



MINISTERE DES AFFAIRES ECONOMIQUES

NUMERO DE PUBLICATION : 1009829A3

NUMERO DE DEPOT : 09500744

Classif. Internat. : F01C

Date de délivrance le : 07 Octobre 1997

Le Ministre des Affaires Economiques,

Vu la Convention de Paris du 20 Mars 1883 pour la Protection de la propriété industrielle;

Vu la loi du 28 Mars 1984 sur les brevets d'invention, notamment l'article 22;

Vu l'arrêté royal du 2 Décembre 1986 relatif à la demande, à la délivrance et au maintien en vigueur des brevets d'invention, notamment l'article 28;

Vu le procès verbal dressé le 08 Septembre 1995 à 14H30 à l'Office de la Propriété Industrielle

ARRETE:

ARTICLE 1.- Il est délivré à : HITACHI LTD
6, Kanda Surugadai 4-chome, Chiyoda-ku, TOKYO(JAPON)

représenté(e)(s) par : VOSSWINKEL Philippe, GEVERS Patents S.A., Brussels Airport
Bus. Park-Holidaystr. 5-1831 DIEGEM.

un brevet d'invention d'une durée de 20 ans, sous réserve du paiement des taxes annuelles, pour : MACHINE A VIS POUR FLUIDE A SEC.

INVENTEUR(S) : Tsuru Seiji, 4014-10, Hitana, Tsuchiura-shi (JP); Okita Junji, 17-12, Baraki-2-chome, Ishioka-shi (JP)

PRIORITE(S) 09.09.94 JP JPA 6215565

ARTICLE 2.- Ce brevet est délivré sans examen préalable de la brevetabilité de l'invention, sans garantie du mérite de l'invention ou de l'exactitude de la description de celle-ci et aux risques et périls du(des) demandeur(s).

Bruxelles, le 07 Octobre 1997
PAR DELEGATION SPECIALE :

L. WILMIS
CONSEILLER

"Machine à vis pour fluide à sec"

La présente invention est relative à une machine à vis pour fluide à sec (sans huile) dans laquelle un rotor mâle et un rotor femelle tournent en relation de prise, sans contact l'un avec l'autre, avec
5 un très petit espacement maintenu entre eux, cette machine à vis pour fluide à sec convenant parfaitement bien pour améliorer la performance à de faibles coûts.

Afin de maintenir un espacement entre deux rotors au niveau optimal, on a proposé une méthode telle
10 que décrite dans la publication non examinée de modèle d'utilité japonais n° 3-77084, dans laquelle chaque rotor est façonné par usinage de telle sorte que son diamètre extérieur (c'est-à-dire sa périphérie extérieure)
15 re) va en s'amincissant du côté aspiration vers le côté déchargement suivant une distribution axiale de déformation thermique du rotor. Toutefois, dans cette méthode, bien que l'espacement entre le rotor puisse être maintenu petit au cours du fonctionnement, aucune considération n'est donnée quant à l'espacement entre chaque
20 rotor et l'enveloppe.

Par conséquent, il y a une éventualité que la périphérie extérieure de chaque rotor et la surface intérieure de l'enveloppe puissent entrer en contact
25 mutuellement du fait d'une déformation résiliente du rotor (se développant, par exemple, lors de l'application d'une force centrifuge due à un déséquilibre ou lors de l'application d'une pression de gaz dans les rainures de filetage du rotor), d'un jeu et d'une
30 déformation résiliente des paliers, d'une différence

dans le taux de déformation thermique entre chaque rotor et l'enveloppe, etc.

Pour éviter ce contact, il s'est avéré nécessaire de réduire le degré d'usinage du rotor dans la configuration conique. Toutefois, si ce degré d'usinage est réduit, la déformation thermique du rotor ne peut pas être compensée d'une façon satisfaisante, de sorte que la performance est abaissée d'une manière désavantageuse.

Compte tenu de la déformation thermique, on a proposé une méthode telle que celle décrite dans la publication non examinée de brevet japonais n° 4-358785, dans laquelle une pointe est formée sur le filetage à une partie d'extrémité de celui-ci dans une direction circonférentielle (c'est-à-dire la direction de la largeur du filet). Toutefois, dans cette méthode les influences conférées par la distribution axiale de la déformation thermique du rotor ne sont pas prises en considération.

Un but de la présente invention est de prévoir une machine à vis pour fluide à sec qui peut être produite à de faibles coûts et dans laquelle non seulement un espacement entre les rotors mais également un espacement entre chaque rotor et l'enveloppe au cours du fonctionnement soient maintenus à des niveaux optimums respectifs.

Un autre but de l'invention est de prévoir une machine à vis pour fluide à sec dans laquelle la différence de température de chaque rotor à vis entre le côté aspiration et le côté déchargement est réduite, de telle sorte que le degré de conicité du rotor puisse être réduit.

