



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 334 142**

51 Int. Cl.:
B23P 19/06 (2006.01)
B25B 29/02 (2006.01)
F16B 31/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **05018078 .5**
96 Fecha de presentación : **10.06.1999**
97 Número de publicación de la solicitud: **1607172**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **21.12.2005**

54 Título: **Tornillos para tensores de múltiples tornillos.**

30 Prioridad: **10.06.1998 US 95233**
13.04.1999 US 290795

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
05.03.2010

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
05.03.2010

73 Titular/es: **Steinbock Machinery Co.**
P.O. Box 683
Pittsburgh, Pennsylvania 15106, US

72 Inventor/es: **Steinbock, Rolf. H.**

74 Agente: **Elzaburu Márquez, Alberto**

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Tornillos para tensores de múltiples tornillos.

5 **Antecedentes de la invención****1. Campo de la invención**

La presente invención se refiere a un tensor de múltiples tornillos de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación

10 1. Tal tensor de múltiples tornillos se conoce del documento US-A-4.846.614.

2. Descripción de la técnica anterior

15 El sujetador expuesto en el documento US RE33.490E que se ilustra en la Figura 1 para utilizar para apretar bridas 1 y 2 bajo una fuerza de compresión indicada con las flechas 3 que se mantiene mediante el esfuerzo indicado por la flecha 4 de una parte de vástago 5 unida a una cabeza de sujeción 6 en un extremo y un cuerpo tensor 7 acoplado mediante rosca con la parte de vástago opuesta a la cabeza de sujeción 6. El par aplicado al tornillo 8 acoplado por rosca alrededor de la periferia del cuerpo tensor 7, desarrolla una fuerza de empuje muy elevada contra una arandela templada 9. Esta fuerza de empuje y la fuerza de reacción opuesta sobre la cabeza de sujeción 6 generan una fuerza de
20 apriete fuerte sobre las bridas. Los tornillos están sometidos a esfuerzos de compresión muy elevados. Esfuerzos de compresión de más de 1378951 kPa son habitualmente permitidos por la mayoría de los materiales.

El documento US 4.846.614 expedido a Rolf Steinbock, expone un tensor de múltiples tornillos que incluye un cuerpo de tornillo que tiene una pluralidad de orificios separados uniformemente alrededor de una periferia exterior
25 del mismo, teniendo dichos orificios paredes laterales formadas con roscas de cuerpo; incluyendo cada tornillo un extremo de recepción de par que tiene roscas de tornillo para acoplar por rosca a las roscas del cuerpo; y una separación helicoidal que está definida por un volumen transversal que aumenta uniformemente para producir de forma elástica un contacto de rosca de metal con metal en una transferencia de carga con relación a lo largo de la longitud de las roscas con esfuerzo de rosca de que aumenta uniformemente en respuesta a un par aplicado al tornillo. Tal separación
30 helicoidal está formada debido a los diferentes pasos de las roscas del cuerpo y las roscas del tornillo.

Los esfuerzos compresivos normalmente no conducen a fallo en servicio, sin embargo, se debe aplicar un par muy elevado a los tornillos para obtener los esfuerzos elevados.

35 Una forma de mantener los requisitos de par relativamente bajo es mediante el uso de una lubricación adecuada. Varios lubricantes, tales como pasta de aceite de grafito, son adecuados para disminuir los requisitos de par lo suficiente como para evitar que los tornillos se cizallen.

40 En un servicio de baja temperatura, el par requerido para aflojar los tornillos es aproximadamente el mismo que el par requerido para apretar los tornillos pero, se han producido problemas. Cuando los tensores de múltiples tornillos se calientan más allá del punto de rotura del aceite de la pasta de aceite de grafito, el factor de fricción de la lubricación aumenta entre un 300 y un 400%. Algunos aceites sintéticos son estables hasta 205°C pero por encima de esa temperatura los lubricantes sintéticos generalmente fallan. Los sólidos añadidos a los componentes de lubricación comerciales generalmente fallan cuando un lubricante se calienta por encima de los 260°C-315°C.

45 El apresamiento de las roscas de los tornillos en el cuerpo del tensor y los tornillos puede cizallar bajo el par requerido para aflojar los tornillos. Un compuesto de lubricante de grafito se puede restablecer introduciendo un aceite penetrante que penetra a lo largo de las roscas del tornillo y a través de los extremos de los tornillos sometidos a esfuerzo de compresión. La aplicación aceite a elevada temperatura reduce la viscosidad del aceite y facilita la
50 penetración a lo largo de las roscas de unión.

La Figura 2 ilustra un tensor de múltiples tornillos en el que el diseño de rosca cónica para las roscas de unión de los tornillos y el cuerpo tensor están configurados de acuerdo con las especificaciones de rosca estándar.

55 Los tornillos están ilustrados en el estado anterior a la precarga y las roscas de reunión están en contacto continuo a lo largo de la longitud de unión.

El extremo del tornillo en contacto con la arandela 6 está provisto de una cara plana.

