

Int. Cl.: *B68D* 24 JUN.



204151

MODELO DE UTILIDAD

que por veinte años se solicita, a favor de don Christian LHOPITEAU, de nacionalidad francesa, con domicilio en 4 Résidence Les Princes, 78590 Noisy-le-Roi (Francia) y que ha de recaer sobre "CAJA DE VELOCIDADES DE TRES RELACIONES QUE OCUPA UN ESPACIO REDUCIDO".

=====

Memoria Descriptiva

El registro de modelo de utilidad que se solicita tiene por objeto garantizar la explotación exclusiva en todo el territorio nacional y sus posesiones de una caja de velocidades de tres relaciones que ocupa un espacio reducido, conforme se describe a continuación y se representa de forma gráfica en los adjuntos dibujos, a título de ejemplo.



En una caja de velocidades de máquina herramienta, las relaciones de las velocidades del árbol de salida están siempre escalonadas de acuerdo con una progresión próxima a una progresión geométrica. Dicha caja está compuesta por una serie de mecanismos elementales de dos o tres relaciones de velocidades montados unos tras otros, para obtener, mediante multiplicación de sus relaciones las diferentes velocidades de salida.

Como el par que ha de ser transmitido por cada uno de los mecanismos elementales aumenta o disminuye proporcionalmente a su velocidad, y dado que es preciso dimensionar los árboles y engranajes de acuerdo con este par, se sitúa siempre el mecanismo elemental dotado de la demultiplicación más fuerte, es decir de la mayor diferencia entre sus velocidades de salida, al final de la cadena, a la salida de la caja. En general, este mecanismo se llama mecanismo de engranajes (en inglés Backgear, en alemán Vorgelege, en francés Harnais). Esto permite la construcción más económica.

Los mecanismos elementales de tres relaciones presentan la ventaja de permitir, con el menor número de árboles intermedios, obtener el número total de relaciones más elevado. En efecto, este último es el producto del número de las relaciones de todos los mecanismos elementales; con tres de estos se obtienen $3 \times 3 \times 3 = 27$ relaciones, mientras que unos mecanismos elementales de dos relaciones darían solamente $2 \times 2 \times 2 = 8$ relaciones.

La variación entre dos velocidades sucesivas de una caja de velocidad se sitúa en general entre 1,15 y 1,4. Con tres mecanismos elementales de tres relaciones, es de-



cir un total de 27 velocidades, y una variación total de 70 -lo cual conviene perfectamente para una fresadora moderna susceptible de trabajar aceros duros a velocidad reducida y aleaciones ligeras a gran velocidad-, la diferencia teórica entre dos velocidades sucesivas sería de

5

$\sqrt[26]{70} = 1,177$. El cálculo habitual indica que en estas condiciones el mecanismo de engranaje triple a la salida de la caja presentará las demultiplicaciones siguientes: $a, 70^{9/26} a$, y $70^{18/26} a$, o sea, $a, 4,33a$ y $18,75a$.

10

a es la demultiplicación más pequeña que se llama "el vuelo" -en francés "la volée"- la cual se elige más ventajosamente de modo que sea igual a 1, para evitar en el conjunto de la caja de velocidades que sea necesario demultiplicar y a continuación multiplicar de nuevo con detrimento del

15

rendimiento. Finalmente, en el caso de una fresadora en la cual la caja de velocidades está montada en un cabezal o brazo corredizo, el espacio ocupado por el mecanismo de engranajes ha de ser reducido, para que la máquina sea manejable y que sea, eventualmente, posible trabajar en el interior de una pieza.

20

El dibujo adjunto ilustra en sus figuras 1 y 2 el problema que ha de ser resuelto así como la solución habitual.

25

La figura 1 representa la vista externa de un brazo corredizo con cabezal universal o vertical y el interés que existe en reducir la sección de la misma;

La figura 2 representa la disposición habitual de un mecanismo de engranajes triple.

30

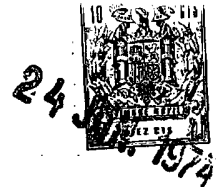
Examinando la figura 1, se ve que en una fresadora



del tipo dotado de cabezal universal, el mandril 40 está soportado por una cabeza orientable 41 montada en un brazo corredizo 42 soportado por el bastidor (no representado) de la fresadora.

