

Optimización de la fresadora universal en talladora de engranajes

El trabajo se orienta a lograr la integración y ampliación de los alcances tecnológicos de la fresadora universal mediante su eficiente adecuación tecnológica para fabricar piñones cilíndricos, ejes estriados y coronas. La adaptación que se ha realizado de la fresadora convencional garantiza la fabricación de engranajes por el método de generación controlde con fresa madre y con buen nivel de calidad.

ERNESTO CORDOBA NIETO
Ingeniero Mecánico
Especializado en Máquinas-Herramientas
Universidad de la Amistad de los pueblos
Moscú — URSS.

La adecuación tecnológica de la fresadora universal en talladora de engranajes tiene el propósito de que sea implementada en la industria metalmeccánica colombiana. Esto significa que no se recomienda importar fresadoras especializadas para fabricación de engranajes, por los elevados costos y la alta subutilización.

El diseño propuesto y probado a nivel de laboratorio, permite obtener buenos índices de calidad en la fabricación de piñonerías, ejes estriados y coronas. Esta calidad se garantiza con el óptimo diseño de los nuevos dispositivos, gracias a la versatilidad y maniobrabilidad de los mismos. Además, es importante hacer notar que el mecanismo de corrección cinemático insertado en la "nueva" máquina permite obtener confiabilidad de movimiento.

Los costos de operación, de fabricación y de mantenimiento del nuevo sistema tecnológico son bastante moderados.

Finalmente considero que la información técnica presentada en este trabajo es útil para los ingenieros mecánicos de planta y para los estudiantes de ingeniería mecánica.

JUSTIFICACION

Existe la necesidad de actualizar y desarrollar tecnología mediante un proceso continuo y dinámico de desarrollo técnico de la capacidad instalada de la industria metalmeccánica colombiana.

Este proceso no se debe fundamentar en la importación caprichosa de tecnología costosa, sino que por el contrario debe procurarse, en lo posible, el mejoramiento técnico del parque existente de máquinas-herramientas en Colombia. Por esta razón es que se presenta una propuesta concreta y rentable para la producción de engranajes en serie. Es oportuno hacer notar que el proceso de adaptación tecnológica tiene validez siempre y cuando se desarrolle con un enfoque crítico y científico, que es contrario al simple remedio de vulgar copia.

Es importante considerar los costos requeridos para materializar la transformación de la fresadora universal en talladora. De acuerdo con los ensayos realizados en el laboratorio de máquinas-herramientas podemos aseverar que son bastante moderados. Por la razón anterior se considera que la

modificación tecnológica que se propone de la fresadora universal es accesible a las diferentes empresas metalmeccánicas que requieran producir piñonería. Además si hacemos una evaluación comparativa de operación de la "nueva" máquina en relación con las fresadoras especializadas para tallar engranajes, apreciamos una diferencia de costos de 3 ó 4 veces como mínimo.

CRITERIOS DE DISEÑO

Los fundamentos del diseño para la adecuación de la fresadora universal en talladora deben satisfacer los siguientes requerimientos básicos:

- Elevados índices de calidad durante la operación y el mantenimiento.
- Mínimos costos en la fabricación, operación, mantenimiento y control de los nuevos aditamentos. Es decir, que se trata de obtener un óptimo nivel tecnológico del diseño de los mecanismos que se requiere insertar en la nueva máquina.

Postulados básicos del diseño de los nuevos mecanismos

- Se requiere racionalizar los ajustes tecnológicos de la máquina. De igual forma es imprescindible utilizar el sistema de coordenadas y de basamento de la fresadora universal.
- El anterior requisito se materializa con la construcción de nuevos conjuntos, equiparables, por su confiabilidad, versatilidad y maniobrabilidad, con los aditamentos tecnológicos que comúnmente trae la fresadora universal.
- Las dos primeras particularidades del diseño permiten utilizar en forma creadora el cabezal divisor universal, el cabezal vertical universal y la lira normalizada que trae de fábrica la máquina.

Es decir, que mediante la integración racional de los dispositivos que tiene la fresadora universal con los nuevos aperos tecnológicos, se logra ampliar y calificar los alcances tecnológicos de la máquina convencional, ya que se transforma en talladora de engranajes con buenos índices de calidad.

Estructura básica y precisión de las cadenas cinemáticas

Es sabido que el método tecnológico de generación de la envolvente para elaborar superficies de forma compleja, consiste en la sincronización de los movimientos relativos que se transmiten a la pieza y a la herramienta de corte. De igual manera se conoce que el parámetro fundamental de calidad de los engranajes se relaciona con la precisión cinemática.

Estas dos condiciones configuran el requerimiento esencial de calidad de las máquinas talladoras de engranajes. Consiste en garantizar elevada precisión cinemática o calidad funcional en la máquina-herramienta.

O sea que es necesario minimizar, hasta donde sea posible, los errores de transmisión y coordinación de los movimientos relativos de la pieza y de la herramienta, con el fin de asegurar la fabricación de engranajes de calidad.

Para resolver el problema de la calidad funcional de la máquina-herramienta es prioritario que el diseño de la estructura de las cadenas cinemáticas responda a la exigencia de la precisión cinemática.

Con base en investigaciones recientes, realizadas por Pluzhnikov A. T. Siritsin A. I., Levashov A. V., se ha desarrollado la síntesis del diseño de las cadenas cinemáticas para establecer la variante óptima de las posibles estructuras cinemáticas, que garantice elevada precisión funcional de la máquina. El método propuesto consiste en la evaluación comparativa del error cinemático que es generado por cada una de las variantes cinemáticas.

La evaluación de la precisión de cada una de las variantes de estructuras de la cadena cinemática se realiza con los siguientes parámetros:

A- Error angular reducido y provocado por el elemento i.

$$\delta S_{iA} \approx \delta S_i C''_{L(iA)}$$

en donde:

S_i .- Error de desplazamiento lineal del eslabón i en dirección tangencial.

C''_{LA} Coeficiente de reducción lineal y angular del eslabón i al eslabón A.

$$A - 1 : C''_{LA} = C_A \frac{d_A}{d_i} \frac{1296}{\Psi d_A} \frac{412,5}{d_i \gamma_i}$$

Para eslabones de tipo radial: piñones, levas y mortajadores.

$$C_A = \frac{n_A}{n_i} = 1/\gamma_i$$

Coeficiente de transmisión angular.

$$\gamma_i = n_i/n_A$$

Relación de frecuencias de giro del eslabón i y del elemento de salida A (la pieza).

d_i y d_A : Diámetros primitivos de los elementos i y A

$$A-2: C''_{LA} = \frac{\Pi d_A}{t_i} \frac{1296}{\Pi d_A} = \frac{1296}{t_i \gamma_i}$$

Coeficiente de reducción lineal y angular para el caso de elementos i de tipo axial: sinfin, tornillo patrón, fresa madre y levas axiales cilíndricas.