60 Cuando el tornillo es apretado lo suficiente como para establecer cargas de esfuerzo elevadas en el sujetador, las roscas del tornillo, como se muestra en la Figura 3, deforman y fija el metal de la rosca del cuerpo tensor 7. La deformación de la rosca aunque depende de la resistencia relativa de los materiales del tornillo y el cuerpo tensor 7 se ha encontrado que generalmente se extiende las suficientes vueltas identificadas con los números de referencia 10 a un punto identificado con el número de referencia 11 en el que las vueltas sucesivas funcionan para transferir el
65 esfuerzo sin deformación. La deformación de la rosca produce un aumento significativo del par que debe ser aplicado a los tornillos con en fin de alcanzar la fuerza de apriete deseada que va a producir el sujetador. La deformación de la rosca también limpia las roscas inferiores deformadas de lubricante que contribuye a un requisito para un mayor par. También se ha encontrado que la inexactitud de la herramienta utilizada para formar las roscas de unión produce

una correspondiente inexactitud cuando el lugar del acoplamiento de unión tal como el diámetro del paso interiormente o exteriormente. Cuando el contacto de las roscas con las roscas del tornillo se produce fuera del diámetro de paso, se necesita un mayor par que cuando las roscas se apoyan dentro de diámetro de paso. En el estado sometido a elevados esfuerzos el extremo del tornillo en contacto con la arandela 9 se ha encontrado que se experimenta

5 desgaste que es una forma de soldadura fría generalmente en el labio periférico exterior de la superficie de cara del tornillo. El desgaste se producirá incluso en presencia de lubricante cuando los requisitos de elevada presión hagan que el compuesto de lubricante sea expulsado hidráulicamente del área de acoplamiento de unión entre el tornillo y la arandela.

10 Es un objeto de la invención proporcionar un diseño de tensor de múltiples tornillos y un método para producir el mismo para conseguir una distribución de esfuerzos eficaz en las roscas de unión de los tornillos y el cuerpo tensor para evitar la deformación local en las roscas inferiores que están más lejos de los extremos de recepción de par de los tornillos y mejorar la penetración del aceite para disminuir la magnitud del par necesario para someter a esfuerzo los tornillos durante el funcionamiento del tensor.

15 Es un objeto más de la presente invención proporcionar una construcción y disposición de las partes para que un tensor de múltiples tornillos reduzca los requisitos de par de los tornillos para generar una carga dada y para reducir los requisitos de par de rotura particularmente cuando se afloja un tensor de múltiples tornillos después de su exposición a un ambiente de elevada temperatura.

Sumario de la invención

25 Estos objetos se consiguen mediante un tensor de múltiples tornillos que tiene las características de la reivindicación 1. Las realizaciones preferidas están presentadas en las reivindicaciones dependientes.

Breve descripción de los dibujos

30 La presente invención se entenderá de forma más completa de la lectura de la descripción siguiente en combinación con los dibujos adjuntos, en los que:

la Figura 1 es una vista isométrica que ilustra un tensor de múltiples tornillos del tipo conocido en la técnica anterior e ilustrado en la patente US RE 33.490E;

la Figura 2 es una vista en alzado en sección que ilustra el tornillo acoplado por rosca con una abertura roscada en un cuerpo tensor antes de aplicar el par al tornillo;

la Figura 3 es una vista en alzado, en sección, similar a la Figura 2 y que ilustra la deformación de la rosca después de aplicar un elevado par al tornillo;

la Figura 4 es una vista en alzado, en sección, de una realización preferida de una configuración de tornillo y rosca en el cuerpo del tensor antes de aplicar un par al tornillo;

la Figura 5 es una vista en alzado de la realización mostrada en la Figura 4 después de aplicar el par a los tornillos hasta una magnitud deseada;

las Figuras 6, 7 y 8 son realizaciones alternativas a la configuración de la cara extrema de un tornillo para estar en contacto con una arandela;

la Figura 9A es una vista en sección de una realización alternativa más de una parte extrema de un tornillo para estar en contacto con la arandela;

la Figura 9B es una vista tomada a lo largo de las líneas 9B-9B de la Figura 9A;

la Figura 10 es una vista similar a la Figura 4 y que ilustra la configuración de rosca cónica en los tornillos;

la Figura 11 es una vista similar a la Figura 4 y que ilustra el paso de rosca diferencial entre las roscas de los tornillos y las roscas del cuerpo tensor;

la Figura 12 es la combinación de roscas de tornillo cónicas y pasos de rosca diferencial en un estadio sin esfuerzos del tornillo;

la Figura 13 es la combinación de las roscas de tornillo cónicas y los pasos de rosca diferenciales en un estado del tornillo sin esfuerzo; y

la Figura 14 ilustra la relación angular entre los flancos de diente de los tornillos y las roscas del cuerpo tensor.

Descripción detallada de los dibujos

De acuerdo con la realización preferida de la presente invención, como se muestra en la Figura 4 se muestra un tornillo 20 que tiene un extremo de recepción de par 22 con superficies planas dispuestas para formar una configuración de hexágono bien conocida *per se* en la técnica. Más allá del extremo de recepción de par hay un cuerpo de tornillo 24 que tiene una parte roscada 26 que termina en una parte extrema 28 que tiene una cara extrema 30 formada con un área central que sobresale a lo largo de un eje central longitudinal 32 del tornillo. La cara extrema 30 se lleva a contacto con una arandela 34 girando el tornillo para avanzar la parte de vástago a lo largo de las roscas internas 36 formadas en una abertura que se extiende a través de una parte periférica exterior de un cuerpo de tornillo 38. El cuerpo de tornillo tiene una abertura central roscada 40 para el acoplamiento de unión de las roscas en el parte extrema de un perno o taco de manera conocida *per se* en la técnica y como se muestra en la Figura 1. Se ha de entender que la realización de la Figura 4 ilustraba un tornillo de una pluralidad de tales tornillos que están construido de forma idéntica y acoplados por rosca con las roscas de la abertura separada alrededor de la parte periférica exterior del cuerpo de tornillo de la manera que se muestra típicamente en la Figura 1.

