

30925

P.- 32.934

33 306/DL/GL/D.F.E.



MEMORIA DESCRIPTIVA
para solicitar
PATENTE DE INVENCION
en
E S P A Ñ A
por VEINTE años

a nombre de COMPAGNIE FRANCAISE THOMSON HOUSTON-HOTCHEISS
BRANDT, entidad francesa, establecida en 173, Boulevard,
Haussman, París, Francia, por:

"UN DISPOSITIVO DE REFRIGERACION INDIRECTA DE PIEZAS MOVI-
LES DE MAQUINAS TERMICAS SOMETIDAS A ACELERACIONES VARIA-
BLES EN EL TIEMPO"

El invento se refiere a perfeccionamientos in-
troducidos en los dispositivos de refrigeración de piezas
móviles de máquinas térmicas, más particularmente de pie-
zas que en estas máquinas están expuestas a gases calien-
tes y que forman parte de mecanismos cinemáticos que les
imponen aceleraciones variables en el tiempo.

Ejemplos de tales piezas son dados por los pis-
tones de compresores o de motores térmicos. Estos pistones
deben delimitar espacios que contienen gases calientes o
incluso incandescentes a presión y deben asegurar la es-



tanqueidad de estos espacios por medio de juntas deslizantes y lubricadas de que están provistos. Para que estos pistones y sus elementos de estanqueidad resistan a estas condiciones de funcionamiento, es preciso evacuar constantemente el calor que reciben sus superficies expuestas a estos gases calientes.

Una dificultad específica con que se ha tropezado en el enfriamiento de las piezas móviles de máquinas térmicas, reside en el hecho de que estas piezas son poco accesibles y no están unidas a las piezas fijas de la máquina más que por medio de articulaciones o de rodamientos. Problemas particularmente graves a este respecto se plantean para los rotores o pistones giratorios de los motores térmicos. Estos pistones están animados de un movimiento trocoidal o cicloidal; tienen exteriormente n lóbulos que están en contacto corridizo con un estator que tiene $n + 1$ ó $n - 1$ lóbulos.

Dado que los pistones -oscilantes o rotativos- forman parte de mecanismos que incluyen habitualmente una circulación interna de lubricante, es cómodo utilizar esta circulación de líquido para enfriar dichas piezas móviles por el interior.

Desgraciadamente, los aceites de engrase son agentes de transferencia de calor muy mediocres por el hecho de que, en presencia de flujos térmicos de algunas decenas de W/cm^2 solamente, están sujetos al fenómeno de calefacción. Este tiene por efecto suprimir el enfriamiento sobre las partes más calientes de las paredes destinadas al intercambio de calor. Las temperaturas locales elevadas que de ello resultan son incompatibles con la buena conservación de las piezas y provocan dilataciones



desiguales, comprometiendo la gran precisión mecánica requerida para estas piezas.

Además, el aceite de engrase, químicamente poco estable, se deteriora sobre las partes de pared demasiado calientes y debe ser cambiado con frecuencia.

Se ha tratado de eliminar este peligro disponiendo, sobre la cara interna de la pared más caliente de las piezas, canales de circulación de forma particularmente estudiada para mejorar la transferencia de calor entre esta pared y el líquido, y se ha asegurado una circulación muy rápida bajo presión de este líquido. Pero estos medios han demostrado ser insuficientes para impedir que un régimen de calefacción irreversible se instaure a contacto de los elementos de pared más cargados. Se puede explicar esto comportamiento engañoso por el hecho de que las aceleraciones cíclicas sufridas por los pistones son muy superiores a la aceleración que la gravedad puede provocar en el líquido en circulación. Este pierde pues periódicamente el contacto con la pared a causa de su inercia. Un elemento de pared así desprovisto de líquido durante un instante, incluso muy breve, está llamado a la pérdida irreversible del contacto con el líquido. Este adopta entonces el estado denominado esferoidal y rueda sobre la pared, que se ha calentado demasiado, sin mojarla. El régimen de calefacción, iniciado en un punto, se extiende gradualmente a superficies crecientes, a causa de la repetición cíclica de los movimientos de alejamiento del líquido.

Se ha podido pensar que se podría evitar el fenómeno de calefacción privando la pared en contacto con el aceite de elementos disipadores conforme a la téc-



5 nica anterior de la solicitante, que utilizan sistemática-
mente una ebullición local estabilizada por el empleo
de superficies anisotérmicas. Como más ventajosas han po-
dido parecer las disposiciones según las patentes fran-
cesas de la solicitante Nos. 1.344.216 del 23.2.1962 y
1.444.696 del 17.12.64. Según la primera, la pared de
intercambio de calor tiene una red de gargantas muy pro-
fundas, según la segunda, una red de crecimientos que tienen
bases prácticamente contiguas y una sección que disminuye
al menos en una parte sustancial de su altura. En ambos
casos, la conductividad térmica del material de construc-
ción entra de modo decisivo en el dimensionado geométrico.
Sin embargo, una ebullición, sobre todo en contacto con
elementos de superficie anisotérmicos, es incompatible con
la buena conservación de los lubricantes usuales, tales
como los aceites minerales a causa de su estabilidad
química demasiado escasa al calor.

15
20 Para regularizar en las piezas móviles la trans-
ferencia de calor entre sus zonas calentadas y el aceite
de enfriamiento y engrase, se ha propuesto disponer en el
interior de estas piezas, entre las superficies expuestas
que son a los gases calientes y las paredes mojadas por
el aceite, cavidades que contienen un metal fundido. Pero
este tipo de enfriamiento indirecto ha demostrado ser
poco eficaz habida cuenta de las complicaciones que su
empleo necesita y esta técnica no aporta una solución
definitiva.