B- Error lineal reducido y provocado por el elemento i.: $\delta S_{iA} = \delta S_i C'_{L(iA)}$

$$C'_{L(iA)} = S_A/S_i$$

Coeficiente de reducción lineal.

$$S_i \text{ y } S_A$$

Desplazamientos lineales calculados para los eslabones i y A en dirección axial.

C- Valor límite del error cinemático.

$$\delta \zeta_{\Sigma} = \Sigma \delta \kappa \gamma_i$$

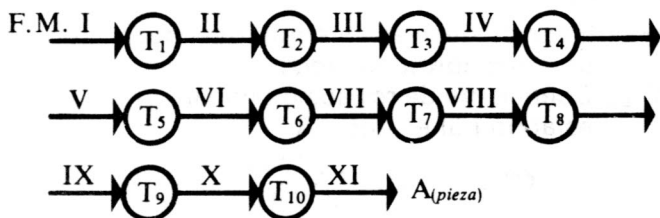
$\delta \zeta \gamma_i$ Error reducido de cada grupo de transmisión de acuerdo con la frecuencia relativa de giro.

D- Campo de dispersión del error cinemático.

$$\omega_{\zeta_s} = \sqrt{\sum \delta \zeta^2 \gamma_i}$$

Las investigaciones realizadas por Pluzhnikov, Levashov, y otros, permiten establecer un postulado general y de carácter determinante sobre la precisión cinemática de salida o precisión funcional de las máquinas. Consiste en: "durante el desarrollo del diseño de la cinemática de la máquina se debe privilegiar aquella estructura cinemática que posea una alta frecuencia de giro, en relación con la de la pieza, en la mayor parte de la transmisión. Esta condición es básica para las transmisiones iniciales y también para las intermedias. Igualmente se demuestra la necesidad de utilizar como transmisión mecánica final aquellas que poseen una alta relación de reducción. Por ejemplo la transmisión de sinfín-corona".

Fundamentados en los resultados de las investigaciones anteriores señaladas, se establece la variante óptima de la cadena cinemática de división continua o de generación de la envolvente, para el caso de la fresadora universal adecuada en talladora de engranajes. Para ello, en primer lugar se configura la estructura básica de la cadena cinemática de la división continua.



F.M.- Fresa madre, A.- Pieza
 I, II, ... XI.- Número del eje de transmisión
 T₁, T₂, ... T₁₀.- Número de la transmisión.

Posteriormente se ordena el diagrama cinemático con el fin de seleccionar la óptima variante cinemática. Esta característica de diseño del conjunto complementario, es esencial para garantizar una confiable precisión funcional de la fresadora adaptada en talladora de engranajes.

Además debemos tener en cuenta los parámetros cinemáticos de tres dispositivos que utilizamos como aditamentos tecnológicos. Hacemos referencia al cabezal divisor universal, al cabezal vertical universal y al diferencial.

Estos dispositivos tienen en su respectivo orden la siguiente relación de transmisión:

$$i_{c.d.} = 1/40; i_{c.v.} = 19/20, i_{Dif.} = 1/2$$

Después de un minucioso análisis se establece la variante cinemática que se cataloga como óptima. Su diagrama cinemático es el de la figura 1.

Del esquema cinemático considerado como óptimo, se pueden constatar las siguientes peculiaridades:

a- Se materializa el postulado básico del diseño

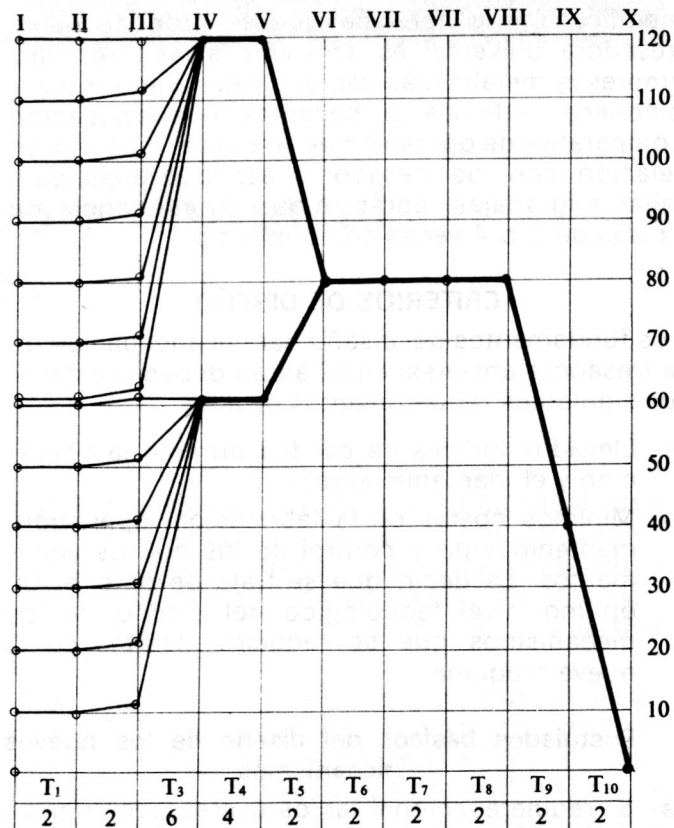


FIGURA 1.

cinemático del mecanismo complementario. Según este principio, para alcanzar una elevada precisión funcional de la cadena cinemática de generación de la envolvente es necesario garantizar una alta frecuencia relativa de giro en la mayor parte de la transmisión. Esta condición es esencial para las transmisiones iniciales y para las intermedias. Igualmente se requiere utilizar como transmisión final de movimiento aquella que posea una alta relación de reducción. Es decir, el mecanismo sinfín-corona, que en nuestro caso se interpreta por el cabezal universal divisor.

