

MINISTERIO DE INDUSTRIA
REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL



CONCEDIDA
PATENTE DE INVENCION

19 ES	11 NUMERO 456.507	10 A1
21	22 FECHA DE PRESENTACION 3-3-77	

30 PRIORIDADES: 31 NUMERO 663.832	32 FECHA 4-3-76	33 PAIS Estados Unidos
---	--------------------	---------------------------

47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL F16J, F04B	62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
------------------------	--	--------------------------------------

54 TITULO DE LA INVENCION
ARO DE PISTON ANULAR MEJORADO.

71 SOLICITANTE (S)
RAMSEY CORPORATION

DOMICILIO DEL SOLICITANTE
P.O. Box 513 - St. Louis, Missouri, Estados Unidos

72 INVENTOR (ES)
Harold Edward McCormick, de nacionalidad americana.

73 TITULAR (ES)

74 REPRESENTANTE
D. BERNARDO UNGRIA GOIBURU

UNE A-4 MOD. 3106

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta. UTILICESE COMO PRIMERA PAGINA DE LA MEMORIA

20 JUN 1978

POOR
QUALITY

EXTRACTO DE LA DESCRIPCION

Un aro de pistón de construcción anular dividida con reducida fricción tiene una cavidad que se extiende circunferencialmente, formada en su porción externa superior para definir un reborde radial externo que divide la superficie externa axial del aro en una cara hueca externa y en una superficie de asiento reducida (en comparación con la superficie total externa axial). La superficie de asiento está provista preferentemente de un revestimiento resistente al desgaste.

5

10 El diámetro externo de la cara hueca externa es inferior al diámetro externo de la superficie de asiento en una cantidad igual por lo menos a la profundidad de desgaste radial de la superficie de asiento. Una cavidad periférica está igualmente formada en la porción interna superior del aro para reducir o

15 eliminar el efecto de la torsión del aro. El aro permite obtener una reducción de la resistencia a la fricción entre el aro y la pared del cilindro, una buena estanqueidad contra la salida de los gases y una mejora del rendimiento del motor y del control de las emisiones de los gases de escape.

20

ANTECEDENTES DEL INVENTO

El invento se refiere a aros de pistón para motores de combustión interna, y más particularmente a un aro de compresión para un motor de combustión interna del tipo de pistones animados de un movimiento de vaivén. Los aros de compresión de un motor de pistones animados de un movimiento de vaivén, constituyen una junta deslizante entre el pistón y la pared del cilindro para impedir que los gases de combustión pasen más allá del pistón, es decir para evitar el escape de gases durante las carreras de compresión y explosión. Más particularmente, el presente invento proporciona un aro de compresión

25

30

que tiene un rebaje circunferencial de sección transversal en forma de L formado en su porción superior externa (diámetro) para reducir la superficie de contacto de asiento del aro con la pared del cilindro, y un rebaje circunferencial correspondiente en su porción superior interna (diámetro) para facilitar el equilibrado del aro evitando su torsión y para ayudar a que se asiente adecuadamente en el surco que lo recibe.

En la técnica anterior, es conocido utilizar aros de compresión cuya cara externa está biselada o achaflanada para formar una superficie periférica externa inclinada hacia arriba y hacia el interior, con el objeto de reducir la superficie de contacto de asiento del aro con la pared del cilindro donde está situado. Esta reducción ayuda a disminuir la fricción de asiento del aro contra la pared del cilindro. Es igualmente conocido prever una zona biselada o achaflanada en la superficie periférica superior interna de dichos aros. La patente de los Estados Unidos, número 3.337.938 a nombre de H. F. Prasse y socios, concedida al cesionario de la presente solicitud de patente, representa una disposición de este tipo en el contexto de un aro de torsión que tiene una configuración torcida del tipo que se representa en la figura 9 a nombre de Prasse y socios. La previsión de recortes simétricos para evitar la torsión intencionada de estos aros, se representa en la patente de los Estados Unidos, número 2.423.017.

Una dificultad que se presenta con las superficies de contacto inclinadas del aro de compresión consiste en que el desgaste de la superficie de asiento disminuye la superficie efectiva de resistencia a la presión contra la cual puede actuar la presión de los gases de combustión durante las carreras de compresión y de trabajo para ayudar a equilibrar

las fuerzas que tienden a aplicar el aro contra la pared del cilindro.

5 Los intentos realizados para reducir el contacto de la superficie de asiento del aro contra la pared del cilindro mediante una simple reducción de la anchura axial del aro y la utilización de toda la superficie externa del aro en contacto de asiento, han sido frustrados porque esta estructura elimina la superficie de resistencia a la presión y por
10 que existe un límite a la reducción del espesor del aro. Es decir, que no pueden obtenerse aros de buena calidad de una anchura axial inferior aproximadamente a 1,524 mm (0,060 pulgada).

15 Otra dificultad de los aros de la técnica anterior consiste en que se produce una torsión indeseable y perjudicial del aro producida por los perfiles de sección transversal del aro no equilibrados, de tal manera que tanto el efecto de la presión del gas que actúa sobre el aro como el efecto de las fuerzas internas establecidas en el mismo aro por el proceso de fabricación, tienden a torcer el aro, el cual
20 no se sitúa de manera plana como se desea, en su surco asociado, lo que da lugar a una estanqueidad defectuosa y por consiguiente al escape de los gases.

RESUMEN DEL INVENTO

25 El presente invento aporta una solución a los inconvenientes descritos más arriba, así como a otros inconvenientes mediante la utilización de un aro de pistón que tiene una cavidad que se extiende circunferencialmente en su porción superior externa para definir un reborde radial que divide la superficie externa axial en una superficie externa hueca
30 y en una superficie de asiento axial. La superficie hueca ex

terna tiene un diámetro exterior inferior al diámetro externo de la superficie de asiento en una cantidad que es por lo menos igual a la profundidad radial del desgaste de la superficie de asiento. La profundidad radial de desgaste es la cantidad de reducción de dimensión (producida por el desgaste de la superficie de asiento) que pone fin a la vida útil del aro.

Una cavidad que se extiende circunferencialmente está igualmente formada en la porción superior interna del aro. Las dimensiones respectivas y la configuración de las cavidades interna y externa se eligen para equilibrar el aro contra las fuerzas de torsión y las fuerzas debidas a la presión de los gases.

Un resultado de la construcción descrita más arriba consiste en que la superficie de asiento se reduce considerablemente, lo que da lugar a una importante reducción de la resistencia producida por la fricción cuando el aro se desplaza con relación a la pared del cilindro. Además, la superficie hueca externa constituye una superficie de presión sobre la cual actúan los gases de combustión para ayudar a reducir la presión de asiento diametral del aro sobre la pared del cilindro. Además, la cavidad interna periférica tiene con relación a la cavidad externa unas dimensiones tales que el aro esté equilibrado contra las fuerzas internas que tienden a producir su torsión.