De acuerdo con la presente invención, la parte roscada 26 de cada tornillo está construida con roscas cónicas que disminuyen de diámetro con un diámetro máximo situado junto al extremo de recepción de par adyacente al tornillo y un diámetro mínimo situado donde las roscas de la parte roscada terminan. La naturaleza cónica de las roscas se puede observar en la figura 4 comparado la línea de construcción 42 con la línea de construcción 44 que una la raíz de cada vuelta de rosca que comprende roscas internas 36 del cuerpo de tornillo. La presente invención en la forma preferida proporciona además pasos de rosca distintos entre las partes roscadas 26 y las roscas internas 36. Las roscas que comprende la parte roscada 26 tienen un paso de rosca 26A que es mayor que el paso de rosca 36A que el paso de rosca de las roscas 36. Adicionalmente, la realización preferida de la presente invención proporciona una construcción de rosca caracterizada por un ángulo de flanco entre el flanco de las roscas que se extiende radialmente que forma la parte roscada 26 y el flanco de las roscas que se extiende radialmente que forma las roscas internas 36.

Los ángulos de flanco diferentes mostrados en la Figura 4 están identificados con α . La relación de ángulo de flanco con tal de que la parte de cresta 36 esté en contacto con la parte de flanco de las roscas que comprende la parte roscada 26 en un punto en un diámetro que es menor que el diámetro de paso de las partes roscadas del tornillo. Esa relación produce el efecto ventajoso de reducir el brazo del momento para el par aplicado al extremo de recepción de par 22 y por tanto reduce el requisito de par para someter a esfuerzo el tensor de múltiples tornillos. La construcción y relación entre las roscas que comprende la parte roscada 26 y las roscas internas 36 forma una separación helicoidal que comienza en un punto 46 de contacto metal con metal entre las roscas de unión que son adyacentes al extremo de recepción de par 22 y que aumenta en volumen transversalmente a las roscas del tornillo. La configuración helicoidal con el volumen transversal que aumenta uniformemente está atribuida colectivamente e individualmente a las roscas cónicas de la parte roscada del tornillo, la diferencia de los pasos de rosca de entre la parte roscada 26 y las roscas internas 36 y el ángulo de flanco α diferente.

Después de que el tensor de múltiples tornillos esté sometido a esfuerzo hasta la cantidad deseada, la relación del tornillo 20 con el cuerpo de tornillo se ilustra en la Figura 5. La carga del tornillo sirve para establecer un contacto de metal con metal y una relación de unión entre las roscas de la parte roscada 26 y las roscas internas 36 eliminando de este modo la separación helicoidal con el volumen que aumenta uniformemente. La relación entre las roscas de unión lleva de manera ventajosa todas las roscas a apoyarse uniformemente sobre un diámetro de fricción pequeño que sirve para reducir la magnitud del par requerido para someter a esfuerzo el tensor hasta su nivel deseado. Aplicando un par al tornillo para someter a esfuerzo el tensor se aplanan las partes sobresalientes de la cara extrema 30 dentro de los límites elásticos del material del tornillo así como el acortamiento elástico de las roscas que producen el contacto de metal con metal.

El extremo que se puede someter a esfuerzos de compresión 30 del tornillo es esférico y como se muestra en las Figuras 5 y 6 está definido por un radio esférico R entre 6 y 20 veces el diámetro D del tornillo preferiblemente del orden de 10 veces el diámetro del tornillo. El tamaño del radio R puede variar de una manera dependiente de las características elásticas de los tornillo que incluyen las propiedades elásticas y el diseño de manera que se asegura que la región elástica del área central produce un aumento de transferencia de carga pero sin incurrir en desgaste dependiendo de la dureza del tornillo y la dureza de la arandela templada opcional, así como de la magnitud de la carga. Una esfera se puede producir fácilmente y la superficie esférica atravesada por el eje longitudinal tocará sólo bajo una condición sin carga y, después de cargar, la superficie esférica se deforma elásticamente hasta una forma sustancialmente plana. Un hoyuelo pequeño se puede formar elásticamente en la arandela templada cuando la esfera se deforma elásticamente. Cuando el esfuerzo se relaja sobre el tensor de múltiples tornillo, la arandela y la superficie extrema del tornillo volverán a su configuración original.

La forma del extremo del tornillo también puede ser parabólica como se muestra en la Fig. 7 ó la forma puede adoptar la forma de cono superficial como se muestra en la Fig. 8. Un cono superficial se puede producir fácilmente y después cargar, el punto del cono se deformará dando lugar a una forma próxima a la esfera. Otras configuraciones de la cara extrema de los tornillos se pueden utilizar en base al aplanamiento elástico calculado para producir el extremo que se puede someter a esfuerzo de compresión requerido para el tornillo.

