



*II CAIM 2010
Segundo Congreso Argentino
de Ingeniería Mecánica
San Juan - Noviembre 2010*

Configuración Geométrica Reductores “Cicloidales”

Omar Emilio Mayer, Guillermo Rubén Facal

*Departamento de Ingeniería Mecánica - Facultad de Ingeniería
Universidad de Buenos Aires*

Av. Paseo Colón 850 - C1063ACV – Ciudad Autónoma de Buenos Aires - Argentina

Tel: (54 11) 4343 0891 / 2775 - E-mails: omayer@fi.uba.ar, oemayer@gmail.com, gfacal@fibertel.com.ar

RESUMEN

Reductores sincrónicos de velocidad existen tanto a ruedas dentadas con perfiles a evolvente de círculo o a cicloides como los llamados cicloidales, compuestos estos últimos por un excéntrico a la entrada de movimiento y que conforme a pernos con bujes dispuestos sobre el árbol de salida de movimiento y sobre el bastidor del sistema y al menos a un disco taladrado, flotante, dentado periféricamente y en contacto conjugado con los pernos, provoca la rotación del árbol de salida

El presente artículo expone su funcionamiento y el estudio de su geometría y de las dimensiones recíprocamente geométricas de sus elementos. Asimismo expone ventajas y diferencias de dicho sistema respecto a sistemas por engranes como los a evolvente de círculo ordinarios y planetarios.

Las conclusiones obtenidas permiten discernir el funcionamiento de este tipo de reductor sobre una base racional y relacionar dimensional y geoméricamente sus componentes. También posibilita la determinación racional de sus posibles aplicaciones, comparativamente con los sistemas por engranes como los a evolvente de círculo, como ser y con movimientos sincrónicos, donde se necesite precisión en la relación de dichos movimientos, marcha no contaminante de productos que se fabriquen en maquinaria por el accionada, capacidad de absorción de impactos, bajo desgaste, relaciones elevadas en espacios reducidos, marcha escasamente vibrante cuando no con vibraciones de nulo valor, marcha silenciosa, rigidez en los dientes, confiabilidad, no generación de esfuerzos axiales como es en el caso de los engranes helicoidales.

Los autores consideran que debido a que la tecnología pertinente no resulta suficientemente difundida como que también el sistema brinda algunas ventajas considerables en determinados campos, éste trabajo contribuye a su conocimiento y a la mejora en el diseño y en el funcionamiento de máquinas varias, por ejemplo y fundamentalmente en la automatización de las mismas y en la robótica.

Palabras Claves: Reductor Cicloidal; Transmisión, Relación, Velocidad

1. INTRODUCCIÓN

Existiendo en el apartado 12 una tabla con Nomenclatura y Simbología de Variables y Unidades al caso, un reductor de velocidad cicloidal (Figura 1) y siendo coaxial, fundamentalmente resulta compuesto [1] por:

