



ESPAÑA

ES	11 21	NUMERO 450.396	10	A 1
	22	FECHA DE PRESENTACION 2-8-1976		

PATENTE DE INVENCION

P.- 63.281
No. 403.493

30 PRIORIDADES: 31) NUMERO	32) FECHA	33) PAIS
403.493	4-10-73	E.U.A.

47) FECHA DE PUBLICIDAD	61) CLASIFICACION INTERNACIONAL B25C	62) PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA 430.664
-------------------------	---	--

64) TITULO DE LA INVENCION
"UN METODO DE IMPULSAR ELEMENTOS SUJETADORES"

71) SOLICITANTE (S)
JAMES EVERETT SMITH y JAMES DYKSTRA CUNNINGHAM

DOMICILIO DEL SOLICITANTE
217 Meadowlook Way y 2100 Topaz, respectivamente ambos en
Boulder, Colorado 80302, Estados Unidos de América

72) INVENTOR (ES)
Los solicitantes

73) TITULAR (ES)

74) REPRESENTANTE
DON FERNANDO DE ELZABURU MARQUEZ

POOR
QUALITY

Las herramientas de impacto accionadas por medios eléctricos de baja energía, son bastante comunes y son utilizadas para aplicaciones tales como impulsar pequeños clavos y grapas, aflojar y apretar tuercas, y ajustar elementos sujetadores deformables tales como pequeños remaches de latón y cobre. No obstante, hasta ahora, la mayor parte de todas las herramientas de impacto de alta energía, al menos del tipo apto para ser sostenido con la mano, han sido hechas funcionar por aire comprimido. Existen muchas desventajas evidentes en las herramientas manuales hechas funcionar por aire, de las cuales no es la menor la necesidad de grandes mangueras y de un suministro de aire de alto volumen, relativamente estacionario. Los reguladores de presión, lubricadores, filtros y elementos similares, ordinariamente utilizados con equipos neumáticos, sirven todos ellos para complicar la situación así como para hacerlos más complicados y costosos.

Si bien el concepto de una herramienta de impacto accionada por medios eléctricos apta para ser sostenida con la mano, de alta energía, es, por lo menos, un concepto atractivo, plantea un cierto número de problemas que hasta ahora han quedado sin resolver. Por ejemplo, puede demostrarse de modo bastante simple, mediante la utilización de una prensa de husillo a mano y una escala, que se requiere una fuerza, para máximo ran-

dimiento, de aproximadamente 450 kg para propulsar un
clavo de 16 peniques (81 mm) dentro de madera semidura
hasta el punto en que su cabeza se encuentra alineada
con la superficie de la última. Dado que el clavo ejer-
ce evidentemente una fuerza igual y opuesta sobre el
dispositivo propulsor y el operario no podría oponerse
posiblemente a una fuerza máxima de 450 kg, un disposi-
tivo propulsor de baja velocidad no desarrollará rendi-
miento satisfactorio independientemente de la fuerza de-
sarrollada con él, ya que meramente sería rechazado des-
de la pieza de labor en lugar de impulsar imperativamente
el clavo a su través. Por consiguiente tanto el tiempo
requerido para propulsar el clavo como la masa del dis-
positivo propulsor se convierten en consideraciones de la
máxima importancia, especialmente si los parámetros de
diseño precisan de un funcionamiento exento de retroceso,
cosa que es altamente deseable.

Pueden escogerse otros parámetros prácticos
para la herramienta tales como, por ejemplo, su masa y
su velocidad de contacto con el fin de calcular la canti-
dad de energía latente que debe ser almacenada en el sis-
tema así como el tipo de mecanismo que se requiere para
transferir dicha energía a la pieza de labor en el breve
tiempo de que se dispone para un funcionamiento esencial-
mente exento de retroceso. Cuando esto se efectúa así
dichos cálculos revelan el hecho de que se hace absoluta-

mente necesaria una capacidad de almacenamiento de energía considerable, unida con un mecanismo de transferencia de energía muy rápido y eficaz. Además de ello, tales cálculos revelan la completa inutilidad de emplear
5 soluciones convencionales, tales como solenoides, para resolver el problema ya que una unidad electromagnética capaz de generar la energía media requerida durante el intervalo de tiempo de que se dispone sería tan grande y pesada que resultaría completamente inutilizable en
10 la práctica, por no hablar de su costo.

El volante de inercia entra en consideración como un mecanismo que a la vez es compacto y de peso ligero, y que al mismo tiempo posee elevada capacidad de almacenamiento de energía. No obstante, infortunadamente,
15 constituye también un sistema que gira a alta velocidad con momentos de precesión grandes e indeseables que se hacen muy difíciles de vencer y que, en realidad, son casi insuperables en una herramienta sostenida con la mano que debe ser colocada con considerable precisión.
20 Los problemas que se presentan al operario para vencer estas fuerzas, ya que éstas hacen muy peligrosa a una herramienta con un único volante de inercia, cuando no en realidad un instrumento letal, cuando es cargado con clavos u otros elementos sujetadores que son expulsados desde
25 de ella a altas velocidades, a causa de la considerable

dificultad asociada con el control de las mismas.

5 Se ha encontrado ahora, de acuerdo con las enseñanzas del presente invento, que en realidad una herramienta de impacto apta para ser sostenida con la mano propulsada por medios eléctricos, de alta energía, que es capaz de desarrollar los 75 caballos de potencia o una similar, que se requiere para propulsar un
10 clavo de 81 mm durante un breve intervalo que dura unas pocas milésimas de un segundo. En efecto, un pequeño motor eléctrico con una potencia de una fracción de un caballo será enteramente adecuado para satisfacer las necesidades de energía de un ciclo de servicio que exige más de un accionamiento por segundo.

15 No un volante de inercia, sino un par de volantes de inercia que giran en sentidos opuestos, sustancialmente idénticos, almacenan la energía necesaria y, además, cuando están acoplados entre sí apropiadamente y orientados unos con relación al otro de modo conveniente, cooperan para suprimir los momentos de precesión molestos que son inherentes a sistemas que giran a altas
20 velocidades y que tienen volantes de inercia. Estos mismos volantes de inercia, cuando uno de ellos es movido con relación al otro para aplicar un pistón de fricción colocado entre ellos, cooperan para definir un mecanismo de transferencia de energía de elevada velocidad y efi-
25

caz, capaz de comunicar una considerable fuerza de propulsión al pistón en una cuestión de unos pocos milisegundos. Más aún, el embrague así producido no requiere una aplicación sincrónica y, cuando está diseñado apropiadamente, está libre de resbalamiento.

5

La incorporación de elementos de enclavamiento o inmovilización mecánicos que requieran que el frente de ataque de la herramienta sea sostenido firmemente contra la pieza de labor mientras que es accionado el gatillo disparador para aplicar el embrague, hace a la herramienta de funcionamiento seguro al mismo tiempo que la inhabilita para descargar un elemento sujetador si se la dejase caer accidentalmente. El control de la velocidad del motor, si bien no es exactamente una característica de seguridad, proporciona al operario los medios mediante los cuales éste puede reducir la energía de pistón a un nivel apropiado compatible con la tarea que se está desarrollando, evitando de este modo deterioro para la pieza de labor.

10

15

La corriente doméstica ordinaria es enteramente adecuada como manantial de energía, y, en realidad, las demandas de energía son tales que podrían ser suministradas con facilidad por baterías o un pequeño generador contenido en la misma herramienta, especialmente en el caso de un ciclo de servicio de baja demanda. El problema se convierte en uno relacionado con el tiempo implicado

20

25

5 en obtener que los volantes de inercia propulsen a los
motores hasta llegar a la velocidad de régimen, en lugar
del relacionado con la disipación de energía durante el
ciclo de propulsión, que es mínima incluso con pequeños
motores con una potencia de una fracción de un caballo
de vapor.

10 La presente herramienta de impacto, cuando se
la diseña para utilizarse como una herramienta clavado-
ra, está adaptada con facilidad para aceptar tiras o
cintas de clavos comercialmente asequibles, sin tener
que ser sometida a ninguna modificación. Lo mismo ocurre
con otros tipos de elementos sujetadores, tales como re-
maches y similares, cuando están envasados de modo simi-
lar. En general, dichos artículos serán alojados en un
15 almacén alimentado por resorte, de diseño convencional.

