura del adendo. La norma AGMA señala la ecuación separando el adendo estándar del desplazamiento de la cremallera, obteniendo el diámetro exterior para engranes externos no estándar:

$$d_0 = d + 2y + 2a_{BR} \quad (5.16)$$

Las ecuaciones 5.14 y 5.16 pueden igualarse ya que se trata del diámetro externo de engranes no estándar, siempre y cuando, en la ecuación 5.14 se substituya el valor de adendo modificado, esta igualación se realiza para obtener el desplazamiento de la cremallera.

$$d + 2y + 2a_{BR} = d + 2a_p$$

Donde "y" es el desplazamiento de la cremallera del disco que forma el engrane.

Eliminando términos semejantes y despejando "y":

$$y_p = a_p - a_{BR} \quad (5.17)$$

Substituyendo valores:

$$y_p = (1.011)(0.95) - 1(0.95) = 0.01045 \text{ mm}$$

Se sabe que el desplazamiento de la cremallera está dado por:

$$y_p = \frac{t - t_{BR}}{2 \tan \phi} \quad (5.18)$$

Donde : t es el espesor del diente del engrane
 ϕ es el ángulo de presión.
 t_{BR} es el espesor del diente de la cremallera base cuyo valor está dado por:

$$t_{BR} = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad (5.19)$$

$$t_{BR} = 1.5708 \cdot m = 1.5708 \cdot 0.95 = 1.4923 \text{ mm}$$

Como el ángulo de presión no ha variado, puede despejarse t de la ecuación 5.18 quedando:

$$t = 2y_p \tan \phi + t_{BR}$$

$$t_p = 2(0.01045) \tan 20^\circ + 1.4923 = 1.4999069 = 1.5 \text{ mm}$$

Para el caso de los planetas se realiza la analogía basada en la ecuación 5.17, de donde se obtiene que:

$$y_G = a_G - a_{BR}$$

Sustituyendo valores:

$$y_G = (0.989)(0.95) - 1(0.95) = -0.01045 \text{ mm}$$

Despejando el espesor del diente de la ecuación 5.18 se tiene

$$t_G = 2(-0.01045) \tan 20^\circ + 1.4923 = 1.4847 \text{ mm}$$

Antes de continuar con la determinación de las dimensiones, se comprobará si existe interferencia entre el sol y los planetas, en la tabla 5-9a se muestran las dimensiones necesarias para comprobar esquemáticamente la existencia de interferencia en el diseño estándar; a su vez, pueden compararse las dimensiones del diseño estándar y el modificado, comparando la tabla 5-9a con la tabla 5-9b. Las dimensiones calculadas en las tablas 5-9a y 5-9b, fueron calculados en base a la norma AGMA PT, siguiendo la figura 3-2.

Se sabe que el desplazamiento de la cremallera está dado por:

$$y_p = \frac{t - t_{BR}}{2 \tan \phi} \quad (5.18)$$

Donde : t es el espesor del diente del engrane
 ϕ es el ángulo de presión.
 t_{BR} es el espesor del diente de la cremallera base cuyo valor está dado por:

$$t_{BR} = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad (5.19)$$

$$t_{BR} = 1.5708 \cdot m = 1.5708 \cdot 0.95 = 1.4923 \text{ mm}$$

Como el ángulo de presión no ha variado, puede despejarse t de la ecuación 5.18 quedando:

$$t = 2y \tan \phi + t_{BR}$$

$$t_p = 2(0.01045) \tan 20^\circ + 1.4923 = 1.4999069 = 1.5 \text{ mm}$$

Para el caso de los planetas se realiza la analogía basada en la ecuación 5.17, de donde se obtiene que:

$$y_G = a_G - a_{BR}$$

Sustituyendo valores:

$$y_G = (0.989)(0.95) - 1(0.95) = -0.01045 \text{ mm}$$

Despejando el espesor del diente de la ecuación 5.18 se tiene

$$t_G = 2(-0.01045) \tan 20^\circ + 1.4923 = 1.4847 \text{ mm}$$

Antes de continuar con la determinación de las dimensiones, se comprobará si existe interferencia entre el sol y los planetas, en la tabla 5-9a se muestran las dimensiones necesarias para comprobar esquemáticamente la existencia de interferencia en el diseño estándar; a su vez, pueden compararse las dimensiones del diseño estándar y el modificado, comparando la tabla 5-9a con la tabla 5-9b. Las dimensiones calculadas en las tablas 5-9a y 5-9b, fueron calculados en base a la norma AGMA PT, siguiendo la figura 3-2.