Una alternativa más a la forma de la cara extrema de compresión del tornillo es la forma de dos superficies cónicas concéntricas truncadas que sobresalen en un diámetro común separados por una distancia radial del eje longitudinal

ES 2 334 142 T3

del tornillo. En las Figuras 9A y 9B, el extremo de compresión del tornillo está fabricado con una superficie cónica truncada exterior 48 que comienza en la periferia exterior de la parte extrema del tornillo 50 y se inclina hacia fuera formando un saliente que se extiende hasta un círculo de junta 52.

Una superficie cónica truncada interna 54 comienza en el círculo de junta 52 y se inclina hacia dentro formando una cavidad en la cara extrema del tornillo. El círculo de junta 52 forma una cresta anular que puede sufrir un ligero aplanamiento elástico pero no de tal magnitud que elimine o reduzca de forma drástica el volumen del depósito de lubricante 56 definido y limitado por la superficie cónica truncada interna 54 y una superficie de cara de transferencia de carga de una arandela templada cuando la cresta anular en el círculo de junta 52 está en relación de transmisión de fuerza con la arandela templada. Un lubricante está destinado a estar atrapado en el depósito de lubricante 56 cuando el tornillo es apretado y permanece útil y disponible como lubricante para la retirada del tornillo posteriormente. Para reducir al mínimo el aplanamiento de la cresta anular que se produce en el círculo de junta 52, la inclinación de las superficies cónicas truncadas 48 y 54 con relación al plano perpendicular al eje central longitudinal del tornillo están en ángulos pequeños de entre 1 y 10. Los ángulos elegidos pueden diferir uno del otro. Los ángulos seleccionados van a ser escogidos para controlar el aplanamiento en base a las propiedades del material del metal del perno, requisitos de par y temperaturas de funcionamiento.

Como se ha explicado anteriormente, la parte roscada 26 de los tornillos es cónica como se muestra en la Figura 9. La configuración cónica produce un contacto de metal con metal en el punto 46 bajo una condición sin carga y continuando a lo largo de la parte roscada hay un volumen helicoidal que aumenta uniformemente entre los flancos de rosca de confrontación hasta que este volumen es eliminado mediante los esfuerzos del tornillo. A diferencia de las roscas de unión convencionales, la carga de los tornillos continúa desde una zona de transferencia de carga inicial en el punto 46 y después continúa mediante el cierre progresivo del volumen helicoidal cuando se hace contacto de rosca adicional y proporciona el aumento necesario de la capacidad para la transferencia de carga.

Los pasos de rosca diferenciales 26A y 36A, como se han descrito anteriormente, y como se muestra en la Figura 11 también crean una separación helicoidal de volumen que aumenta uniformemente conectando en el punto 46 y que se extiende hacia el extremo sometido a esfuerzo compresible. La carga de los tornillos procede de una zona de transferencia de carga inicial en el punto 46 y después continua mediante un cierre progresivo del volumen helicoidal cuando se hace contacto de rosca adicional y proporciona el aumento necesario de la capacidad de transferencia de carga. La combinación de roscas cónicas y los pasos de rosca diferenciales se muestran mediante la Figura 2 en la que se puede ver que la combinación produce un volumen helicoidal que aumenta rápidamente en comparación con el volumen helicoidal mostrado en la Figura 10 para una rosca cónica sólo y la Figura 11 para una rosca diferencial.

Cuando el tornillo es sometido a un par al nivel deseado, la combinación de las roscas cónicas y el paso de rosca extendido producen, como se ilustra en la Figura 13 un contacto de apoyo de cara uniforme más deseable entre las roscas de unión.

Creando una relación angular entre los francos de dientes, se puede ver en la Figura 14 que el contacto de unión entre la brida roscada se reduce, reduciendo de este modo los requisitos de par para una precarga dada.

REIVINDICACIONES

1. Un tensor de múltiples tornillos que incluye:

un cuerpo de tornillo (38) que tiene una pluralidad de orificios separados uniformemente de un eje central longitudinal en posiciones separadas alrededor de una periferia exterior del mismo, teniendo dichos orificios paredes laterales formadas con las roscas del cuerpo (36); y

tornillos (20) incluyendo cada uno un extremo de recepción de par (22) adyacente a las roscas del tornillo (26) para acoplar roscadamente dichas roscas de cuerpo (36) en uno de los orificios de dicho cuerpo de tornillo (38),

estando construidas dichas roscas de tornillo (26) y dichas roscas de cuerpo (36) para formar una separación helicoidal que comienza en el lugar de contacto de rosca de metal con metal (46) próximo a dicho extremo de recepción de par (22) y que termina lejos del mismo a lo largo de la longitud del tornillo (20), estando definida dicha separación helicoidal por un volumen transversal que aumenta uniformemente para producir elásticamente un contacto de rosca de metal con metal en una relación de transferencia de carga a lo largo de la longitud de las roscas (26, 36) con el esfuerzo de rosca que aumenta uniformemente en respuesta al par aplicado al extremo de recepción de par (22) del tornillo 20,

caracterizado porque dicha separación helicoidal está formada colectivamente

por pasos de rosca diferentes (36A, 26A) de dichas roscas de tornillo (26) y dichas roscas de cuerpo (36), teniendo las roscas de tornillo (26) un paso de rosca (26A) mayor que el paso de rosca (36A) de las roscas de cuerpo (36);