- b- Se cumple el carácter monótono que debe tener el diagrama cinemático tanto en el campo de acción de las transmisiones multiplicadoras, como también para las transmisiones reductoras. Para satisfacer este condicionamiento se requiere utilizar una relación multiplicadora $i = 3/4$ entre los ejes V y VI o VIII y IX, cuando se tallan engranajes con un número de dientes $Z = 2:60$. Para el tallado de piñones con un número de dientes $Z = 61:120$, se necesita una relación de reducción $i = 4/3$.
- c- Se corrobora el acierto del valor igual a $1/2$ de la relación de transmisión del mecanismo diferencial. Esto permite trabajar con relaciones intermedias de transmisión bastante moderadas. Si por el contrario $i_{Dif} = 2$ o $i_{Dif} = 1$, entonces no es factible satisfacer el parámetro fundamental del diseño de relaciones intermedias de transmisión con valores moderados.

d- Se fundamenta la utilización del cabezal divisor universal, como última transmisión de las cadenas cinemáticas requeridas para la adecuación integral tecnológica de la fresadora universal en talladora de engranajes.

La ecuación de la cadena cinemática que reproduce la división continua se expresa así:

$$i_{v.F.M.} \cdot i_{c.u.v.} \cdot a/b \cdot c/d \cdot i_{M.R.} Z_1/Z_2 \cdot Z_3/Z_4 \cdot Z_5/Z_6 \cdot Z_7/Z_8 \cdot i_{DIF.} \cdot i_{C.D.} = K/Z_{v.p.}$$

3. ARREGLOS CINEMATICO DE LA FRESADORA UNIVERSAL ADAPTADA

Es importante dar a conocer los diferentes ajustes tecnológicos que se logran en la nueva máquina. Igualmente es válido expresar las relaciones matemáticas que regulan los arreglos cinemáticos propuestos. También es necesario descubrir los atributos y deficiencias de cada arreglo cinemático.

3.1. Ajuste de la lira de división continua

La cadena cinemática de la división continua permite reproducir el engrane del piñón por tallar con la herramienta. En nuestro caso particular debemos sincronizar la relación de transmisión entre la fresa madre y el piñón por fabricar. Esta relación es análoga a la del sinfin-corona o sea $i_{SF.c} = K/Z$.
K.- Nº de entradas de la fresa madre o del sinfin.
Z.- Nº de dientes del piñón por tallar o de la corona.

Esquema cinemático de la Fresadora Universal transformada

La estructura de la cadena cinemática de división continua es:

F.M.-C.U.V.-H.F.a-b-C-d-P.R.-1-2-3-4-5-6-7-8-DIF.-C.D.-COPA(PIÑON)

- F.M.- Fresa madre.
- C.U.V.- Cabezal universal vertical.
- H.F.- Husillo de la fresadora.
- H.R.- Piñón del mecanismo inversor.
- Dif.- Mecanismo diferencial.
- M.R.- Mecanismo de reverso
- 1-2-3-4-5-6-7-8.- Ejes intermedios de transmisión.
- C.D.- Cabezal divisor.
- a-b-c-d.- Piñones recambiables de la lira de división continua.

1 V.F.M. Una vuelta de la fresa madre.
(K/Z) v.p. Fracción de vuelta que debe dar el piñón por tallar.

i C.U.V.- Relación de transmisión del cabezal universal vertical.

i M.R.- Relación de transmisión del mecanismo de reverso.

i Dif.- Relación de transmisión del mecanismo diferencial.

i C.D. Relación de transmisión del cabezal divisor.
Z₁, Z₂, Z₃, Z₄, Z₅, Z₆, Z₇, Z₈.- Piñones cónicos intermedios.

Observando la invariabilidad de i C.U.V., i M.R., i C.D. y de Z₁/Z₂, Z₃/Z₄, Z₅/Z₆, Z₇/Z₈, podemos simplificar la ecuación anterior y expresarla en forma más sencilla:

$$X_1 = CK/Z$$

Z₁.- Relación de transmisión de la lira de división continua.

C.- Constante que considera el producto de todas las relaciones de transmisión que no son modificables.

Ajuste de la lira del diferencial

El mecanismo del diferencial se acciona cuando se tallan piñones helicoidales, coronas con ayuda del avance tangencial, piñones cilíndricos con número primo de dientes de difícil materialización en la lira de división continua; y también cuando se utiliza el avance diagonal.

Debido a que el diferencial es un mecanismo que integra dos movimientos independientes, es la

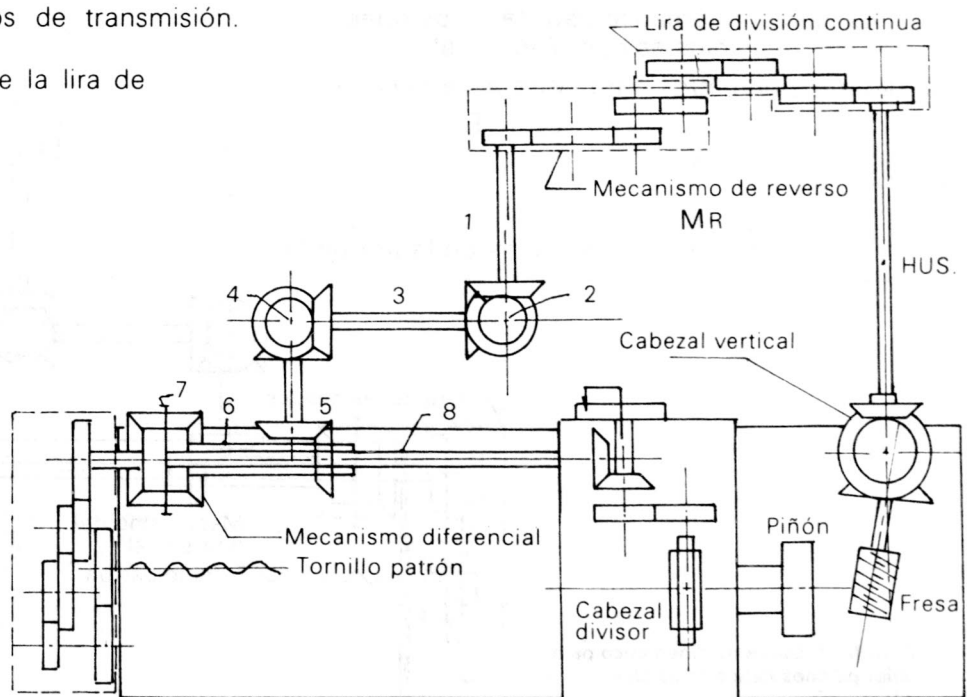
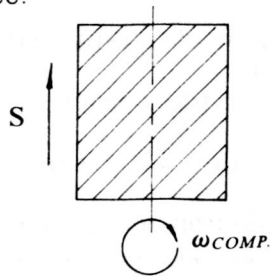


FIGURA 2. Esquema cinemático de la fresadora universal transformada.

razón por la que ha tenido significativa aplicación en máquinas-herramientas.