5 Para dar al cabezal 41 toda su manejabilidad, es preciso que su sección así como la del brazo corredizo 42 sea pequeña, en particular para que pueda penetrar en el interior de piezas huecas tales como la que se representa esquemáticamente en 43. En particular, la sección del brazo
10 corredizo 42 que contiene la caja de velocidades o mecanismo de engranaje no ha de ser sensiblemente superior al espacio ocupado por el cabezal 41.

 El mecanismo de engranajes triples de construcción habitual (figura 2) incluye dos árboles. El árbol 1 es el
15 árbol motor y el árbol 2, que es el árbol de salida de la caja de velocidades, es un árbol conducido. El árbol 1 está provisto de los engranajes de accionamiento 3, 4 y 5 que son solidarios de él tanto en rotación como en posición axial. El árbol 2 soporta los engranajes 6, 7 y 8; el engranaje 6 es fijo en el sentido axial, pero puede girar libremente sobre el árbol 2; el engranaje 7 está montado de la misma manera; los engranajes 6 y 7 llevan unos tetones de embrague 9 y 10. El engranaje 8 está montado en el cubo 13, ensamblado por unas ranuras con el árbol 2 y por tanto
20 es solidario de éste en rotación, pero libre en el sentido axial. El cubo 13 lleva unos tetones de embrague 12 y 11 situados frente a los tetones de embrague 9 y 10. En la posición extrema derecha del cubo 13, los tetones de embrague 11 están acoplados en los tetones de embrague 10, lo que solidariza completamente el engranaje 7 con el árbol
25 30



2. En este momento el engranaje 8 no está engranado con el engranaje 4 del árbol 1. La relación de velocidades obtenidas entre el árbol motor 1 y el árbol conducido 2 es igual, entonces al número de dientes del engranaje 5 dividido por el número de dientes del engranaje 7; se trata de la primera reducción del mecanismo de engranajes o "vuelo" la cual en principio presenta la relación 1 : 1.

En la posición media del cubo 11, los engranajes 4 y 8 están acoplados y la relación de velocidades entre los árboles 1 y 2 es igual al número de dientes del engranaje 4 dividido por el del engranaje 8; es el "vuelo" que, en principio, da la relación 1 : 1. Finalmente, en la posición extrema izquierda, los tetones de embrague 12 están acoplados con los tetones de embrague 9 del cubo 13 y el engranaje 6 es solidario completamente del árbol 2. Al mismo tiempo el engranaje 8 está separado del engranaje 4 y la relación de las velocidades de los árboles 1 y 2 es igual al número de dientes del engranaje 3 dividido por el de 6; es la segunda reducción del mecanismo de engranajes.

Como la relación entre 5 y 7 es, en nuestro caso, así como en la mayor parte de los casos, igual a 1, la relación entre 8 y 4 deberá ser de 4,33 y la relación entre 6 y 3 deberá ser de 18,75.

Esta solución presenta varios inconvenientes:

En primer lugar el espacio que ocupa impide prácticamente alojarlo en un brazo corredizo tal como el de la figura 1.

Además, presenta un número de dientes elevado, debido al diámetro importante de los piñones, lo que da lugar



a un gasto elevado de talla de engranajes.

Por el mismo motivo se necesita un peso elevado de engranajes, lo que influye también sobre el coste.

5 El invento tiende a remediar estos inconvenientes y tiene por objeto un mecanismo de engranajes triple que ocupa un espacio reducido con una importante reducción del peso y del número de dientes del mismo.

10 El mecanismo de engranajes triple según la invención se caracteriza porque incluye dos árboles principales y dos árboles auxiliares, realizándose la mayor demultiplicación del mecanismo de engranajes por medio de tres pares de engranajes, dos de los cuales están soportados por dichos árboles auxiliares.

15 Esta disposición se ilustra en las figuras 3 y 4 del dibujo adjunto.

La figura 3 representa una vista desarrollada de la cadena cinemática del mecanismo de engranajes triple según el invento;

20 La figura 4 representa, vista por una extremidad, la misma cadena cinemática.

25 El árbol 21 (figura 3) es el árbol motor, y el árbol 22 es un árbol conducido. Para el "vuelo" y para la primera velocidad del mecanismo de engranajes (relación 1 : 1 y 1 : 4,33) la transmisión se hace directamente desde el árbol 21 del árbol 22. Para la segunda velocidad del mecanismo de engranajes, la transmisión pasa por los árboles intermedios 23 y 24.