Diseño Estándar						
Elemento	Diámetro de paso	Diámetro exterior	Diámetro interior	Diámetro de raíz	Diámetro base	Espesor del diente
Sol	28.5	30.4	---	25.973	26.7812	1.4923
Planeta	28.5	30.4	---	25.973	26.7812	1.4923
Corona	85.5	---	83.6	88.027	---	1.4923

Tabla 5-9a Dimensiones básicas de la transmisión estándar, medidas en milímetros.

Diseño Optimizado						
Elemento	Diámetro de paso	Diámetro exterior	Diámetro interior	Diámetro de raíz	Diámetro base	Espesor del diente
Sol	28.5	30.42	---	25.9939	26.7812	1.5
Planeta	28.5	30.38	---	25.9521	26.7812	1.4847
Corona	85.5	---	83.58	88.0061	---	1.5

Tabla 5-9b Dimensiones básicas de la transmisión optimizada, medidas en milímetros.

La comparación de los diseños estándar y optimizado, se muestra en la figura 5-18, donde se observa que en ninguno de los dos diseños existe interferencia, ya que el punto de contacto entre el diente conductor y diente conducido no sobrepasa los puntos A y B; estos puntos se identifican como los contactos de la línea de presión que es tangente a los dos círculos base, limitando la longitud de acción.

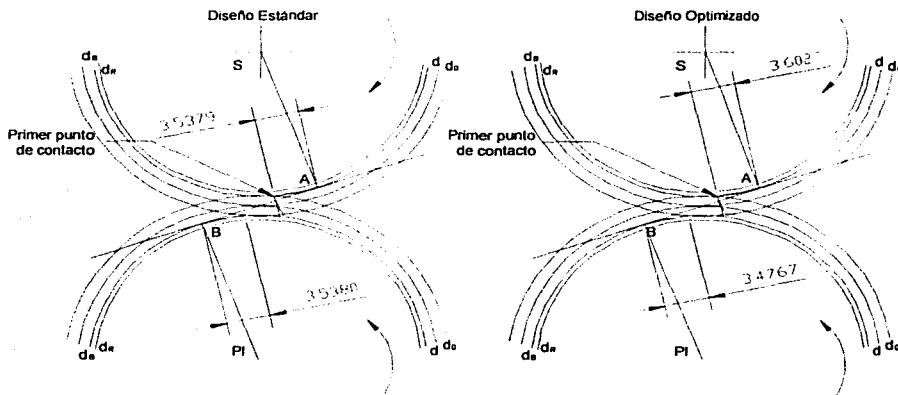


Fig. 5-18 Existencia de interferencia entre dientes.

Comparando ambos diseños puede contemplarse en la figura 5-18, en el diseño estándar, la misma longitud de arco en el avance que en el retroceso. Existe un incremento en el arco de aproximación cuando los dientes se tocan por primera vez, sin embargo, al finalizar el contacto, esa misma longitud es

recuperada en el arco de retroceso por lo que el contacto entre dientes se conserva.

Para conocer cuanto se modificó el adendo se utiliza la siguiente ecuación:

$$y = xm \text{ [mm]} \quad (5.18)$$

Donde x es el factor de modificación de adendo. Despejando a x de la ecuación 5.18 se tiene:

$$x = \frac{y}{m} \text{ [mm]}$$

Substituyendo para el sol y el planeta respectivamente:

$$x_p = \frac{0.01045}{0.95} = 0.011$$

$$x_g = \frac{-0.01045}{0.95} = -0.011$$

Con los factores de modificación de adendo, se puede realizar un último análisis, y al ser éste comparado con los análisis anteriormente realizados, se observa el cambio del factor de modificación de adendo, el cuál, es diferente a cero, a continuación se observa el ingreso de los datos y la ejecución del programa en la figura 5-18.

Se denota el balanceo de esfuerzos en el análisis, ya que anteriormente el esfuerzo en la raíz del diente era igual para el sol y para los planetas, mientras que en la figura 5-18 se presenta un incremento de 0.03 MPa en el esfuerzo existente en el planeta, la misma cantidad que se reduce en el sol, es decir existe un 0.4% de esfuerzo transferido al planeta. Aparentemente el esfuerzo transferido no es muy significativo, pero cabe recordar que este valor es por cada planeta.

La ganancia de la modificación no sólo es en esfuerzo, Adams [6] señala que para reducir el ruido en el funcionamiento de los engranes, se puede, entre otras posibilidades, balancear esfuerzos en el juego de engranes, así como realizar modificaciones en la raíz del diente y formar un radio de relajamiento en la punta de los dientes, estos dos últimos calculados a través de la norma AGMA PT. La acción de reducir el arco de aproximación en combinación con un radio de relajamiento en la punta de los dientes, provoca que las fuerzas de impacto en el primer contacto de los dientes sean reducidas, logrando disminuir el ruido en la transmisión.