Tallado de piñones helicoidales

Para labrar los dientes en dirección de la helicoide se necesita que a medida que se realiza el movimiento de avance de la mesa, se transmita un giro complementario a la pieza en una magnitud proporcional al avance.



Es decir, que en el tallado de piñones helicoidales se requiere adicionar al giro principal, que recibe el piñón por acción de la cadena cinemática de división continua, un giro complementario que está relacionado con el tipo y con el ángulo de la hélice por tallar.

Para este proceso tecnológico las particularidades cinemáticas de la fresadora acondicionada son:

- a- Los avances que se utilizan en el tallado de engranajes son los mismos que ya trae ajustada la fresadora desde fábrica.
- b- En el tallado de piñones helicoidales el arreglo de la cadena cinemática para generar la hélice se hace en función del paso de la helicoide que se requiere obtener. Esta particularidad permite utilizar directamente la lira normalizada que trae la fresadora para labrar superficies helicoidales.
- c- La cadena cinemática del diferencial es muy sencilla. Esto se debe a que sus piñones planetarios reciben en forma directa los movimientos provenientes de las cadenas cinemáticas de la división continua y de la helicoide.

Esquema cinemático para tallar piñones helicoidales con diferencial

La cadena cinemática para generar la hélice es:

Copa (piñón)-C.D.-Dif. $a_2-b_2-c_2-d_2$ -T.P.

C.D. Cabezal divisor.

Dif.- Diferencial.

T.P.- Tornillo patrón.

$a_2-b_2-c_2-d_2$ - Piñones recambiables de la lira de las hélices.

La ecuación de la cadena cinemática de las hélices se expresa por

1. V.C.P. $1/i.c.d. iDif. a_2/b_2. c_2/d_2. t.T.P. = H$ hélice.

1. V.C.P. Una vuelta complementaria del piñón por tallar.

t T.P.- Paso del tornillo patrón.

H Hélice.- Paso de la helicoide por obtener.

$$a_2/b_2. c_2/d_2 = i_{L.H} \text{ (Lira de la hélice).}$$

Relación de transmisión de la lira de las hélices.

$$i_{L.H} = \frac{H_{HEL}}{C}; H_{Helice} = \pi D / \text{tg}\beta = \pi m_n Z / \text{Sin}\beta$$

D.- Diámetro primitivo transversal del piñón.

Mn.- Módulo normal.

Z.- Número de dientes.

B.- Angulos de la hélice.

D. Mn, z, β .- Parámetros geométricos del piñón helicoidal.

$$i_{LH} = \pi m_n Z / C \text{Sin}\beta$$

$$C = 1/i.c.o. \cdot i_{dif} \cdot i_{T.P.}$$

C.- Constante de transmisión.

Tallado de piñones helicoidales por el método "sin diferencial"

Al obviar la utilización del mecanismo diferencial, se hace necesario un ajuste cinemático especial de la lira de división continua. De igual manera es menester tener presente las siguientes consideraciones básicas:

- a- Sv.- Avance de la mesa (piñón) por vuelta del piñón por tallar.
- L.- Longitud del piñón.
- Z/K.- N° de vueltas de la fresa madre por vuelta del piñón. Durante este mismo tiempo la fresa se desplaza con relación al piñón en la magnitud igual a Sv.
- L/Sv.- N° de vueltas del piñón al recorrer toda la longitud L.
- ZI/KSv.- N° de vueltas de la fresa madre al recorrer la longitud L.

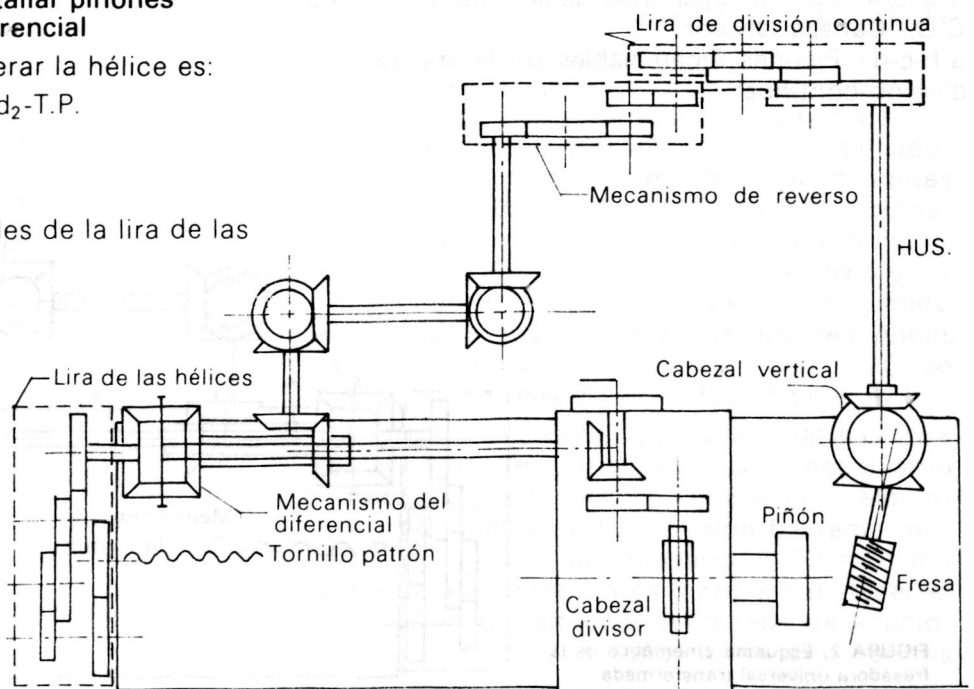
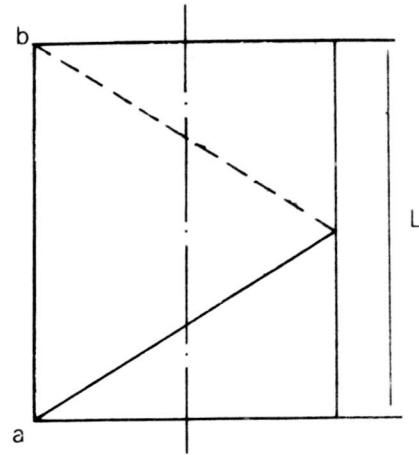
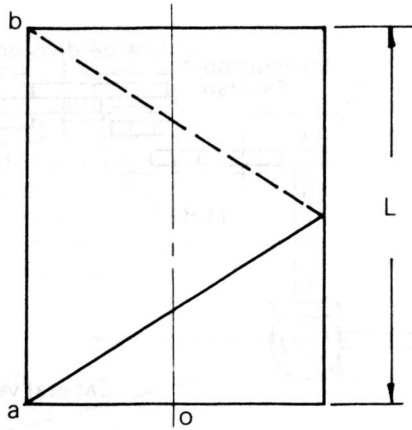


FIGURA 3. Esquema cinemático para tallar piñones helicoidales con diferencial.



b- L.- Longitud del piñón que la asumimos igual al paso de la helicoide requerida.