25
30 Las disposiciones de enfriamiento conocidas
que utilizan el aceite de engrase, dejan, pues, subsistir
una seria limitación térmica. Esta pone trabas a la



5

10

15

20

25

30

progresión de los rendimientos de diversos tipos de máquinas, especialmente de los motores de explosión o de combustión interna que tienen pistones de movimiento lineal o rotores multilobulares. Para remediar esta insuficiencia, se ha propuesto realizar una circulación forzada con agua a presión en el interior de los pistones o rotores. Esta disposición mejora muy sensiblemente el enfriamiento. En particular, es compatible con el empleo de una superficie de intercambio agrandada por elementos anisotérmicos, establecida según la enseñanza de las patentes antes citadas. Permite, pues, especialmente en esta forma perfeccionada, llevar el límite térmico más allá de las necesidades experimentadas hasta ahora. Pero esta solución se obtiene a costa de dificultades tecnológicas considerables para la realización y, sobre todo, la conservación a largo plazo, de las múltiples juntas giratorias estancas entre los circuitos respectivamente reservadas a la circulación en todo el mecanismo del aceite de engrase y del agua de enfriamiento adicionada eventualmente con un producto anticongelante.

El presente invento tiene por objeto proporcionar un dispositivo perfeccionado de refrigeración que reúne las ventajas de los dispositivos conocidos sin presentar sus insuficiencias o sus inconvenientes respectivos.

El invento se refiere a perfeccionamientos introducidos en los dispositivos de refrigeración indirecta de piezas móviles de máquinas térmicas, sometidas a aceleraciones variables en el tiempo, en particular de pistones oscilantes o rotativos (rotores) de motores térmicos, dispositivos que incluyen, en el interior de la pieza móvil



5 on una zona próxima a los puntos de entrada del calor en la pieza, una o más cavidades denominadas primarias, llenas al menos en parte de una materia líquida a la temperatura de funcionamiento y, más lejos de dichos puntos de entrada del calor, una o más cavidades o cámaras denominadas secundarias, recorridas por una corriente de líquido de refrigeración secundario, cuyo líquido constituye un lubricante de la máquina.

10 Estos perfeccionamientos consisten principalmente en que al menos una cavidad primaria está parcialmente llena de un líquido, vaporizable, en equilibrio de presión con su vapor, a la temperatura que alcanza en el funcionamiento normal de la máquina, en que la pared de dicha cavidad comprende, del lado vuelto hacia dichos puntos de entrada de calor en la pieza, al menos una parte provista de una red de excrecencias macizas y en que esta cavidad primaria está separada de la cámara secundaria próxima por un tabique cuya superficie desarrollada es netamente superior a su superficie global.

15
20 Las excrecencias macizas que ocupan la pared de la cavidad primaria poseen, de preferencia, una altura inferior a cinco veces la menor dimensión de su base, medida paralelamente a la pared. Según formas de realización particularmente ventajosas, están constituidas, ya según
25 la patente francesa de la solicitante Nº 1.344.216 del 23.2.62, ya según su patente francesa Nº 1.444.696 del 17.12.64.

30 Según la primera de estas patentes, dicha parte de la pared de la cavidad primaria está provista de gargantas cuya anchura media d es inferior a un tercio de su profundidad b_1 y los elementos de pared que subsisten



entre las gargantas poseen, en la dirección transversal a las gargantas, un espesor medio a relacionado con la profundidad b_1 de las gargantas y a la conductividad térmica c del material que constituye la pared por la fórmula siguiente:

$$b_1 = m \sqrt{a \cdot c}$$

donde b_1 y a están medidas en cm, c en $\frac{W}{cm \cdot \text{grado centígrado}}$ y m es un factor numérico comprendido entre 0,7 y 1,8.

Según la segunda patente, dicha parte de pared está provista de excrecencias que tienen bases prácticamente contiguas y una sección que disminuye al menos en una parte sustancial de su altura b_2 , yendo de su base a su parte alta; además, están dimensionadas de modo que satisfagan las ecuaciones

$$b_2 = k \cdot c \cdot \frac{\theta}{\phi}$$

$$\frac{s_1}{s_a} = k \cdot \frac{\phi}{p \cdot q}$$

donde s_a y s_1 son, respectivamente, la superficie de base y la superficie lateral total, c es la conductividad térmica del material que constituye las prolongaciones, q es la densidad crítica de flujo de calor para el líquido a evaporar, a la presión de funcionamiento, θ es la separación de temperatura especificada, admitida entre la base y el extremo de las protuberancias, ϕ es la densidad máxima especificada, del flujo de calor referida a la superficie de entrada de calor, k es un factor numérico de seguridad, elegido en el margen comprendido entre 1 y 2, y p es un factor numérico de eficacia, elegido en la gama comprendida entre 0,8 y 1,6, estando los valores de b_2 , s_a , s_1 , c , θ , ϕ y q expresados en cualquier sistema de medidas coherente.

En el dispositivo conforme al invento, las va-



riaciones cíclicas de la aceleración imponen al líquido contenido en la cavidad primaria un movimiento de vaivén entre la parte de pared que recibe el calor del exterior y la parte próxima del espacio secundario. Se sabe que tal movimiento se produce igualmente en ciertos dispositivos conocidos, que contienen en cavidades internas un líquido esencialmente no evaporable, donde este movimiento da lugar a una transferencia por convección forzada. En el dispositivo conforme al invento, por el contrario, hace sobre todo intervenir un modo de transferencia compleja, la mayor eficacia, poniendo en juego, además de la convección, una vaporización estabilizada sobre la pared calentada del exterior y una nueva condensación del vapor en el líquido. Gracias a la gran eficacia del modo de transferencia del calor, el dispositivo conforme al invento permite granquear notablemente las limitaciones técnicas de los dispositivos conocidos que utilizan el lubricante como medio de enfriamiento, y ello conservando al propio tiempo la comodidad de construcción y de conservación de este tipo de dispositivo, dado que la evacuación final de calor se efectúa por el circuito de lubricante y que este lubricante no puede entrar en contacto con el líquido de enfriamiento primario.

Para comprender mejor las características técnicas del invento, van a describirse ahora varios ejemplos de realización, entendiéndose que estos ejemplos no tienen carácter limitativo alguno en cuanto a los modos de realización y a las aplicaciones que pueden hacerse de ellos.