En un modo de realización preferido, la cavidad interna preferida es de configuración similar o idéntica a la cavidad externa periférica de tal manera que un reborde radial interno divide la superficie interna periférica en una superficie interna decalada, cuyo diámetro interior es superior al diámetro interior del aro, y en una superficie axial

radialmente más interna, y el aro tiene una sección transversal en forma de T invertida. El reborde externo radial (o su porción radialmente más externa si el reborde está inclinado respecto a la horizontal) está dispuesto entre la superficie radial superior y la superficie radial inferior del aro a una distancia axial sustancial hacia abajo a partir de la superficie superior radial, siendo esta distancia igual por lo menos a 20% y preferentemente incluida entre 20 y 60% aproximadamente, de la anchura axial del aro. Por consiguiente, la superficie de asiento constituye entre 80 y 40% de la superficie externa axial total del aro sin la cavidad externa. La superficie hueca externa se termina por tanto a una corta distancia de la superficie interior radial. El aro se hace preferentemente a partir de una pieza de fundición u otro material de base de anchura axial uniforme de tal manera que tanto la superficie superior radial, como la superficie inferior radial sean sustancialmente planas y paralelas la una a la otra.

De acuerdo con otro modo de realización preferido del invento, cualquier revestimiento duro y resistente al desgaste puede aplicarse a la superficie de asiento. La extensión radialmente más interna de la aleación de recubrimiento dura, define la profundidad radial de penetración de la aleación en el aro. De manera preferida, aunque no necesariamente, la aleación de recubrimiento dura se deposita en un surco circunferencial formada a este efecto en la superficie de asiento. Preferentemente, se emplea un revestimiento a base de ferromolibdeno, tal como el que se describe en la patente de los Estados Unidos, número 3.819.384.

Un objeto del invento consiste en proporcionar un aro de émbolo mejorado, más particularmente en proporcionar un

aro de compresión anular dividido de configuración mejorada y que presenta una reducida resistencia a la fricción durante su movimiento contra la pared del cilindro, una reducida fuga de gases más allá del aro y una reducción del consumo de carburante, así como de los hidrocarburos y óxido de carbono contenidos en los gases de escape.

Otro objeto del presente invento consiste en proporcionar un aro de pistón de compresión que tiene formada en su parte superior externa una cavidad de configuración generalmente en forma de L para definir un reborde radial, cuya porción radialmente más externa está dispuesta hacia abajo respecto a la superficie radial del aro a una distancia igual al 20-60% de la anchura axial total del aro, teniendo dicho reborde una profundidad radial superior a la profundidad radial de desgaste de la superficie de asiento del aro, y en dotar el aro de una cavidad en su porción superior interna para reducir lo más posible las fuerzas internas del aro capaces de producir su torsión.

Otro objeto más del invento consiste en proporcionar un aro de pistón mejorado del tipo descrito más arriba que incluye un revestimiento duro en la superficie de asiento axial, preferentemente un revestimiento de ferro-molibdeno.

BREVE DESCRIPCION DE LOS DIBUJOS

Otros objetos y ventajas del invento podrán verse claramente leyendo la siguiente descripción de unos modos de realización del invento, tomada conjuntamente con los dibujos que la acompañan y que forman parte de ella, y en los cuales:

la figura 1 es una vista parcial en alzado de la parte superior de un pistón para motor de combustión interna que representa varios aros de pistón situados en unos surcos for-

mados en el cuerpo del pistón, que incluye un modo de realización del aro de compresión según el invento, en el surco situado en la parte superior;

5 la figura 2 es una vista en sección ampliada, tomada a lo largo de la línea II-II de la figura 1;

la figura 3 es una vista en planta de un modo de realización del aro según el invento;

la figura 4 es una vista en alzado del aro de la figura 3;

10 la figura 5A es una vista parcial en perspectiva tomada en el sentido de la flecha A de la sección V-V de la figura 3;

15 la figura 5B es una vista que corresponde a la figura 5A, aunque tomada en el sentido de la flecha B de la figura 3;

la figura 6 es una vista que corresponde a la figura 5A, y que representa otro modo de realización del invento;

20 la figura 7 es una vista parcial en sección transversal de un aro de pistón de acuerdo con el modo de realización del invento, dispuesto en el interior de su surco formado en un cuerpo de pistón situado en el cilindro de un motor de combustión interna del tipo de pistones animados de un movimiento alterno;

25 la figura 8 es una vista que corresponde a la figura 7, pero que representa un aro de pistón de prueba y no un modo de realización del invento;

la figura 9 es una vista que corresponde a la figura 8 y que representa otro aro de pistón de prueba que no constituye un modo de realización del invento;

30 las figuras 10 a 13 son unos gráficos que representan

los minutos de funcionamiento del motor, en el caso de los aros de pistón ilustrados respectivamente en las figuras 7, 8 y 9, en función de los parámetros siguientes del motor: vacío del colector en pulgadas de mercurio (figura 10); consumo de
5 carburante en pintas por hora (figura 11); hidrocarburos observados en los gases de escape del motor en partes por millón (figura 12); y monóxido de carbón observado en los gases de escape del motor, en porcentaje de volumen (figura 13).

Nota: 1 pulgada de mercurio = $0,0345316 \text{ Kg/cm}^2$.

10 1 pinta por hora = 0,473166 litro/hora.

DESCRIPCION DETALLADA DE LOS DIBUJOS

Las figuras 1 y 2 representan un pistón 10 de tipo convencional utilizado en los motores de combustión interna dotados de pistones alternos. En estos motores el pistón 10
15 está dispuesto en un cilindro 12 que incluye una pared de cilindro 14. Un espacio anular 16 está definido entre la pared 14 del cilindro y la superficie axial 11 del pistón 10. De manera convencional, un surco de aro superior 18, un surco de aro intermedio 20 y un surco de aro de aceite 22 están
20 formados en el pistón 10. El surco de aro superior 18 recibe en él un aro de compresión anular dividido o un aro de fuego 24, el surco central 20 recibe en él un aro de compresión anular, y el surco de aceite 22, que es generalmente más ancho que los surcos de compresión, recibe en él un aro de aceite
25 28 convencional del tipo de expansión.

Haciendo referencia a las figuras 3 y 4, se representa el aro de compresión 24 en su estado no comprimido. Como
puede verse en la figura 3, el aro 24 tiene una configuración aproximadamente circular. Sin embargo, los peritos en la materia se darán cuenta que la práctica convencional necesita
30

que los aros anulares divididos sean realizados de tal manera que presenten un cierto grado de falta de circularidad cuando están comprimidos, y de tal manera que cuando el aro está comprimido dentro de su surco de aro, el diámetro externo del aro comprimido adopte una configuración más netamente circular.