Con base en las anteriores consideraciones podemos afirmar que durante el maquinado del piñón helicoidal de longitud L, la fresa madre debe realizar

$$[(ZL)/(KS_v)] \pm [Z/K]$$

vueltas. Durante este mismo tiempo la pieza da L/Sv vueltas.

Esquema cinemático del método sin diferencial

La cadena cinemática que reproduce la división continua se estructura por:

F.M.-C.U.V.-HUS.-a₁-b₁-C₁-d₁-M.R.-I-Z₁-Z₂-II-Z₃-Z₄-III-Z₅-Z₆-C.D.-COPA (PIÑÓN)

Es necesario recordar que para el tallado de engranajes por el método sin diferencial se requiere transmitir a la fresa madre un giro complementario que corresponda a su desplazamiento longitudinal a.b.

El arreglo especial de la cadena cinemática que reproduce simultáneamente la división continua y el paso del helicoide se expresa así:

$$\frac{L/S_v \cdot v.p.}{b_1/c_1 \cdot b_1/a_1} \cdot \frac{1/i_{C.D.}}{1/i_{C.U.V.}} \cdot \frac{Z_6/Z_5 \cdot Z_4/Z_3 \cdot Z_2/Z_1 \cdot d_1/c_1}{=} = [(ZL/KS_v) \pm Z/K]_{v.F.M.}$$

L/Sv)v.p. N° de vueltas del piñón.

$$[(ZL/KS_v) \pm Z/K]_{v.F.M.}$$

N° de vueltas de la fresa madre.

$$1/i_{C.D.} \cdot Z_6/Z_5 \cdot Z_4/Z_3 \cdot Z_2/Z_1 \cdot 1/i_{C.U.V.} = C_{(Constante)}$$

Simplificamos la ecuación anterior:

$$L_i S_v) \cdot C \cdot d_1/c_1 \cdot b_1/a_1 = [Z/K] [(L \pm S_v)/S_v]$$

Relación modificada de transmisión de la lira de división continua para tallar piñones helicoidales sin diferencial.

$$X_1 = a_1/b_1 \cdot c_1/d_1$$

$$X_1 = [CK/Z] [L/(L \pm S_v)] = [CK/Z] [1/ \pm S_v/L]$$

$$L = \Pi m_n Z / \sin \beta \text{.- Paso de la hélice.}$$

Finalmente queda:

$$X_1 = [CK/Z] [1 \pm S_v \sin \beta / \Pi m_n Z]$$

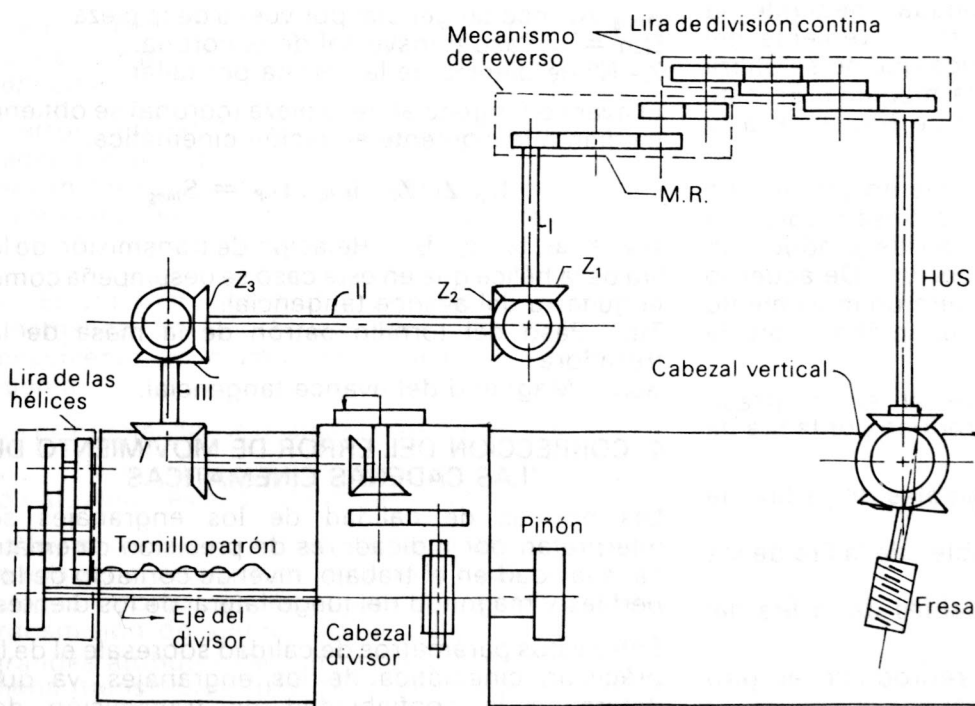


FIGURA 4. Esquema cinemático del método sin diferencial.