Las figs. 1 y 2 muestran en dos cortes ortogonales un ejemplo de realización del invento, en el cual la pieza móvil a enfriar es un pistón rotativo de máquina térmica.



Las figs. 3 a 5 ilustran el modo de funcionamiento del dispositivo de las figs. 1 y 2.

La fig. 6 representa otro ejemplo de realización del invento en el cual la pieza móvil a enfriar es un pistón oscilante de máquina térmica.

En las figs. 1 y 2, se ha representado esquemáticamente un motor cuyo pistón rotativo está equipado con un dispositivo de enfriamiento perfeccionado según el invento. La fig. 1 muestra este motor en forma de un corte por su plano medio, designado con A-A en la fig. 2; la fig. 2 lo muestra en forma de un corte según el plano B-B de la fig. 1, cuyo plano pasa por el eje de rotación C de su árbol. Este motor se compone en esencia de una pieza fija, un estator 1 con cinco lóbulos cóncavos 2, y dos piezas móviles, un árbol 3 que tiene una excéntrica 4 y un rotor 5 de cuatro lóbulos convexos 6 a 9.

El estator 1 incluye cinco cámaras de compresión 10 adyacentes a la parte central de sus lóbulos 2; esta provisto de segmentos de estanqueidad 11 y tiene, además de órganos tales como válvulas de admisión y de escape, bujías de encendido o inyectoros, órganos que no han sido representados en las figuras, porque son ajenos al invento. La superficie exterior está enfriada por aire o por un líquido. No se ha representado más que el dispositivo de enfriamiento de las partes más cargadas térmicamente, a saber, de los lóbulos 2 y, en particular, de las cámaras de compresión 10.

Las paredes de estas partes están bañadas exteriormente por un líquido contenido en una cavidad circunferencial común 12. La superficie de estas paredes tiene



una red de extensiones 13 constituidas de modo que presenten un gradiente de temperatura, por ejemplo según las patentes de la solicitante citadas más arriba, lo que asegura un buen enfriamiento por ebullición estabilizada.

5 El rotor 5 forma un cuerpo hueco, limitado de una parte por la pared 14 de los cuatro lóbulos 6 a 9, de otra parte por costados 15, 16. Estos llevan segmentos de estanqueidad 17. El rotor incluye cojinetes 18, 19 ajustados sobre la excéntrica 4 del árbol motor 3 y respectivamente solidarios de dos coronas dentadas 20, 21 cuyo engranaje con coronas fijas 22, 23 asegura la cinemática de los movimientos de los lóbulos del rotor en contacto con los lóbulos del estator. En funcionamiento, el rotor gira, en torno de la excéntrica 4 cuatro veces más despacio que el árbol motor 3 y en movimiento retrógrado con relación a éste.

10 El motor está provisto de un dispositivo de enfriamiento del rotor conforme al invento y está constituido como sigue: el espacio interior del rotor está dividido en dos partes por un tabique anular 24 constituido por un tubo ondulado cuyos manguitos tubulares están soldados a piezas anulares 27, 28 unidas a su vez a los costados 15, 16 con interposición de juntas de estanqueidad 29. Estos manguitos pueden estar también soldados directamente a los costados 15, 16. El espacio anular 5a comprendido entre los lóbulos 6 a 9 y el tabique 24 constituye la cavidad de enfriamiento primaria y el espacio 4a limitado por el tabique 24 y la excéntrica 4, la cámara de enfriamiento secundaria, en la cual circula aceite de engrase del motor. La circulación de aceite está asegurada entre el estator 1 y el árbol motor 3 por medios usuales que comprenden en el estator un tubo de entrada 30 y una garganta circular de



5 entrada 31 y luego, en el árbol motor, una canalización de admisión 32, orificios de distribución 33, orificios de recogida 34, una canalización de retorno 35, y de nuevo en el es-
tator una garganta de recogida 36 y una boca de evacuación
37. Al exterior del motor, el circuito de aceite se cierra
de nuevo por un radiador y una bomba, dispositivos no repre-
sentados en la figura. Como lo muestra la fig. 2, los orifi-
cios de distribución 33 y de recogida 34 del lubricante es-
tán, de preferencia, dirigidos en posición en el plano de la
10 mayor excentricidad de la excéntrica 4 y en tal sentido que
las fuerzas centrífugas diferenciales actúen en el sentido
de la circulación impuesta.

15 En funcionamiento, el anillo líquido constituido
por el lubricante 38, alimentado por el chorro giratorio
de los orificios de distribución 33, presenta una velocidad
relativa elevada frente al tabique 24, que constituye la
pared de intercambio entre la cámara de enfriamiento secun-
daria y la cavidad de enfriamiento primaria. Así se asegura
un excelente intercambio de calor sobre la extensa superfi-
cie de las ondulaciones, a pesar de las propiedades térmi-
cas poco favorables del lubricante.
20

25 La constitución según el invento de la cavidad
primaria 5a está representada en el ejemplo elegido para un
funcionamiento a cuatro tiempos del motor. En este caso,
dos de los cuatro lóbulos 7 y 9 aseguran la admisión y
el escape, al paso que los otros dos 6 y 8 efectúan la com-
presión y la expansión. Estos dos últimos, son, pues, los
más cargados térmicamente y, en el ejemplo representado,
la pared interna de la cavidad de intercambio primario
30 no tiene excrecencias macizas más que sobre las partes con-



5 tiguas a estos, lóbulos más cargados. Naturalmente, esta medida de economía supone que al montar el motor, el mecanismo de distribución de los gases ha sido ajustado angularmente con respecto a la posición del rotor. Las excrecencias nacidas de la pared de intercambio primario, designadas con 39, se presentan en forma de nervios de sección sensiblemente triangular, dispuestos con las bases casi juntas, la cavidad primaria está parcialmente llena de un líquido evaporable 40, por ejemplo, agua a la que se ha añadido un agente anticongelante, tal como un alcohol. Se obtienen también buenos resultados con otros líquidos químicamente estables y que presenten, a la presión atmosférica, una temperatura de ebullición próxima a 100° y especialmente, comprendida entre 70° y 140°, por ejemplo, alcohol etílico (78°), tricloretileno (87°) o tetracloretileno (121°). La proporción de relleno es normalmente superior al 50% o al menos se escoge de tal modo que el tabique 24 quede siempre parcialmente en contacto con el líquido en estado de reposo. Por lo demás, se pueden prever, en el interior de la cavidad primaria, deflectores de forma y disposición tales que ningún régimen ciertos elementos de superficie puedan correr el riesgo de quedar desprovistos permanentemente de contacto con el líquido.