30 En el árbol 21, los engranajes 25 y 26 están enchavetados y bloqueados axialmente. En el árbol 22, el cubo 27 puede deslizarse en unas acanaladuras, siendo sin embar-



go solidario del árbol en el sentido giratorio. El cubo lleva los engranajes 28 y 29.

5 El piñón 26 está siempre acoplado con la rueda 30 enchavetada en el árbol 23, solidario del piñón 31; este último está siempre acoplado con la rueda 32 enchavetada en el árbol 24, solidaria del piñón 33; este último está siempre acoplado con la rueda 34 que gira libremente en el árbol de salida 22.

10 La rueda 34 lleva los tetones de embrague 35 que se sitúan frente a unos tetones de embrague 36 del cubo deslizante 27.

15 En la posición extrema derecha del cubo 27, el engranaje 28 está acoplado con el engranaje 25. Es el "vuelo", el cual en principio presenta la relación 1 : 1. En la posición media, el engranaje 29 está acoplado con 26. Es la primera reducción del mecanismo de engranajes. En la posición extrema izquierda, los tetones de embrague 35 se acoplan con los tetones de embrague 36 y la rueda 34 arrastra así el árbol 22, por medio de los tres pares de engranajes 26-30, 31-32 y 33-34.

20 De este modo se ve que es fácil obtener para la primera velocidad del mecanismo de engranajes la relación 1 : 4,33 con dos engranajes corrientes 26 y 29. Es todavía más fácil conseguir para la segunda velocidad del mecanismo de engranajes la relación 1 : 18,75, ya que la media geométrica de las relaciones de los tres engranajes intermedios debe ser en este caso igual a $1 : \sqrt[3]{18,75}$, o sea 1 : 2,66. Con piñones de 16 dientes, las ruedas tendrían así 16. 2,66 = 43 dientes.

30 El árbol 2 ó 22 ocupa naturalmente el centro del



brazo corredizo. El espacio ocupado por el mecanismo de engranajes triple está caracterizado, por tanto, por los radios r y r' de los círculos circunscritos que tienen por centro los árboles 2 ó 22 (figura 4). Se ve que en la construcción que caracteriza el invento, los árboles 21, 23 y 24 pueden agruparse en torno a 22.

En ambos casos, el radio r ó r' es la suma de la distancia e entre los árboles 1 y 2 (figura 2) o de la distancia e' entre los árboles 21 y 22 (figura 3), y del radio exterior r_1 de la rueda 5 (figura 2) o r'_1 de la rueda 32 (figura 3).

El ejemplo numérico que sigue ilustra más claramente las ventajas del invento:

El radio del engranaje 5 es igual a su radio primitivo más su módulo, así pues en la construcción habitual el módulo del par 3-6 es m_1 (figura 1) y el módulo del par 5-7 es m_2 . Sabemos que los números de dientes del par 3-6 son 16 y 300, y que su distancia entre ejes e es por tanto $m_1 \cdot (300 + 16)/2 = 158 m_1$. El radio externo r_1 del engranaje 5 es igual a su radio primitivo más su módulo. Ya que la relación entre 5 y 7 es igual a 1, el radio primitivo de cada uno de estos engranajes es igual a la mitad de la distancia entre ejes o sea $158 m_1/2 = 79 m_1$. Finalmente, el módulo del par 5-7 será igual al de 3-6, es decir que será igual a m_1 , ya que no sería racional reducirlo y aumentar así el número de dientes que habrían de tallarse. El radio externo del engranaje 5 será entonces:

$$r_1 = 79 m_1 + m_1 = 80 m,$$

y el radio r , característico del espacio ocupado será:

24 JU



$$\underline{r} = \underline{e} + r_1 = 158 m_1 + 80 m_1 = 238 m_1$$

5 Veamos ahora el espacio ocupado por la construcción de acuerdo con el invento: m'_1 será el módulo del par 33-34 (figura 3). Con un piñón 33 de 16 dientes y una rueda 34 de 43 dientes, como se ha establecido más arriba, la distancia entre ejes \underline{e}' de éste par será:

$$\underline{e}' = (33 + 16) \cdot \frac{m'_1}{2} = 29,5 m'_1$$

10 Para calcular el diámetro de la rueda 32 que tendrá, como se ha establecido más arriba, 37 dientes, es preciso encontrar su módulo m'_2 . Se sabe que, admitiendo los mismos grados de fatiga de los dientes y la misma relación entre su módulo y su ancho, la fuerza tangencial que pueden soportar es aproximadamente proporcional al cubo de su módulo. Si T'_1 es la fuerza tangencial sobre los dientes de los pares 15 33-34, y T'_2 la de 31-32, se obtiene:

$$T'_1/T'_2 = (m'_1/m'_2)^3.$$

20 Si n'_1 es el número de dientes del piñón 33 y N'_2 el de la rueda 32, la igualdad entre el momento aplicado a la rueda 32 de diámetro $m'_2 N'_2$ y el momento transmitido por el piñón 33 de diámetro $m'_1 n'_1$ se escribe entonces:

$$T'_1 \cdot (m'_1 \cdot n'_1) = T'_2 \cdot (m'_2 \cdot N'_2)$$

o

$$T'_1/T'_2 = m'_2 \cdot N'_2/m'_1 \cdot n'_1 = (m'_1/m'_2)^3$$

De lo que antecede se deduce:

25
$$N'_2/m'_1 = (m'_1/m'_2)^2 \quad \text{ó} \quad m'_1/m'_2 = \sqrt{N'_2/n'_1}$$

y finalmente el módulo buscado es $m'_2 = m'_1 \sqrt{n'_1/N'_2}$



Con $N'_2 = 43$ y $n'_1 = 16$ $m'_2 = m'_1 \sqrt{16/43} = 0,61 m'_1$

El módulo m'_2 así calculado nos da el radio externo de la rueda 32: $r'_2 = 1/2 m'_2 \cdot (N'_2 + 2) = 1/2 m'_1 \cdot 36 \cdot 0,61 = 11 m'_1$

5 El radio característico del espacio ocupado será entonces:

$$r' = e' + r'_2 = 29,5 m'_1 + 11 m'_1 = 40,5 m'_1 .$$

Ahora es preciso calcular la relación entre m'_1 y m_1 por un mismo par transmitido al mandril 2 (figura 2) y el mandril 22 (figura 3). Un cálculo idéntico al que se ha hecho más arriba indica:

$$m_1 = \sqrt{N'_1/N_1} \cdot m'_1$$

siendo N_1 el número de dientes de la rueda 6 (figura 2) o sea 300 y siendo N'_1 el número de dientes de la rueda 34 (figura 3) o sea 43.

Se encuentra así:

$$m_1 = m'_1 \sqrt{43/300} = 0,38 m'_1$$

En estas condiciones, partiendo del módulo m'_1 , el radio r característico del espacio ocupado será en el caso de la construcción habitual: $r = 238 \cdot 0,38 m'_1 = 90 m'_1$

Si recordamos que $r' = 40,5 m'_1$, resulta que el volumen ocupado se reduce en más de la mitad con la construcción objeto del invento.

Los materiales, forma, tamaño y disposición de los elementos serán susceptibles de variación, siempre que ello no altere la esencialidad del invento.

24 JUN.



Los términos en que se ha redactado esta memoria deberán ser tomados siempre en sentido amplio, no limitativo.

NOTA DE REIVINDICACIONES

5 Se reivindica como de propia y nueva invención, a favor de don Christian LHOPITEAU, domiciliado en 4 Résidence Les Princes, 78590 Noisy-le-Roi (Francia), lo especificado en las siguientes reivindicaciones:

10 1.- Caja de velocidades de tres relaciones que ocupa un espacio reducido, para máquina herramienta del tipo de fresadora de cabezal universal, caracterizada porque incluye dos árboles principales y dos árboles auxiliares, haciéndose la demultiplicación más importante por medio de tres pares de engranajes, dos de los cuales están soportados por dichos árboles auxiliares.

15 2.- Caja de velocidades de tres relaciones que ocupa un espacio reducido, según la reivindicación 1, caracterizada porque el árbol motor lleva dos engranajes fijos mientras que el árbol conducido lleva dos engranajes montados sobre un cubo deslizando pero solidario del árbol en rotación, proporcionando el deslizamiento del cubo las dos primeras relaciones de demultiplicación de la caja.