Por lo tanto, el objeto principal del presente
invento es crear una herramienta de impacto propulsada
por medios eléctricos, apta para ser sostenida con la ma-
no y de alta energía.

20 Un segundo objeto es la creación de un disposi-
tivo del tipo antes mencionado que utilice el principio
de un volante de inercia de alta velocidad como un medio
de almacenamiento de energía y además esté diseñado de
modo tal que quede visualmente libre de cualesquiera mo-
25 mentos de precesión.

Otro objeto del invento hasta ahora descrito es crear una herramienta de impacto que utilice un par de volantes de inercia, acoplados entre sí que giran en sentidos opuestos, como el medio de transferencia de energía, mediante los cuales la energía latente almacenada en ellos sea comunicada casi instantáneamente al pistón.

Todavía otro objeto es la creación de una herramienta de impacto que tenga un pistón accionado por un embrague de fricción de alta energía virtualmente exento de resbalamiento y autoenclavable que elimine la necesidad de la aplicación sincrónica que es inherente en embragues dentados.

Un objeto adicional es crear una herramienta manual accionada por medios eléctricos que esté basada en un principio de volantes de inercia dobles que giran en sentidos opuestos, que esté adaptado con facilidad para aplicaciones tales como dispositivos de impulsión de clavos, remaches y grapas, herramientas de repujado, punzonadoras, cinceles y otros dispositivos similares, cuyo ciclo de trabajo se basa en el impacto a alta velocidad de un pistón retraible.

Otros objetos son crear una herramienta del tipo aquí descrito y reivindicado que sea de peso ligero, robusta, relativamente barata, versátil, segura, digna de confianza, fácil de funcionar, simple de manipular, poten-

te, eficaz e incluso decorativa.

Otros objetos resultarán en parte evidentes y en parte se establecerán específicamente en lo que sigue en conexión con la descripción de los dibujos que siguen, y en los cuales:

La figura 1 es una representación esquemática de las partes, funcionales en cuanto al principio, de la unidad;

La figura 2 es una vista en perspectiva de la herramienta vista desde un punto ventajoso desde por encima y a la izquierda de su extremo trasero;

La figura 3 es una vista en planta superior de la herramienta a una escala aumentada, habiendo sido suprimidas algunas porciones tanto para ahorrar espacio como para revelar mejor la construcción interior;

La figura 4 es una sección transversal tomada a lo largo de la línea 4-4 de la figura 3 a una escala aún más aumentada;

La figura 5 es una sección longitudinal a la misma escala que la figura 4 tomada a lo largo de la línea 5-5 de la figura 3;

La figura 6 es una sección tomada a lo largo de la línea 6-6 de la figura 5 y a la misma escala que la última figura, habiendo sido suprimidas también algunas porciones con el fin de ahorrar espacio;

La figura 7 es una sección fragmentaria similar a la de la figura 6, pero que muestra el pistón avanzado hasta su posición plenamente extendida;

5 La figura 8 es una sección fragmentaria tomada a lo largo de la línea 8-8 de la figura 3 a una escala incluso aún más aumentada;

10 La figura 9 es una vista en perspectiva fragmentaria a la misma escala que la figura 8 y con porciones suprimidas, y mostrada en sección para revelar mejor la construcción interior;

La figura 10 es una sección fragmentaria similar a la de la figura 5 y a la misma escala que la última, mostrando al gatillo disparador accionado, pero la pieza de ataque todavía extendida;

15 La figura 11 es una sección fragmentaria similar a la de la figura 10 excepto que la pieza de ataque está mostrada en posición retraída; y

La figura 12 es una vista esquemática de un circuito de control de la velocidad del motor, representativo.

20 Antes de pasar a efectuar una descripción detallada de una forma de realización del presente invento en la que se impulsan clavos, que ha sido designada de modo amplio por el número de referencia 10, se hará referencia a la vista esquemática de la figura 1 con el fin de bosquejar las características de diseño y parámetros más impor-

25

5 tantes de la herramienta, algunos de los cuales son bastante críticos. En primer término, para obtener una idea acerca de la fuerza que debe ser generada por la herramienta y el intervalo de tiempo dentro del cual se debe consumir esta fuerza, será útil un experimento simple unido con un análisis matemático detallado.

10 Puede demostrarse experimentalmente con una simple prensa manual de husillo que un clavo de 16 peniques, que tiene una longitud de 81 mm, requiere una fuerza máxima potencia de aproximadamente 450 kg para propulsarlo a lo largo de todo el camino hasta llegar al punto en que su cabeza está alineada con la superficie de una pieza de madera de construcción de dureza media. Además, un gráfico de la fuerza aplicada en función del grado de penetración pone de manifiesto una relación sustancialmente lineal hasta el límite de los 450 kg que arriba se ha indicado. Por lo tanto, la energía total consumida (E₀) puede ser representada matemáticamente del siguiente modo:

20 Ecuación (1) $E_0 = \int_0^L F dL = \text{aproximadamente } 167,5 \text{ julios.}$

25 Dado que, en funcionamiento, el clavo ejerce una fuerza igual y opuesta sobre la herramienta de impacto o dispositivo propulsor, el tiempo requerido para impul-

sar el clavo, y la masa del dispositivo propulsor se hacen consideraciones importantes. Si, por lo tanto, se supone un peso de 4,5 kg para el dispositivo propulsor, lo cual es razonable para una herramienta apta para ser sostenida con la mano, y se supone además una velocidad de contacto de 1,5 metros/segundo, el tiempo disponible para insertar el clavo dentro de la madera puede ser definido del siguiente modo, siendo $F(t)$ la fuerza variable en función del tiempo, ejercida sobre la herramienta por el clavo, entonces:

$$\text{Ecuación (2)} \quad F(t) = MA = M \frac{dv}{dt}$$

en donde M es la masa del dispositivo propulsor, y t_d es el tiempo requerido para impulsar el clavo, Correspondientemente;

$$\text{Ecuación (3)} \quad \frac{F(t)}{M} dt = dv$$

o, expresado de otra manera:

$$\text{Ecuación (4)} \quad \frac{1}{M} \int_0^{t_d} F(t) dt = \int_{V_i}^{V_f} dv$$

en donde V_i es la velocidad de impacto de la herramienta y V_f es su velocidad final.

Habiendo determinado ya que:

$$\text{Ecuación (5)} \quad F(t) = 450\left(\frac{t}{t_d}\right) \text{ kg}$$

se deduce de la Ecuación (4) que:

$$\text{Ecuación (6)} \quad \frac{450 \text{ td}}{2 \text{ M}} = Vg - Vi$$

5 Resolviendo en cuanto a td en la Ecuación (6) se encuentra:

$$\text{Ecuación (7)} \quad td = \frac{2M (Vg - Vi)}{450}$$

10 Ahora, sustituyendo el valor supuesto de 1,5 m/segundo para la velocidad de impacto (V_i), una velocidad terminal o final nula (V_f) y una masa de 4,5/9,8, se encuentra que

$$\text{Ecuación (8)} \quad td = 2 \frac{(4,5/9,8) (1,5)}{450}$$

15 Correspondientemente, utilizando una herramienta de 4,5 kg con una velocidad inicial de 1,5 metros segundo y un funcionamiento sin retroceso ($V_f = 0$), se dispone de tres milisegundos de tiempo para impulsar el clavo.

20 La energía media requerida durante el tiempo de impulsión, td, puede ser calculado del siguiente modo:

$$\text{Ecuación (9)} \quad P_{\text{med}} = \frac{125}{550 \times 0,003} = 75 \text{ hp.}$$

25 Resulta evidente con facilidad a partir de los

cálculos antedichos que la herramienta debe poseer una considerable capacidad de almacenamiento de energía y que, además, debe tener la aptitud de liberar dicha energía durante un período muy corto de tiempo, a saber de unos pocos milisegundos.