20
252 El líquido contenido en la cavidad de enfriamiento primaria experimenta fuerzas de inercia de signo variable en cada dirección radial considerada, debidas a la translación circular del eje del rotor. Estas fuerzas son importantes y especialmente mayores que las que provienen de la gravedad; gobiernan, pues, la distribución del líquido en la cavidad, de tal modo que, en un corte radial consi-



derado, en ciertas fases de movimiento el líquido está completamente presionado contra la pared de intercambio primaria 14, en otras fases contra la pared de intercambio secundaria 24, al paso que en otras fases intermedias, forma con su vapor una emulsión violentamente agitada, La componente alternativa de aceleración es siempre preponderante frente a la fuerza centrífuga resultante de un movimiento de rotación del líquido. Para explicar los fenómenos de intercambio de calor que se producen en la cavidad primaria, bastará, pues, en esencia, tener en cuenta sólo las aceleraciones sufridas por el líquido en el sentido radial y considerar por fin ciertos efectos debidos a dicho movimiento circular del líquido. La explicación se hará con referencia a las figs. 3, 4 y 5, que representan cortes radiales que pasan por la cavidad primaria y su contenido líquido, tomados respectivamente en las tres fases típicas caracterizadas más arriba y en las cuales, respectivamente, el líquido baña la pared de intercambio del lóbulo 6, o baña la pared de intercambio secundario o forma con su vapor una emulsión en el espacio comprendido entre estas dos paredes de intercambio.

La fig. 3 muestra la distribución de las fases líquida 40 y de vapor 41 que se establece cuando la pared del lóbulo 6 empuja al líquido. Los elementos disipadores 39 transmiten entonces un flujo de calor intenso por vaporización local del líquido en sus intervalos 41. Las fuerzas de inercia que aplican el líquido contra la pared, expulsan el vapor así formado hacia la pared de cambio secundario 24, a contacto con la cual se condensa parcialmente

La distribución de las fases líquida y de vapor según la fig. 4 se realiza cuando la pared del lóbulo 6 se



5 aleja del líquido, bañando entonces el líquido la pared de intercambio 24 y enfriándose cediendo calor al lubricante 38. Los elementos disipadores 39, privados de contacto con el líquido, se calientan progresivamente a partir de su base 43. Pero la inercia térmica debida al hecho de que son individualmente macizos retarda el calentamiento de sus extremos 44. De ello resulta que en el ciclo siguiente, al volver a la situación según la fig. 3, el líquido recuperará un contacto inmediato con estos extremos relativamente fríos y que no podrá establecerse un régimen de calefacción al contacto de los elementos 39, incluso si sus bases 43 hubieran alcanzado una temperatura superior a la de crisis de ebullición. Este mecanismo estabilizador, denominado "efecto vapotron" ha sido descubierto por el inventor y ha sido descrito especialmente en su Nota a la Academie des Sciences, presentada el 20 de Julio de 1.964 y titulada "Vaporisation en régime complexe d'un liquide baignant une paroi chaude essentiellement anisotherme"

10
15
20 En la situación ilustrada por la fig. 5 intermedia entre las dos que acaban de describirse, el líquido, sometido a una inversión de las fuerzas dinámicas, debe atravesar la masa de vapor. De ello resulta una emulsión 45 en la cual el líquido condensa vapor y se calienta. La condensación por mezcla de la fase de vapor con la fase líquida muy agitada y mantenida a una temperatura netamente inferior a la del vapor se produce con extrema brusquedad. La combinación de este fenómeno con la ebullición estabilizada sobre la superficie de cambio primaria asegura entre esta pared y el lubricante caloportador que está en contacto con
25
30 la pared de intercambio secundaria, el menor valor de la di-



ferencia de temperatura, independientemente de la distancia entre las dos paredes, y el conjunto de los dos intercambiadores conserva su muy pequeña resistencia térmica total hasta densidades de flujo de calor varias veces superiores a las que pueden realizarse en las máquinas térmicas consideradas por el invento.

En el curso de un ciclo de rotación, la presión que reina en la cavidad estanca sufre variaciones instantáneas: crecimiento en la situación, fig. 3, decrecimiento en la situación, fig. 4 y, sobre todo, en la situación de la fig. 5, pero el valor medio de la presión aumenta con la potencia disipada. Ahora bien, todo aumento de presión tiene por efecto aumentar la eficacia de cada uno de los tipos de cambio empleados; vaporización, condensación y cambio sobre la pared secundaria. El funcionamiento del dispositivo descrito presenta, pues, una estabilidad natural.

Para fijar las ideas, va a apreciarse la magnitud de las presiones y de las temperaturas empleadas para un caso fácilmente realizable. El aceite que constituye el fluido caloportador externo puede ser puesto en circulación por una bomba con un caudal tal que su calentamiento a contacto con la pared de intercambio secundario 24 no rebase en 20° al régimen máximo. Unos medios de enfriamiento exteriores usuales permiten fácilmente mantener su temperatura media, por ejemplo a 70°. Una realización compacta del intercambiador 24, dimensionado según las reglas del arte, permite transmitir un flujo térmico del orden de 10 W/cm² con una diferencia de temperatura que no excede de 30°C. habida cuenta de la gran agitación a su contacto. Por lo tanto, se puede dar por aceptado que la temperatura media del líquido