Como se representa en la figura 3, el aro 24 tiene un diámetro interior indicado por la flecha de dimensión ID, y un diámetro externo indicado por la flecha de dimensión OD. (Las flechas de dimensión ID, BOD y FOD pasan por el eje longitudinal L del aro 24 y puede considerarse que se aplican al aro cuando está comprimido, estando cerrado el intervalo 30). La flecha de dimensión FOD indica el diámetro externo de la cara externa rebajada 40 (figuras 4, 5A). Se ve que el diámetro externo FOD de la superficie de bajada 40 es inferior al diámetro externo OD del aro 24 en la distancia l, es decir la profundidad radial del reborde 27 (figura 5A). La figura 4 está dibujada sin escala y su dimensión de anchura axial ha sido exagerada netamente para representar más claramente las características de construcción. La anchura axial del aro 24 se indica por medio de la flecha de dimensión W en la figura 4.

El aro de compresión 24 está dividido y cuando no está comprimido las superficies extremas formadas por la división están separadas la una de la otra y se forma un intervalo 30. Un rebaje (externo) 32 que se extiende circunferencialmente está formado en el diámetro externo superior del aro 24 como se ve más claramente en la figura 4. Un segundo rebaje (interno) 34 que se extiende circunferencialmente se extiende a lo largo del diámetro interno superior del aro 24. El aro 24 tiene una superficie superior radial 36 y una superficie inferior radial 38, las cuales son ambas sustancialmente pla-

nas, es decir que están constituidas por superficies lisas desprovistas de survos u otros rebajes. El rebaje externo 32 se representa con una sección transversal sustancialmente en forma de L y se extiende hacia abajo a partir de la superficie superior radial 36, a una distancia igual aproximadamente al 60% de la anchura axial W del aro 24.

Haciendo ahora referencia a las figuras 5A y 5B, se ve un rebaje externo 32 que se extiende circunferencialmente y que define un reborde radial externo o superficie 37 orientada hacia el interior que divide la superficie externa 33 en una primera superficie de asiento axial externa 42 y en una segunda superficie rebajada axial externa 40. El reborde 37 y la superficie de asiento 42 definen un apoyo radial externo 39 que sobresale radialmente hacia el exterior a partir de la superficie externa rebajada 40. Por tanto, puede verse que la primera superficie de asiento axial externa 42 se extiende hacia arriba a partir de la superficie radial inferior 38 y se termina en la superficie intermedia 37 orientada hacia el interior. La superficie intermedia 37 se termina en una segunda superficie axial rebajada 40 la cual se termina a su vez en la superficie radial superior 36. La primera superficie de asiento axial externa 42 tiene un surco 46 formado en ella. En el interior del surco 46 se ha depositado una aleación de recubrimiento dura 44.

La flecha de dimensión A de la figura 5A indica el grado en el cual la superficie externa 40 se extiende hacia abajo a partir de la superficie radial superior 36 en dirección a la superficie radial inferior 38 a lo largo de la superficie axial externa 33 del aro 24. La flecha de dimensión B indica el grado correspondiente de la superficie de asiento

42. Preferentemente, la dimensión A representa de 20 a 60% de la dimensión W, y por tanto la dimensión B constituye 80 a 40% de la dimensión W, siendo la suma de A y B igual a W. De este modo la superficie de asiento 42 es reducida aproximadamente en 40 a 80% respecto al valor que tendría en ausencia de rebaje externo 32 y si toda la superficie axial cilíndrica externa se utilizara como superficie de asiento. Se observará que en la mayoría de los casos, las superficies de asiento efectivas se ven ligeramente reducidas debido al hecho de que se han pulido los bordes de la superficie de asiento para obtener la forma de "barril" deseada. Esta forma se representa en los bordes redondeados 42A, 42B de las figuras 5A, 5B, y es también una característica típica de la técnica anterior.

Haciendo referencia más particular a la figura 5B, se ve que el reglaje circunferencial 34 tiene una configuración plana que define un rebaje periférico interno 47 cuyo diámetro interno es superior al diámetro interior de la superficie radialmente más interna del aro 24.

La figura 7 representa una vista esquemática ampliada en sección transversal del aro 24 en su sitio dentro de su surco de aro 18. El surco 18 tiene una pared radial interior 18A, una pared radial superior 18C y una pared de fondo axial 18B. Estando el aro 24 comprimido en el interior del surco de aro 18 de modo que se cierre el intervalo 30, una fuerza que actúa hacia el exterior, representada por la flecha T, empuja el aro 24 contra la pared 14 del cilindro de tal modo que se establezca un contacto de asiento deslizante entre la superficie de asiento axial 42 y la pared 14 cuando el pistón 10 efectúa un movimiento alterno hacia arriba y hacia abajo (como se ve en el dibujo) en el interior del cilindro 12. Se ve que

la superficie de asiento total entre el aro 24 y la pared 14 representa solamente un porcentaje (preferentemente incluido entre 80 y 40%) de la superficie que existiría si toda la superficie axial externa 33, o casi toda la superficie externa 33 estuviera en contacto de asiento con la pared 14 como es el caso, por ejemplo, con el aro de prueba (que no constituye un modo de realización del invento) que se ilustra en la figura 8. El espesor de la pared del aro 24 se indica por medio de la flecha de dimensión t, y la anchura por medio de la flecha de dimensión W. S representa el espesor radial de la superficie superior radial 36, l representa la profundidad radial del reborde radial 37 y a es el ángulo incluido entre la superficie del rebaje periférico interno 47 y el plano de la superficie radial superior 36. El ángulo a puede llamarse ángulo de rebaje interno. La anchura axial de la superficie radialmente más interna 49 se representa por la dimensión y. Como se representa en la figura 7, la superficie interna axial del aro 24 incluye una primera porción de superficie axial interna (figura 5A) o 71 (figura 6A) que se extiende hacia arriba a una distancia y a partir de la superficie radial inferior 38, hasta una línea circunferencial intermedia 51 (figura 5B) ó 73 (figura 6A), y está situada frente al fondo 18B del surco 18 formado en el émbolo 10. Una segunda porción de superficie de rebaje periférico interno 47 se extiende entre la terminación de la primera porción de superficie axial interna 49 y la superficie radial superior 36. El diámetro de la superficie de rebaje periférica interna 47 en su terminación en la superficie radial superior 36 es superior al diámetro interior del aro en la línea circunferencial 51.

La figura 8 representa un aro de prueba (no un modo

de realización del invento) en el cual un aro de compresión 50 tiene sustancialmente toda su superficie axial externa (menos los bordes achaflanados) en contacto de asiento con la pared 14 del cilindro. El espesor de pared del aro 50 se representa por la flecha de dimensión t , y la anchura por la flecha de dimensión W . La fuerza total del aro 50 que se aplica hacia el exterior contra la pared 14 del cilindro, se indica por la flecha T . La mayor superficie de asiento 53 del aro 50 en contacto con la pared 14, asegura una mayor resistencia a la fricción durante el desplazamiento del aro 50 y de su émbolo asociado 10 con relación al cilindro 12.