Gen. data	Estimated 1	Perm. values	Estimated 2	Perm. values for materials
Analysis of material	0.95	0.95		
Pressure	117.87	117.87		
Force	1679.7	1679.7		
Hardening and case size	114.33	114.33		
	650.0	650.0		
	30	30		
	-0.01	0.01		
	25.4	25.4		
	6.24E+7	6.24E+7		
	1.55	4.93	1.55	4.93
	60	60		
	2.53	2.51		
	7.49	29.79	7.43	29.79
	25.25	33.63	25.25	33.63

Fig. 5-19 Análisis incluyendo la modificación de adendo.

Para poder construir los engranes, es necesario conocer el espesor del diente el diámetro externo.

El ángulo de presión ϕ_0 relaciona el diámetro base con el diámetro exterior, siendo una dimensión que influye en el cálculo del espesor del diente en el diámetro exterior y está dado por:

$$\phi_0 = \cos^{-1} \left[\frac{d_B}{d_o} \right] \quad (5.19)$$

El espesor del diente en el diámetro exterior está dado por:

$$t_o = d_o \left[\frac{t}{d} + \text{inv} \phi - \text{inv} \phi_0 \right] \quad (5.20)$$

Las ecuaciones aplicadas en la punta de los dientes de la corona son:

$$\phi_1 = \cos^{-1} \left[\frac{d_B}{d_i} \right] \quad (5.21)$$

El espesor del diente en el diámetro interior está dado por:

$$t_i = d_i \left[\frac{t}{d} - \text{inv}\phi + \text{inv}\phi_i \right] \quad (5.22)$$

Sustituyendo los valores de los diámetros del sol en la ecuación 5.19 se tiene:

$$\phi_0 = \cos^{-1} \left[\frac{26.7812}{30.4209} \right] = 28.3146^\circ$$

Sustituyendo el resultado anterior en la ecuación 5.20 y obteniendo de tablas [5] el valor de las involutas de los ángulos, se tiene:

$$t_0 = 30.4209 \left[\frac{1.5}{28.5} + 0.0149044 - 0.04452 \right] = 0.7002\text{mm}$$

En el caso de la corona, ϕ_0 se calcula de la misma manera que para los engranes externos, substituyendo d_0 por d_i , ya que se trata de un engrane interno.

Las modificaciones correspondientes para cada engrane son calculadas con las ecuaciones para engranes externos o internos respectivamente, los resultados se encuentran en la tabla 5-10 que a continuación se presenta.

Elemento	Sol	Planeta	Corona	Unidades
N	30	30	90	
d	28.5	28.5	85.5	mm
y	0.01045	-0.01045	0.01045	mm
adendo modificado	0.96045	0.93955	0.96045	mm
d_0	30.4209	30.3791	—	mm
d_i	—	—	83.5791	mm
t	1.5	1.4847	1.5	mm
d_B	26.7812	26.7812	80.3437	mm
ϕ_0	28.3146	28.1679	—	
ϕ_i	—	—	15.9942	
t_0	0.70017	0.70319	—	mm
t_i	—	—	0.84615	mm

Tabla 5-10 Datos de construcción de los engranes.

5.3 Planos y configuración final de la transmisión.

Una vez realizado el diseño de la transmisión, los resultados se complementan con los elementos adicionales que lleva cada engrane. A continuación, la figura 5-20 presenta el ensamble final de los engranes que conforman la transmisión.

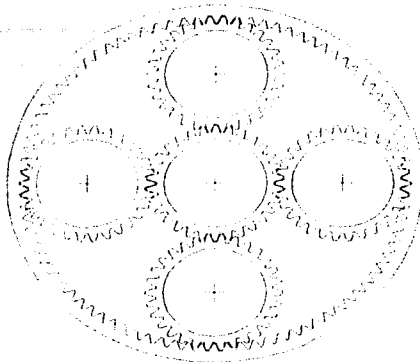


Fig. 5-20 Trazo de la configuración de la transmisión.

La configuración final de la transmisión con los elementos complementarios se muestran en las figuras 5-21.