20 3.- Caja de velocidades de tres relaciones que ocupa un espacio reducido, según la reivindicación 2, caracterizada porque el árbol conducido lleva además un engranaje fijo axialmente pero que puede girar libremente, habiéndose previsto un embrague de tetones entre este piñón y uno de los piñones soportado por el cubo deslizando, produciéndose dicho embrague en una posición del cubo deslizando en la cual ninguno de los piñones del árbol conducido en-

25 30



grana con un piñón del árbol motor, soportando el árbol
auxiliar dos piñones fijos, uno de los cuales engrana cons-
tantemente con el piñón fijo axialmente del árbol condu-
cido, y soportando el segundo árbol auxiliar dos piñones
5 fijos, uno de los cuales engrana constantemente con el otro
piñón del primer árbol auxiliar, mientras que el otro
engrana constantemente con el más pequeño de los piñones
soportado por el árbol motor.

10 4.- "CAJA DE VELOCIDADES DE TRES RELACIONES QUE
OCUPA UN ESPACIO REDUCIDO".

Tal y como se deja descrito en la memoria preceden-
te, que consta de doce hojas foliadas y mecanografiadas
por una sola de sus caras y una de planos, de forma y
tamaño reglamentarios.

Madrid, 24 de junio de 1.974.

P.A. de don Christian LHOPITEAU,

Luis Ruiz Palacios:

LUIS RUIZ PALACIOS
P. P.

Fig. 1 204151

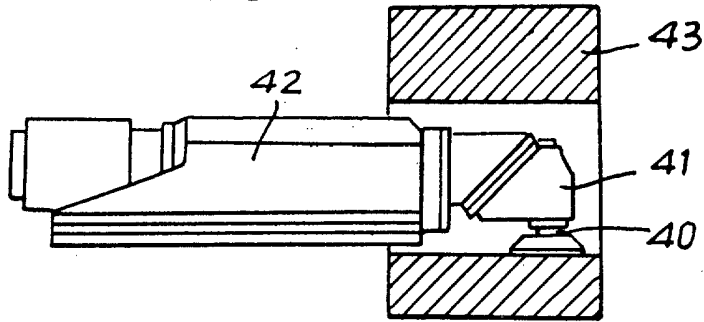
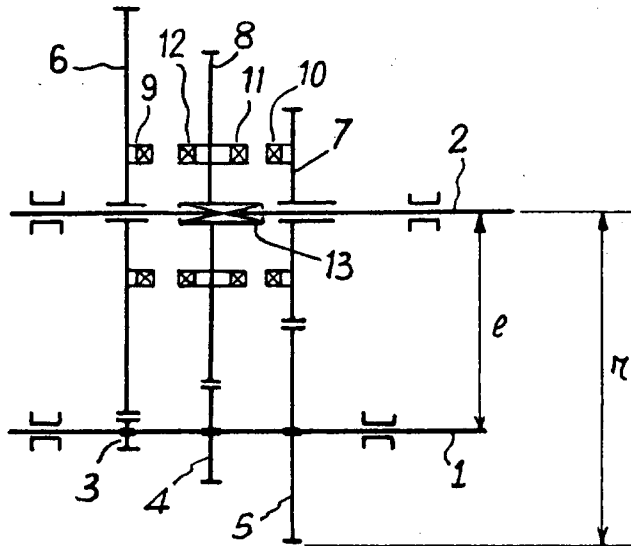


Fig. 2



Escala Variable
Madrid, 24-6-74
E. A. RUIZ PALACIOS
P. P.

J. Javiola

Fig. 3

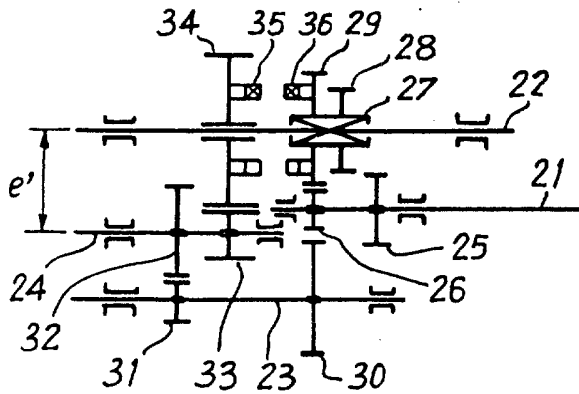


Fig. 4