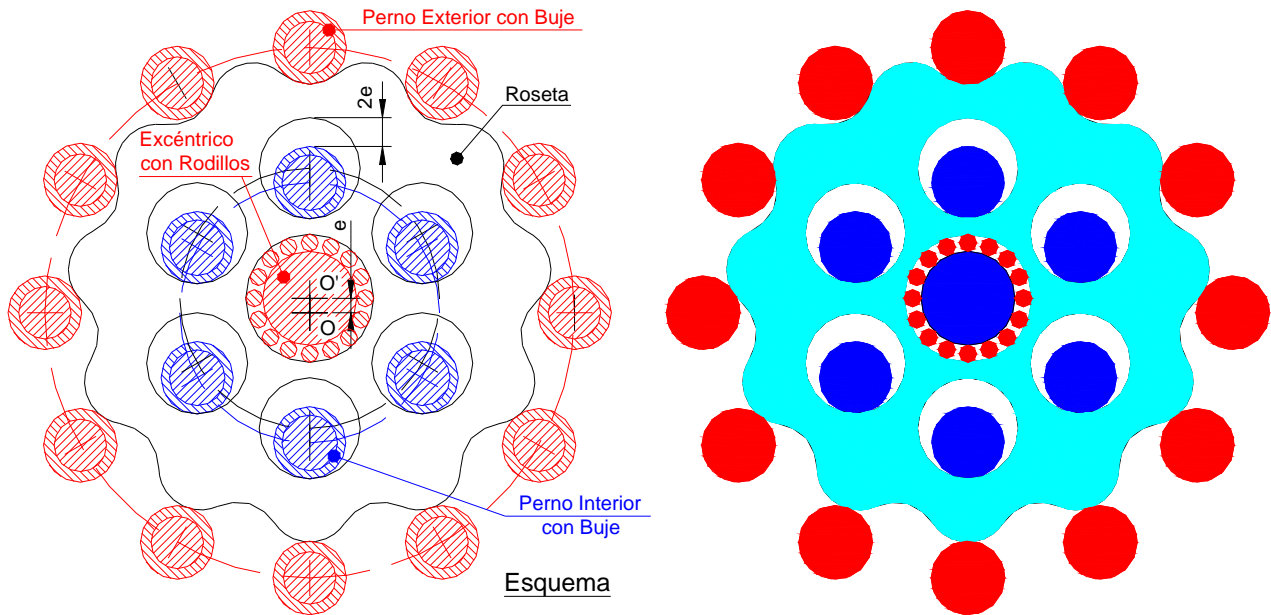


Figura 1 Esquema Transversal Básico y Fundamental

- alguna cantidad de Pernos Exteriores con buje, a modo de ejemplo doce (12) en todo el artículo, en adelante Pernos Exteriores, distribuidos uniformemente sobre una circunferencia de centro O (eje central dispositivo, eje rotaciones de entrada (rotación motora) y de salida (rotación conducida), “reductor de velocidad coaxial”) y solidarios al bastidor del dispositivo,
- un (1) Excéntrico con rodillos, en adelante Excéntrico, con centro de simetría O' , con excentricidad e respecto al centro O y con el movimiento rotatorio de entrada al sistema, este alrededor de O ,
- una Roseta “pseudosimétrica” respecto a O' , con una cantidad de Dientes menor en al menos una (1) unidad respecto a la cantidad de Pernos Exteriores, a modo de ejemplo once (11) en todo el artículo, con y en todas las secciones transversales del dispositivo, contacto puntual geométrico entre todos los Dientes y todos los Pernos Exteriores, con un (1) Taladro Central del mismo diámetro que el Excéntrico, con ajuste deslizante entre Taladro Central y Excéntrico y con alguna cantidad, a modo de ejemplo seis (6) en todo el artículo, de Taladros A distribuidos uniformemente sobre una circunferencia de centro O' y
- una cantidad de Pernos Interiores con buje, en adelante Pernos Interiores, igual a la cantidad de Taladros A en Roseta, con una diferencia de diámetro entre Taladro A y Perno Interior de dos (2) veces la excentricidad e , con distribución circunferencial uniforme alrededor de O , solidarios al árbol de rotación de salida del sistema y con y en todas las secciones transversales del dispositivo, contacto puntual geométrico, entre Taladros A Roseta y Pernos Interiores en todos los pares Taladro A / Perno Interior en cualquier posición relativa entre ambos.

2. FUNCIONAMIENTO

- Al poseer el Excéntrico la rotación motora y al estar vinculado por ajuste a la Roseta, esta tiende a ser arrastrada por el Excéntrico en la rotación de este alrededor de O .

- Haciendo contacto puntual los Dientes de la Roseta con los Pernos Exteriores, debido a la diferencia entre la cantidad de Pernos Exteriores y de Dientes Roseta y a la rotación del Excéntrico, la Roseta describe un movimiento de rotación alrededor de su “pseudocentro” O' (eje simetría Excéntrico) con sentido opuesto al del Excéntrico y consecuentemente con ello, un movimiento planetario, rotando alrededor de O en un sentido y alrededor de O' en sentido opuesto.
- Al pasar los Pernos Interiores a través de los agujeros dispuestos en la Roseta, los mismos y debido a la diferencia $2 * e$ a como la Figura 1 muestra, resultan arrastrados por la Roseta describiendo así un movimiento rotatorio alrededor de O (árbol movimiento de salida, árbol rotación conducida) en sentido opuesto al de la rotación motora.

3. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

La misma resulta ser el cociente entre la cantidad Dientes Roseta y la diferencia entre la cantidad de Pernos Exteriores y la de Dientes Roseta [1]. A modo de ejemplo en el caso que el artículo trata resulta ser once (11): Por cada once (11) vueltas que el árbol de entrada rota, el árbol de salida rota una (1) vuelta.

4. DESBALANCEO GEOMÉTRICO

Si bien el sistema en tratamiento no resulta balanceado geoméricamente, por el movimiento alrededor del centro O , tanto del centro de masas O' del Excéntrico como del de la Roseta, de disponerse de dos (2) conjuntos Excéntrico – Roseta desfasados entre sí 180° sobre el mismo eje O [1], el dispositivo resulta balanceado geoméricamente.