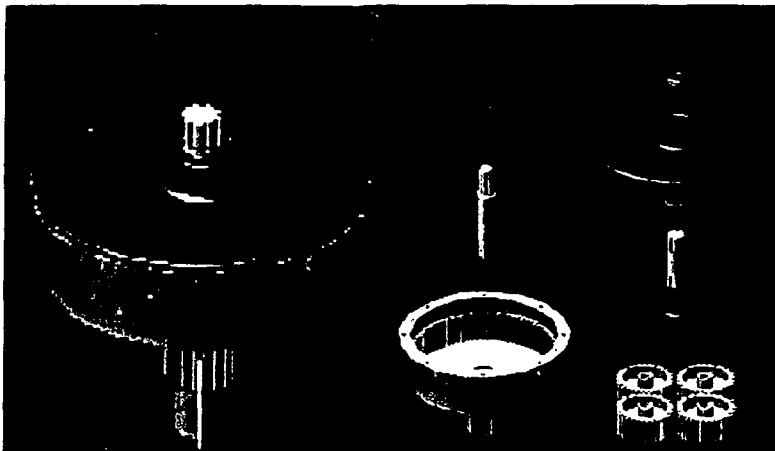
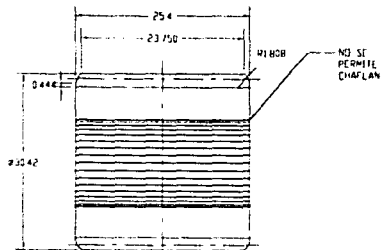


Fig. 5-21 Configuración final de la transmisión, ensamblada y en explosión.

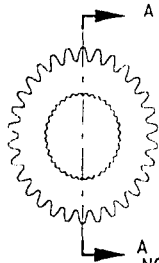
Las figuras 5-22, 5-23 y 5-24 son los planos de fabricación.

ENTRADO	SAF 500 - 1/2
1	16
DIAMETRO DE PASE	14.97
DIAMETRO MAYOR	15.32/15.48
DIAMETRO MENOR	14.37/14.52
DIAMETRO DE HILO	0.79
ESPESOR ENTRE HILOS	13.62/13.71

1	0.076	(M) (S)
1	0.08	C
-B-		



SECCION A-A



A

NOTAS:

1 - TOLERANCIA FRACCIONAL: ±0.010"

2 - MATERIAL: CELCON CC 25A

3 - DIMENSIONES MM

AUTOCAD DATABASE
CONVERTED FROM
PLOT SCALE
PLOT LAYERS

LAST LETTER & NOTE NO USED

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED
DIMENSIONS IN MM
TOLERANCES IN MM
1 PL DECIMALS ±
2 PL DECIMALS ±
3 PL DECIMALS ±
ANGLES ±
FUNCTIONS ±

SIGNATURES	DATE
DESIGNER	RES 3/21/92
CHECKER	NEM 11/21/92
DRWGR	RES 11/21/92
SCALE	NEM 11/21/92

ENGRANE
SOL

Fig. 5-22

DO NOT MEASURE
OVER THIS DRAWING

THIS IS NOT A MEASUREMENT DRAWING
FOR CONSTRUCTION PURPOSES
IT IS A PLOT OF A CAD FILE
IF YOU HAVE A CAD FILE
OF THIS DRAWING
PLEASE CONTACT THE CAD FILE
OWNER FOR THE ORIGINAL
DRAWING FILE

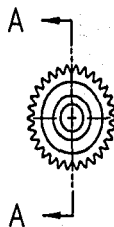
DRAWING SCALE 3/16"

DISTRIBUTION TO

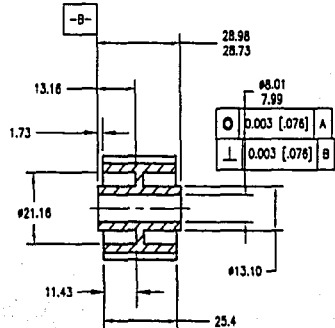
APPR. BASE FOR
DATE PLOTTED
SCALE NO.
REVISIONS

SHEET

DATOS DEL PLANETA	
NUMERO DE DIENTES	30
MODULO	0.95
ANGULO DE PRESION	20° INV.
DIAMETRO DE PASO	28.5
DIAMETRO EXTERIOR	30.379 ^{+0.000} -0.19
ADDENDUM	0.94
DEDENDUM	1.274
PROFUNDIDAD DE TRABAJO	1.9
PROFUNDIDAD TOTAL	2.214
ESPESOR DEL DIENTE EN LA LINEA DE PASO	1.485 ^{+0.000} -0.027
PASO CIRCULAR	2.985
ESPESOR DEL DIENTE EN LA LINEA BASE	1.794
PASO BASE	2.805
DIAMETRO BASE	26.7812
DISTANCIA ENTRE CENTROS	28.5
JUEGO	0.000
JUEGO CON EL ENGRANE COMPASERO	0.000
NUMERO DE CALIDAD AGMA	Q7
ERROR TOTAL COMPUESTO	0.089
ERROR COMPUESTO DIENTE A DIENTE	0.043
TOLERANCIA MAXIMA ENTRE CENTROS	0.038