Ahora, si se ha adoptado un volante de inercia como el mecanismo de almacenamiento de energía y se utiliza un diámetro de 75 mm y se supone una velocidad angular de w , se puede efectuar una comparación significativa entre la velocidad periférica del volante de inercia y la velocidad de inserción de un clavo, así como entre la energía del volante de inercia y la energía requerida.

Suponiendo que se impulsa un clavo de 75 mm en 0,003 segundos, una velocidad de :

$$\text{Ecuación (10)} = \frac{75}{0,003} = 25.000 \text{ mm/segundo.}$$

La velocidad angular de un volante de inercia de 75 mm con 25.000 mm/segundo de velocidad periférica es:

$$\text{Ecuación (11)} \quad w = \frac{25.000}{37,5} = 666 \text{ rad./segundo} = 106 \text{ revoluciones/segundo} = 6.366 \text{ r.p.m.}$$

Esta es una velocidad razonable y podría ser aumentada si fuese necesario.

La energía del volante de inercia es:

$$\text{Ecuación (12)} \quad E = 0,5 \quad I \omega^2.$$

en donde I es la inercia angular del volante de inercia.

5

Para un disco macizo de 75 mm de diámetro, la inercia se expresa del siguiente modo:

$$\text{Ecuación (13)} \quad I = 0,5 \quad m r^2 .$$

10

Si se escoge, por ejemplo, latón para el volante de inercia y éste es de 25 mm de espesor su masa es:

$$\text{Ecuación (14)} \quad M = \frac{w}{g} = 0,1026 \frac{\text{kg/seg}^2}{\text{m}}.$$

15

Por lo tanto, sustituyendo la ecuación (13)

$$\text{Ecuación (15)} \quad I = 0,5 \times 0,1026 \times \left(\frac{0,45}{12} \right)^2 = 7,21 \times 10^{-5} \text{ kg. m}^2 \cdot \text{seg.}^2$$

Utilizando $\omega = 666 \text{ rad./segundo}$ la energía resulta ser:

20

$$\text{Ecuación (16)} \quad E = 0,5 (7,21 \times 10^{-5}) (666)^2 = 159,9 \text{ julios}$$

25

Habiendo determinado ya que se necesitaban aproximadamente 167,5 julios, de energía para propulsar un clavo de 81 mm hasta la cabeza en madera semidura, resulta evidente que un volante de inercia de latón macizo de 75 mm de diámetro y 25 mm de espesor que gira a 7.000 r.p.m.

tiene una amplia cantidad de energía y una amplia velocidad periférica para satisfacer las necesidades de una herramienta clavadora de elevada energía.

5 No obstante, dicha herramienta, si es sostenida por la mano, desarrollaría probablemente importantes momentos de precesión cuando fuese sometida a rotación angular alrededor de ejes perpendiculares al eje de rotación del volante de inercia. La magnitud de estos momentos puede ser calculada del siguiente modo:

10 Ecuación (17) $M_p = I \omega$

en donde M_p es el momento de precesión que actúa sobre la herramienta clavadora.

15 I es la inercia del volante de inercia de la herramienta clavadora,

ω es la velocidad angular del volante de inercia,

Ω es la velocidad angular con que el operario intenta hacer girar a la herramienta clavadora.

20 A título de ejemplo, supóngase que el operario tiene una herramienta clavadora con los parámetros de volante de inercia que antes se han mencionado e intenta cambiar de orientación a la herramienta clavadora en 180° en el espacio de 0,1 segundos, el momento resultante ejercido sobre la herramienta clavadora debido a la precesión giroscópica se calcula del siguiente modo:

25

ecuación (18) = $\frac{\pi \text{ rad.}}{0,1 \text{ seg.}} = 31,4 \text{ rad./segundo.}$

Ecuación (19) $M_p = (31,4 \frac{\text{rad.}}{\text{seg.}}) : (7,21 \times 10^{-5} \text{ kg. m. seg}^2)$
(666 rad/seg) = 15,12 julios

5 Este es un par de torsión importante y haría muy difícil para el operario colocar la herramienta clavadora en cualquier colocación deseada.

10 Consiguientemente, se necesitan dos volantes de inercia idénticos funcionalmente, que giran en direcciones opuestas alrededor de ejes paralelos a la misma velocidad para suprimir los momentos de precesión, que son máximamente indeseables en una herramienta sostenida con la mano que debe ser colocada con cuidado y con exactitud con relación a una pieza de labor. Se ha encontrado ahora de acuerdo con
15 las enseñanzas del presente invento que existen un cierto número de otros parámetros más o menos críticos que deben ser reconsiderados.

20 Uno de los parámetros más importantes es el hecho de que si un elemento de pistón 12 es apretado entre un par de volantes de inercia 14₁ y 16 que giran en sentidos opuestos, y que lo propulsan hacia delante contra una pieza de labor según se ilustra en el diagrama de la figura 1, entonces no se puede tolerar ningún resbalamiento con cualesquiera consecuencias si, tal como antes se ha mencionado,
25 toda la carrera de trabajo del pistón debe ser

completada en el espacio de unos pocos milisegundos. En otras palabras, si la herramienta ha de ser utilizada para impulsar un clavo de 16 peniques, debe ser capaz de transmitir una fuerza de 450 kg al pistón en un tiempo de aplicación de pistón de 0,003 segundos.

Si bien puede lograrse una conexión de propulsión entre los volantes de inercia y el pistón de más de una manera, la única manera práctica parece ser la efectuada por fricción ya que no requiere ninguna aplicación sincrónica tal como la requerirían una disposición de cremallera y piñón o una disposición similar. Además, un embrague de una cierta naturaleza es necesario para llevar a los volantes de inercia ya giratorios a aplicación de propulsión instantánea con el pistón, constituyendo una imposibilidad evidente llevar a los volantes de inercia hasta la velocidad requerida y propulsar al pistón, todo ello en el espacio de unos pocos milisegundos, y además esto sería necesario si los volantes de inercia estuvieran en aplicación de propulsión con él.

Ahora, dicho embrague podría funcionar para desplazar a ambos volantes de inercia aproximándose y alejándose uno de otro para aplicar y desaplicar los volantes de inercia o, alternativamente, sólo para moverlos en caso de necesidad uno con relación al otro, aplicándose el volante de inercia movable al pistón y empu-

jándole hacia un lado contra el volante de inercia fijo. De las dos soluciones, la última ha de ser preferida en gran manera con respecto a la primeramente mencionada por la razón de que si el pistón flotase entre dos volantes de inercia relativamente móviles, uno lo alcanzará antes que el otro en cada accionamiento, en lugar de hacerlo simultáneamente. Cuando esto ocurre, un volante de inercia del par de ellos, tendrá que ceder elásticamente al otro, en el cual está presente la fuerza superior al equilibrio. Puede mostrarse que estas fuerzas de aplicación de pistón son del orden de tres veces la fuerza necesaria para impulsar el clavo, es decir, de 1.350 kg, en lugar de 450 kg; por lo tanto, un sistema de montaje de volante de inercia elástico resulta ser un mecanismo de máxima dificultad para diseñar y construir apropiadamente. Además, jamás se está seguro de la trayectoria que seguirá el pistón en su desplazamiento hacia delante, o carrera de trabajo, ya que puede estar a cualquier lado de sus pistas de guía dependiendo de cual de los dos volantes de inercia haya tomado precedencia con respecto al otro en el accionamiento particular considerado. Por las razones arriba indicadas, un volante de inercia montado para girar alrededor de un eje de rotación fijo y un embrague fijado al otro, susceptible de funcionar al efectuar un accionamiento para estrechar el espacio entre ellos es

con mucho la mejor manera de resolver el problema.