5. TRAZADO GEOMÉTRICO DIENTES ROSETA

Siendo que:

- los Pernos Exteriores se encuentran distribuidos uniformemente sobre una circunferencia de centro O (centro reductor y eje rotaciones motora y conducida),
- los Dientes Roseta se encuentran distribuidos uniformemente sobre una circunferencia de centro O' (centro Excéntrico y “pseudocentro” Roseta),
- al ejemplo en exposición resultan once (11) Dientes Roseta y doce (12) Pernos Exteriores,
- los Dientes Roseta resultan compuestos por Valles y crestas, con los Valles con un punto inferior, en la Figura 2 y a como en la Figura 1, resulta trazado el perfil de un Diente Roseta conforme el siguiente procedimiento indica.

Teniéndose (Figura 2):

- O como centro de la circunferencia que contiene los centros de los Pernos Exteriores,
- O' como centro “pseudogeométrico” de la Roseta,
- $O_0, O_1, O_2, O_3, \dots, O_{12}$ como centros geométricos de los Pernos Exteriores $0, 1, 2, 3, \dots, 12$, Perno Exterior 0 imaginario y el resto reales,
- $V_0, V_1, V_2, V_3, \dots, V_{12}$ como puntos inferiores de los Valles $0, 1, 2, 3, \dots, 12$ Dientes Roseta, Valles 0 y 12 imaginarios, a como el Perno Exterior 0 , demás Valles reales,
- a modo de ejemplo, b_4 el ángulo que posiciona el punto V_4 , punto inferior Valle 4 Dientes Roseta, con $n = 0, 1, 2, 3, \dots, 12$ al caso en tratamiento, con rotar con sentido contrario rotación agujas reloj en Figura 2

cada triángulo $O'OnVn$ con centro de rotación en O' , junta y correspondientemente con el Perno Exterior real o imaginario n el ángulo correspondiente bn , esto es, haciendo coincidir cada Vn con $V0 \equiv V11$, el perfil Diente Roseta, componiéndose el mismo por una (1) cresta y dos (2) semivalles, uno a cada lado de la cresta, se obtiene como curva envolvente de los Pernos Exteriores rotados.

Resultando definido entonces un Diente Roseta con trece (13) Pernos Exteriores (reales e imaginarios), a efectos queden trazados los once (11) Dientes Roseta (ejemplo en exposición), se puede copiar el obtenido y distribuir circunferencialmente diez (10) copias del mismo alrededor del "pseudocentro" Roseta O' de manera tal de obtener la totalidad de los Dientes con distribución uniforme alrededor de O' .

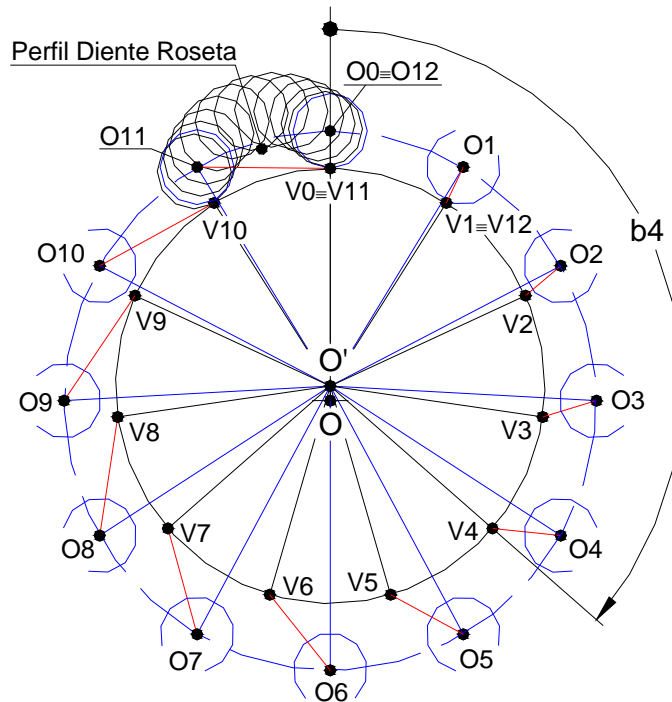


Figura 2 Trazado Geométrico de un (1) Diente de Roseta

Así resulta la Figura 3 en donde se muestran los once (11) Dientes Roseta.

Habiéndose obtenido el perfil de los Dientes con una curva envolvente de trece (13) circunferencias (trece (13) puntos de tangencia entre circunferencias y envolvente), de considerar, por ejemplo, Pernos Exteriores imaginarios $0.1, 0.2, \dots, 0.9, 1.1, \dots, 1.9, 2.1, \dots, 11.9$ al caso en tratamiento y los puntos inferiores de los valles correspondientes (también imaginarios), el perfil de los Dientes queda definido por cientoveintiún (21) circunferencias.

6. COORDENADAS $XnYn$ CENTROS PERNOS EXTERIORES ROTADOS

La Figura 4 muestra las coordenadas $XnYn$ del centro de un Perno Exterior n , rotado el mismo, a como se viene exponiendo, el ángulo correspondiente bn . En el caso en tratamiento resulta ser el Perno 4.