B		P	



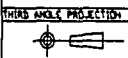
SECCION A-A

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

- NOTAS:**
- 1.- TOLERANCIA FRACCIONAL: ±0.010"
 - 2.- MATERIAL: CELCON M15HP
 - 3.- DIMENSIONES MM

AUTOCAD DATABASE
PLOT SCALE: PLOT_SCALE
PLOT LAYERS: PLOT_LAYER

DO NOT MEASURE OVER THIS DRAWING



THIS INFORMATION FOR INTERNAL USE ONLY

UNLESS THE FILE NAME (FILENAME) MATCHES PLANE

OR THE FILE NAME IS OTHERWISE PLANE

CHECK THE FILE NAME AND THE NUMBER OF CHARACTERS PER FILE

FILE

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED

DIMENSIONES EN MM

TOLERANCIAS EN: MM

1 PL. DECIMALS ±

2 PL. DECIMALS ±

3 PL. DECIMALS ±

ANGLES ±

FRACTIONS ±

DRAWING SCALE: S/E

SIGNATURES	DATE
DATE: S.E.A. 9/27/72	
DATE: M.C.A. 11/27/72	
DATE: S.E.A. 11/27/72	
DATE: M.C.A. 11/27/72	

LAST LETTER & NOTE NO. USED:

ENGRANE
PLANETA

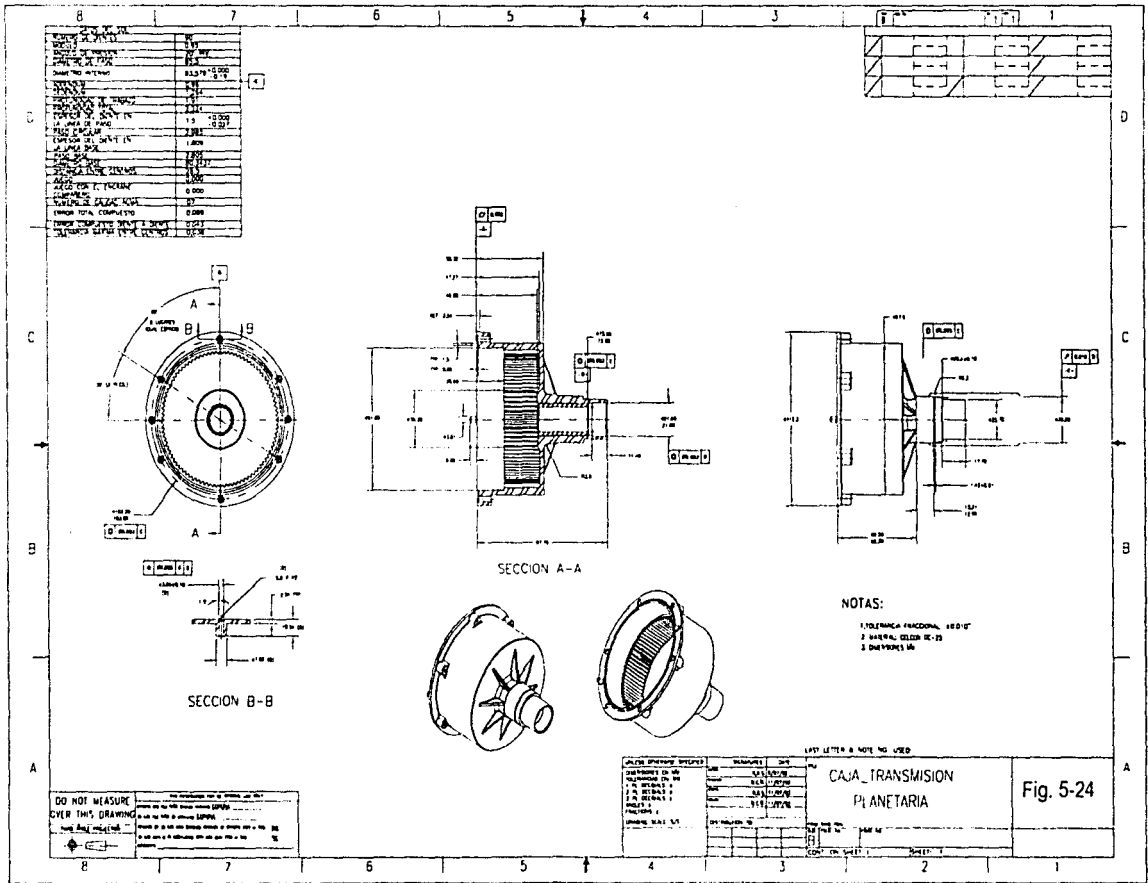
Fig. 5-23

PRINT WORK FILE

SEE FILE NO.