Haciendo de nuevo referencia a la figura 7, las flechas cortas no numeradas que se representan directamente en contacto con las varias superficies superiores del aro 24 representan los vectores de fuerza de los gases de combustión comprimidos que penetran en el espacio anular 16 y que actúan sobre el aro 24. Estas fuerzas se ejercen durante las carreras de compresión y de trabajo del pistón. Como se representa en la figura 7, el efecto neto de la presión del gas que actúa sobre las superficies 37, 36, 47 y 49 consiste en aumentar la fuerza de empuje orientada hacia el exterior representada por la flecha T . Esta fuerza de empuje neta orientada hacia el exterior es por lo menos parcialmente compensada por la fuerza del gas que actúa contra la cara externa rebajada 40, según se indica por la flecha en contacto con ella. Por consiguiente, la superficie 40 hace que se reduzca considerablemente la tendencia que tienen los gases de combustión en aplicar durante su explosión una fuerza orientada hacia el exterior sobre el aro 24. Esto da lugar a una reducción sustancial de la presión diametral del aro contra la

pared del cilindro. Se observará que con el contacto completo de la superficie de asiento del aro de prueba 50 de la figura 8, no se ha previsto ninguna superficie externa rebajada 40 y por tanto, todo el efecto de la presión de los gases de combustión tiende a aumentar la fuerza T' orientada hacia el exterior producida por el aro 50 contra la superficie 14. Por consiguiente, siendo iguales las demás cosas, la fuerza de empuje T del aro 24 es inferior a la fuerza de empuje T' del aro 50 y por tanto se reducen la presión de asiento y la resistencia a la fricción.

Haciendo de nuevo referencia a la figura 7, cuando la superficie de asiento axial 42 se desgasta debido a su utilización, la tensión de compresión del muelle 24 hace que el aro se ensanche correspondientemente hacia el exterior para mantener la superficie de asiento 42 en contacto de asiento deslizante con la superficie 14 de la pared del cilindro. La línea de sección P-P representa, de manera exagerada para facilitar la ilustración, la posición relativa de la pared 14 del cilindro y del aro 24 después de que se ha producido un grado importante de desgaste en la superficie de asiento axial 42. En razón de la configuración en forma de L del rebaje circunferencial externo 32, la superficie efectiva sometida a la presión de los gases, constituida por la superficie externa rebajada 40, no es afectada cualquiera que sea el grado de desgaste de la superficie de asiento 42. De este modo, el efecto benéfico de equilibrado de presión de los gases facilitado por la cara externa rebajada 40, no es perjudicado por el desgaste al cual está sometida la superficie de asiento 42. Por este motivo, una característica importante del invento consiste en que el diámetro exterior (FOD de la figura

3) de la superficie rebajada 40 es inferior al diámetro externo (OD de la figura 3) del aro en un grado por lo menos tan importante como la profundidad radial de desgaste de la superficie de asiento del aro. De esta manera, cuando la superficie de asiento (42 en la figura 5A, la cual, en cualquier caso define el diámetro externo del aro) se desgasta, ninguna parte de la superficie eficaz sometida a los gases constituida por la superficie externa rebajada (40 en la figura 5A) entra en contacto con la pared 14 del cilindro. Generalmente, la profundidad radial de desgaste es inferior a la profundidad radial del revestimiento duro (44 en la figura 5A) que se aplica a la superficie de asiento del aro. Preferentemente, la profundidad radial del reborde (37 en la figura 5A) es muy superior a la profundidad de desgaste radial de la superficie de asiento, y por tanto, la superficie rebajada (40 en la figura 5A) no está afectada por el desgaste de la superficie de asiento.

En otros términos, preferentemente, el diámetro externo de la superficie de asiento externa se termina a una corta distancia de la profundidad de penetración radial de la aleación de recubrimiento dura sobre la superficie de asiento del aro. La superficie de asiento está generalmente provista de un surco circunferencial para recibir la aleación, aunque evidentemente esto no es necesario y la aleación dura de recubrimiento puede depositarse sobre una superficie de asiento no provista de un surco.

Aunque en el modo de realización que se ilustra, el reborde 37 se representa aproximadamente paralelo a las superficies radiales 36, 38 y aproximadamente perpendicular a la superficie rebajada 40, esta disposición no es necesaria de

acuerdo con el invento. El reborde radial y la cara externa rebajada pueden, naturalmente, cortarse mutuamente con un ángulo distinto de 90 grados. En general, el rebaje externo (32 en la figura 5A) puede tener, de acuerdo con el invento, un perfil de sección transversal constituido por dos o más segmentos lineales que se cortan. Los segmentos lineales pueden ser rectos o incluso curvos, o bien algunos pueden ser rectos y otros curvos. Por ejemplo, el perfil de rebaje 32 del modo de realización de la figura 5A puede ser modificado por un chaflán curvo formado en la intersección del reborde 37 y de la superficie 40; el reborde 37 puede estar inclinado hacia arriba o hacia abajo en dirección a la superficie 40; la superficie 40 puede estar inclinada hacia el interior o hacia el exterior; la superficie 40 y/o el reborde 37 pueden realizarse con un perfil distinto del perfil en línea recta que se ilustra. Se observará que si el diseño del aro es tal que el reborde 37 está inclinado hacia arriba en dirección a la superficie rebajada 40, se reduce ligeramente la superficie efectiva sometida a los gases constituida por la cara rebajada; si está inclinado hacia abajo, la superficie efectiva sometida a los gases de la cara rebajada se aumenta ligeramente.

Estas características deben compararse con las del aro de prueba de la figura 9, en la cual un aro 52 que tiene una superficie de asiento de acuerdo con la técnica anterior presenta una superficie externa inclinada 54 que constituye una superficie de asiento 56 de superficie reducida. El espesor del aro de la pared del aro 52 se representa por la flecha de dimensión t , y su anchura por la flecha de dimensión W . La fuerza neta del aro 52 que actúa hacia el exterior con

tra la pared 14 del cilindro está indicada por la flecha T". Las fuerzas de la presión de los gases de combustión que actúan sobre el aro 52 se indican por las cortas flechas no numeradas ilustradas en la figura 9. Suponiendo que la superficie de asiento axial 56 de la figura 5a es idéntica a la superficie de asiento axial 42 del aro 24 de la figura 7, se observará que la resistencia a la fricción del aro 52 ha sido reducida y que la cara externa inclinada 54 constituye una superficie eficaz sometida a los gases que tiende a equilibrar una parte (aunque una parte inferior a la que está proporcionada por el aro 24) de las fuerzas de los gases que actúan hacia el exterior sobre el aro. Sin embargo, cuando la cara 56 se desgasta, la posición relativa de la pared 14 del cilindro según se indica por la línea P'-P' de manera exagerada para facilitar la ilustración. Se observará que con el incremento del desgaste de la superficie de asiento 56, la superficie de la cara externa inclinada 54 disponible para servir como superficie eficaz sometida a la presión de los gases para equilibrar las fuerzas de la presión de los gases que actúan hacia el exterior, se ve considerablemente reducida y en caso extremo tiende a ser eliminada totalmente cuando toda la superficie axial externa del aro 52 entra en contacto de asiento con la pared 14 del cilindro. Se observará que en la técnica anterior convencional, se suele utilizar solamente una inclinación extremadamente reducida, generalmente de 1 a 3°, en la superficie inclinada 54.