Con en dicha Figura 4, XY : Par coordenado referencial con origen de coordenadas en O' ; O : Centro dispositivo, ejes de entrada y de salida de movimiento, centro circunferencia centros Pernos Exteriores, O' : Centro "pseudogeométrico" Roseta, centro geométrico Excéntrico; On : Centro geométrico Perno Exterior n , a rotar, con centro de rotación en O' , el ángulo bn ubicándose así en Onr luego de la rotación; Vn : Punto inferior Valle Diente Roseta correspondiente al Perno Exterior n y que con la rotación bn del Perno Exterior

se ubica en Vnr ; a efectos determinar las coordenadas Xn , Yn , interesan los valores Rn y fn :
 $Xn = Rn * \text{sen}(fn)$ e $Yn = Rn * \text{cos}(fn)$

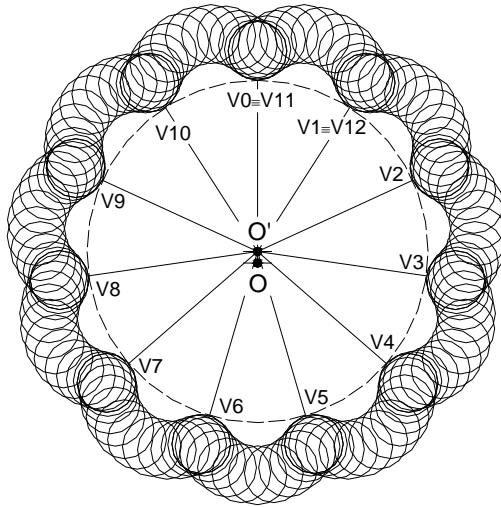


Figura 3 Trazado Geométrico Totalidad Dientes Roseta

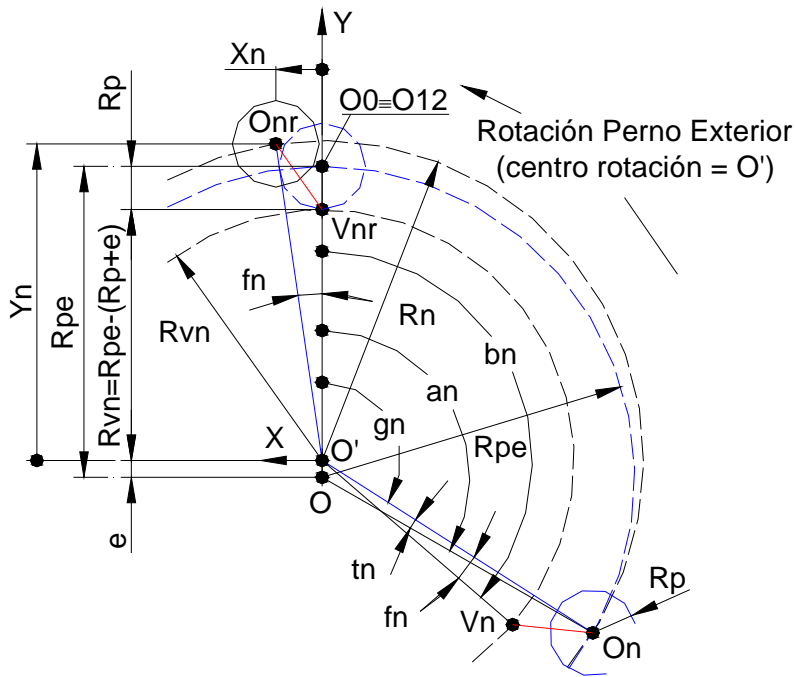


Figura 4 Coordenadas XY Centros Pernos Exteriores Rotados

Si con N se identifica la cantidad de Pernos Exteriores reales, si la cantidad de Dientes Roseta reales resulta inferior en una (1) unidad a la cantidad de Pernos Exteriores reales, caso en exposición, y si $0 \leq n \leq N$ con $n =$ número identificatorio de Perno Exterior, Perno Exterior real o imaginario, se tiene:

$$an = \frac{2 * \pi * n}{N} \quad bn = \frac{2 * \pi * n}{N-1} \quad (01)$$

Siendo que operando los triángulos que definen los puntos O , O' , On , y Vn , se obtiene:

$$\tan(tn) = \frac{e * \text{sen}(an)}{Rpe - e * \text{cos}(an)} \quad Rn = (Rpe - e * \text{cos}(an)) * \text{cos}(tn) \quad (02)$$