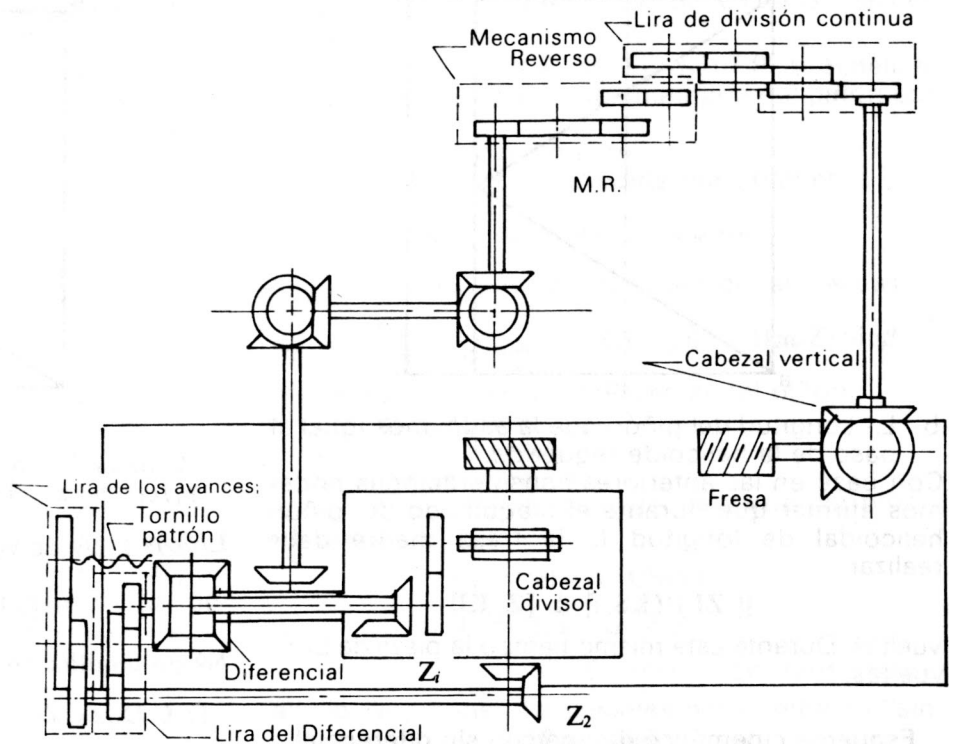


FIGURA 5.

Tallado de coronas por el método de avance tangencial

Utilización del diferencial para el tallado con avance tangencial

Este método tiene un significado especial en la adecuación de la fresadora universal. La peculiaridad radica en que la variante tecnológica del avance tangencial para el tallado de coronas generalmente le es extraña a la fresadora convencional.

El arreglo cinemático para el tallado de coronas mediante el método de avance tangencial tiene las siguientes características:

- 1º - El avance tangencial se reproduce con el desplazamiento longitudinal de la mesa de la fresadora; que es accionada mediante la apropiación del movimiento proveniente del cabezal divisor. Esto significa que no se utiliza el avance automático de la máquina. En este caso el avance tangencial se transmite a la corona.
- 2º - La presencia del desplazamiento relativo en dirección tangencial entre la fresa madre y la corona, provoca la necesidad de producir un giro complementario a la corona. De acuerdo con esta cinemática se genera un movimiento similar a la rodadura de un piñón sobre la cremallera.
- 3º - El movimiento de entre el sinfin (fresa madre) y la corona se reproduce por la lira de división continua.

- a₁, b₁, c₁, d₁- Piñones recambiables de la lira de división continua.
- a₂, b₂, c₂, d₂- Piñones recambiables de la lira de los avances.
- a₃, b₃, c₃, d₃- Piñones recambiables de la lira del diferencial.

La cadena cinemática para reproducir el giro complementario de la corona es:

- H.C.D.- Z₁-Z₂-I-a₃-b₃-c₃-d₃- Dif.-C.D.-Copa (corona)
- H.C.D.- Salida del husillo del cabezal divisor.
- Z₁ y Z₂- Piñones cónicos.
- I.- Eje intermedio de transmisión.
- Dif.- Diferencial.
- C.D.- Entrada del movimiento al cabezal divisor.

La ecuación de la cadena cinemática del diferencial se expresa por:

$$1_{v.p.} Z_1/Z_2 \cdot i_{L.D.} \cdot i_{Dif.} \cdot i_{C.D.} = [(S_{tang}/\Pi m)/Z]$$

v.i.c. v.c.c. Giro complementario de la corona.

1 v.p.- Revolución de la pieza.

- i_{L.D.} = a₃/b₃ · c₃/d₃ Relación de transmisión de la lira del diferencial.
- i_{Dif.}- Relación de transmisión del diferencial.
- S_{tang} Avance tangencial por vuelta de la pieza.
- Πm = t_c Paso transversal de la corona.
- Z.- Nº de dientes de la corona por tallar.

El avance tangencial de la pieza (corona) se obtiene mediante la siguiente ecuación cinemática.

$$1_{v.p.} Z_1/Z_2 \cdot i_{L.H.} \cdot t_{T.P.} = S_{tang.}$$

- i_{L.H.} = a₂/b₂ · c₂/d₂ Relación de transmisión de la lira de la hélice que en este caso se desempeña como la guitarra del avance tangencial.
- Ttp.- Paso del tornillo patrón de la mesa de la fresadora.
- S_{tang} - Magnitud del avance tangencial.

4. CORRECCION DEL ERROR DE MOVIMIENTO DE LAS CADENAS CINEMATICAS

Las normas de calidad de los engranajes se interpretan por indicadores de precisión cinemática, suavidad en el trabajo, nivel de contacto de los perfiles y magnitud del juego lateral de los dientes.

Entre estos parámetros de calidad sobresale el de la precisión cinemática de los engranajes; ya que determina la confiabilidad de transmisión del

movimiento mecánico y en particular define el grado de variación de la relación de transmisión.

Los errores cinemáticos de las máquinas-herramientas son provocados por la imprecisión inherente de las cadenas cinemáticas durante el proceso de transmisión de los movimientos relativos entre la pieza y la herramienta. Este problema se presenta en la elaboración de superficies complejas. Roscas, engranajes, levas y otros.

Conceptos básicos

La precisión cinemática del piñón expresa la exactitud de su desplazamiento angular.

La precisión se puede caracterizar de dos formas. En primer término con indicadores complejos: $\Delta F_{n\Sigma}$ error cinemático del piñón, y también con el error acumulado del paso circunferencial.

En segundo lugar con indicadores diferenciales o derivados: componentes radial y tangencial del desajuste o aberración cinemático.

La componente radial se genera por la acción de la excentricidad de la pieza y de la herramienta.

La componente tangencial se produce por los errores cinemáticos de la cadena de división continua.

Las imprecisiones de movimiento que se generan en la cadena cinemática son producidas por las siguientes causas:

- a- Error acumulado del paso circunferencial de los engranajes y del paso axial del sinfin y del tornillo patrón.
- b- Pulsación axial de los engranajes, con excepción de los piñones cilíndricos de dientes rectos, del tornillo patrón y del sinfin.
- c- Pulsación radial de los engranajes del tornillo patrón y del sin fin.
- d- Desviación de la forma de envolvente del perfil.

El error cinemático provocado por cada elemento se configura por la combinación de los errores señalados.

El error cinemático generado en cada eslabón de la cadena cinemática, varía por la transmisión del movimiento de un elemento a otro. Este cambio del error cinemático se regula por la siguiente relación:

$$S_i = s_i i_i$$

S_i .- Error transmitido al último eslabón de la cadena cinemática. En la práctica representa el error de movimiento acumulado entre la pieza y la herramienta.

s_i .- Error total de los desplazamientos del elemento i .
 i_i Relación de los desplazamientos del elemento i al último eslabón de la cadena cinemática.