Pour réaliser les objectifs susmentionnés, une machine à vis pour fluide à sec de la présente invention est construite de la manière suivante :

- 3 -

- (1) deux rotors sont façonnés de telle sorte que leur diamètre extérieur soit réduit en vue du taux de déformation résiliente au cours du fonctionnement de la machine à vis pour fluide à sec et une pointe est formée sur l'arête du filetage d'au moins un des deux rotors.
- (2) Les diamètres de l'arête et du fond de rainure du filetage de chaque rotor sont plus grands du côté aspiration des rotors qu'à leur côté déchargement à la température ambiante et la distance entre le sommet de la pointe et l'axe d'un rotor est constante.

Une première caractéristique de la présente invention est que chacun des deux rotors est façonné de telle sorte que son diamètre extérieur soit réduit en vue de ou compte tenu du taux de dilatation thermique au cours du fonctionnement et la distance entre le sommet de la pointe et l'axe d'un de ces rotors est déterminée de manière à compenser au moins le taux de déformation résiliente des deux rotors, l'importance du jeu et le taux de déformation résiliente des paliers supportant les deux rotors et le taux de déformation thermique de la périphérie intérieure (diamètre) de l'enveloppe au cours du fonctionnement.

Une seconde caractéristique de l'invention est que chacun des deux rotors est façonné de telle sorte que son diamètre extérieur soit réduit compte tenu du taux de dilatation thermique du rotor, le taux de dilatation thermique du côté aspiration de chaque rotor étant déterminé sur la base de la température du rotor au cours du fonctionnement sans charge de la machine tandis que le taux de dilatation thermique du côté aspiration de chaque rotor est déterminé sur la base de la température du rotor au cours du fonctionnement avec charge.

Une troisième caractéristique de l'invention est qu'un trou pour écouler un fluide de refroidissement est formé dans au moins l'un des deux rotors le long de l'axe de celui-ci, et en vue de ce refroidissement, les diamètres de l'arête et du fond de rainure du filetage du rotor ainsi que la distance entre le sommet du bout et l'axe de ce rotor, sont déterminés.

Suivant la présente invention, il est préférable du point de vue de la dilatation thermique que chacun des rotors soit fait en un matériau d'un faible coefficient de dilatation thermique tel que de la fonte ductile à haute teneur en nickel.

D'autres détails et particularités de l'invention ressortiront de la description ci-après, donnée à titre d'exemple non limitatif et en se référant aux dessins annexés, dans lesquels :

La figure 1 est une vue montrant la configuration de rotors à vis avec une pointe réalisée suivant la présente invention.

La figure 2 est une vue en coupe transversale verticale d'un filet du rotor mâle.

La figure 3 est une vue agrandie représentant la pointe.

La figure 4 est une vue montrant une construction globale d'une forme de réalisation avantageuse du compresseur à vis de l'invention.

Une forme de réalisation avantageuse de la présente invention sera à présent décrite en se référant aux figures 1 à 4.

La figure 4 montre la configuration de rotors mâle et femelle 1 et 2 en détail, la figure 3 montre la configuration d'une dent ou d'un lobe du filetage du rotor mâle 1, tel que représenté dans une direction perpendiculaire à son axe, la figure 3 montre la configuration d'une pointe sur l'arête du filet à une échelle agrandie et la figure 4 montre une construction globale

d'un compresseur à vis à sec (sans huile) suivant l'invention ainsi qu'un système d'huile de refroidissement des rotors.

Sur la figure 4, le rotor mâle 1 et le rotor femelle 2 sont supportés de façon rotative par des paliers 4 et sont logés dans une enveloppe 13 d'une manière telle que leurs filetages coopèrent l'un avec l'autre. Des engrenages de distribution 15 sont montés respectivement sur les extrémités (parties d'arbre) des rotors mâle et femelle 1 et 2 et les rotors mâle et femelle 1 et 2 coopèrent l'un avec l'autre avec un petit jeu (d'environ 0,06 mm le long du cercle primitif au cours du fonctionnement) et un couple de commande est transmis du rotor mâle 1 au rotor femelle 2. Un trou de refroidissement de rotor 11 est formé dans chacun des rotors mâle et femelle 1 et 2 le long de leur axe et chaque rotor est refroidi par une injection d'huile de refroidissement dans le trou de refroidissement 11 à partir d'un ajutage 19. L'huile de refroidissement fait partie de l'huile de lubrification des paliers 14 et des engrenages de distribution 15 et est alimentée par une pompe à huile 17 provenant d'un réservoir à huile 16 vers un réfrigérant d'huile 18 dans lequel l'huile de refroidissement est refroidie et ensuite l'huile de refroidissement ainsi refroidie est injectée dans chaque trou de refroidissement de rotor 11 par l'extrémité d'arbre du côté déchargement 10 du rotor. Ensuite, l'huile de refroidissement ainsi injectée pour refroidir chaque rotor est déchargée de l'extrémité d'arbre du côté aspiration 9 du rotor et est renvoyée au réservoir d'huile 16.