FILE NO.

CONT. ON SHEET: 1 SHEET: 1



CONCLUSIONES

En la presente Tesis se realizó el diseño de una transmisión para una lavadora de ropa, en cada capítulo se fue desarrollando el sistema basándose en un tren de engranes epicíclico, de tipo planetario el cual consta de cuatro planetas y donde la propuesta de fabricación, es con resinas de Ingeniería.

En conclusión la transmisión se compone de los siguientes elementos: un Sol con 30 dientes, los planetas con 30 dientes cada uno, alojados en una Corona con 90 dientes. Se ve entonces que en esta configuración, las fuerzas, así como los esfuerzos presentes en los dientes son los menores; de acuerdo con los diagramas de cuerpo libre. Las fuerzas presentadas en los contactos sol- planeta y planeta-corona también son menores que en cualquier otra alternativa planteada. Aunque el Sol presenta la misma cantidad de esfuerzos que los planetas, es el engrane crítico, ya que puede verse que un diente del Sol trabaja cuatro veces más que un diente de un planeta; aún con esta observación, el factor de seguridad es de 4.01 en la raíz de los dientes. Por otro lado, se tiene un factor de seguridad de 1.33 en los flancos de los dientes. Cabe mencionar que estos factores de seguridad son válidos únicamente en el diseño con sistema de adendo corto-largo. Por estas razones, se eligió la configuración de 30,30,90 dientes, ya que posee la resistencia suficiente para la duración del tiempo de vida con los esfuerzos presentados; además de tratarse de una relación de velocidades justamente de 4.

Con la metodología de diseño utilizada durante el transcurso, se obtuvo un producto final fácil de producir y económico, gracias a un equipo de trabajo compuesto de las distintas etapas de producción.

El diseño es funcional aún cuando no se considera la humedad, la cuál, provoca dilatación o contracción de los engranes; aunque los materiales utilizados en la transmisión tienen un bajo porcentaje de absorción de humedad. La temperatura no influye en el diseño, ya que la velocidad lineal de los engranes es menor a 1 m/s, por lo que no interviene en el incremento de temperatura en la transmisión, además, el aceite ayuda como refrigerante.

Se concluye como mejor opción para la realización de los engranes con resinas de ingeniería los siguientes materiales. Copolímero de acetal con 25% de fibra de vidrio para el Sol y la Corona. Copolímero de acetal modificado al desgaste, con propiedades de reducción de rozamiento para los Planetas.

No se requieren factores de seguridad en desgaste altos, porque la transmisión no estará trabajando al 100% de su capacidad todo el tiempo, manteniendo una larga vida útil.

La realización de esta Tesis ha servido para integrar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera profesional, y así poder ser aplicados en un proyecto real.

APÉNDICE

En este apartado se ilustran los reportes obtenidos en el software ZahnCalc.

El siguiente reporte pertenece a la alternativa en la cuál se realizaron todos los cálculos manualmente y con módulo de 0.8mm.

Ticona GmbH
Engineering plastics

Applications development
Tel.: 069 / 3054653
Fax.: 069 / 30517081

B.1.1 Spur gears with gearwheels
External straight-toothed gearwheels
Torque given

12/07/02

1

Flank stress (gearwheel (1)) greater than permissible flank stress

Flank stress (gearwheel (2)) greater than permissible flank stress

Tooth tip deformation	0.000	[mm]
Permissible tooth tip deformation	0.000	[mm]
Tooth tip deformation	0.000	[mm]
Permissible tooth tip deformation	0.000	[mm]

General data for the calculation

Material of gearwheel 1	Hostaform (standard grades)	
Material of gearwheel 2	Hostaform (standard grades)	
Type of housing	closed	
Type of lubrication	oil lubrication	
Basic tooth profile of gearwheel 1	AGMA 20706	
Basic tooth profile of gearwheel 2	AGMA 20706	
Pressure angle	20.000	[°]
Housing surface area	10,443.000	[mm*mm]
Operating time	1,600.000	[h]
Ambient temperature	60.000	[°C]
Load proportion factor	0.621	
Flank shape factor	1.764	