por roscas de tornillo cónicas (26) que tienen el diámetro mayor en la configuración cónica próxima al extremo de recepción de par (22) del tornillo (20), y

por dichas roscas de tornillo (26) y dichas roscas de cuerpo (36) que están construidas para formar una inclinación de flanco de rosca entre las roscas que comprende dichas roscas de cuerpo (36) con relación a la inclinación de flanco de rosca de las roscas que comprenden dichas roscas de tornillo (26), estableciendo la construcción de dichos flancos en ángulo diferente contacto por rosca en un diámetro menor que el diámetro de paso de rosca para reducir el radio del brazo de par que se extiende desde el eje longitudinal (32) de dichas roscas de tornillo (26) hasta el lugar de acoplamiento de rosca de unión (46).

2. Un tensor de múltiples tornillos de acuerdo con la reivindicación 1, en el que dichas roscas de tornillo (26) están construidas y dispuestas para acortarse en respuesta de la carga de rosca producida por el par aplicado sobre dicho extremo de recepción de par (22).

3. Un tensor de múltiples tornillos de acuerdo con la reivindicación 1, en el que cada unión de dichos tornillos (20) incluye una superficie extrema de compresión (30) opuesta a dicho extremo de recepción de par (22), teniendo dicha superficie extrema de compresión (30) un área central que sobresale a lo largo de un eje longitudinal (32) de dicho tornillo (20) para reducir la fricción de apoyo y evitar el desgaste bajo la fuerza compresiva desarrollada en respuesta a la aplicación de un par en el tornillo (20).

4. Un tensor de múltiples tornillos de acuerdo con la reivindicación 3, en el que dicha área central que sobresale es parabólica.

5. Un tensor de múltiples tornillos de acuerdo con la reivindicación 3, en el que dicha área central que sobresale es cónica.

6. Un tensor de múltiples tornillos de acuerdo con la reivindicación 3, en el que dicha área central que sobresale es esférica.

7. Un tensor de múltiples tornillos de acuerdo con la reivindicación 6, en el que dicha esfera está definida por un radio comprendido entre 5 y 20 veces el diámetro de dicho tornillo (20).

8. Un tensor de múltiples tornillos de acuerdo con la reivindicación 1, en el que dichos tornillos (20) incluyen una superficie extrema de compresión (30) opuesta a dicho extremo de recepción de par (22), tendiendo dicha superficie extrema de compresión (30) dos superficies cónicas truncadas (48, 54) que se funden en una área central sobresaliente de diámetro común (52) a lo largo de un eje longitudinal (32) de dicho tornillo (20) para formar una cavidad de almacenamiento de lubricante cónica (56) que reduce la fricción de apoyo bajo la fuerza de compresión desarrollada en respuesta a aplicar y aflojar un par al tornillo (20).