Au cours du fonctionnement du compresseur, l'air entre par une chambre de fonctionnement (qui est formée par les filetages des rotors mâle et femelle 1 et 2 et la surface intérieure de l'enveloppe 13) du côté aspiration 9 par un orifice d'aspiration d'air formé

- 6 -

dans l'enveloppe 13 et est comprimé par la rotation des deux rotors 1 et 2 à température et pression élevées et est déchargé du côté déchargement 10 par un orifice de déchargement formé dans l'enveloppe 13. L'enveloppe 13
5 est refroidie par une chemise à eau 20.

Au cours du fonctionnement, l'air est chauffé à haute température par la chaleur de compression et, par conséquent, les deux rotors 1 et 2 sont chauffés par l'air de telle sorte que la température des deux rotors
10 soit supérieure du côté déchargement que du côté aspiration. Par exemple, au cours du fonctionnement d'un compresseur à deux stades ayant une pression de déchargement de $7 \text{ kg/cm}^2\text{G}$, la température des rotors est d'environ 60°C plus élevée du côté déchargement que du
15 côté aspiration (en unités Celsius). Par conséquent, le taux de déformation thermique des deux rotors augmente progressivement du côté aspiration vers le côté déchargement. Par conséquent, les deux rotors sont façonnés d'une manière telle que les diamètres du fond en forme
20 de rainure et de l'arête du filet de chacun des deux rotors diminuent progressivement du côté aspiration vers le côté déchargement pour former une configuration conique de manière à compenser la différence de taux de déformation thermique entre le côté aspiration et le
25 côté déchargement. La pointe est formée sur la périphérie extérieure d'au moins un des deux rotors. La distance entre le sommet de la pointe et l'axe d'un rotor est déterminée de telle sorte que l'espace entre les deux rotors soit uniforme du côté aspiration au côté
30 déchargement. La distance entre le sommet de la pointe et l'axe du rotor est réglée à une valeur telle que la pointe ne sera pas mise en contact avec le rotor d'accouplement du fait de la déformation thermique à la température du rotor en cours de fonctionnement. La
35 largeur de la pointe est sensiblement plus petite que le diamètre du rotor et la pointe dépasse légèrement de

l'arête du filetage et même, si la pointe est amenée au contact de la surface intérieure de l'enveloppe 14 du fait d'une déformation ou déviation thermique, elle peut s'user par une force de faible intensité. Par conséquent, l'espacement entre la périphérie extérieure de chacun des deux rotors et l'enveloppe 13 est maintenu à une valeur minimale au cours du fonctionnement du compresseur. Par exemple, la largeur de la pointe est d'environ 0,5 mm et la hauteur de la pointe depuis l'arête du filet est d'environ 0,2 mm du côté déchargement 10. L'espacement entre la périphérie extérieure de chaque rotor et l'enveloppe dépend de différents facteurs comme la déformation thermique du rotor, la déformation thermique de l'enveloppe, la déviation due à la force centrifuge agissant sur le rotor (on pense que le taux de déformation résiliente du rotor au cours du fonctionnement est de 1/10.000 de la longueur totale du rotor), la déviation due à la différence de pression sur les rotors ainsi que le jeu et la déformation résiliente des paliers supportant les rotors. Toutefois, avec une légère usure de la pointe, cet espacement est maintenu au niveau optimum suivant l'état de fonctionnement effectif. Par conséquent, toute fuite d'air par cet espacement peut être réduite au minimum et le rendement du compresseur s'en voit ainsi amélioré. D'autre part, l'arête du filet de chaque rotor n'entrera pas en contact avec l'enveloppe 13 et le degré de conicité suffisant peut être maintenu en toute sécurité. Chaque rotor et la pointe peuvent être réalisés respectivement en des matériaux différents. Par exemple, la pointe peut être faite d'un matériau plus sensible à l'usure que le matériau utilisé pour le rotor et l'enveloppe.

La figure 1 montre la configuration des rotors mâle et femelle 1 et 2 représentés à la figure 4 et l'arête 4, 7 et le fond en forme de rainure 5, 8 du

filet de chacun des deux rotors sont coniques ou convergents du côté aspiration 9 vers le côté déchargement 10. La distance entre le sommet de la pointe 3, 6 et l'axe de chaque rotor est constante du côté aspiration 9 au
5 côté déchargement 10.