Material factor	28.336	
Gearwheel 1		
Normal modulus	0.800	[mm]
Tangential force	167.970	[N]
Torque	1,679.700	[mNm]
Power input	114.334	[W]
Number of revolutions	650.000	[1/min]
Peripheral speed	0.681	[m/s]
Number of teeth	25.000	
Addendum modification	0.000	
Width	25.400	[mm]
Load cycle number	62,400,000.00	
Load characteristic	2.631	[MPa]
Tooth flank temperature	60.000	[°C]
Tooth shape factor	2.630	
Tooth root stress	13.501	[MPa]
Flank stress	40.638	[MPa]
Permissible values for gearwheel 1		
Permissible load characteristic	4.933	[MPa]
Permissible tooth root stress	29.786	[MPa]
Permissible flank stress	27.293	[MPa]
Gearwheel 2		
Normal modulus	0.800	[mm]
Tangential force	167.970	[N]
Torque	1,679.700	[mNm]
Power input	114.334	[W]
Number of revolutions	650.000	[1/min]
Peripheral speed	0.681	[m/s]

Number of teeth	25.000	
Addendum modification	0.000	
Width	25.400	[mm]
Load cycle number	62,400,000.00	
Load characteristic	2.631	[MPa]
Tooth flank temperature	60.000	[°C]
Tooth shape factor	2.630	
Tooth root stress	13.501	[MPa]
Flank stress	40.638	[MPa]
Permissible values for gearwheel 2		
Permissible load characteristic	4.933	[MPa]
Permissible tooth root stress	29.786	[MPa]
Permissible flank stress	27.293	[MPa]

We have produced this program to the best of our knowledge on the basis of the latest technology available to us using software available on the market.

We do not however give any guarantee of any kind or accept any liability for the correctness and completeness of the principles of the calculation methods or of results obtained with them.

A continuación está el reporte del análisis con la configuración elegida, con la primer selección de materiales y módulo de 0.8mm.

Ticona GmbH
Engineering plastics

Applications development
Tel.: 069 / 3054653
Fax.: 069 / 30517081

B.1.1 Spur gears with gearwheels
External straight-toothed gearwheels
Torque given

1
120/702

Flank stress (gearwheel (1)) greater than permissible flank stress

Flank stress (gearwheel (2)) greater than permissible flank stress

Tooth tip deformation	0.000	[mm]
Permissible tooth tip deformation	0.000	[mm]
Tooth tip deformation	0.000	[mm]

	Permissible tooth tip deformation	0.000	[mm]
General data for the calculation			
	Material of gearwheel 1	Hostaform (standard grades)	
	Material of gearwheel 2	Hostaform (standard grades)	
	Type of housing	closed	
	Type of lubrication	oil lubrication	
	Basic tooth profile of gearwheel 1	AGMA 20706	
	Basic tooth profile of gearwheel 2	AGMA 20706	
	Pressure angle	20.000	[°]
	Housing surface area	13,888.000	[mm ² mm]
	Operating time	1,600.000	[h]
	Ambient temperature	60.000	[°C]
	Load proportion factor	0.605	
	Flank shape factor	1.764	
	Material factor	28.336	
Gearwheel 1			
	Normal modulus	0.800	[mm]
	Tangential force	139.975	[N]
	Torque	1,679.700	[mNm]
	Power input	114.334	[W]
	Number of revolutions	650.000	[1/min]
	Peripheral speed	0.817	[m/s]
	Number of teeth	30.000	
	Addendum modification	0.000	
	Width	25.400	[mm]
	Load cycle number	62,400,000.00	
	Load characteristic	2.193	[MPa]
	Tooth flank temperature	60.000	[°C]

Tooth shape factor	2.520	
Tooth root stress	10.506	[MPa]
Flank stress	33.865	[MPa]
Permissible values for gearwheel 1		
Permissible load characteristic	4.933	[MPa]
Permissible tooth root stress	29.786	[MPa]
Permissible flank stress	27.293	[MPa]
Gearwheel 2		
Normal modulus	0.800	[mm]
Tangential force	139.975	[N]
Torque	1.679.700	[mNm]
Power input	114.334	[W]
Number of revolutions	650.000	[1/min]
Peripheral speed	0.817	[m/s]
Number of teeth	30.000	
Addendum modification	0.000	
Width	25.400	[mm]
Load cycle number	62,400,000.00	
Load characteristic	2.193	[MPa]
Tooth flank temperature	60.000	[°C]
Tooth shape factor	2.520	
Tooth root stress	10.506	[MPa]
Flank stress	33.865	[MPa]
Permissible values for gearwheel 2		
Permissible load characteristic	4.933	[MPa]
Permissible tooth root stress	29.786	[MPa]
Permissible flank stress	27.293	[MPa]

We have produced this program to the best of our knowledge on the basis of the latest technology available to us using software available on the market.

We do not however give any guarantee of any kind or accept any liability for the correctness and completeness of the principles of the calculation methods or of results obtained with them.

Reporte del análisis de la transmisión seleccionada con el total de las modificaciones realizadas.