Si bien es posible ciertamente desplazar el volante de inercia movable hacia el volante de inercia fijo a lo largo de una línea perpendicular a la dirección de desplazamiento del pistón a su posición extendida, se convierte en un grave problema el desarrollar una fuerza de aplicación a pistón que sea casi tres veces la fuerza de trabajo máxima desarrollada en el pistón. Se ha encontrado, no obstante, que se pueden desarrollar con facilidad fuerzas de sujeción de pistón de suficiente magnitud haciendo bascular el volante de inercia movable de modo arqueado a aplicación alrededor de un eje de movimiento de pivotamiento que se encuentra en la parte trasera de su eje de rotación. Cuando la superficie del volante de inercia movable se aplica a la superficie adyacente del pistón y lleva imperativamente al pistón contra la superficie del volante de inercia fijo, su dirección de rotación es tal que lo hace rodar hacia atrás, aumentando de esta manera la presión que ejerce contra el pistón. Dicha acción del volante de inercia después de su aplicación a las superficies opuestas del pistón desarrolla instantánea y fácilmente las requeridas fuerzas de sujeción de pistón, incluso aunque éstas superen a la fuerza de propulsión máxima desarrollada en el pistón, en un factor de tres.

5
10
15

El desplazamiento arqueado teórico del eje de rotación del volante de inercia movable se efectúa hacia atrás a un plano que pasa a través de su eje de movimiento de pivotamiento que es perpendicular a la dirección de desplazamiento del pistón a su posición extendida, Una vez que el eje de rotación pasa hacia atrás más allá de este plano, no obstante, el embrague afloja su sujeción ejercida sobre el pistón y se pierde la conexión de propulsión. Si el sistema ha de acomodar incluso un desgaste mínimo sobre las partes y piezas en acoplamiento, por lo tanto, el eje de rotación del volante de inercia movable de manera arqueado debe ser detenido a poca distancia de esta posición. Cual haya de ser esta corta distancia plantea una cuestión interesante y es susceptible de una solución exacta, si bien no evidente, de acuerdo con la enseñanza que aquí se ha encontrado.

20
25

La fuerza que tiende a propulsar al pistón hacia arriba según se representa esquemáticamente en la figura 1, puede ser expresada de la siguiente manera:

Ecuación (20) $F_d = 2 F_n K_f$

en que F_n es la fuerza normal entre el volante de inercia y la superficie del pistón, y K_f es el coeficiente de fricción entre el pistón y el volante de inercia.

En el mismo diagrama, la fuerza hacia abajo del volante de inercia movible de manera arqueada 16 es

5 Ecuación (21) $F_u = F_n K_f$

De las condiciones geométricas del sistema resulta la fuerza:

10 Ecuación (22) $F_n = \frac{F_u}{\tan \theta}$

en que θ es el ángulo agudo en la intersección de un plano definido por el eje de rotación del volante de inercia movible de manera arqueada y su eje de movimiento de pivotamiento, y de un segundo plano perpendicular a la dirección de movimiento del pistón 12 a posición extendida.

15 Sustituyendo la Ecuación (21) en la ecuación (22) y simplificando, se encuentra inesperadamente que

20 Ecuación (23) $\tan \theta = K_f$.

Así, conociendo que resbalamiento es crítico y no puede ser tolerado para cualquier finalidad práctica, si $K_f \geq \tan \theta$, los volantes de inercia no resbalarán una vez estén aplicados al pistón. Entonces resulta bastante simple seleccionar el ángulo θ o el coeficien-

te de fricción K_f de manera que exista la precedente relación crítica.

Obsérvese también que los volantes de inercia son cilíndricos y que las caras aplicadas del pistón son planas, de manera que se acoplan en relación tangencial produciendo un contacto de línea recta a lo largo de una línea paralela al eje de rotación. Otras superficies complementarias son insatisfactorias y han de ser evitadas por la razón de que puntos situados sobre ellas a diferentes distancias del eje de rotación tendrán, necesariamente, diferentes velocidades periféricas, y forzosamente resultará un resbalamiento.

Unos pocos puntos adicionales son dignos de mención especial antes de proceder a efectuar una descripción detallada de la forma de realización de la herramienta de impacto para impulsión de clavos. El tamaño del motor es una de las consideraciones y depende del ciclo de servicio requerido. Tal como antes se ha mencionado, la energía media consumida es de aproximadamente 75 hp para impulsar un clavo de 16 peniques, de modo que se hunda la cabeza a alineación con la superficie de la pieza de labor. Dado que se almacena energía en los volantes de inercia, el tamaño real del motor requerido para propulsarlos puede variar desde 0 a 75 hp dependiendo del ciclo de servicio requerido. Si se escoge un ciclo de servicio de 5

accionamientos/segundo y se ignora la fricción, el motor requerido sería:

$$\text{Ecuación (24) } P_{\text{req}} = 75 \frac{(5 \times 0,003)}{(1)} = 1,125 \text{ hp}$$

5

En otras palabras, un motor de 1,125 hp podría mantener la velocidad de los volantes de inercia, incluso utilizando cinco accionamientos por segundo. Evidentemente, éste es un ciclo de servicio excesivo desde un punto de vista práctico y resulta bastante evidente que podría ser enteramente adecuado un pequeño motor eléctrico con una potencia de una fracción de caballo. Además, la cantidad de energía disipada por accionamiento es tal que una energía de batería sería bastante adecuada para impulsar los motores en aplicaciones de servicio desde ligero hasta medio en intervalos de tiempo moderados de unas pocas horas o un tiempo semejante.

10

15

Una excesiva energía del pistón puede constituir un problema y se necesita efectuar provisiones para controlarla. La primera de dos provisiones para hacerlo consiste en un sistema de control de velocidad 18 para el motor o los motores que propulsan a los volantes de inercia, tal como el que se muestra esquemáticamente en la figura 12 y acerca del cual no se reivindica ninguna clase de novedad, siendo meramente representativo de uno

20

25

de los sistemas de control de velocidad que podrian utilizarse. Las diversas posiciones del botón de control 20 pueden ser graduadas a posiciones sobre la escala 22 (figura 2) que están calibradas directamente en tamaños de clavos, por ejemplo.

5

Dado que debe comunicarse al pistón suficiente energía para asegurar el completamiento del trabajo que se le asigna, se emplea ordinariamente un ligero exceso. Para evitar deteriorar a la pieza de labor debido a la presencia de esta energía en exceso, no obstante, se disponen preferiblemente medios para disipar algo de ella antes de que ésta pueda provocar que el pistón melle, vacíe, perfore, agujeree, raye o deteriore de otro modo a la pieza de labor. Un amortiguador absorbedor de energía 24 está colocado en la pieza de ataque 26 en el extremo delantero de la boquilla 28 de la caja envolvente, eficaz para recibir y absorber algo del exceso de energía que es dejada en el pistón cuando éste se encuentra próximo a completar su carrera de trabajo. No obstante, si el pistón está todavía siendo impulsado imperativamente por los volantes de inercia, dicho amortiguador es inadecuado. Correspo-

10

15

20

25

dientemente, la longitud del pistón es preferiblemente, con relación a la colocación de los volantes de inercia detrás de la pieza de ataque, tal que el pistón se haya movido fuera de la aplicación de propulsión positiva jun-

to con él antes de que complete su carrera de trabajo o golpee tal amortiguador 24, tal como se muestra con la máxima claridad en la figura 7. Esto significa, desde luego, que el amortiguador ya no es requerido para absorber la energía directa que está siendo suministrada al pistón por los volantes de inercia al final de su carrera, sino sólo la energía que ha quedado debido a su masa y a su velocidad. Evidentemente, cuanto más ligero sea el pistón, menos energía residual tiene éste al final de su carrera, a igualdad de todos los otros factores.