La figure 2 représente la configuration d'une dent du filet du rotor mâle 1 telle que représentée dans la direction perpendiculaire à son axe. Sur la figure 2, le trait plein représente une dent du côté décharge-
10 ment 12a à la température ambiante et le trait mixte représente une dent du côté aspiration 12b à la température ambiante. La distance entre le sommet de la pointe 3 sur la dent du côté déchargement 12a et l'axe du rotor est égale à la distance entre le sommet de la pointe 3
15 sur la dent du côté aspiration 12b et l'axe du rotor et, par conséquent, la hauteur de la pointe 3 depuis l'arête du filet du rotor est plus grande à l'endroit de la dent du côté déchargement 12a qu'à l'endroit de la dent du côté aspiration 12b. La figure 3 montre la configura-
20 tion de la pointe 3 à une échelle agrandie.

Pour façonner ou former le filetage des rotors par usinage, on détermine d'abord les températures des rotors sous diverses conditions d'utilisation (comme dans une utilisation avec charge et une utilisation sans
25 charge) et ensuite on détermine la température maximale du filet des rotors du côté aspiration 9 et la température maximale du filet des rotors du côté déchargement 10 et on détermine l'intensité d'alimentation d'un outil de coupe pour façonner le filet des rotors sur la base
30 du taux de dilatation thermique (par rapport à l'état à la température ambiante) à la température du rotor maximale. Ensuite, le rotor est façonné tout en modifiant cette alimentation linéairement du côté aspiration 9 au côté déchargement 10. Dans ce cas, la pointe 3 est
35 formée sur la périphérie extérieure du filet du rotor dans une étape ou un procédé séparé d'une manière telle

que la distance entre le sommet de la pointe 3 et l'axe du rotor soit constante du côté aspiration 9 au côté déchargement 10. La distance entre le sommet de la pointe 3 et l'axe du rotor est déterminée de telle sorte
5 que la pointe n'entre pas en contact avec le fond en forme de rainure du filet du rotor d'accouplement. Afin que la pointe 3 ne soit pas entièrement usée, on détermine le diamètre intérieur de la partie logeant les rotors de l'enveloppe 13 compte tenu de la dilatation
10 thermique des rotors au cours du fonctionnement du compresseur, de la déformation résiliente des rotors du fait d'un déséquilibre résiduel de ceux-ci, du jeu radial et de la déformation résiliente des paliers 14, etc.

15 Dans cette forme de réalisation, les diamètres de l'arête et du fond en forme de rainure du filet des rotors varient linéairement du côté aspiration 9 au côté déchargement 10, de telle sorte que la différence entre ces diamètres soit constante du côté aspiration au côté
20 déchargement. Toutefois, la différence entre les diamètres de l'arête et du fond en forme de rainure du filet des rotors peut varier en fonction de la position dans la direction de l'axe du rotor et chacun de ces diamètres peut varier non pas linéairement mais suivant
25 une courbe analogue à la courbe de la distribution de température axiale du rotor.

Dans la forme de réalisation susmentionnée, dans l'état d'utilisation, l'espacement entre les deux rotors est maintenu au niveau optimum et de même l'espa-
30 cement entre chaque rotor et l'enveloppe est maintenu au niveau optimum grâce à la présence de la pointe sur la crête ou l'arête du filet de rotor. Par conséquent, toute fuite d'air par ces espacements est réduite de sorte que le rendement du compresseur peut être amélioré.
35 Avec cet agencement, par exemple, le rendement adiabatique global peut être amélioré d'environ 5 %

comparativement à la machine usuelle. Même lorsque la température des rotors n'atteint pas le niveau déterminé par le modèle des rotors coniques, l'usure de la pointe sur chaque rotor diminue simplement et l'espacement
5 entre chaque rotor et l'enveloppe est maintenu au niveau optimal.

Le degré d'usure de la pointe au cours du fonctionnement peut être réduit en façonnant préalablement le diamètre extérieur de la pointe en une forme
10 déterminée en vue de la déviation du rotor, du jeu et de la déformation résiliente des paliers, de la déformation thermique de l'enveloppe, etc. En agissant de la sorte, la fiabilité peut être accrue.

Dans la forme de réalisation susmentionnée, la
15 différence entre les diamètres de l'arête et du fond en forme de rainure du filet du rotor est rendue constante du côté aspiration 9 au côté déchargement 10 et le façonnage de la pointe dans la direction de la largeur est effectué simultanément avec le façonnage du rotor.
20 En agissant de la sorte, le rotor peut être façonné en utilisant un type d'outil de coupe et par conséquent le coût de production s'en voit réduit.