La ley anterior nos permite deducir que es factible minimizar el error acumulado en la cadena cinemática, si como último eslabón se utiliza una transmisión de sinfin corona. Este es uno de los grandes atributos del sinfin corona, merced a que dicha transmisión posibilita elevadas relaciones de transmisión de reducción. Es decir que la

exactitud de la transmisión de movimiento por la cadena cinemática, depende fundamentalmente de la precisión del sinfin corona. Esta es la razón por la cual la transmisión del sinfin corona siempre debe aparecer como último eslabón cinemático de las cadenas cinemáticas que se requiere estructurar en la máquina talladora de engranajes.

La calidad de la transmisión del sinfin corona se evalúa con los siguientes parámetros.

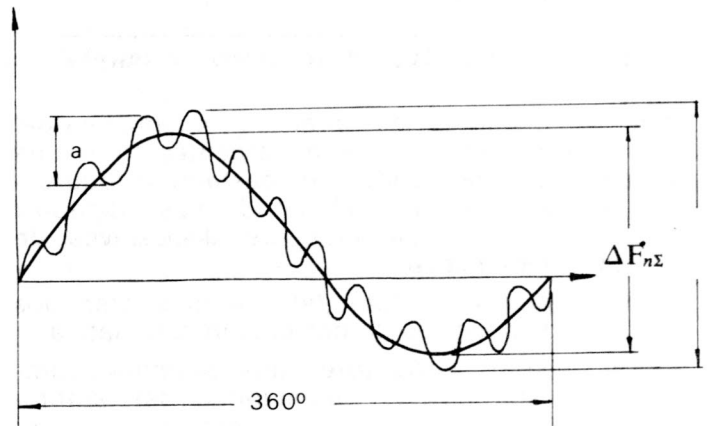


FIGURA 6.

Según la gráfica: 6

$\Delta F_{n\Sigma}$ Error cinemático de transmisión del sinfin-corona, en una vuelta de la corona.

ΔF .- Error cíclico de la transmisión que se considera igual al valor medio de la amplitud. Es decir $\Delta f = a/2$. $\Delta f = \alpha/2$

$\Delta t_{n\Sigma}$.- error cinemático acumulado durante una vuelta de la corona.

Los anteriores errores se generan por las inexactitudes de carácter cinemático que surgen en el proceso de labrado de los dientes de los engranajes, y también por imprecisión del ensamble o del ajuste tecnológico de la máquina.

Según Levashov A. V., los errores cíclicos se producen por las siguientes causas:

- a- Desviaciones ΔT_H de la línea helicoidal del sin fin, que generan errores en el giro de la corona $\Delta \zeta_1$

$$\Delta \zeta_1 = 2\Delta t_H/d$$

- d.- Diámetro primitivo de la corona.

- b- Pulsación radial —e— de los filetes del sin fin. Para ángulos de levante de la hélice $\lambda \leq 6^\circ$ su influencia se expresa por:

$$\Delta \zeta_2 = (2e_t \alpha)/d$$

- a.- Ángulo de engrane.

- c- Pulsación axial del sinfin.

$$e_{ax} \quad \Delta \zeta_3 = 2e_{ax}/d$$

El valor máximo posible de los errores cíclicos del giro de la corona se calcula por:

$$\Delta \zeta_{CICL} = (2/d) \sqrt{\Delta t_H^2 + (e_t \alpha)^2 + e_{ax}^2}$$

El error cinemático $\Delta \zeta_\Sigma$ del giro de la corona es provocado por la magnitud acumulada de la aberración del paso circunferencial de la corona

Δt_{zC} , y también por la inclusión durante el ensamble o ajuste tecnológico, de pulsaciones radial y axial e y e_{ax}

El error cinemático $\Delta \xi_{\Sigma max}$ se determina por las siguientes relaciones.

a- Valor medio

$$\Delta \xi_{\Sigma max} = (2/d) (\Delta t_{zC} + e/\text{Cos}\alpha + e_{ax}tg\lambda)$$

b- Valor probable

$$\Delta \xi_{\Sigma} = (2/d)\sqrt{\Delta t_{zC}^2 + (e/\text{Cos}\alpha)^2 + (e_{ax}tg\lambda)^2}$$

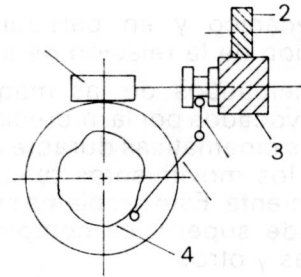
Pretender disminuir la imprecisión cinemática del sinfín corona mediante la implementación de una alta calidad de fabricación, es bastante inseguro y muy costoso. Para tal fin el método más indicado y accesible es la utilización de **dispositivos de corrección cinemática**.

Desde el punto de vista del diseño existen dos clases de dispositivos de corrección cinemática.

- a- Mecanismos correctores que permiten compensar los errores cinemáticos del sinfín corona, mediante desplazamientos axiales complementarios del sinfín .
- b- Mecanismos correctores que posibilitan la reducción del error cinemático de la transmisión del sin fin corona por medio de giros complementarios del sinfín

Selección del dispositivo de corrección cinemática para la fresadora universal acondicionada en talladora de engranajes

La escogencia del mecanismo corrector se basa en las posibilidades de adecuación de dicho dispositivo en la fresadora universal adaptada. Este argumento esencialmente se fundamenta en la funcionalidad del sistema de corrección cinemática para



las condiciones específicas de la nueva máquina.

Con base en las anteriores consideraciones se optó por el mecanismo corrector de piñones helicoidales. Este dispositivo corrige el error cinemático de la transmisión del sinfín corona, mediante giros complementarios del sinfín .

Es oportuno hacer notar que la esencia del diseño de los dispositivos de corrección cinemática, radica en establecer la diferencia que existe entre las magnitudes de los errores por corregir y las variaciones del perfil de la curva de trabajo. Es decir que el contorno de la superficie de forma que rectifica las imprecisiones cinemáticas de los mecanismos de la máquina, está determinado por la magnitud y la ley de comportamiento de los errores cinemáticos.

En todos los dispositivos de corrección cinemática, el papel de curva rectificadora del error cinemático lo desempeñan las **levas**.