En el momento en que el pistón se mueve hacia delante más allá de los volantes de inercia y resulta desaplicado con respecto a ellos, al menos en lo que concierne a una conexión de propulsión entre ellos, el embrague está libre para volver a abrir el espacio libre existente entre los volantes de inercia y para permitir que el pistón complete su ciclo de movimiento pasando de retorno a quedar entre ellos bajo la influencia del resorte de tracción 30 conectado con él. En la forma particular mostrada, los medios de accionamiento del embrague comprenden la pieza de ataque 26 que está montada para movimiento retraíble con relación a la boquilla 28, y una conexión rígida 32 que conecta funcionalmente la pieza de ataque con el bastidor pivotado 34 que apoya al volante de inercia móvil 16 para movimiento arqueado. Cuando la pieza de ataque se

mueve hacia atrás a posición retraída después de haber sido comprimido contra una pieza de labor W de la manera mostrada en la figura 7, la conexión o articulación 32 actúa sobre el bastidor pivotado 34 para hacer bascular al volante de inercia movible hacia atrás a relación aplicada de propulsión del pistón. Una vez está aplicado, el pistón no puede ser liberado hasta que abandone a los volantes de inercia incluso si fuese posible hacer volver a la pieza de ataque a su posición extendida durante los pocos milisegundos que ésta necesita para completar la carrera de trabajo. Una vez que el pistón se ha movido, en realidad, fuera de la aplicación de propulsión con los volantes de inercia, el embrague está libre para volver a abrir el espacio libre que exista entre los volantes de inercia. Esto se logra automáticamente por unos medios de liberación de embrague conectados para empujar normalmente al bastidor pivotado 34 en una dirección en que se abra el espacio libre situado entre los volantes de inercia. En la forma particular mostrada, los medios de liberación de embrague adoptan la forma de un resorte de compresión 35 que empuja normalmente a la pieza de ataque retraible 26 a posición extendida. Por lo tanto, antes de que estos medios de liberación de embrague particulares puedan funcionar, la fuerza de empuje que éstos ejercen sobre la pieza de ataque debe

superar a la fuerza de retracción opuesta ejercida sobre ella por la pieza de labor W. Como cuestión práctica, tan pronto como el pistón haya completado su carrera de trabajo, el operario retirará usualmente la pieza de ataque de aplicación a la pieza de labor, permitiendo de este modo que los medios de liberación del embrague abran el espacio libre existente entre los volantes de inercia, de modo que el resorte 30 pueda retraer al pistón situado entre dichos volantes de inercia.

Volviendo luego a la figura 2, en que la forma de realización 10 de la herramienta para impulsión de clavos 10 ha sido mostrada en perspectiva, el número de referencia 40 ha sido seleccionado para designar la caja envolvente o alojamiento en toda su extensión, formando la boquilla 25 una parte de la misma. Inmediatamente detrás de la boquilla se encuentra una prolongación que en lo que sigue será denominada como la "cavidad de volante de inercia" 42, a falta de un término más adecuado. Dentro de esta cavidad están alojados los medios de propulsión en la forma de un par de motores eléctricos 44 idénticos, el montaje móvil 34 para uno de ellos, y el montaje fijo 46 para el otro. Extendiéndose hacia atrás con relación a la cavidad de volante de inercia, como una parte enteriza del alojamiento alineada longitudinalmente con la boquilla, se encuentra el flanco superior 48 del asi-

5 dero 50. El flanco 48 es hueco y está adaptado para recibir al pistón 12 en su posición retraída según se muestra en las figuras 5 y 6. En la forma particular mostrada, el conmutador selector de velocidad 20 del sistema de control de velocidad 18 junto con la escala 22 calibrada en tamaños de clavos o de un modo similar están dispuestos sobre la pared dirigida hacia atrás 52, sobre la parte trasera del asidero 50. El asidero 50, como un conjunto, tiene la configuración en forma de C usual que comunmente está asociada con muchas herramientas manuales accionadas por medios eléctricos. El asidero 50 lleva también el gatillo disparador 54 y el cordón de línea 56 que lleva hasta el manantial de energía eléctrica, en el caso en que no se utilice un manantial de energía contenido en la misma herramienta.

10 Tal como se ilustra, la caja envolvente tiene una placa de cubierta 58 retirable que proporciona acceso al interior de ella y que además se muestra configurada por estampación en dos mitades que son unidas entre sí mediante pernos. La forma de pistola para clavos que posee la herramienta, requiere desde luego, una abertura 60 (figura 7, 8 y 9) dentro de las cuales se alimentan los clavos u otros elementos sujetadores 62 dentro de la trayectoria del pistón en avance 12. Un almacén 64 de diseño convencional ha sido mostrado alimentando una cinta o tira de clavos comercialmente disponible dentro de la

abertura 60 situada en el lado de la boquilla.

Las figuras 3 hasta 7, inclusive, a las cuales se hará referencia ahora, muestran la construcción interior de la herramienta con la máxima claridad. Descansando en el fondo de la cavidad de volante de inercia 42 se encuentra una placa extrema fija 66 que lleva un cojinete 68 que apoya al árbol 70F del motor fijo 44f. Una pared de tabique 72 vertical divide a la cavidad de volante de inercia en dos compartimentos para motores 74 y 76. Una pared horizontal 78 formada enterizamente con la pared de tabique 72 separa a los compartimentos para motores 74 y 76 del compartimento de volante de inercia 80. La pared horizontal se muestra soportada sobre rebordes 82 situados en el lado interior de la cavidad de volante de inercia. Unos cojinetes 68 para árboles, adicionales, están montados en posición fija en una de las mitades del compartimento de volante de inercia, estando uno rebajado en la parte superior de la pared horizontal, mientras el otro está rebajado dentro de la tapa. El volante de inercia fijo 14 está montado sobre la porción del árbol de motor 70F que sobresale del compartimento para motor 74 hasta el compartimento de volante de inercia. Por lo tanto, el motor fijo 44f y su volante de inercia 14 están alojados en un lado de la cavidad de volante de inercia a lo largo y a un lado del pistón 12.

En el otro lado de la cavidad de volante de inercia están montados el motor móvil 44M, su árbol 70M y el volante de inercia móvil 16. La placa terminal fija 66 es reemplazada por la placa terminal móvil 84 que
5 lleva el cojinete 68 que apoya al extremo inferior del árbol 70M del motor móvil 44M. Esta placa terminal, juntamente con brazos paralelos 86, distanciados verticalmente entre sí cooperan para definir los medios de montaje pivotados 34 que llevan el motor 44M y su volante de inercia para movimiento de pivotamiento en una dirección que
10 hace variar la anchura del espacio libre de modo que aplique y forme una conexión de propulsión con el pistón. El extremo inferior de la espiga 88 está fijado de manera incapaz de girar en un pie de soporte 90 formado enterizamente, dispuesto sobre el lado inferior de la placa terminal móvil 88 que desliza en vaivén hacia delante y
15 hacia atrás sobre el fondo del alojamiento. El alojamiento es mostrado provisto con una prolongación 92 para acomodar a la espiga de pivotamiento, cuyo extremo superior está montado de manera capaz de girar en un manguito de enchufe 94 en la placa de cubierta 58. Tal como se muestra, los brazos 86 están unidos entre sí por un ánima 96 para definir una estructura unitaria que está fijada de manera incapaz de girar a la espiga de pivotamiento 88. Estos
20 brazos y la placa terminal móvil 84 llevan, cada uno de
25

ellos, sendos cojinetes 68 que apoyan al árbol 70 del motor 44M. Una abertura de tamaño en exceso 98 en la pared horizontal 78 acomoda al árbol 70 del motor movable y permite que todo el montaje pivotado 34 bascule de manera arqueada con relación al mismo entre su posición aplicada y su posición desaplicada. Obsérvese en las figuras 1 y 3 que el eje del movimiento de pivotamiento definido por la espiga de pivotamiento 88 está situado en la parte trasera del eje de rotación del volante de inercia movable, definido por el árbol del motor movable 70. Por lo tanto, incluso cuando está plenamente aplicado, según se muestra en la figura 7, el eje de rotación se encuentra todavía bien por delante de un plano que pasa a través del eje de movimiento de pivotamiento del montaje que es perpendicular a la trayectoria seguida por el pistón durante su desplazamiento a posición extendida o carrera de trabajo. Tal como se verá ahora, el pistón está acoplado de modo suelto para movimiento de deslizamiento longitudinal en las ranuras opuestas formadoras de pista 100 de los medios de accionamiento de embrague 32, de manera que éste puede moverse a un lado en la fracción de pulgada que se requiere para ponerlo en aplicación con el volante de inercia fijo. Una vez que ha sido aplicado de este modo, no obstante, el pistón sigue una trayectoria en línea recta determinada por los hombros 102 de las ranuras formadoras de pista o caminos de guía alejados del volante de inercia movable, que está empujando el último contra ellos. Debido

a esta razón es porque el ángulo θ en la figura 1 y el plano normal han sido definidos en términos del desplazamiento hacia delante del pistón. La carrera de retorno del pistón, si bien está confinada al camino de guía, no necesita seguir una línea recta y, en realidad, puede estar ligeramente curvada dentro de él.