Dans la forme de réalisation précitée, le diamètre de l'arête du filet de chacun des rotors mâle
25 et femelle 1 et 2 de même que le diamètre du fond de rainure du filet des rotors peuvent être modifiés à un taux constant en fonction de la position dans la direction axiale. En agissant de la sorte, chaque rotor peut être façonné à la configuration conique en augmentant le
30 taux d'alimentation de l'outil de coupe à vitesse constante en fonction de la position dans la direction axiale et, par conséquent, la production du rotor peut être réalisée facilement.

Un trou peut être formé dans au moins un des
35 rotors mâle et femelle le long de leur axe, auquel cas un fluide de refroidissement s'écoule dans ce trou par

l'extrémité côté déchargement du rotor et est déchargé de l'extrémité côté d'aspiration du rotor. Avec cette construction, la différence de température du rotor entre le côté aspiration et le côté déchargement peut
5 être réduite et le degré de conicité peut être réduit et, par conséquent, le rendement est moins affecté même lorsque la distribution de température du rotor est modifiée due à un changement de l'état d'utilisation. De la sorte, le rendement élevé peut être réalisé de
10 façon stable.

Avantageusement, les rotors sont faits en un matériau ayant un coefficient de dilatation thermique linéaire de pas plus de $6 \times 10^{-6}/K$, comme de la fonte ductile à haute teneur en nickel. Avec l'utilisation
15 d'un tel matériau, le taux de dilatation thermique des rotors est réduit et, par conséquent, l'influence d'une erreur dans l'estimation de la température des rotors peut être réduite, l'espacement optimal pouvant également être obtenu plus aisément au cours du fonctionne-
20 ment.

Si les rotors sont réalisés en acier inoxydable, la fiabilité vis-à-vis des facteurs de corrosion dans l'air comprimé est accrue.

REVENDICATIONS

1. Machine à vis pour fluide à sec comprenant :

- 5 - une paire de rotors mâle et femelle du type à vis (1 et 2) logés à rotation dans une enveloppe (13), ces deux rotors (1 et 2) étant rotatifs en relation de prise, sans contact l'un avec l'autre, les diamètres d'une arête (4, 7) et d'un fond en forme de rainure (5, 8) d'un filet de chacun de ces deux rotors étant
10 plus grands du côté basse température dudit rotor que de son côté haute température et la température de chacun de ces deux rotors étant plus élevée de ce côté haute température que du côté basse température au cours du fonctionnement de la machine susdite ; et
- 15 - une pointe (3) formée sur l'arête (4, 7) du filet d'au moins un des deux rotors susdits sur une zone allant du côté haute température au côté basse température, la distance entre le sommet de la pointe (3) et l'axe de ce rotor étant constante depuis le
20 côté haute température jusqu'au côté basse température.

2. Machine à vis pour fluide à sec suivant la revendication 1, dans laquelle la différence entre les diamètres de l'arête (4, 7) et du fond de rainure (5, 8)
25 du filet de chacun des rotors mâle et femelle (1, 2) est constante du côté haute température dudit rotor au côté basse température de celui-ci, la température de chacun de ces deux rotors étant plus élevée du côté haute température que du côté basse température au cours du
30 fonctionnement de la machine précitée.

3. Machine à vis pour fluide à sec comprenant :

- 35 - une paire de rotors mâle et femelle du type à vis (1, 2) logés à rotation dans une enveloppe (13), ces deux rotors (1, 2) étant en relation de prise, sans contact l'un avec l'autre, et les diamètres d'une

- 13 -

arête (4, 7) et d'un fond de rainure (5, 8) du filet de chacun de ces deux rotors étant plus grands du côté aspiration dudit rotor que de son côté déchargement ; et

- 5 - une pointe (3) formée sur la crête (4, 7) du filet d'au moins un de ces deux rotors, la distance entre le sommet de la pointe (3) et l'axe de ce rotor étant constante du côté aspiration au côté déchargement.

10 4. Machine à vis pour fluide à sec comprenant :

- une paire de rotors mâle et femelle du type à vis (1, 2) supportés à rotation à leurs extrémités opposées par des paliers (14), ces deux rotors pouvant tourner à l'intérieur d'une enveloppe en relation de prise, sans contact l'un avec l'autre et chacun de ces deux rotors étant préalablement façonné de telle sorte que leur diamètre extérieur soit réduit en vue du taux de dilatation thermique au cours de l'utilisation de la machine susdite ; et
- 15 - une pointe (3) formée sur l'arête (4, 7) du filet d'au moins un de ces deux rotors, la distance entre le sommet de cette pointe (3) et l'axe de ce rotor étant déterminée de manière à compenser au moins le taux de déformation résiliente de ces deux rotors, l'importance du jeu et le taux de déformation résiliente des paliers (14) supportant les deux rotors ou le taux de déformation thermique de la périphérie intérieure de l'enveloppe (13) au cours du fonctionnement.