primario será próxima a 100°. En la cavidad primaria estanca, que no deja más que un espacio muy limitado para la fase gaseosa, el vapor formado sobre la superficie de intercambio primario alcanzará entonces una presión que no será limitada más que por la condensación simultánea en el líquido. Ahora bien, la eficacia de la condensación por mezcla en una emulsión agitada aumenta muy rápidamente con la diferencia de temperatura denominada de sub-saturación, que reina entre el líquido y su vapor y, de hecho, la experiencia muestra que una diferencia de temperatura de 20° asegura una capacidad de condensación, superabundante. En consecuencia, la presión tomará un valor tal que el vapor se forma a una temperatura del orden de 120°, correspondiente a una presión absoluta de 2 a 4 bares si el líquido ha sido elegido como hemos precisado antes. Ahora bien, una sobrepresión media de 1 a 3 bares con relación a la presión atmosférica es justamente del orden de magnitud de la presión usual en la circulación de aceite de una máquina térmica. El tabique 24, pues, no habrá de sufrir un esfuerzo mecánico exagerado y su realización no plantea en estas condiciones un problema difícil.

En lo que se refiere a la pared de intercambio primaria, las dimensiones de sus elementos disipadores presentan un carácter determinante en la eliminación de todo riesgo de calcificación. Para un empleo definido, se conoce el valor nominal de la densidad de flujo térmico a través de la pared de intercambio primaria 6. A partir de este valor, se pueden calcular las dimensiones de dichos elementos en función de la conductividad térmica del metal constitutivo de la pared y de ciertas propiedades físicas



del líquido primario. Las enseñanzas de las patentes cita-
das de la solicitante permiten determinar estas dimensiones
de modo que se obtengan una buena economía y rendimientos bien
adaptados al objeto buscado. Una pared de intercambio así
5 definida, que transmita hasta varias centenas de $1/cm^2$ pre-
senta, al nivel de la superficie ficticia, definida por las
bases 43 de las excrecencias 39, una temperatura estable
que no rebasa más que en algunas decenas de grados la tem-
peratura del vapor producido a su contacto.

10 Agrupando los resultados numéricos expuestos más
arriba para las condiciones que reinan en la cavidad primaria,
de una parte, y en la cámara secundaria, de otra, se puede
sacar la conclusión de que la temperatura máxima en la su-
perficie de intercambio primario permanecerá netamente inferior
15 a 200° y que, en consecuencia, la de la superficie expuesta
a los gases calientes puede seguir siendo del orden de
 200° , incluso en presencia de un flujo de calor muy intenso.
Tal limitación de la temperatura permite mejorar notablemente
las condiciones de funcionamiento del rotor y la conservación
20 del lubricante sobre las superficies frotantes. A este respec-
to, es particularmente favorable que en el motor descrito
los segmentos de estanqueidad 17 se beneficien de un enfria-
miento muy activo a causa de que la vaporización no está
limitada a las excrecencias 39, sino que, en el caso de
25 cargas clovadas, se produce igualmente sobre las partes
de pared interna 46 de los costados, en la proximidad inme-
diata de los segmentos.

30 Queda, por considerar los efectos producidos por
el movimiento general de rotación del líquido 40 en el es-
pacio anular constituido por la cavidad primaria. Este movi-



miento relativo se produce de modo muy turbulento, sobre todo durante todo cambio de régimen y, especialmente, en las aceleraciones. Esta circulación anular del líquido tiene por efecto igualar la temperatura entre los lóbulos sucesivos que en el ejemplo descrito del motor de 4 tiempos sufren cargas térmicas diferentes. Esto asegura una buena regularización de las dilataciones del rotor.

La fig. 6 muestra un ejemplo de aplicación del invento a un pistón oscilante de motor térmico. El fondo 47 de este pistón, que por razones termodinámicas presenta una forma no plana, lleva sobre su cara interna elementos disipadores en forma de excrescencias macizas 39, que pueden obtenerse por moldeo. Exteriormente, este pistón tiene juntas de estanqueidad 48 contenidas en gargantas 49. En el interior, un tapón 50 está unido con el faldón 51 por una soldadura estanca. Este tapón tiene por su exterior los apoyos 52, 53 del eje del pistón 54, asegurando su unión con la biela 55. El espacio cerrado por el tapón 50 constituye la cavidad de intercambio primario. Para hacer más claro el dibujo, no se ha representado el líquido de enfriamiento primario que llena parcialmente esta cavidad y que se evapora periódicamente a contacto con la pared de intercambio 56. La cámara de intercambio secundario está constituida por un serpentín 57 en el cual está asegurada una circulación de aceite por medio de una canalización 58 que atraviesa el eje del pistón 54 y el apoyo 52. Es alimentada por una canalización 59 que pasa por el interior de la biela 55. La extremidad de salida del serpentín entra en el orificio 60 de una cúpula 61 que ocupa el centro del tapón. Desde allí, el aceite se vierte en el carter del



5
10
caracterizado porque al menos una cavidad primaria está parcialmente llena de un líquido que, en equilibrio de presión con su vapor, es vaporizable a la temperatura que alcanza en el funcionamiento normal de la máquina, porque su pared interna comprende, del lado vuelto hacia dicha superficie de entrada del calor en la pieza, al menos una parte provista de una red de excrecencias macizas, y porque esta cavidad primaria está separada de la cámara secundaria próxima por un tabique cuyas caras presentan superficies netamente superiores a su superficie global.

2.- Un dispositivo según el punto 1º, caracterizado porque la altura de dichas excrecencias macizas es inferior a cinco veces la menor de las dimensiones de su base, medida paralelamente a la pared.

15
20
3.- Un dispositivo según el punto 1º, caracterizado porque dicha red de excrecencias macizas está realizada en forma de una red de gargantas, practicadas en la pared interna citada y cuya anchura media es inferior a un tercio de su profundidad b_1 y los elementos de pared que subsisten entre las gargantas poseen, en la dirección transversal a las gargantas, un espesor medio a relacionado con la profundidad de las gargantas y con la conductividad térmica c del material que constituye la pared por la fórmula siguiente:

25
$$b_1 = m \sqrt{a \cdot c}$$

donde b_1 y a están medidos en cm, c en $\frac{W}{cm \cdot \text{grado centigrado}}$ y m es un factor numérico comprendido entre 0,7 y 1,8.