Como es bien conocido en esta técnica, se desea a veces obtener en un aro de pistón una ligera torsión en lugar de intentar obtener una configuración plana. La formación de un rebaje externo 32 que se extiende circunferencialmente ha-

rá normalmente que el aro de pistón tal como el aro 24 presente una forma cóncava inversa, es decir que la periferia interna del aro tendrá tendencia a deformarse hacia arriba y la periferia externa tendrá tendencia a deformarse hacia abajo.

5 Esta torsión es naturalmente relativamente ligera, pero sin embargo es importante para cambiar el ángulo de contacto del aro con la pared del cilindro y para separar el aro de su posición de contacto de asiento plano en el interior de su surco. De acuerdo con el presente invento, se desea reducir o eliminar sustancialmente esta torsión del aro para mejorar el contacto de estanqueidad en posición plana de la superficie radial inferior 38 contra la pared radial inferior 18A del surco 18. Se han realizado y se han resumido en la siguiente tabla unos cálculos de la fuerza diametral ejercida contra la pared del cilindro por un cierto número de aros de configuración diferente. La fuerza diametral es la fuerza con la cual el aro se apoya contra la pared del cilindro a la presión de combustión máxima.

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

Dimensiones Comunes Para Todos los Aros

Diámetro del agujero: 101,6 mm (4,00 pulgadas)

Espesor de pared (t en las figuras 7, 8 y 9) = 4,622 mm (0,182 pulgadas (pared interior SAE)(4,495-4,749 mm - 0,177, 0,187 pulgada).

25 Anchura (W en las figuras 7, 8 y 9 = 1,981 mm - 0,078 pulgada).

Presión de combustión máxima = 56 Kg/cm² (800 libras/pulgada²).

Tensión diametral del aro - 0 (aro no tenso).

Fuerza Diametral Calculada para Diferentes Aros

30 Superficie de asiento Aro tipo figura Aro tipo Aro tipo Aro
(42 en figura 7, 53 7, pero sin re- figura 7 figura 8 tipo

en figura 8, 56 en baje interno cir- figura
 figura 9), en porcen cunferencial 9
 taje de la superfi-
 cie cilíndrica axial
 externa total del aro

	Fuerza Diametral calculada Kg (libras)			
5	10%	-	-	- 11,14 (24,6)
	40%	111,89(247)	119,54 (264)	- -
	50%	-	-	- 153,11 (338)
	60%	182,10; 184,37		
10		(402; 407 [*])	-	- -
	80%	252,77 (558)	260,47 (575)	- -
	100%	-	-	325,25-330,69 (718-730 ^{**}) -

15 * Para dos aros que tienen una profundidad diferente del rebor
 de radial (1 en la figura 7), pero por lo demás idénticos.

** Para cuatro aros que tienen rebajes internos de tamaños di-
 ferentes que se extienden circunferencialmente, aunque idénti-
 cos por lo demás.

20 La reducción de la fuerza diametral cuando la superfi-
 cie de asiento disminuye hasta el 10% de la superficie axial
 externa cilíndrica teórica es tan importante que no se obtiene
 una estanqueidad eficaz que impide el escape de los gases. Por
 otra parte, cuando la superficie de asiento es superior al 90%
 del valor teórico, no se obtiene una reducción notable de la
 25 presión diametral y de la resistencia a la presión.

30 Se ha comprobado que los resultados óptimos de una
 sustancial reducción de la resistencia a la fricción y de ob-
 tención de una estanqueidad perfecta que impide la fuga de los
 gases se obtienen cuando la superficie de asiento incluye más
 de 10% y menos de 90%, y preferentemente de 40 a 80%, de la

superficie axial cilíndrica externa teórica del aro, es decir preferentemente de 40 a 80% de la superficie que tendría el asiento, si no estuviera dotado de un rebaje en su cara externa. (La gama preferida corresponde a un reborde radial externo dispuesto hacia abajo de 60 a 20% respecto a la superficie radial superior.

En una construcción preferida, la anchura axial W es aproximadamente de 1,981 mm (0,078 pulgada) y el reborde radial externo está dispuesto aproximadamente a 0,96 mm (0,038 pulgada) hacia abajo a partir de la superficie radial superior, o aproximadamente a 49% de la anchura axial.

Además se ha comprobado que, de manera sorprendente, se mejora la estanqueidad contra las fugas de gases y se reducen las emisiones con el aro según el invento a pesar de la fuerza diametral reducida del aro. (La superficie de asiento reducida proporciona naturalmente una presión diametral más elevada por una fuerza diametral dada, lo que ayuda a compensar la reducción de fuerza). Este resultado sorprendente puede también ser facilitado dando a la superficie radial inferior una configuración plana no cóncava y manteniéndola en buen contacto de estanqueidad con el fondo del surco del aro en el cual está situado el aro, mediante la eliminación de la fuerza de torsión en el aro.

Haciendo referencia a la figura 7, con el objeto de equilibrar el efecto de torsión del rebaje circunferencial 32, se ha previsto un rebaje circunferencial interno 34. El rebaje 34 está dimensionado según las necesidades, para eliminar o para reducir a un nivel deseado la tendencia a la torsión en sentido inverso que está impartida al aro 24 por el rebaje circunferencial externo 32. El rebaje circunferencial externo 34

puede ser dimensionado no solamente para superar la tendencia a la torsión en sentido inverso, sino también para evitar que el aro tienda a estar sometido a una tensión normal neta, es decir a hacer que el aro 24 presente una forma cóncava de modo que su porción de periferia externa sea deformada hacia arriba y su porción de periferia interna sea deformada hacia abajo. (Se indican respectivamente en las figuras 6 y 9 de la patente de los Estados Unidos, mencionada más arriba, número 3.337.938 unas ilustraciones de torsión inversa y de torsión normal).

Generalmente, un modo de realización preferido del invento tiene sus rebajes interno y externo dispuestos circunferencialmente, 32 y 34, dimensionados de modo que la tendencia a la torsión del aro esté sustancialmente equilibrada y que se obtenga un anillo plano no cóncavo con una superficie radial inferior 38 que se apoya con un contacto plano sobre la superficie de fondo 18A de su surco asociado 18. En un modo de realización preferido que se ilustra en la figura 2, el ángulo de rebaje interno a es de 25° , el espesor radial s de la superficie radial superior 36 es igual a la tercera parte del espesor de pared t, y la profundidad radial l del reborde radial 37 es igual a y, es decir a la anchura axial de la superficie radialmente más interna 49. La suma de A más B (anchuras axiales, respectivamente, de la superficie externa 40 y de la superficie de asiento 44) es igual a W, es decir a la anchura axial total del aro 24. A está incluido entre 20% y 60% de W. En un modo de realización específico preferido, W es igual a 1,981 mm (0,078 pulgada), t es igual a 4,622 mm (0,182 pulgada), g y l son iguales cada uno a 0,50 mm (0,02 pulgada), siendo a igual a 25° y A igual a 60% de W. Evidentemente, pue-

den utilizarse cualesquiera dimensiones necesarias siempre y cuando se sigan los preceptos de una superficie de asiento reducida, de una superficie externa rebajada, y de un rebaje interno de equilibrado.