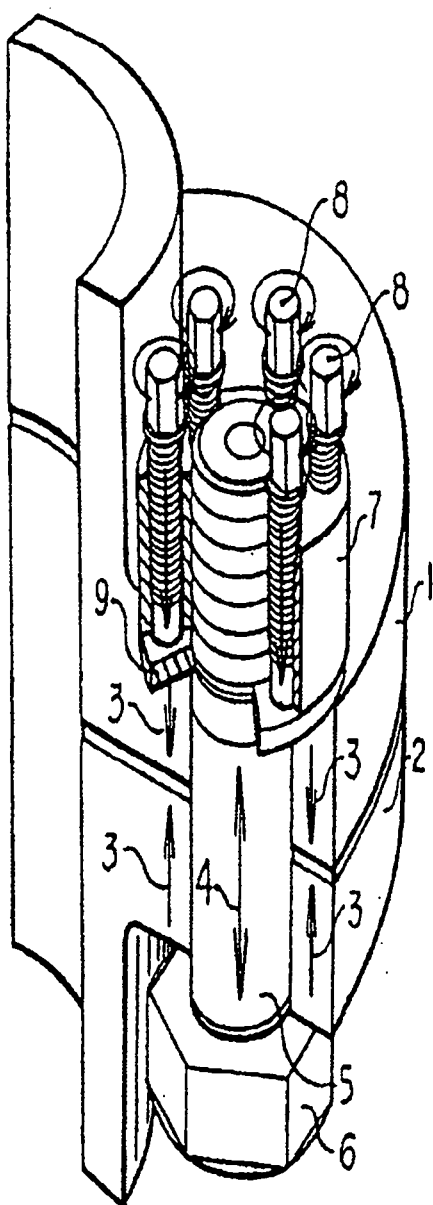


Fig. 1
Técnica Anterior

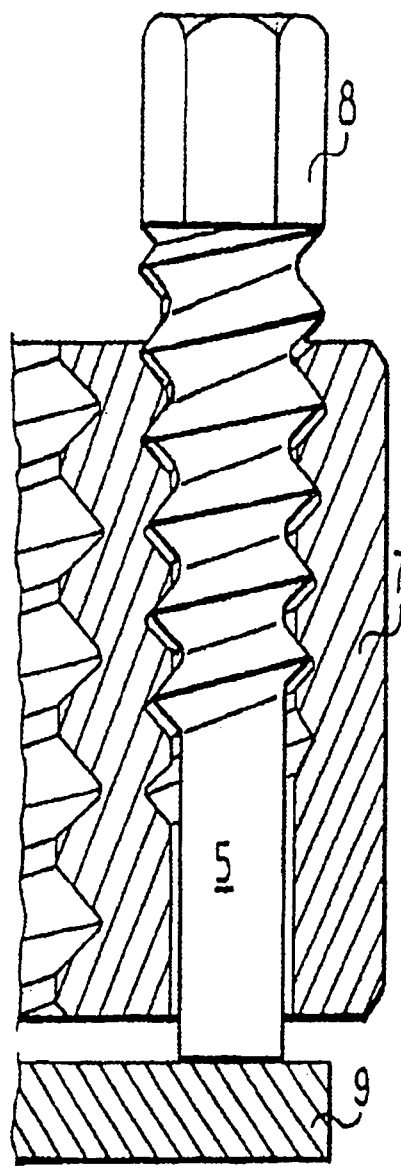


Fig. 2
Técnica Anterior

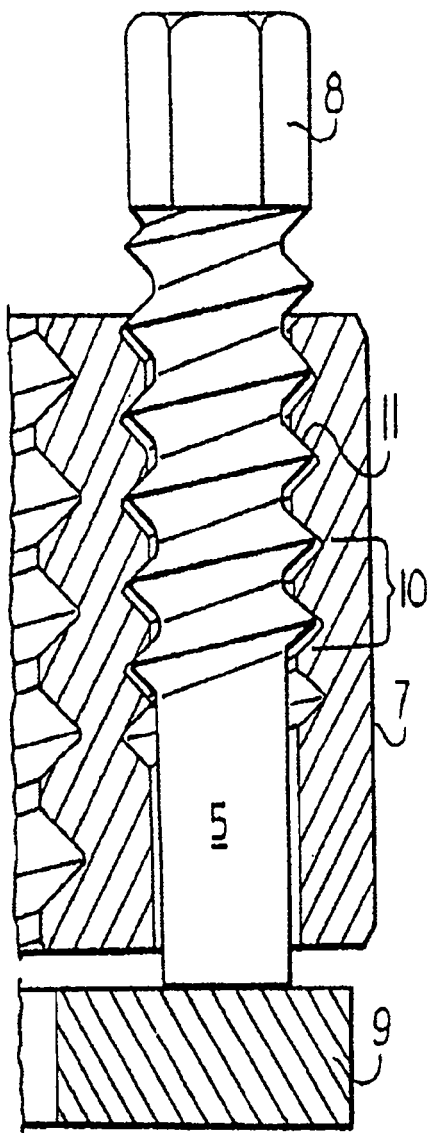


Fig. 3
Técnica Anterior

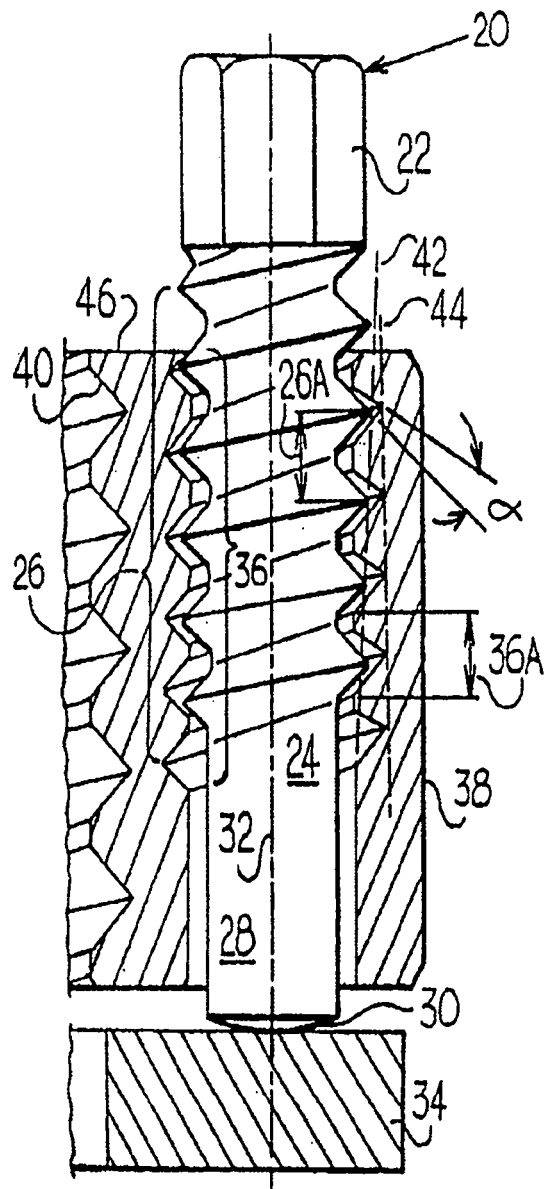


Fig. 4

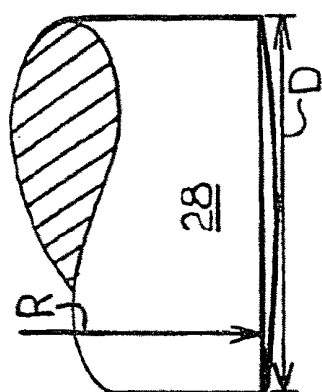