Siendo que es condición (Figura 4) $Rvn = Rpe - (Rp + e)$, con estas y con N como datos del problema, supuesta la cantidad real de Dientes Roseta inferior en una (1) unidad a la cantidad real de Pernos Exteriores y siendo que de la Figura 4 se obtiene $gn = an + tn$ y $fn = bn - gn$, con estas ecuaciones, con la Ecuación (01) y con la Ecuación (02), con Rn y con el coseno y el seno del ángulo fn , resulta el par de coordenadas $XnYn$ que se busca:

$$gn = an + tn = an + \text{atan} \left[\frac{e * \text{sen}(an)}{Rpe - e * \text{cos}(an)} \right] \quad (03)$$

$$Rn = (Rpe - e * \text{cos}(an)) * \text{cos}(tn) = (Rpe - e * \text{cos}(an)) * \text{atan} \left[\frac{e * \text{sen}(an)}{Rpe - e * \text{cos}(an)} \right] \quad (04)$$

$$Xn = Rn * \text{sen}(bn - gn) = Rn * \text{sen} \left[\frac{2 * \pi * n}{N * (N - 1)} - \text{atan} \left[\frac{e * \text{sen}(an)}{Rpe - e * \text{cos}(an)} \right] \right] \quad (05)$$

$$Yn = Rn * \text{cos}(bn - gn) = Rn * \text{cos} \left[\frac{2 * \pi * n}{N * (N - 1)} - \text{atan} \left[\frac{e * \text{sen}(an)}{Rpe - e * \text{cos}(an)} \right] \right] \quad (06)$$

7. COORDENADAS XY PUNTOS PERFIL DIENTES ROSETA

Adaptando Rey Pastor [2] a la denominación de las variables que este trabajo utiliza y transcribiendo lo que el mismo expresa en lo que a este trabajo concierne:

a) Si en la ecuación $f(X, Y, n) = 0$ se considera a n como un parámetro, se tiene una familia monoparamétrica o haz de curvas $\{Cn\}$. Para cada valor $n = a, n = b, \dots$, dado el parámetro n se tiene una curva Ca, Cb, \dots .

b) dado un haz $\{Cn\}$, $f(X, Y, n)$, de curvas planas, puede ocurrir que exista una curva E tal que en cada uno de sus puntos Po , sea tangente a una curva $Cn0$ del haz $\{Cn\}$. En tal caso la curva E se llama envolvente del haz $\{Cn\}$ y cada una de dichas curvas se llama involuta.

TEOR. 1. Para que exista una envolvente E del haz $f(Xdn, Ydn, n)$ como curva regular $X = X(n)$, $Y = Y(n)$, $X^2 + Y^2 \neq 0$, de parámetro n , es necesario que sus coordenadas verifiquen: $f[X(n), Y(n), n] = 0$, $f_n[X(n), Y(n), n] = 0$. Nota autores: f_n = derivada primera de f respecto a n .

Al caso en tratamiento, utilizando los ejes coordenados XY que la Figura 4 muestra, estando dadas Xn e Yn por la Ecuación (05) y por la Ecuación (06) respectivamente y siendo que las ecuaciones de sus involutas, a como Rey Pastor [2] se expresa, resultan ser las de las circunferencias dadas por:

$$(X - Xn)^2 + (Y - Yn)^2 = Rp^2 \quad (07)$$

y siendo (Figura 4) $Xn = Rn * \text{sen}(fn)$ e $Yn = Rn * \text{cos}(fn)$, para que la envolvente (perfil Diente Roseta) exista y conforme lo que Rey Pastor [2] indica como TEOR. 1., resulta necesario que:

$$\text{por Ecuación (07): } (X - Rn * \text{sen}(fn))^2 + (Y - Rn * \text{cos}(fn))^2 - Rp^2 = 0 \quad (08)$$

$$\frac{\partial((X - Rn * \text{sen}(fn))^2 + (Y - Rn * \text{cos}(fn))^2 - Rp^2)}{\partial n} = 0 \quad (09)$$

Siendo que las variables X e Y que verifican simultáneamente la Ecuación (04) y la Ecuación (05) resultan ser las coordenadas X e Y del perfil Diente Roseta que se busca, dichas coordenadas se encuentran resolviendo dichas ecuaciones, esto es, resolviendo un sistema de dos (2) ecuaciones con dos (2) incógnitas: X e Y .