30 5. Machine à vis pour fluide à sec comprenant :

- une paire de rotors mâle et femelle du type à vis (1, 2) logés à rotation dans une enveloppe (13), ces deux rotors pouvant tourner en relation de prise, sans contact l'un avec l'autre, chacun de ces deux rotors étant préalablement façonné de telle sorte que leur
- 35

- diamètre extérieur soit réduit en vue du taux de dilatation thermique dudit rotor, le taux de dilatation thermique du côté aspiration de chaque rotor étant déterminé sur la base de la température du rotor au cours d'un fonctionnement sans charge de la machine tandis que le taux de dilatation thermique du côté déchargement de chaque rotor est déterminé sur la base de la température du rotor au cours d'un fonctionnement avec charge ; et
- 5 - une pointe (3) formée sur l'arête (4, 7) du filet d'au moins un des deux rotors susdits, la distance entre le sommet de la pointe (3) et l'axe de ce rotor étant constante du côté aspiration au côté déchargement.
- 10 6. Machine à vis pour fluide à sec suivant l'une quelconque des revendications 3 à 5, dans laquelle la différence entre les diamètres de l'arête (4, 7) et du fond de rainure (5, 8) du filet de chacun des rotors mâle et femelle est constante du côté aspiration au côté déchargement.
- 15 20 7. Machine à vis pour fluide à sec comprenant :
- une paire de rotors mâle et femelle du type à vis (1, 2) logés à rotation dans une enveloppe (13), ces deux rotors pouvant tourner en relation de prise, sans contact l'une avec l'autre, et chacun de ces deux rotors étant préalablement façonné de telle sorte que leur diamètre extérieur soit réduit en vue du taux de déformation thermique au cours d'une utilisation de la machine précitée ; et
 - une pointe (3) formée sur l'arête (4, 7) du filet d'au moins un des deux rotors susdits, la largeur de la pointe (3) étant sensiblement plus petite que le diamètre de ce rotor et la pointe dépassant de l'arête du filet de ce rotor d'une valeur déterminée
- 25 30 35

en vue de la déformation thermique au cours du fonctionnement.

8. Machine à vis pour fluide à sec suivant l'une quelconque des revendications 1 à 7, dans laquelle
5 le diamètre de l'arête (4, 7) du filet de chacun des deux rotors susdits ainsi que le diamètre du fond de rainure (5, 8) de leurs filets, varient à un taux constant dans la direction de l'axe des rotors.

9. Machine à vis pour fluide à sec suivant
10 l'une quelconque des revendications 1 à 8, dans laquelle un trou pour l'écoulement d'un fluide de refroidissement est formé dans au moins l'un des rotors mâle et femelle (1, 2) susdits le long de son axe.

10. Machine à vis pour fluide à sec comprenant :
15

- une paire de rotors mâle et femelle du type à vis (1, 2) supportés chacun à rotation à leurs extrémités opposées par des paliers (14), les diamètres de l'arête (4, 7) et du fond de rainure (5, 8) du filet
20 de chacun de ces deux rotors diminuant linéairement du côté aspiration desdits rotors à leur côté déchargement à la température ambiante et la différence entre les diamètres de la crête (4, 7) et du fond de rainure (5, 8) du filet de chacun des deux rotors
25 étant constante du côté aspiration au côté déchargement ;
- des engrenages de distribution (15) montés respectivement sur l'une des extrémités de ces deux rotors de telle sorte que les deux rotors puissent tourner en
30 relation de prise, sans contact l'un avec l'autre ;
- une enveloppe (15) contenant les deux rotors, les paliers (14) et les engrenages de distribution (15) susdits ; et
- une pointe (3) formée sur l'arête (4, 7) de chacun
35 des deux rotors, la distance entre le sommet de la

- 16 -

pointe et l'axe du rotor associé étant constante du côté aspiration au côté déchargement.

11. Machine à vis pour fluide à sec suivant l'une quelconque des revendications 1 à 10, dans laquelle chacun des deux rotors est réalisé en un matériau ayant un coefficient de dilatation thermique linéaire de pas plus de $6 \times 10^{-6}/K$.

12. Machine à vis pour fluide à sec suivant l'une quelconque des revendications 1 à 10, dans laquelle chacun des deux rotors est fait d'acier inoxydable.