Fig. 6

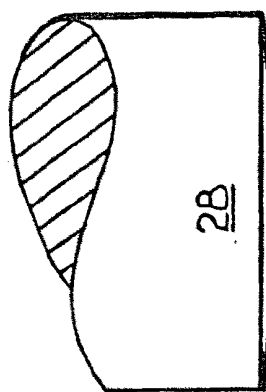


Fig. 7

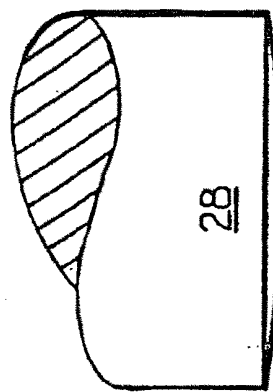


Fig. 8

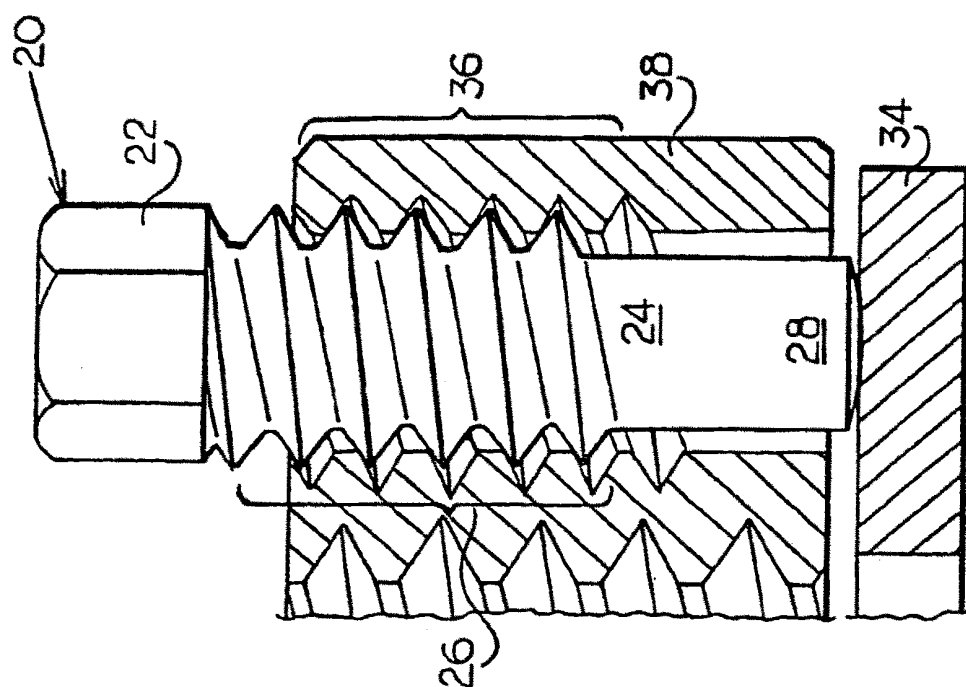
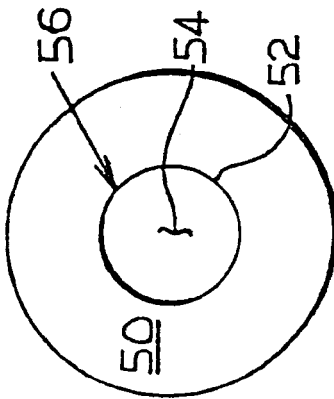
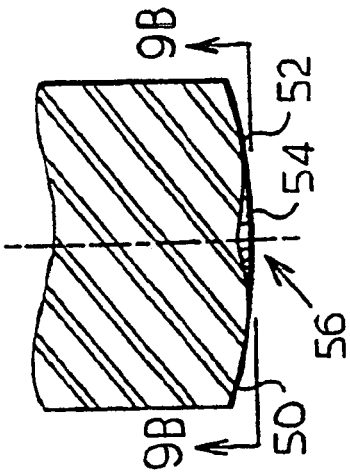
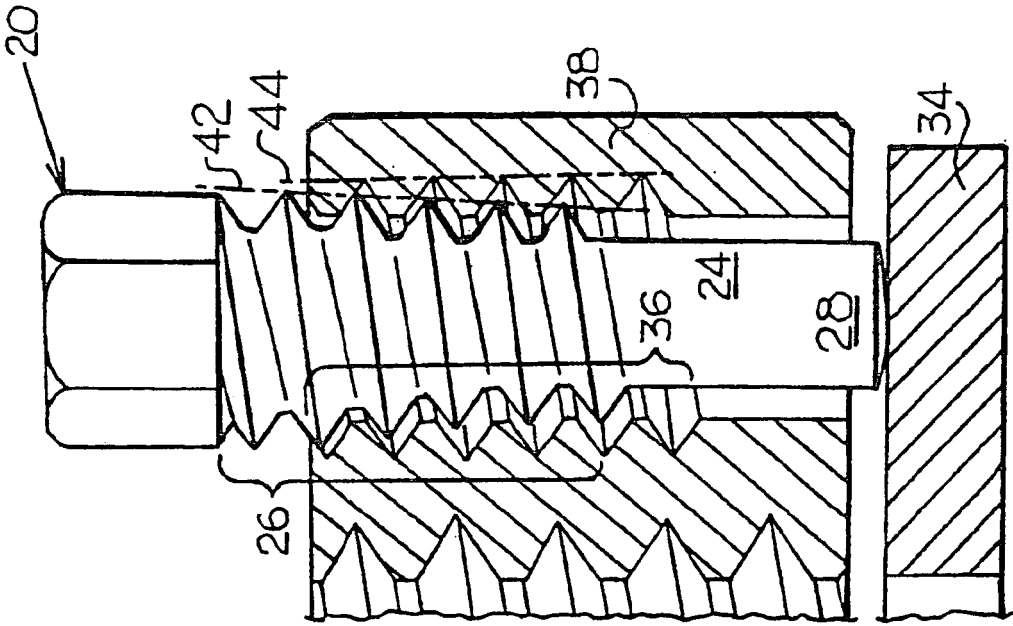