Se expone y para el caso en tratamiento: cantidad real Pernos Exteriores: 12, cantidad real Dientes Roseta: 11 (once), la ecuación que se ha obtenido de la derivación expuesta por la Ecuación (09):

$$11 * \pi * Rpe * [X * \text{sen}(fn) + Y * \text{cos}(fn) - Rn] * (An - Bn) + \pi * Rn * (\text{sen}(gn))^2 * Cn = 0$$

con: $An = \text{sen}(gn) * \text{cos}(an) * (Rpe^2 - 2 * e * Rpe * \text{cos}(an) + e^2)$
 $Bn = Rpe * \text{sen}(an) * \text{cos}(gn) * [Rpe - e * \text{cos}(an)]$
 $Cn = [Rpe^2 - 13 * e * Rpe * \text{cos}(an) + 12 * e^2] * [X * \text{cos}(fn) - Y * \text{sen}(fn)]$

8. VENTAJAS SOBRE LOS REDUCTORES A ENGRANES SIMPLES

A. El Catálogo [1], el mismo sobre reductores cicloidales, expone como reducciones simples (reducciones de una etapa), relaciones de transmisión desde 6 hasta 119 y como reducciones dobles (reducciones de dos etapas) desde 102 hasta 7 569 y entendiendo como reductores a engranes [3 a 4] simples a aquellos constituidos por un par de ruedas dentadas cilíndricas en un único plano y compuestos dobles a aquellos compuestos por dos pares de ruedas del mismo tipo pero en dos planos, con este último sistema y conforme Catálogos [5,6] (misma marca, mismo fabricante Catálogo [1], Catálogo Reductores Cicloidales), las relaciones de transmisión nominales resultan con un máximo de 5 y de 20 respectivamente.

B. No habiendo analizado los autores de este trabajo la posibilidad / imposibilidad de que los reductores cicloidales puedan resultar con Dientes Roseta y Pernos Exteriores helicoidales y mostrando el Catálogo [1] únicamente rectos dichos elementos, en el caso que el reductor cicloidal sea como en este trabajo se ejemplifica y debido a la necesidad de contar con dos (2) Rosetas como para que geoméricamente resulte balanceado, el mismo resulta con veintidós (22) líneas rectas de contacto "continuo" (11 por Roseta) entre Dientes Roseta y Perno Exterior, toda vez que y al menos para aplicaciones industriales, en engranes rectos simples resultan alternativamente una (1) y dos (2) líneas de contacto, cuestión que de la cual es fácil deducir que los sistemas cicloidales resultan mas precisos que los sistemas a engranes compuestos por dos (2) ruedas. Si se comparan dos (2) etapas, la diferencia de contacto resulta mayor. Así es como los cicloidales, en ejecuciones de mayor precisión tecnológica, resultan de usarse en automatización y robótica, toda vez que y en opinión de los autores de este trabajo, la utilización de engranes simples en dichas aplicaciones resulta impensable por posibles precisiones incompatibles con el servicio a prestar.

C. La continuidad de contacto entre Roseta y Pernos Interiores y Exteriores en el sistema cicloidal frente a la alternancia en el contacto que verifican los sistemas a engranes rectos, incluidos los sistemas planetarios, aún los compuestos por varias etapas, hace que los cicloidales resulten menos vibrantes y consecuentemente con ello, menos ruidosos.

D. Por lo que los autores han podido ver en los reductores cicloidales, ya sea de manera real, a través de catálogos y/o de la web, y por lo que este trabajo muestra, los Dientes Roseta de los mismos no presentan

vértices de cabeza agudos y concentradores de tensión en su raíz a como los dientes a evolvente de círculo [3, 4], estos con mas concentración de tensión en su raíz cuando menor es la cantidad de dientes de la rueda correspondiente. Así las cosas, el cicloidal resulta mas apto a las sobrecargas y a los impactos. El Catálogo [1] expresa que resultan admisibles sobrecargas de hasta el 500 %.

E. Mientras la caja de un reductor cicloidal se mecaniza respecto a un único eje, incluso en los de dos (2) o mas etapas, la caja de un reductor a engranes de dos (2) etapas se debe mecanizar al menos respecto a dos (2) ejes buscando el perfecto paralelismo entre ambos, con el detalle accesorio de que en un reductor a engranes coaxial simple de dos (2) etapas (dos pares de ruedas), resultan cojinetes interiores a la caja con los mismos de compleja colocación.

F. Mientras un reductor cicloidal se mecaniza y arma axialmente, esto es, su caja no resulta partida en su plano axial longitudinal, generalmente en los reductores compuestos por engranes simples, la caja correspondiente resulta partida en dicho plano, lo que hace más complejo su mecanizado y su armado, requiriendo este ultimo la utilización de pernos guía de montaje.

G. De la comparación de entre un reductor cicloidal y un reductor a engranes helicoidales, surge que y debido a la configuración de ambos, el primero no se encuentra sometido a carga axial alguna mientras que el segundo si, lo que hace más complejo el mecanizado y el mantenimiento de estos últimos, debido a la necesaria utilización, por ejemplo, de rodamientos a rodillos cónicos, los cuales requieren pretensión o precarga en su montaje debido a sus configuraciones.