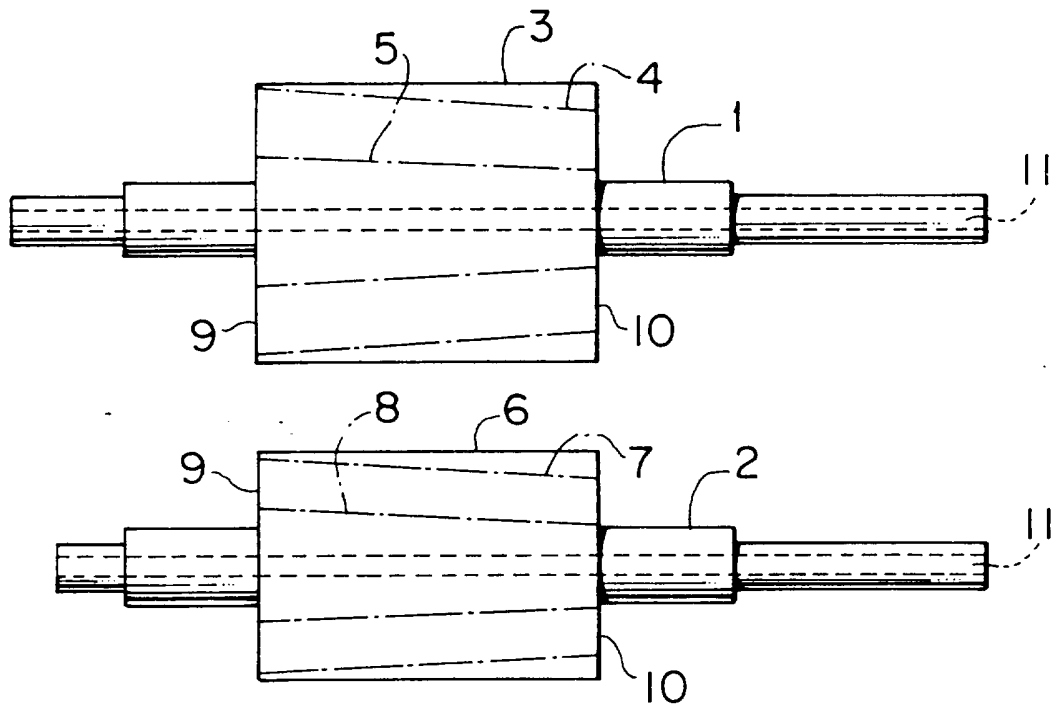
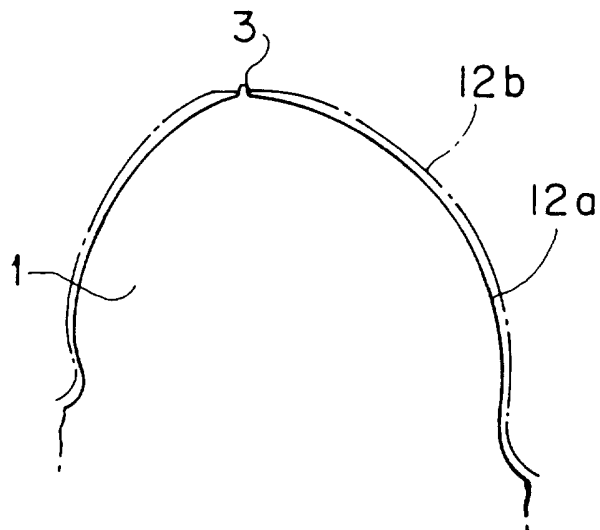
FIG. 1**FIG. 2**