30
4.- Un dispositivo según el punto 1º, caracterizado porque dichas excrecencias macizas tienen bases prácticamente contiguas y una sección que va disminuyendo al menos



sobre una parte sustancial de su altura, yendo de su base a su parte superior; además, están dimensionadas de modo que satisfagan las ecuaciones:

$$b_2 = k c \cdot \frac{\theta}{\phi}$$
$$\frac{s_1}{s_a} = k \cdot \frac{\phi}{p \cdot q}$$

donde s_a y s_1 son respectivamente la superficie de base y la superficie lateral total, c es la conductividad térmica del material que constituye las prolongaciones, q es la densidad crítica de flujo de calor para el líquido a evaporar, a la presión de funcionamiento, θ es la diferencia de temperatura especificada, admitida entre la base y el extremo de las protuberancias, ϕ es la densidad máxima especificada del flujo de calor referida a la superficie de entrada de calor, k es un factor numérico de seguridad, elegido en el margen comprendido entre 1 y 2 y p es un factor numérico de eficacia, elegido en el margen comprendido entre 0,8 y 1,6, estando los valores b_2 , s_a , s_1 , c , θ , ϕ , y q expresados en cualquier sistema de medidas coherente.

5.- Un dispositivo según el punto 1, caracterizado porque el líquido de enfriamiento primario se elige entre los líquidos químicamente estables a la temperatura alcanzada en el funcionamiento y que presenten una temperatura de ebullición próxima a la admisible para el líquido de enfriamiento secundario.

6.- Un dispositivo según el punto 1, caracterizado porque el líquido de enfriamiento primario se elige entre los líquidos químicamente estables a la temperatura alcanzada en el funcionamiento y que presenten, a la presión



atmosférica normal, una temperatura de ebullición comprendida entre 70 y 140^o.

5 7.-Un dispositivo según el punto 1, caracterizado porque la o las cavidades primarias están llenas a más del 50% de líquido de enfriamiento primario.

10 8.- Un dispositivo según el punto 1, caracterizado porque la o las cavidades primarias tienen elementos de guía del líquido constituidos y dispuestos de tal modo que, durante el funcionamiento, ninguna de las superficies de intercambio primario o secundario quede permanentemente desprovista de contacto con el líquido de enfriamiento.

15 9.- Un dispositivo según el punto 1, caracterizado porque la o las cavidades primarias están separadas de la cámara secundaria por un tabique delgado ondulado.

10.- Un dispositivo según el punto 1, caracterizado porque la cámara secundaria está constituida por un serpentín colocado en el interior de la cavidad primaria.

20 11.- Un dispositivo según uno cualquiera de los puntos precedentes, caracterizado porque posee una sola cámara primaria constituida por el espacio interior de varios lóbulos o del conjunto de todos los lóbulos del rotor de un motor térmico de pistón rotativo multilobular y una sola cámara secundaria en contacto con la cámara primaria.

25 12.- Un dispositivo según el punto 11, caracterizado porque la cámara secundaria está constituida por un tubo metálico de pared ondulada y porque el líquido de enfriamiento entra en esta cámara por distribuidores que giran con el árbol del motor.

30 13.- Un dispositivo de refrigeración indirecta de piezas móviles de máquinas térmicas sometidas a aceleraciones variables en el tiempo.



Tal y como se ha descrito en la memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y para los fines que se han especificado.

La presente memoria consta de veintitres hojas escritas a máquina por una sola cara.

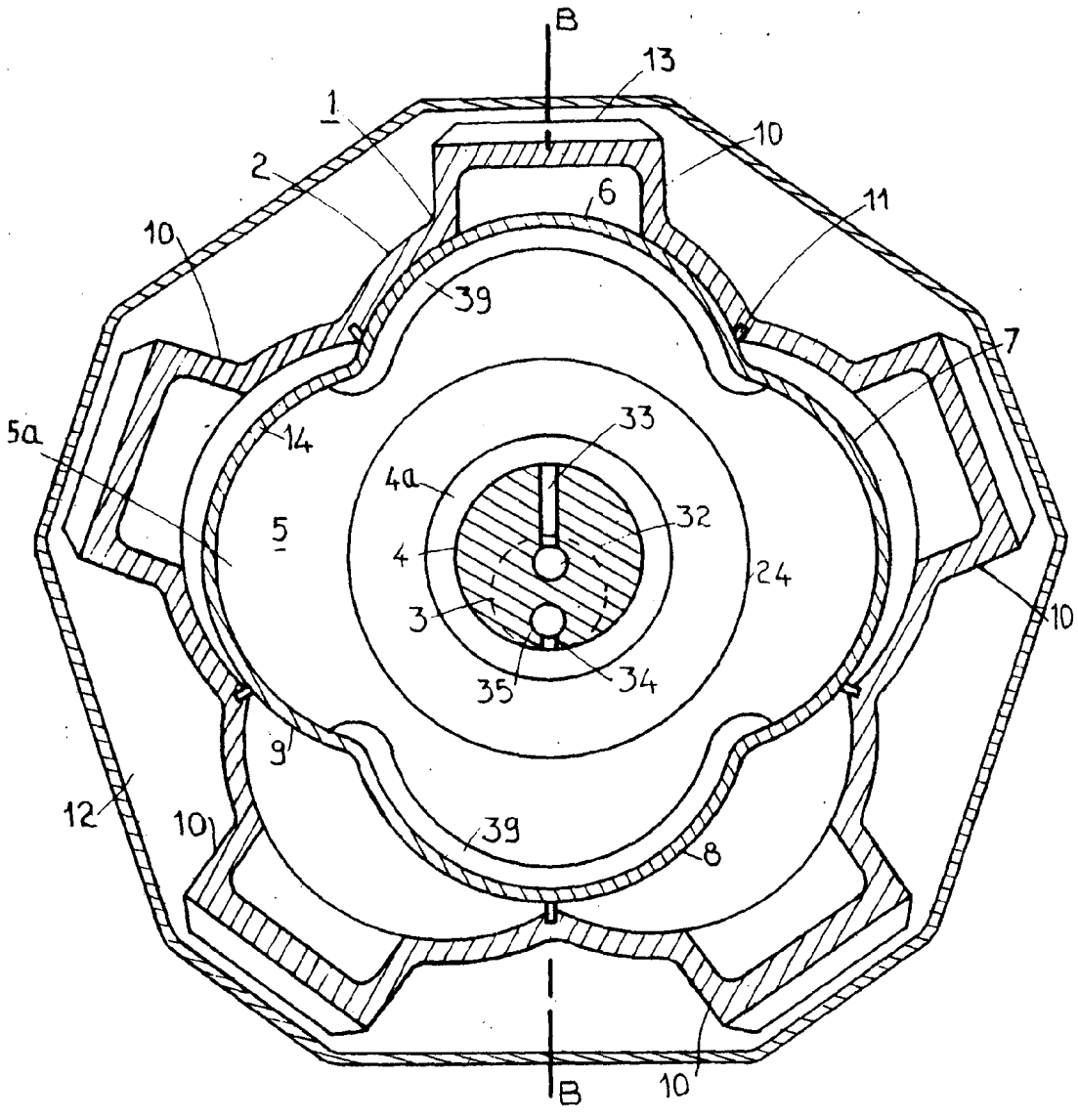
Madrid, 09 MAY.