Fig. 5



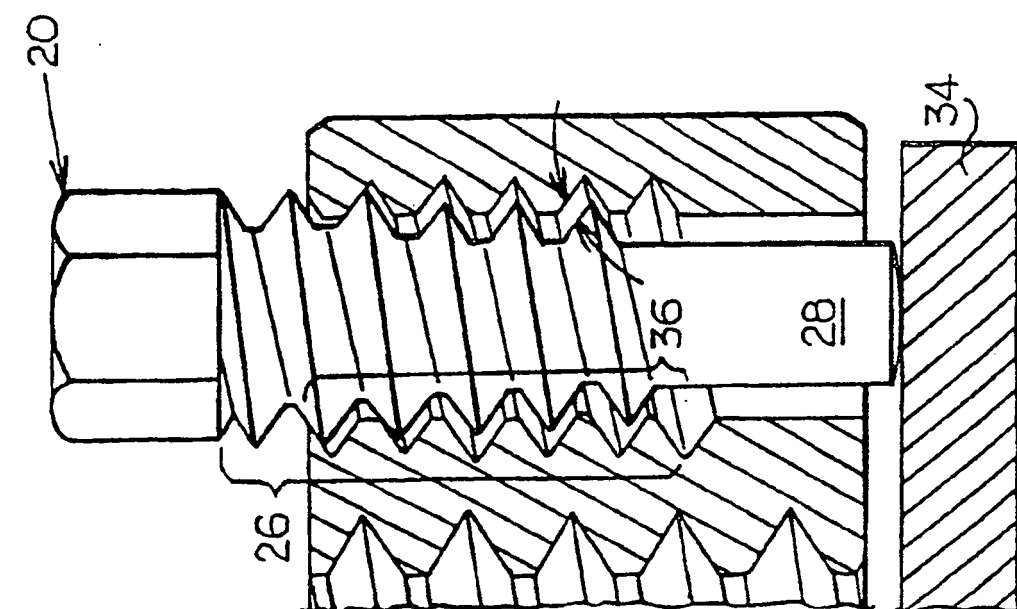


Fig. 12

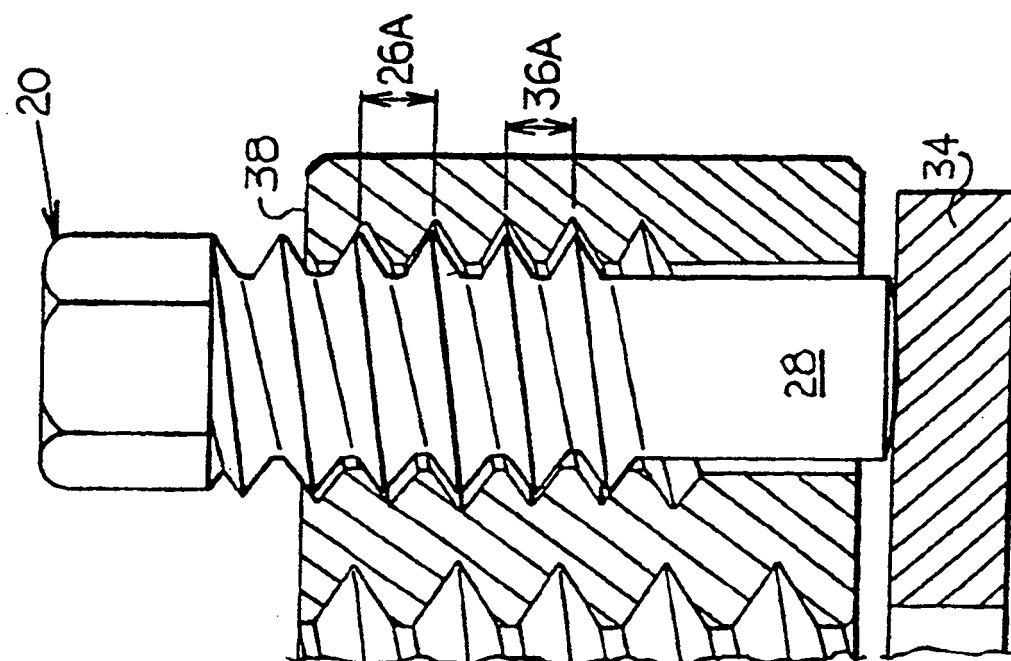


Fig. 11