5 Haciendo ahora referencia a la figura 6A, se representa en ésta otro modo de realización del invento que incluye un aro de pistón 58 provisto de un rebaje externo 60 dispuesto circunferencialmente y de un rebaje interno 62 dispuesto circunferencialmente, teniendo los rebajes 60 y 62 una sección transversal de configuración sustancialmente en forma de L. Por consiguiente, el aro 58 tiene un apoyo radial externo 64 y un apoyo radial interno 66, y una superficie externa rebajada 68, así como una superficie interna rebajada o decalada 70. El apoyo 64 constituye un borde radial externo 67 y el apoyo 66 constituye un borde radial interno 77. La superficie radial superior 72 se extiende entre las caras 68 y 70 y la superficie radial 74 se extiende entre las porciones radialmente más interna y radialmente más externa del aro 58. Un surco 76 está formado en la superficie de asiento axial 78 constituida por la porción radialmente más externa del apoyo radial externo 64. El surco 76 está lleno de un material de recubrimiento duro 18. El aro 58 se representa con una sección transversal en forma de T invertida. La profundidad radial del reborde externo 67 se representa en \underline{l} , la del reborde interno 77 en \underline{l}' . La anchura axial del aro 58 se representa por W, la de la cara externa rebajada 68 se representa por A, y la de la superficie de asiento axial 78 se representa por B. La anchura axial de la cara interna rebajada 70 se representa por A' y la de la superficie axial más interna 71 se representa por B'. A puede o no ser igual a A', aunque en un modo de realiza

10

15

20

25

30

ción preferido es igual a A'. De la misma manera, \underline{l} puede o no ser igual a \underline{l}' , aunque lo es en un modo de realización preferido. A más B es igual a W, y A' más B' es igual a W. Se observará que el aro 58 de la figura 6A proporciona las mismas ventajas del invento que el aro 24 para obtener una superficie de asiento reducida 78 y una superficie eficaz 60 contra la cual la presión de los gases de combustión puede actuar para compensar por lo menos parcialmente los efectos de empuje orientados hacia el exterior de la presión de los gases de combustión. El aro 58 está igualmente dotado de las características de equilibrado de la fuerza de torsión. Se observará que los respectivos rebajes orientados circunferencialmente 60, 62 del aro 58 pueden tener dimensiones idénticas o ligeramente diferentes.

Durante el funcionamiento, los aros de pistón de compresión de acuerdo con el invento presentan ventajas particulares respecto a los aros de compresión de la técnica anterior. Por ejemplo, los aros de pistón de acuerdo con el modo de realización del invento que se ilustra en la figura 7 han sido probados en comparación con aros de la técnica anterior del modo de realización ilustrado en las figuras 9 y 10. Los aros del tipo de la figura 7 tenían dimensiones tales que el apoyo radial 37 estuviese situado en un punto ubicado a 60% de la anchura axial total debajo de la superficie radial superior.

Se realizaron unas pruebas comparativas utilizando aros de la configuración descrita más arriba en un motor Buick de 7.456 cm³ (455 pulgadas³) de desplazamiento funcionando a una velocidad dada y con una potencia dada en una serie de ensayos utilizando, respectivamente, los aros de acuerdo con las

figuras 7, 8 y 9. Se supervisaron continuamente durante el funcionamiento del motor la presión de vacío en el colector, el consumo de carburante, así como el contenido de hidrocarburos y monóxido de carbono en los gases de escape del motor. Los resultados de las pruebas se representan en los gráficos de las figuras 10, 11, 12 y 13.

Haciendo referencia a la figura 10, ésta representa un gráfico en el cual se ha representado el vacío del colector en pulgadas de mercurio en función de los minutos de funcionamiento. El gráfico representa el vacío en el colector medido durante 3 horas de funcionamiento del motor en condiciones de funcionamiento idénticas con el mismo motor, salvo que se han utilizado respectivamente los aros de las figuras 7, 8 y 9 como aros de compresión superiores del motor. Se observará que se obtiene un vacío notablemente más elevado en el colector cuando se utilizan los aros de pistón del invento, es decir su modo de realización ilustrado en la figura 7 indicado por la línea A. Las líneas B y C representan, respectivamente, el vacío en el colector en pulgadas de mercurio, que ha sido medido utilizando los aros de pistón de prueba de las figuras 8 y 9.

La figura 11 representa la velocidad de consumo de carburante medida a intervalos de 15 minutos durante el funcionamiento del motor. Generalmente, durante el funcionamiento indicado por la línea A con el modo de realización del invento que se ilustra en la figura 7, el motor ha presentado una velocidad de consumo de carburante generalmente inferior. Esto se atribuye a la menor resistencia a la fricción entre el aro y la pared del cilindro y a una estanqueidad más eficaz obtenida por el aro equilibrado, de asiento plano, de la

figura 7.

La figura 12 representa los hidrocarburos observados en los gases de escape del motor en partes por millón. De manera significativa, la línea A indica que se obtienen gases de escape con un menor contenido de hidrocarburos cuando se utiliza el aro de pistón de acuerdo con el invento. Las líneas B y C representan ambas un contenido de hidrocarburos sustancialmente más elevado en el caso de los aros de prueba de las figuras 8 y 9.

La figura 13 representa la cantidad de monóxido de carbono observada en los gases de escape del motor bajo la forma de un porcentaje de la cantidad total de gases de escape del motor. Los resultados favorables que se obtienen cuando se utiliza el aro de pistón según el invento, se indican por la línea A. Las líneas B y C indican ambas unos contenidos de monóxido de carbono notablemente más elevados cuando se emplean los aros de las figuras 8 y 9.

Como se indica mediante examen visual de todos los aros sometidos a prueba después del funcionamiento del motor, se observa que los motivos del aspecto superior del aro de la figura 7 en comparación con los otros dos aros sometidos a prueba se debe a su mayor facilidad de equilibrado de presión a pesar de su fuerza diametral inferior, en comparación con los aros de las figuras 8 y 9. La reducida torsión inherente de los rebajes de diámetro interior y exterior equilibrados permite al aro del modo de realización de la figura 7 descansar de manera plana sobre la pared de fondo del surco, y parece que esta circunstancia es responsable de la reducción de la cantidad de gases de combustión que pasan más allá de los aros. Los aros de las figuras 8 y 9 han presentado seña-

les de torsión, la cual, aunque pueda ser conveniente en ciertas aplicaciones, no parece facilitar una buena estanqueidad cuando los gases de combustión desplazan el aro hacia abajo y hacia atrás en el surco.