P.A.

5



FIG 1



Handwritten signature or initials.

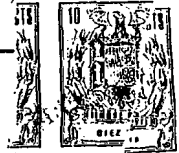
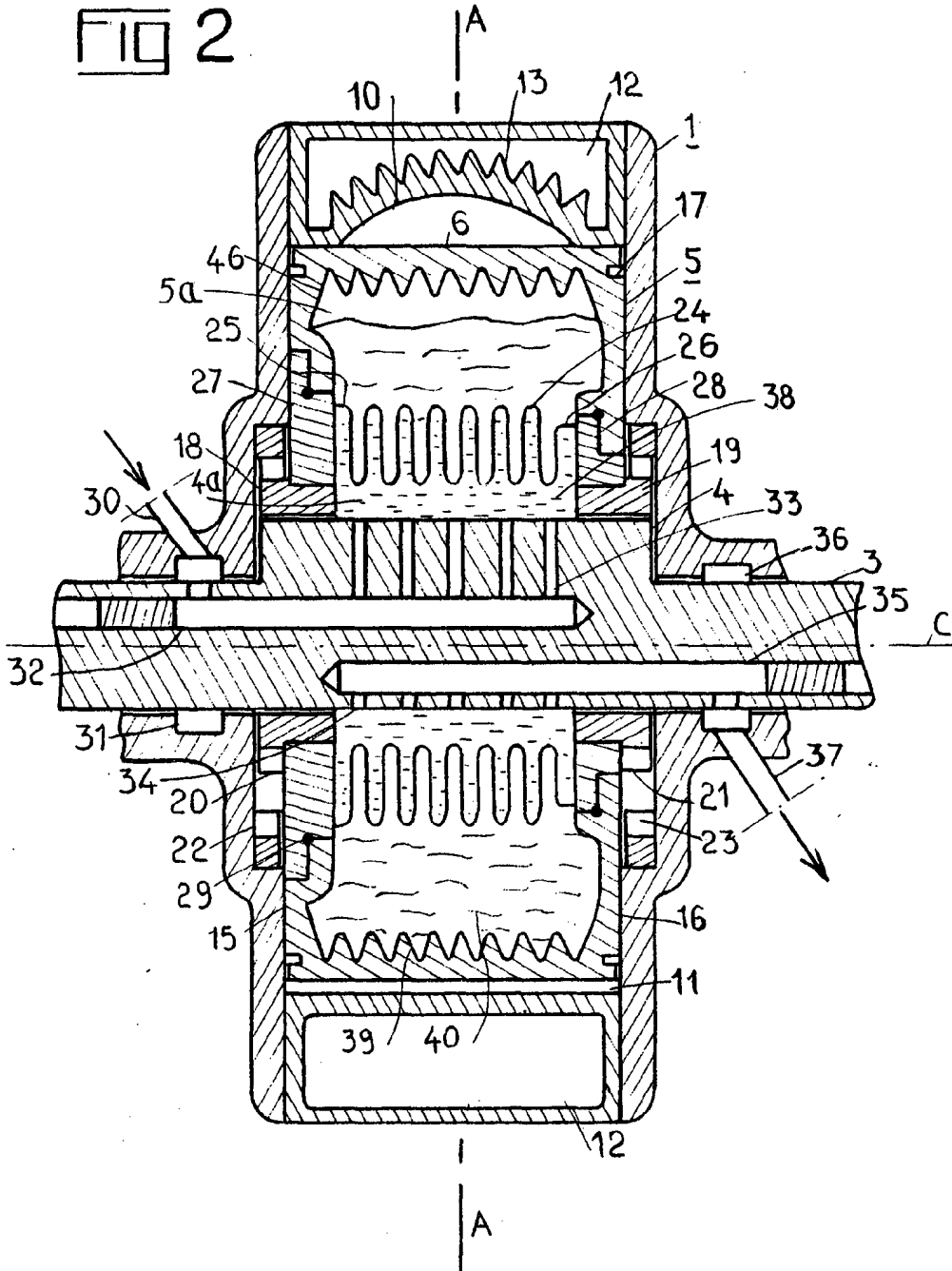


FIG 2



Handwritten signature or initials.