Dirigiendo la atención seguidamente a las figuras 3 hasta 11, inclusive, puede verse que un par de brazos paralelos 104, que se extienden hacia atrás, están fijados a la cara delantera de la pieza de ataque 26 y la montan dentro de la boquilla para movimiento alternativo limitado entre su posición normalmente extendida y una posición retraída. Estos brazos desempeñan una doble función, la primera de las cuales es la de guiar al pistón entre su posición extendida y su posición retraída debido a las ranuras 100 formadoras de pista, que se han formado en las superficies opuestas del mismo. En segundo término, son estos mismos brazos los que están articulados funcionalmente con los brazos 86 del montaje pivotado 34 y por lo tanto cooperan con la pieza de ataque para definir los medios de accionamiento de embrague 32.

Estos brazos, al tiempo que forman el camino de guía para el pistón, son guiados a su vez para un movimiento de deslizamiento alternativo limitado en ranuras opuestas 106 formadas en el lado inferior de la tapa 58

con respecto al alojamiento y en las paredes inferiores de la boquilla 28 y el flanco superior 48 del asidero dentro del cual se mueven telescópicamente. En contraste con el pistón 12, los brazos 104 están confinados apretadamente dentro de las ranuras 106 en el alojamiento, de manera que su movimiento está restringido a un movimiento esencialmente en línea recta.

Tal como se ha revelado con la máxima claridad en las figuras 10 y 11, un tope limitador fijo 108 dispuesto sobre el lado inferior de la tapa 58 se aplica a un tope movable 110 llevado por el brazo superior 104 para limitar el desplazamiento hacia delante de los medios de accionamiento de embrague 32. El movimiento hacia atrás de estos últimos es detenido cuando la pieza de ataque 26 se aplica al extremo delantero de la boquilla. Uno o más resortes de compresión 36 colocados entre las caras opuestas de la boquilla y la pieza de ataque, empujan normalmente a esta última a posición extendida. Estos resortes constituyen un mecanismo de liberación de embrague susceptible de funcionar automáticamente para desaplicar al embrague, de una manera que se explicará ahora con detalle, tan pronto como se dejen de accionar los medios de accionamiento de embrague 32 permitiendo que la pieza de ataque vuelva a su posición, normalmente extendida.

Ahora, en las figuras 3 hasta 7 puede verse que

los extremos de los brazos 86 del montaje pivotado 34, alojados de la espiga de pivotamiento 88, están provistos con unas orejetas 112 alineadas verticalmente, que están alojadas en ranuras 114 formadas en el resalto 116 dispuesto sobre un lado de los brazos 104. La conexión así formada entre los medios de accionamiento de embrague 32 que consisten en la pieza de ataque 26 y en los brazos 104 articulan funcionalmente a estos últimos con los medios de embrague, que consisten en los volantes de inercia y en el montaje pivotado 34. Cuando los medios de accionamiento de embrague 32 son accionados apretando a la pieza de ataque contra una pieza de labor con fuerza suficiente para superar el empuje ejercido sobre ella por los resortes 36 y para retraerla, éstos harán oscilar a los medios de montaje 34 hacia atrás en trayectoria arqueada para cerrar el espacio libre que separa a los volantes de inercia, aplicando de esta manera al embrague y sujetando al pistón entre ellos. Tal como antes se ha mencionado, una vez haya sido aplicado, el embrague permanecerá en este estado hasta que el pistón abandone a los volantes de inercia, según se muestra en la figura 7. Cuando esto ocurre, el embrague puede ser desaplicado y lo hará automáticamente bajo la influencia de los resortes de liberación de embrague 36, con tal que se hayan dejado de accionar los medios de accionamiento de embrague 32.

En otras palabras, mientras que la pieza de ata-

que permanezca apretada contra la pieza de labor, el resorte de retracción de pistón 30 estará empujándolo hacia atrás a contacto con los volantes de inercia, pero no éstos se diseminarán para permitir que el pistón pase entre ellos.

5 Tan pronto como se afloja la presión sobre la pieza de ataque hasta un punto en que el empuje sobre la última por parte de los resortes de liberación de embrague 36 pueda extenderla, el espacio libre existente entre los volantes de inercia se volverá a abrir y el pistón puede completar su
10 carrera de retorno.

Se podrá observar que las superficies de aplicación del pistón a los volantes de inercia incluyen almohadillas de fricción 118 formadas a base de un material tenaz resistente a la abrasión y tenaz que tiene un coeficiente
15 de fricción razonablemente elevado cuando es puesto en contacto con un volante de inercia metálico, tal como, por ejemplo, un material ordinario de guarnición de freno. Cuando el resorte de retracción de pistón 30 empuja al pistón hacia atrás, éste golpea con el tope limitador 120 que se
20 muestra en la figura 5.

El extremo delantero del pistón está configurado para definir un saliente 122 rebordeado tanto por la parte superior como por la parte inferior con hombros 124 orientados hacia delante, que se ven del mejor de los modos en
25 las figuras 5, 8 y 9. El saliente 122 pasa a través de una

abertura 126, dimensionada para recibirlo en la pieza de
ataque, mientras que los hombros se aplican al amortigua-
dor 24 absorbedor de choques, que rebordea a estos últi-
mos. Cualquiera que sea la energía que quede en el pistón
5 al completarse su carrera de trabajo, será disipada, pre-
sumiblemente, en este amortiguador; en caso contrario, el
frente de ataque del pistón chocará contra la pieza de
labor propiamente dicha.

Seguidamente se hará una referencia particular
10 a las figuras 5, 6, 7, 11 y 12 para una descripción deta-
llada del gatillo disparador 54 y un importante elemento
de inmovilización de seguridad entre este último y los
medios de accionamiento de embrague 32. El gatillo dispa-
rador 54 está montado pivotablemente dentro del orificio
15 en el asidero, de una manera usual, y es empujado normal-
mente hacia delante por el resorte 128. Cuando el gatillo
disparador es accionado manualmente a posición retraída,
cierra el conmutador de apertura/cierre 130, normalmen-
te abierto, en el circuito de control de velocidad del
20 motor 18 habiendo sido mostrado este último colocado en
el flanco inferior 132 del asidero.

Una ranura en forma de T 134, dispuesta en sen-
tido vertical, está formada enterizamente con el ánima
136 sobre el lado interior del asidero por encima del ga-
25 tillo disparador. Montado dentro de esta ranura para un

movimiento de deslizamiento vertical limitado se encuentra un tope limitador 138 conectado funcionalmente con el gatillo disparador por la articulación 140. Cuando el gatillo disparador 54 es retraído a su posición accionada, actúa a través de la articulación de conexión 140 para levantar el tope 138 y mover su superficie de tope 142, que sobresale hacia delante, desde detrás del brazo inferior 104, permitiendo de este modo que los medios de accionamiento de embrague 32 se muevan hacia atrás para aplicar el embrague. Estando liberado el gatillo disparador, la superficie de tope 142 bloquea la retracción de la pieza de ataque 26 la cual, tal como se ha mencionado antes, es necesario que se aplique al embrague. Por lo tanto, si la herramienta está funcionando y es dejada caer sobre su pieza de ataque por el operario, necesariamente éste apretará al gatillo disparador, interponiendo de esta manera la superficie de tope 142 y evitará que el embrague sea aplicado, lo cual, en caso contrario, habría accionado al pistón para descargar un clavo.