9. VENTAJAS SOBRE LOS REDUCTORES PLANETARIOS SIMPLES A ENGRANES

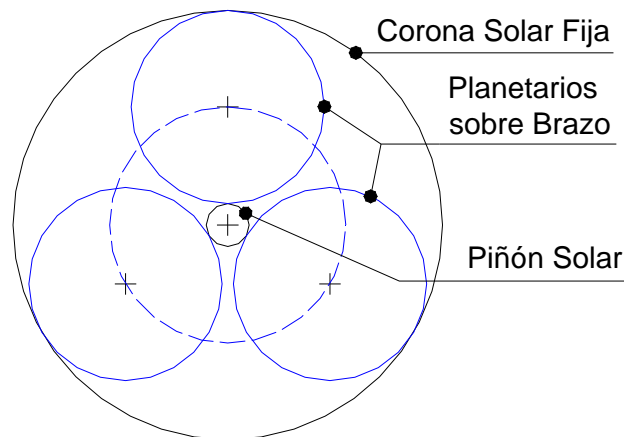


Figura 5 Reductor Planetario Simple a Engranes con Relación de Transmisión 11

La Figura 5 muestra un reductor planetario simple a engranes a sus circunferencias primitivas y de una etapa [3], con distribución uniforme de las ruedas planetarias cuando tal vez así no pueda ser por posible interferencia de las ruedas planetarias entre si, proporcionadas sus partes entre si a relación de transmisión once (11), esta como cociente entre la rotación motora a través del Piñón Solar y la rotación conducida a través del Brazo, configuración donde resulta la máxima relación reductora de velocidad (Corona Solar fija), relación de transmisión a como el reductor cicloidal que se viene mostrando.

Respecto a las ventajas del reductor cicloidal respecto al reductor planetario simple a engranes, los autores entienden las Figura 1 y Figura 5 “hablan” por si mismas.

Piénsese también en que con una única etapa, mientras el cicloidal llega a relaciones de hasta 119 [1], con esta relación de transmisión el Piñón Solar, en un sistema planetario simple a engranes, se vería, relativamente, como un “minúsculo” punto en el sistema.

10. DESVENTAJAS SOBRE LOS REDUCTORES A ENGRANES

Tomando en cuenta únicamente las operaciones de tallado de los dientes, en el caso de los engranes a evolvente de círculo, una única herramienta talladora (al caso una cremallera herramienta) puede tallar, por generación, ruedas dentadas desde una cantidad mínima de dientes dada por la misma herramienta hasta una cantidad “infinita” (cremalleras) de manera tal que cualesquiera ruedas que se obtengan (cremallera incluida) y al menos en el caso de dentados no desplazados, puedan engranar entre si respetando perfectamente la ley del engrane, esto es, sin interferencia alguna.

Así las cosas, para obtener pares de engranes con distinta relación de transmisión, cualquiera sea su valor, una única herramienta talladora es suficiente. Así también, el proceso de tallado se lo puede considerar relativamente “simple” en cuanto a que una sincronización mecánica “simple” entre los movimientos de la herramienta y de la rueda a tallar es suficiente: independientemente del corte, la herramienta y la rueda a tallar deben seguir un movimiento sin resbalamiento entre sus líneas primitivas (rectilínea para la cremallera herramienta, circunferencial para la rueda a tallar), esto es, deben seguir una proporcionalidad directa entre la rotación de la rueda a tallar y el desplazamiento de la cremallera herramienta.

Muy por el contrario, los autores estiman una menor universalidad de herramientas para el tallado de los dientes de la Roseta de los reductores cicloidales, esto es, los autores estiman que dichos dientes necesitan de una mayor diversidad de herramientas que las evolventes de círculo. Así también, el tallado de los dientes de dichas Rosetas por generación resulta más “complejo” que el tallado de evolventes de círculo: la Roseta tiene que describir un movimiento planetario respecto a la herramienta talladora, la cual debe resultar en una fresa con diámetro igual al diámetro exterior del Buje Perno Exterior a lo sumo.

Así las cosas, los autores estiman que mientras el CNC resultaría una herramienta que podría tomar carácter crítico en el tallado de los dientes de la Roseta en los reductores cicloidales, en el caso del tallado de las evolventes de círculo el CNC no tomaría carácter crítico alguno, aunque no por ello tallar dichas evolventes con CNC posiblemente las mejoraría, en cuanto las evolventes de círculo talladas por cremallera herramienta resultan con una sucesión de tramos rectilíneos de longitud cada uno de ellos que con el CNC tal vez se pueda regular de manera más apropiada.