FIG. 3

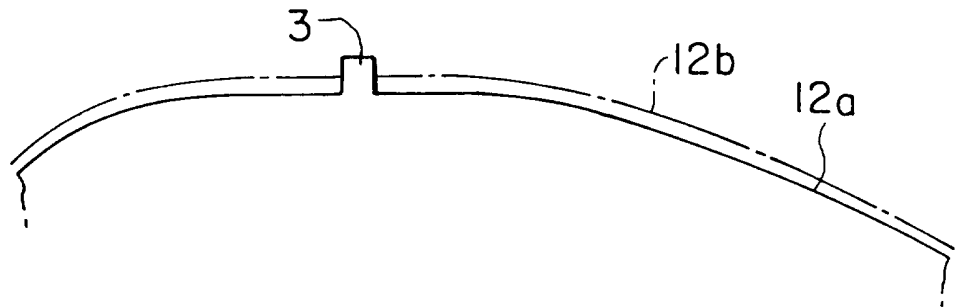
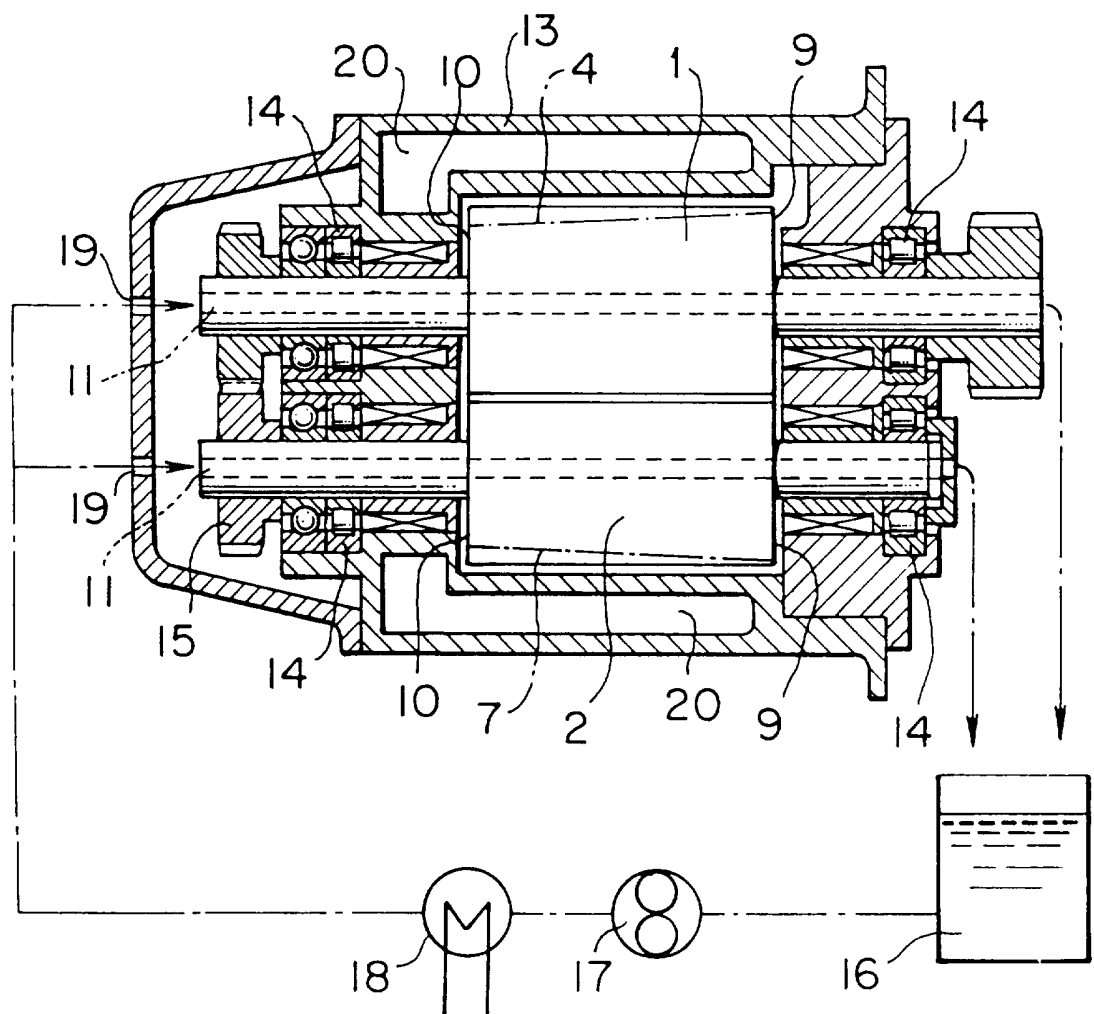


FIG. 4





Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE

établi en vertu de l'article 21 § 1 et 2
de la loi belge sur les brevets d'invention
du 28 mars 1984

Numero de la demande
nationale

BO 5730
BE 9500744

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int.Cl.6)
X	EP 0 104 265 A (HITACHI, LTD.)	1-8,10	F01C1/16
Y	* le document en entier *	9	

Y	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 14, no. 91 (M-938) [4034] , 20 Février 1990 & JP 01 301975 A (BROTHER IND. LTD.), 6 Décembre 1989, * abrégé *	9	

X	US 4 475 878 A (KASUYA ET AL.)	1-8,10	
	* le document en entier *		

A	US 4 695 233 A (MIYOSHI ET AL.)	1-12	
	* le document en entier *		

			DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int.Cl.6)
			F01C F04C
Date d'achèvement de la recherche		Examineur	
16 Avril 1997		DIMITROULAS, P	
CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES			
X : particulièrement pertinent à lui seul		T : théorie ou principe à la base de l'invention	
Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie		E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date	
A : arrière-plan technologique		D : cité dans la demande	
O : divulgation non-écrite		L : cité pour d'autres raisons	
P : document intercalaire			
		A : membre de la même famille, document correspondant	

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET BELGE NO.**

BO 5730
BE 9500744

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche visé ci-dessus.
Lesdits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du
Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets.

16-04-1997

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
EP 104265 A	04-04-84	AUCUN	
US 4475878 A	09-10-84	AUCUN	
US 4695233 A	22-09-87	AUCUN	