En las figuras 6, 7, 8 y 9, se verá que el almacén 64 consiste en un diseño más o menos convencional, incluyendo placas en forma de paralelogramo, superior e inferior, 144 y 146, respectivamente, conectadas a lo largo de la arista delantera por una pared 148 que coopera con ellas para producir un canal que se abre hacia atrás. Unas pis-

tas 150 distanciadas , para recibir a los vástagos de los clavos 62 entre ellas y para sostenerlos para movimiento de deslizamiento en alineación con la pieza de ataque 122 del pistón, están colocadas justamente en el interior del orificio en la arista trasera. Las cabezas de los clavos descansan sobre esta pista y son hechas avanzar a la posición oportuna para ser impulsadas por un elemento seguidor 152 que es empujado por un resorte de tracción en espiral 154.

Los clavos propiamente dichos están unidos entre sí para formar una tira mediante cintas de papel 156 de modo convencional tal como se muestra. El clavo delantero de la cadena incide sobre un tope 158 dentro de la boquilla a través del orificio 60, que lo sostiene en alineación con el frente de ataque del pistón. El segundo clavo, por otro lado, está retenido todavía hacia atrás por la pista 150. Por lo tanto, cuando el pistón avanza, desprende al clavo delantero de la tira de clavos, y lo impulsa dentro de la pieza de labor; después de ello, el seguidor mueve al siguiente clavo a la posición oportuna para ser impulsado tan pronto como se dejen de accionar los medios de accionamiento de embrague, los medios de liberación de embrague abren a dicho embrague , y el resorte de retracción de pistón lo empuja hacia atrás para dejar despejada la boquilla. Con el fin de recargar el

almacén, el seguidor es empujado por todo el camino de una manera muy similar a la que es cargada una grãpadora. Dado que no se reivindica novedad para el almacén propiamente dicho, una descripción detallada de sus características estructurales no servirá para ninguna finalidad útil. Lo mismo ocurre con el circuito de control de velocidad del motor de la figura 12, que no tiene ningún detalle identificado, aparte de los componentes que tienen importancia mecánica en la herramienta propiamente dicha.

5

10

Para terminar, deberá hacerse observar que si bien la herramienta mostrada está diseñada específicamente para impulsar elementos sujetadores a modo de clavos, no está limitada de ninguna manera a ello; y que el pistón puede chocar directamente sobre una pieza de labor externa a la manera de una estampa, troquel o cincel, exactamente igual que por intermedio de un elemento sujetador. Puede verse con facilidad que una herramienta que tiene los siguientes parámetros es realizable en la práctica y que además, trabajará adecuadamente en una cualquiera de las aplicaciones que antes han sido mencionadas.

15

20

Diámetro del volante de inercia 75 mm;

Velocidad del volante de inercia 7.000 r.p.m;

Velocidad del pistón 25.000 mm/segundo; Caba-

llos de potencia del motor 1,125;

25

Peso del instrumento 4,5 kg.

- REIVINDICACIONES -

5 Los puntos de invención propia y nueva que se
presentan para que sean objeto de esta solicitud de Pa-
tente de Invención en España, por VEINTE años, son los
que se recogen en las reivindicaciones siguientes:

10 1ª.- Un método de impulsar elementos sujetado-
res, que comprende las operaciones de hacer girar en sen-
tidos opuestos a un par de volantes de inercia; y de trans-
ferir energía desde los volantes de inercia a un pistón
de impulsión de elementos sujetadores.

15 2ª.- El método de la reivindicación 1ª, en que
dicha operación de transferencia comprende apretar dicho
pistón entre dichos volantes de inercia.

20 3ª.- El método de la reivindicación 2ª, en que
dicha operación de hacer girar en sentidos opuestos com-
prende hacer girar a un volante de inercia de modo rela-
tivo alrededor de un eje de rotación fijo y hacer girar
al otro volante de inercia alrededor de un eje de rota-
ción movable de modo relativo.

25 4ª.- El método de la reivindicación 3ª, en que
dicha operación de apriete comprende hacer pivotar a di-
cho eje de rotación movable de modo relativo alrededor
de un eje de pivotamiento distanciado sustancialmente de

un plano que incluye dichos ejes de rotación.


5 5ª.- El método de la reivindicación 1ª, que incluye la operación de ajustar la velocidad de rotación de los volantes de inercia para controlar la energía transfe
rida al pistón.

6ª.- UN METODO DE IMPULSAR ELEMENTOS SUJETADO-
RES.

10 Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y con los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de cuarenta y dos hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 08.OCT.1975

15 P.A. Fernando de Elizaburu
Por Poder. 

20

25

FMM./



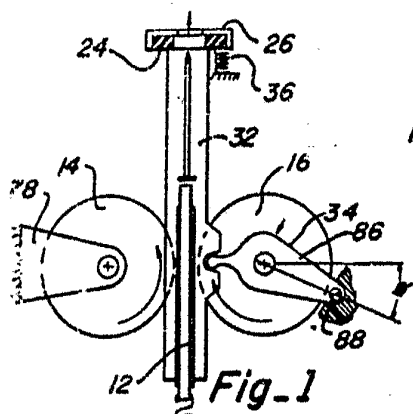


Fig-1

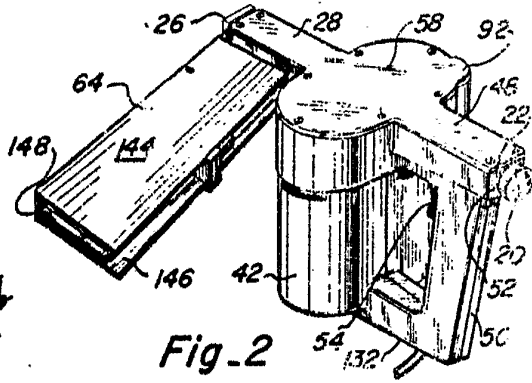


Fig-2

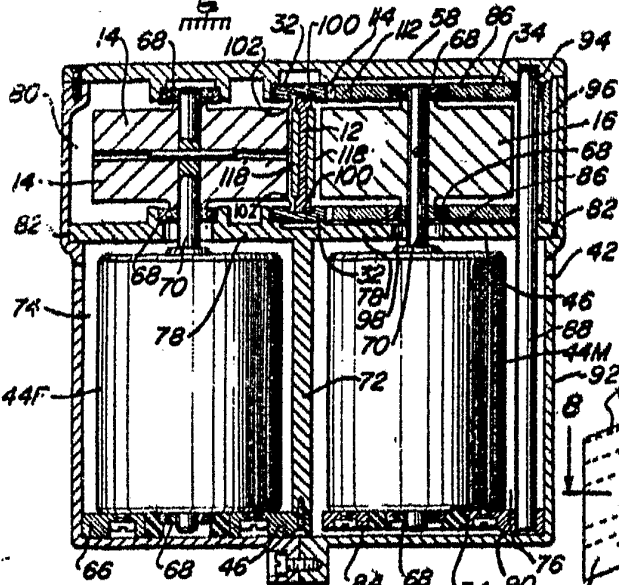


Fig-4

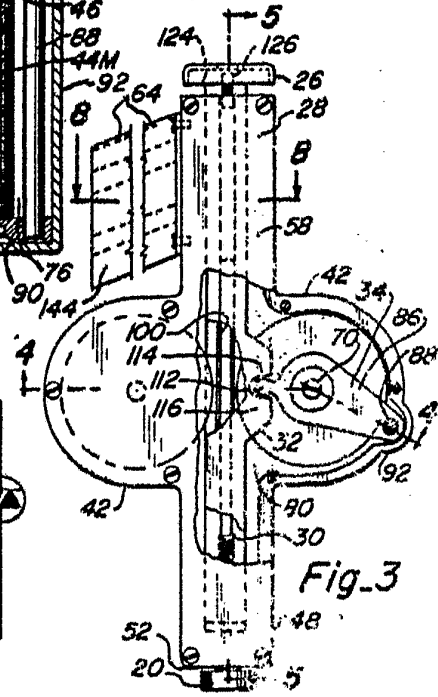


Fig-3

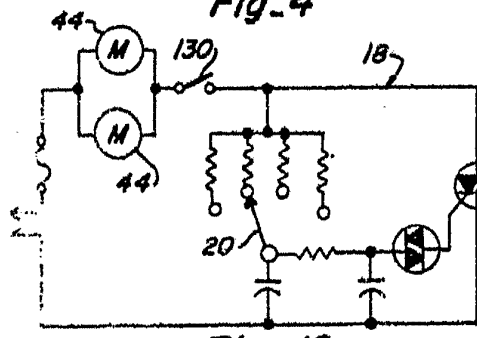


Fig-12

Fernando de Elizaburu
 Por Poder.