En cuanto a las aplicaciones del reductor cicloidal y siendo que los mismos pueden resultar únicamente coaxiales y respecto a los reductores a engranes, los autores estiman dichas aplicaciones resultan restringidas en cuanto a que los reductores a engranes con ejes a 90° pueden resultar más factibles, lo que los hace muy útiles cuando por razones de espacio se necesiten mandos donde su dimensión longitudinal resulte en una determinada dirección particular frente a la máquina que acciona, como lo puede ser e independientemente de las sobrecargas y/o cargas de impacto, en el caso de los accionamientos de trenes laminadores, cintas transportadoras, elevadores a cangilones, en los cuales puede convenir la dirección longitudinal del reductor resulte normal a los ejes de los cilindros y / o tambores de mando pertinentes.

Crítica se vuelve la situación en los elevadores a cangilones “aéreos” en donde el reductor se soporta en una plataforma “aérea”, la misma apoyada en voladizo en la parte superior de la estructura tubular del elevador.

11. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha expuesto como en su parte esencial, resulta configurado un Reductor Cicloidal, como el mismo funciona, como se define su relación de transmisión, como se pueden trazar geoméricamente los dientes de la roseta, como se pueden obtener analíticamente los pares coordenados X, Y de los puntos de los flancos de dichos dientes como para referenciar sus tallados, incluso por CNC, y se han expuesto ventajas y desventajas de dicho sistema frente a los dentados a evolvente de círculo. Así las cosas, lo escrito habilita mayores determinaciones como ser deslizamientos y potencias admisibles y la determinación por que sistema a adoptar a la hora de tener que seleccionar un mando en particular.

12. NOMENCLATURA y SIMBOLOGÍA DE VARIABLES Y UNIDADES

- e : Excentricidad dispositivo. Excentricidad Excéntrico. Distancia OO' (m),
- n : Número identificador Perno Exterior (adimensional),
Subíndice de variables varias correspondientes estas al Perno n (adimensional),
- bn : Ángulo formado por el eje coordenado Y y el segmento $O'Vn$ (radián),
Ángulo rotación Perno Exterior n (radián),
- Xn, Yn : Coordenadas X, Y del punto Onr ,
centro geométrico este punto del Perno Exterior n una vez rotado este Perno Exterior (m).
- Rn : Segmento $O'On$. Segmento $O'Ónr$ (m). Radio circunferencia con la cual el Perno n rota el ángulo bn ubicándose así su centro On en Onr (m),
- fn : Ángulo formado por los segmentos $O'On$ y $O'Vn$ (radián),
Correspondientemente con la rotación del Perno Exterior n , ángulo formado por el eje coordenado Y (también por el segmento $O'Vnr$) y el segmento $O'Onr$ (radián),
- N : Cantidad de Pernos Exteriores reales (adimensional),
- an : Ángulo formado por el eje coordenado Y y el segmento OOn (radián),
- tn : Ángulo formado por los segmentos OnO' y OnO (radián),
- Rpe : Radio circunferencia que con centro en O contiene los centros de los Pernos Exteriores (m),
- Rn : Radio circunferencia con centro en O' sobre la cual rota el Perno Exterior n como para definir los Dientes Roseta (m),
- Rvn : Segmento $O'Vn$. Segmento $O'Vnr$ (m), Radio circunferencia que con centro en O' contiene a Vn con la cual este rota el ángulo bn , ubicándose así Vn en Vnr luego de la rotación (m),
- Rp : Radio Perno Exterior (radio exterior buje perno exterior) (m),
- gn : Ángulo formado por el eje coordenado Y y el segmento $O'On$ (radián),
- X, Y : Coordenadas XY puntos Dientes Roseta (m)

13. REFERENCIAS

- [1] Sumitomo Machinery Corporation of America, Catálogo Comercial SM-CYCLO® 04.401.50.009, (25M897),
- [2] J. Rey Pastor, P. Pi Calleja y C. A. Trejo, *Análisis Matemático*, Editorial Kapelusz, Buenos Aires, República Argentina, Setiembre 1965, Tomo II, Capítulo XX, Apartado 74, Páginas 278 a 280, Envoltentes de Curvas Planas,

- [3] J. E. Shigley y C. R. Mischke, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Sexta Edición, McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2002, Parte 3, Subparte 13, Páginas 839 a 868; Engranés, ISBN 970-10-3636-8
- [4] R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Cuarta Edición, Pearson Educación de México, S.A. de C.V., 2006, Parte II, Subparte 8, Páginas 300 a 358, Cinemática de los Engranés, ISBN 970-26-0812-0
- [5] Sumitomo Machinery Corporation of America, Catálogo Comercial Paramax 07.070.50.001, (10M1298),
- [6] Sumitomo Machinery Corporation of America, Catálogo Comercial Paramax 07.701.50.007, (10M897).