FIG 3

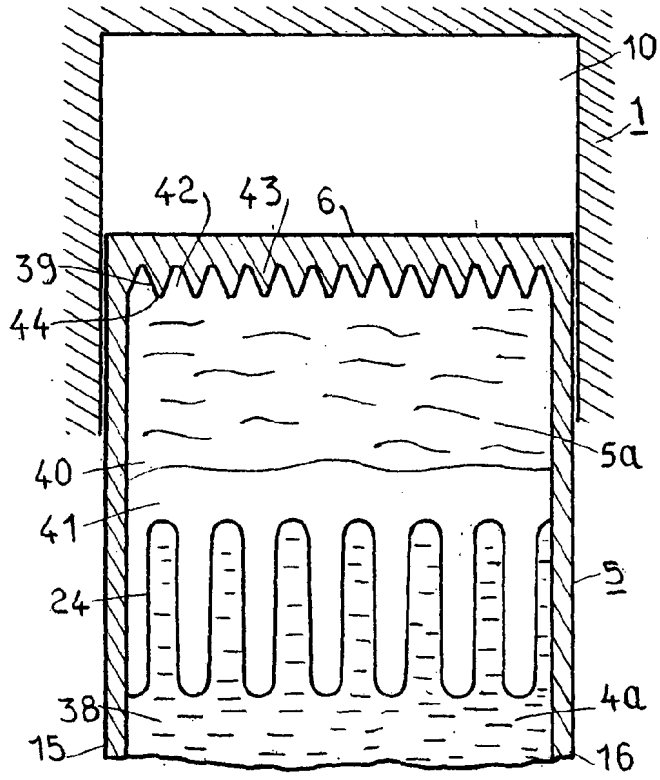
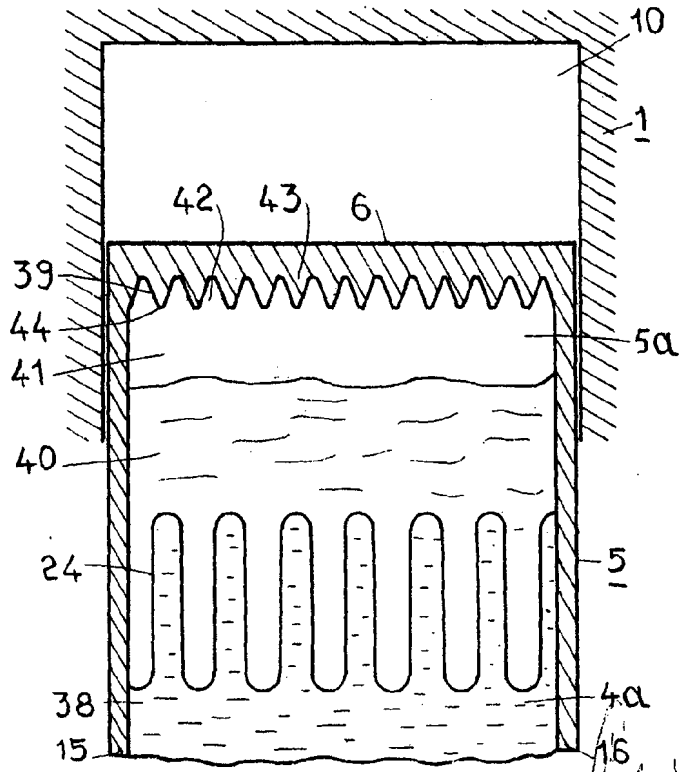


FIG 4



Handwritten signature or initials.



FIG 5

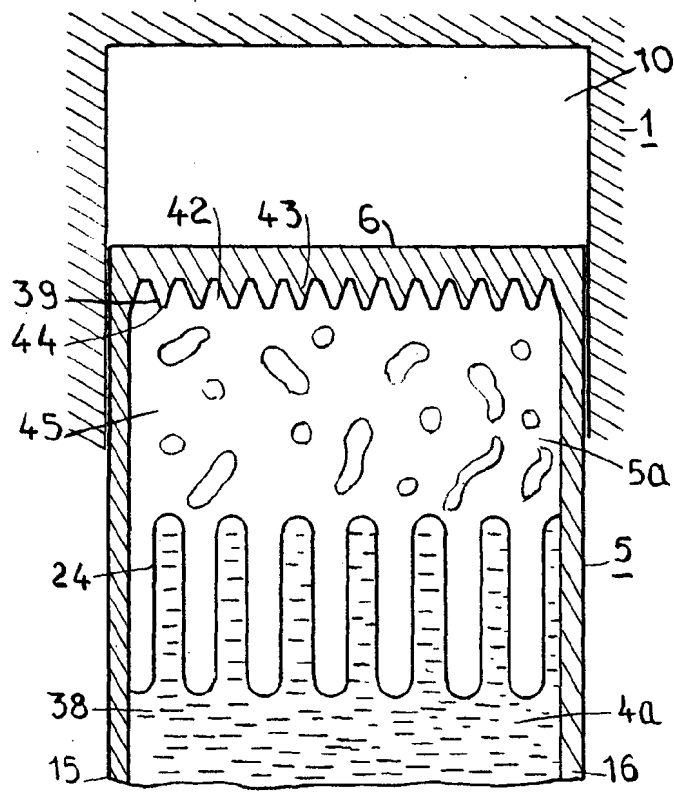
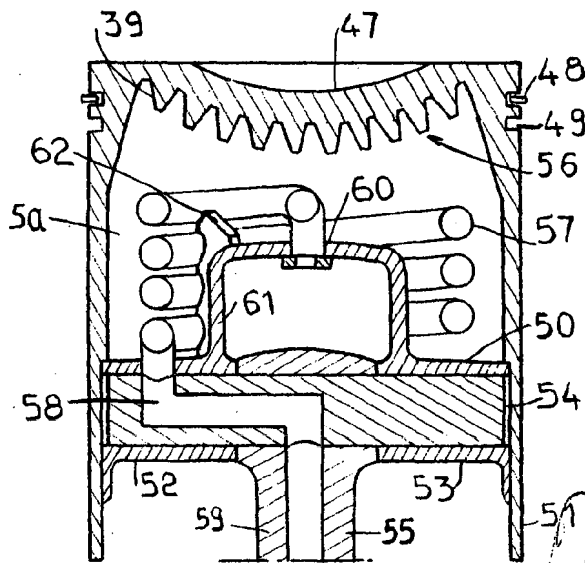


FIG 6



Handwritten signature or initials.