5 Los aros de pistón de acuerdo con el invento pueden realizarse de la siguiente manera. En el caso de aros que han de ser dotados de un surco para recibir una aleación dura de recubrimiento, se labran unos surcos circunferenciales en la
10 superficie de asiento del aro. Esto puede hacerse de una manera conocida utilizando herramientas de corte en contacto con una multiplicidad de aros sujetos en un eje para formar un cilindro de aros apilados. Cuando los surcos de la superficie de asiento han sido labrados, se pulveriza la superficie de
15 los aros apilados con una aleación dura de recubrimiento. A continuación se rectifica la aleación endurecida para descubrir el metal del aro en cada lado de los surcos, dejando los surcos llenos de aleación dura de recubrimiento. Los rebajes circunferenciales externos pueden a continuación ser cortados en los aros de una manera similar a la que se ha utilizado para labrar los surcos. Los rebajes circunferenciales internos
20 pueden cortarse de la misma manera por medio de una multiplicidad de herramientas de corte introducidas a través de un eje hueco del árbol de montaje. En variante, para cortar, los rebajes internos y externos, es posible mantener unos aros
25 individuales en un dispositivo de fijación y cortar simultáneamente los rebajes circunferenciales interno y externo utilizando un par de herramientas de corte enfrentadas.

 Aunque se han descrito detalladamente unos modos de realización particulares del invento, se observará que numerosas modificaciones pueden ser introducidas en este por
30

1 los peritos en la materia después de leer y entender la memo-
ria que antecede. Se entiende que el invento incluye todas
aquellas modificaciones y cambios que no se salen del alcan-
ce de las reivindicaciones adjuntas.

5 En resumen, la presente patente de invención que
se solicita deberá recaer en las siguientes:

REIVINDICACIONES

10 1.- Aro de pistón anular mejorado para motor de
combustión interna que tiene una superficie radial superior
que define la porción superior del aro, una superficie radial
inferior que define la porción inferior del aro y, extendién-
dose entre dichas superficies radiales superior e inferior,
respectivamente, incluye una superficie axial externa que de-
fine la porción externa del aro y una superficie axial inter-
na que define la porción interna del aro,

15 un rebaje que se extiende circunferencialmente y
que está formado en la porción superior externa del aro para
definir un apoyo radial externo que tiene un reborde radial
externo que divide la superficie radial externa en una cara
20 externa rebajada y en una superficie de asiento axial, tenien-
do la superficie de asiento un recubrimiento de aleación du-
ra en ella,

25 siendo la diferencia entre el radio de la parte
externa de la cara externa rebajada del radio y dicha super-
ficie de asiento axial superior al espesor radial del recu-
brimiento de aleación dura en el aro, y

30 un rebaje periférico interno que se extiende cir-
cunferencialmente en la porción interna superior del aro, te-
niendo dicho rebaje un diámetro interno superior al diámetro
interno del aro.

1 2.- Aro de pistón según la reivindicación 1,
caracterizado porque un surco circunferencial está formado
en la superficie de asiento, y la aleación de recubrimiento
dura está dispuesta en este surco.

5 3.- Aro según la reivindicación 1, caracteri-
zado porque la superficie radial inferior es una superficie
sustancialmente plana desprovista de surcos que se extiende
entre las superficies axiales interna y externa.

10 4.- Aro según la reivindicación 1, caracteriza-
do porque el reborde radial externo es perpendicular a la ca-
ra externa rebajada y la cara externa rebajada es paralela al
eje longitudinal del aro.

15 5.- Aro de pistón según la reivindicación 3,
caracterizado porque las superficies radiales superior e in-
ferior del aro son paralelas la una a la otra y perpendicula-
res a la cara externa rebajada.

20 6.- Aro de pistón según la reivindicación 1,
situado en un surco realizado en un pistón de combustión in-
terna caracterizado porque la fuerza orientada radialmente ha-
cia el exterior que está creada por la presión del gas y que
se ejerce en la superficie axial interna del aro, está com-
pensada, por lo menos parcialmente, por una fuerza dirigida
radialmente hacia el interior que está creada por la presión
del gas que se ejerce sobre la cara externa rebajada del aro,
25 y porque la fuerza dirigida radialmente hacia el interior no
cambia notablemente durante la vida útil del aro.

7.- Se reivindica por último como objeto sobre
el que ha de recaer la Patente de Invención que se solicita:
ARO DE PISTON ANULAR MEJORADO.

1

Todo conforme queda descrito y reivindicado en la presente Memoria descriptiva que consta de treinta páginas mecanografiadas y dibujos adjuntos.

5

Madrid, 3 de Marzo de 1977
BERNARDO UNGRIA
P.P.