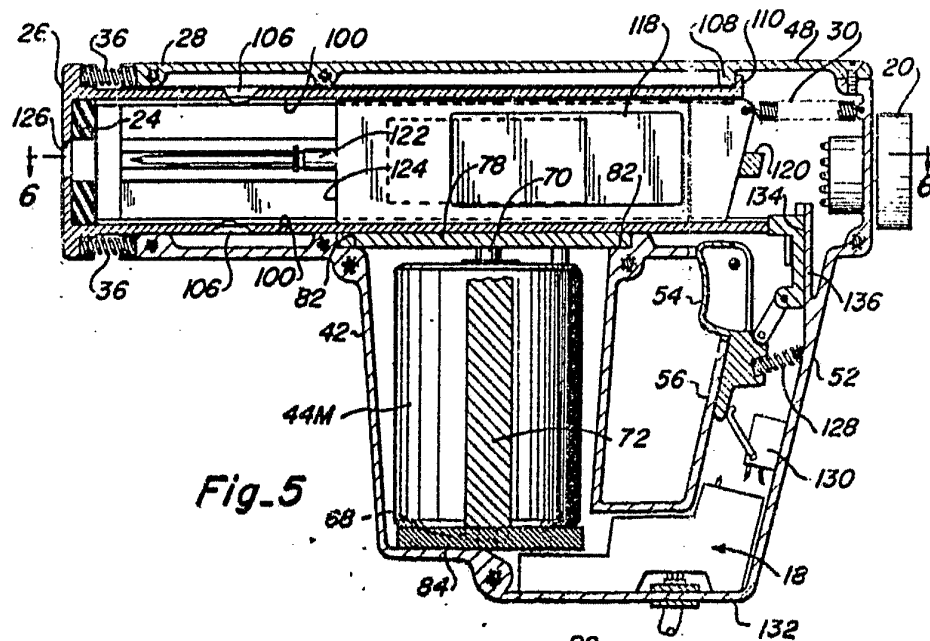


Fig-5

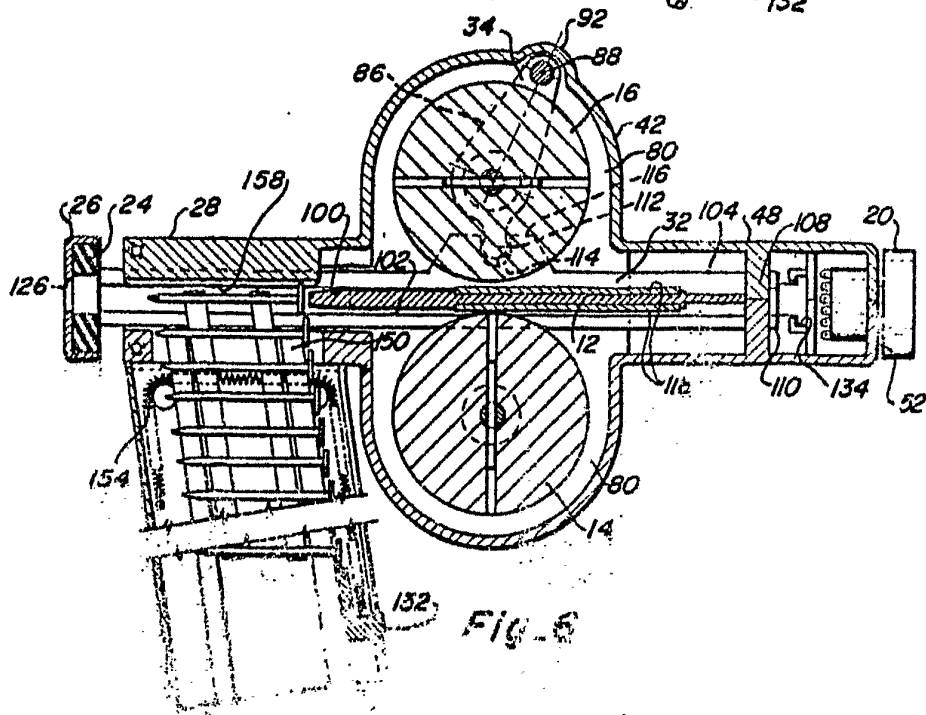


Fig-6

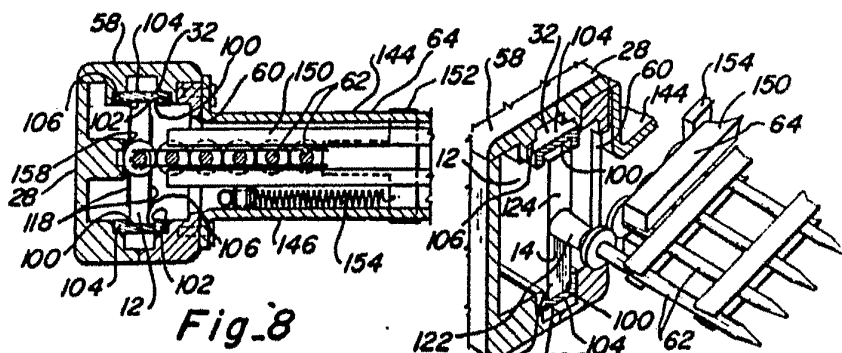


Fig. 8

Fig. 9

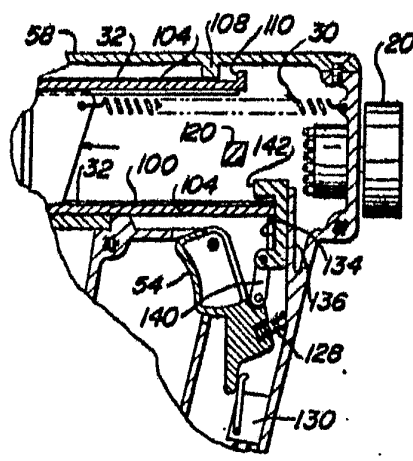


Fig. 11

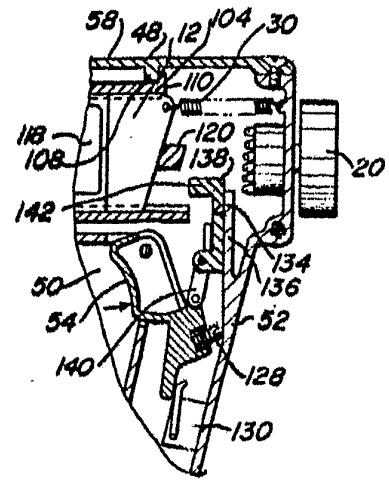


Fig. 10

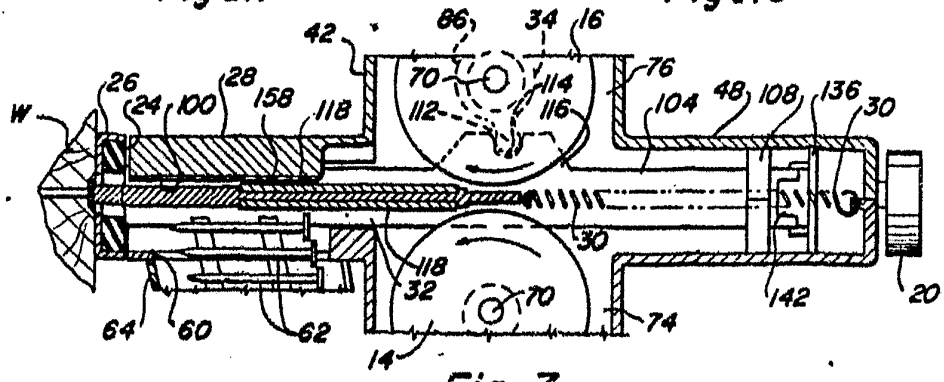


Fig. 7

Fernando de Elizaburu
 Por Poder