Para nuestro mecanismo de corrección de piñones helicoidales, los cálculos básicos para determinar el perfil de la leva rectificadora del error son:

$$t_h = \Pi D / t_g \beta$$

- t_h - Paso de la hélice del piñón 3.
- β - Angulo de la hélice del piñón 3.
- D - Diámetro primitivo del piñón.

Se establece la relación que existe entre el desplazamiento ΔI del piñón 3 y el giro comple-

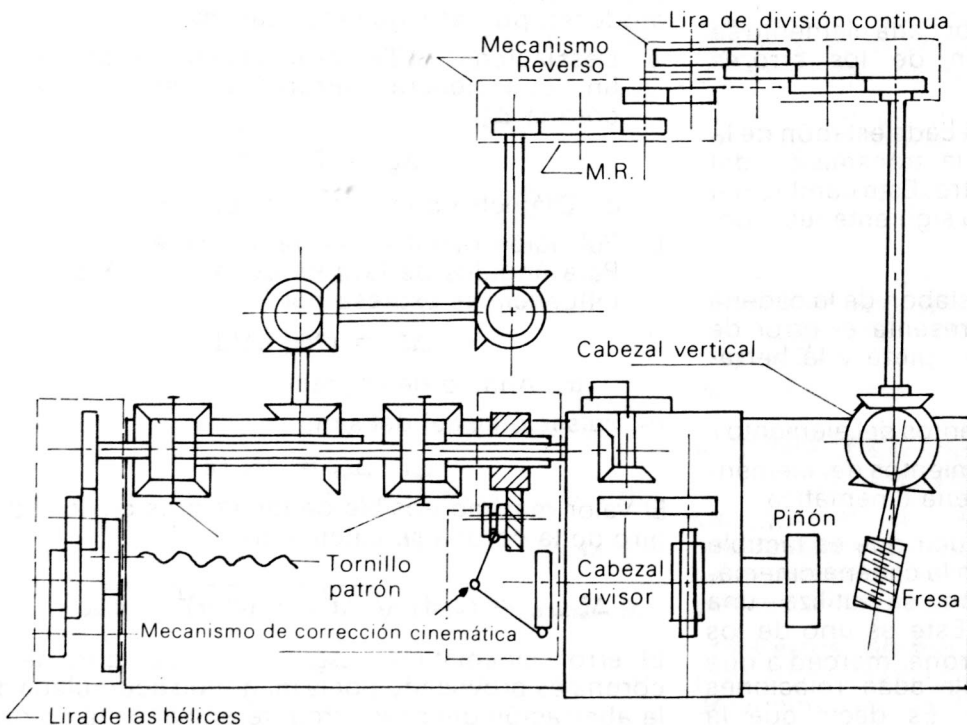


FIGURA 7.

mentario del sinfín. Este giro adicional se transmite al sin fin por medio del piñón 2.

$$\Delta l = \frac{\alpha t_h}{2\Pi} = \frac{D\alpha}{2t_g\beta}$$

Se expresa la dependencia del giro en la palanca múltiple con sus brazos R_1 y R_2 .

$$\text{Sin}\gamma = \frac{\Delta l}{R_1} = \frac{D\alpha}{2R_1 t_g\beta}$$

Determinamos la ecuación que expresa la variación del radio $\Delta\rho$ de la leva correctora.

$$\Delta\rho = R_2 \text{Sin}\gamma = \frac{\alpha R_2 D}{t_g\beta 2R_1}$$

Por último es necesario tener en cuenta que el giro adicional del sinfín se transforma en giro complementario ξ de la corona, de acuerdo con la ley del engrane de sinfín corona.

Es decir que

$$\alpha = \frac{Z_c \xi}{K}$$

Z_c .- N° de dientes de la corona.

K .- N° de entradas del sinfín.

Finalmente

$$\Delta\rho = \left[\frac{Z_c}{K} \left(\frac{R_2 D}{2R_1} \right) \right] [Ctg\beta] \xi$$

Si se expresa en segundos, entonces la ecuación final queda así:

$$\Delta\rho = \left\{ \left[\frac{Z_c}{K} \left(\frac{R_2 D}{2R_1} \right) \right] [Ctg\beta] \right\} / \left\{ \frac{(360 \cdot 60^2)}{2\Pi\omega} \right\} \cdot \xi$$

Se establece como parámetro de la escala de diseño la magnitud M .

$$M = \left\{ \left[\frac{Z_c}{K} \left(\frac{R_2}{2R_1} \right) \right] [Ctg\beta] \right\} / \left\{ \frac{(360 \cdot 60^2)}{2\Pi\omega} \right\}$$

La escala de corrección M se determina en función de la exactitud de corrección δ_c . La precisión de la corrección cinemática se determina por los errores del perfil de la leva δ_p y del montaje. Esto significa que la magnitud de la escala M de corrección cinemática está en función directa de factores tecnológicos de calidad en el proceso de fabricación y montaje de la leva correctora.

Lo anterior se expresa por:

$$M \approx (\delta_p + 2e)\delta_c$$

$2e$ - Excentricidad originada por el ensamble de la leva.

δ_p - Error del perfil de la leva.

δ_c - Grado de precisión de la corrección.

Con el valor M se ajustan las dimensiones de los elementos del mecanismo corrector.

Para acondicionar el mecanismo corrector de piñones helicoidales se requiere un segundo diferencial en la fresadora universal adaptada en talladora de engranajes. Esto con la finalidad de integrar al movimiento principal del sinfín el giro complementario de corrección.

En el esquema cinemático de la máquina transformada se ilustran los detalles tecnológicos que se requieren para ejecutar la corrección cinemática.

BIBLIOGRAFIA

Córdoba Nieto, Ernesto. **Adaptación integral tecnológica de la Fresadora Universal en Talladora**. Bogotá, 1983. Trabajo de promoción.

Córdoba Nieto Ernesto, Pulido Pedro, Rodríguez Guillermo, Lugo Juan. **Diseño y fabricación de la Cadena Cinemática complementaria para tallado de engranajes por generación**. Bogotá, 1980.

Córdoba Nieto Ernesto. **La normalización en la Metalmecánica**. Bogotá, 1982.

SHKUNAEV, E. K., **Transmisiones de sinfín corona en dispositivos de la mecánica de precisión**. Moscú, 1973.

TAITS B.A., **Fabricación de engranajes**. Moscú, 1975

TAITS B. A.; MARKOV N. N., **Precisión y control de los engranajes**. Leningrado, 1978.

LEVITSKY M.Y., **Dispositivos Correctores**. Kiev, 1969.

Revistas Científicas **Stanki Instrument**. Nrs: 2 (1982); 3(1983), Moscú.