10

15

20

25



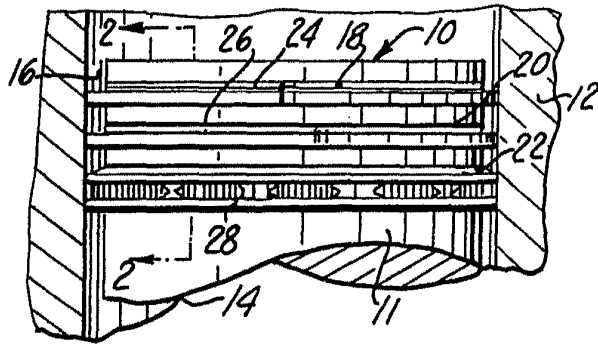


FIG. 1

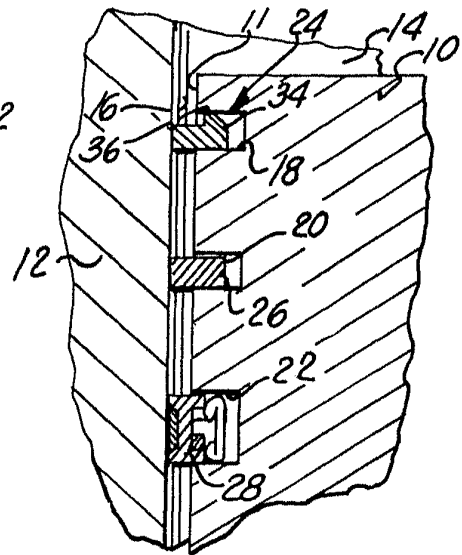


FIG. 2

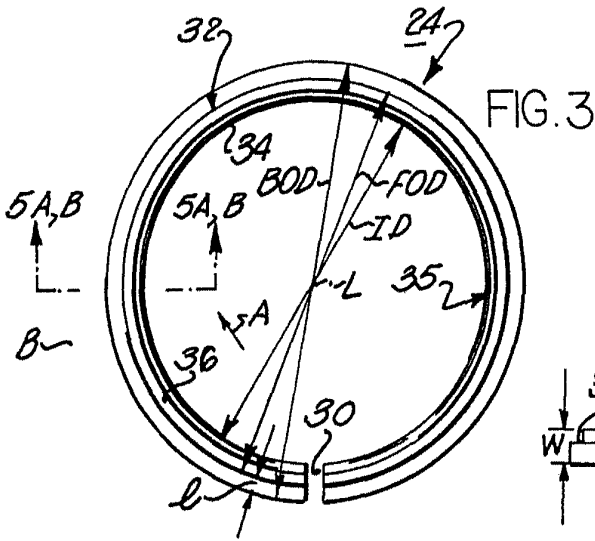


FIG. 3

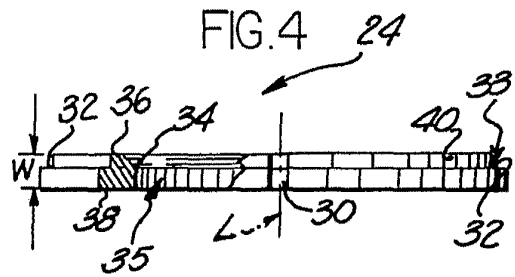


FIG. 4

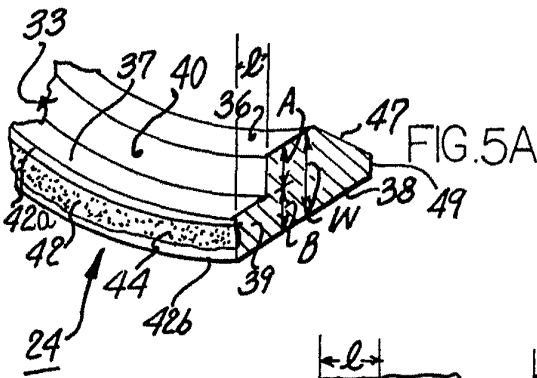


FIG. 5A

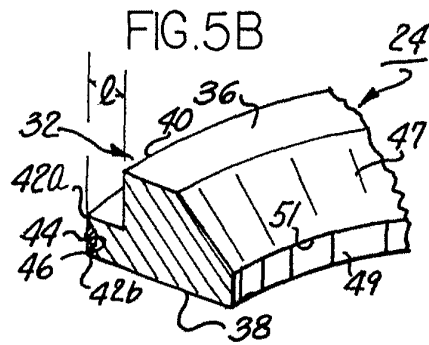
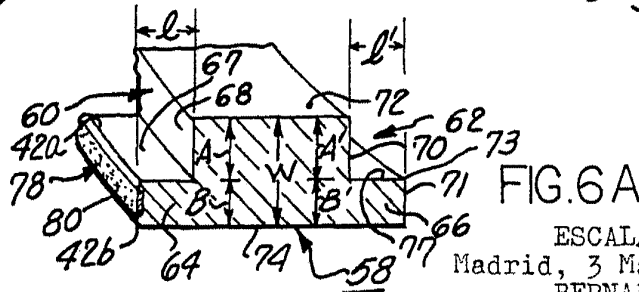
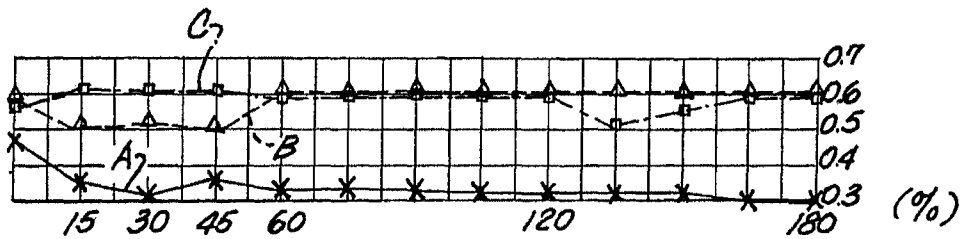
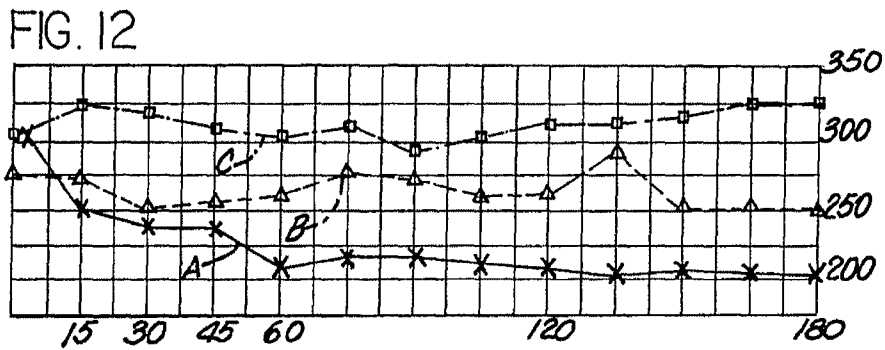
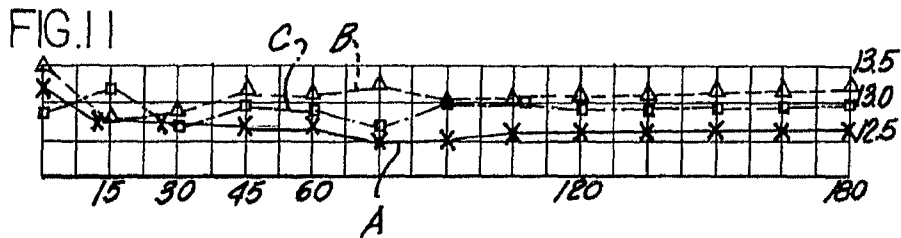
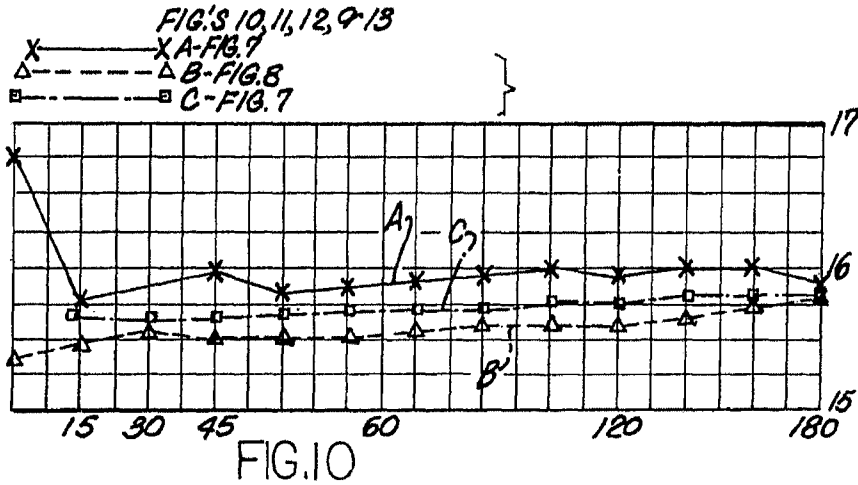


FIG. 5B





ESCALA VARIABLE
 Madrid, 3 Marzo 1977
 BERNARDO UNGRIA
 p.p.