Ticona GmbH
Engineering plastics

Applications development
Tel.: 069 / 3054853
Fax.: 069 / 30517081

B.1.1 Spur gears with gearwheels
External straight-toothed gearwheels
Torque given 12/07/02 1

Calculation was performed

Tooth tip deformation	0.000	[mm]
Permissible tooth tip deformation	0.000	[mm]
Tooth tip deformation	0.000	[mm]
Permissible tooth tip deformation	0.000	[mm]

General data for the calculation

Material of gearwheel 1	Hostaform (grades with imp. sliding pro	
Material of gearwheel 2	Hostaform (grades with imp. sliding pro	
Type of housing	closed	
Type of lubrication	oil lubrication	
Basic tooth profile of gearwheel 1	AGMA 20706	
Basic tooth profile of gearwheel 2	AGMA 20706	
Pressure angle	20.000	[°]
Housing surface area	18,305.000	[mm*mm]
Operating time	1,600.000	[h]
Ambient temperature	60.000	[°C]
Load proportion factor	0.605	
Flank shape factor	1.764	
Material factor	25.089	

Gearwheel 1

Normal modulus	0.950	[mm]
Tangential force	117.874	[N]
Torque	1,679.700	[mNm]
Power input	114.334	[W]
Number of revolutions	650.000	[1/min]
Peripheral speed	0.970	[m/s]
Number of teeth	30.000	
Addendum modification	-0.010	
Width	25.400	[mm]
Load cycle number	62,400,000.00	
Load characteristic	1.555	[MPa]
Tooth flank temperature	60.000	[°C]
Tooth shape factor	2.534	
Tooth root stress	7.494	[MPa]
Flank stress	25.249	[MPa]

Permissible values for gearwheel 1

Permissible load characteristic	4.933	[MPa]
Permissible tooth root stress	29.786	[MPa]
Permissible flank stress	33.632	[MPa]

Gearwheel 2

Normal modulus	0.950	[mm]
Tangential force	117.874	[N]
Torque	1,679.700	[mNm]
Power input	114.334	[W]
Number of revolutions	650.000	[1/min]
Peripheral speed	0.970	[m/s]
Number of teeth	30.000	

Addendum modification	0.010	
Width	25.400	[mm]
Load cycle number	62,400,000.00	
Load characteristic	1.555	[MPa]
Tooth flank temperature	60.000	[°C]
Tooth shape factor	2.512	
Tooth root stress	7.429	[MPa]
Flank stress	25.249	[MPa]

Permissible values for gearwheel 2

Permissible load characteristic	4.933	[MPa]
Permissible tooth root stress	29.786	[MPa]
Permissible flank stress	33.632	[MPa]

We have produced this program to the best of our knowledge on the basis of the latest technology available to us using software available on the market.

We do not however give any guarantee of any kind or accept any liability for the correctness and completeness of the principles of the calculation methods or of results obtained with them.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] García Pantoja, Hernández Topete, "Diseño Evolutivo de componentes Plásticos para Electrodomésticos", Tesis Profesional, Facultad de Ingeniería UNAM, 2002, pag. 4.
- [2] "Automatic Washer Basket and Agitator Drive System", United States Patent; Patent number 5,172,573.
- [3] Cruz M., García V., Hernández G, "Análisis de Flujo en el Diseño de Componentes de Plástico en Electrodomésticos" VII Congreso Anual de la Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica A.C., 2001
- [4] "Tooth Proportions for Plastic Gears", ANSI/AGMA Standard 1006/A97, Reproduced by Global Engineering Documents, 1997.
- [5] Hamilton H. Mabie, Fred W. Ocvirk, "Mecanismos y Dinámica de Maquinaria", Ed. Limusa; 3ª reimpresión 1988, Impreso en México.
- [6] Adams Clifford E., Marcel Dekker Inc., "Plastics Gearing Selection and Application", 1986.
- [7] Teoría de Máquinas y Mecanismos. Shigley Joseph et al., Ed. Mc Graw-Hill 1a. Edición 1984.
- [8] Designing with Celcon, Design Manual CE-10, Copyright 1995 Hoechst-Celanese Corporation.
- [9] Plásticos Técnicos: Cálculo-Diseño-Aplicación, Copyright by Hoechst Aktiengesellschaft. 1ª Ed./Septiembre 1987.
- [10] Designing and Producing Plastic Gears, Copyright by Ticona.
- [11] Gears of Delrin and Zytel e.i. DU Pont de Nemours and Co.(Inc.) Plastics Department.
- [12] Gear Handbook, Dudley, Darle, W., Mc. Graw-Hill Book Co., Inc. New York, 1962.
- [13] www.ticona.com