



CONFÉDÉRATION SUISSE
OFFICE FÉDÉRAL DE LA PROPRIÉTÉ INTELLECTUELLE

① CH 669 641 A5

⑤ Int. Cl.⁴: F 04 D 17/12
F 04 D 29/00

Brevet d'invention délivré pour la Suisse et le Liechtenstein
Traité sur les brevets, du 22 décembre 1978, entre la Suisse et le Liechtenstein

⑫ **FASCICULE DU BREVET** A5

⑲ Numéro de la demande: 4982/86

⑳ Date de dépôt: 15.12.1986

㉑ Priorité(s): 08.01.1986 FR 86 00180

㉒ Brevet délivré le: 31.03.1989

㉓ Fascicule du brevet
publié le: 31.03.1989

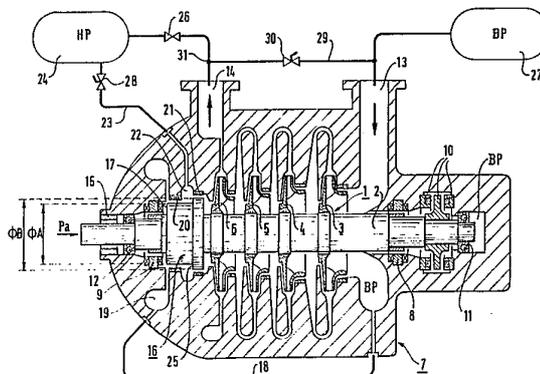
㉔ Titulaire(s):
ALSTHOM, Paris Cedex 16 (FR)

㉕ Inventeur(s):
Mech, Christian, L'Isle Adam (FR)
Merigoux, Jean-Marie, Palaiseau (FR)

㉖ Mandataire:
CGE Alsthom (Suisse) S.A., Rorschlikon

⑤④ **Turbomachine.**

⑤⑦ La turbomachine comprend un rotor (1) comportant un arbre (2) muni de quatre roues (3 à 6) et un stator (7) entourant le rotor et comportant une extrémité basse pression munie d'un orifice (13) et une extrémité haute pression munie d'un orifice (14). L'arbre a une première extrémité située dans le stator et soumise à l'une des deux pressions et une seconde extrémité sortant du stator à travers un joint d'étanchéité (15). Un piston d'équilibrage axial (16) est situé sur l'arbre à l'intérieur du stator et ses deux faces opposées sont soumises à des pressions différentes. Le piston est étagé sur deux diamètres distincts (\varnothing_A , \varnothing_B), un dispositif d'étanchéité (20, 21) étant disposé au niveau de chaque diamètre du piston entre le piston et le stator. Une cavité intermédiaire (22) interne au stator est aménagée entre les deux dispositifs d'étanchéité (20, 21) et une conduite (23) relie la cavité intermédiaire à une capacité (24) liée à la haute pression. Une vanne d'isolement (26) permet d'obturer la communication entre la capacité (24) et l'orifice (14) de l'extrémité correspondante du stator.



REVENDEICATIONS

1. Turbomachine du type comprenant un rotor (1) comportant un arbre (2) muni d'au moins une roue (3 à 6) et un stator (7) entourant le rotor et comportant une extrémité basse pression munie d'un orifice (13) et une extrémité haute pression munie d'un orifice (14), ledit arbre ayant une première extrémité située dans le stator et soumise à l'une des deux dites pressions et une seconde extrémité sortant du stator à travers un joint d'étanchéité (15), turbomachine comprenant un piston d'équilibrage axial (16) situé sur l'arbre à l'intérieur du stator et dont deux faces opposées sont soumises à des pressions différentes, caractérisée en ce que ledit piston est étagé sur deux diamètres distincts (\varnothing_A , \varnothing_B), un dispositif d'étanchéité (20, 21) étant disposé au niveau de chaque diamètre du piston entre le piston et le stator, une cavité intermédiaire (22) interne au stator étant aménagée entre les deux dispositifs d'étanchéité (20, 21), en ce qu'une conduite (23) relie ladite cavité intermédiaire à une capacité (24) liée à ladite haute pression et en ce qu'une vanne d'isolement (26) permet d'obturer la communication entre ladite capacité et l'orifice de l'extrémité correspondante du stator.

2. Turbomachine selon la revendication 1, caractérisée en ce que ladite capacité à haute pression (24) est constituée par le circuit auquel est relié l'orifice de l'extrémité haute pression du stator, ladite conduite (23) reliant la cavité intermédiaire (22) à ladite capacité (24) étant reliée à cette capacité au-delà de ladite vanne d'isolement (26), étant considéré que l'orifice haute pression est situé en deçà de ladite vanne.

3. Turbomachine selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisée en ce que ladite conduite (23) reliant la cavité intermédiaire à ladite capacité est munie d'une vanne (28) de régulation de pression.

4. Turbomachine selon l'une des revendications précédentes, caractérisée en ce qu'une conduite de by-pass (29) munie d'un clapet pilote (30) relie l'extrémité basse pression (13) à l'extrémité haute pression (14) avant ladite vanne d'isolement (26).

DESCRIPTION

La présente invention concerne une turbomachine du type comprenant un rotor comportant un arbre muni d'au moins une roue et un stator entourant le rotor et comportant une extrémité basse pression munie d'un orifice et une extrémité haute pression munie d'un orifice, ledit arbre ayant une première extrémité située dans le stator et soumise à l'une des deux dites pressions et une seconde extrémité sortant du stator à travers un joint d'étanchéité, turbomachine comprenant un piston d'équilibrage axial situé sur l'arbre à l'intérieur du stator et dont deux faces opposées sont soumises à des pressions différentes.

On sait que, dans ce genre de machine, il existe un « effet de fond » qui est un effort axial supporté par une butée. Dans le cas particulier d'un compresseur centrifuge à une roue et dont l'arbre comporte une première extrémité dans le stator du côté de la basse pression et dont l'autre extrémité, extérieure au stator, est soumise à la pression atmosphérique, cet effort axial F est alors schématiquement donné par la relation :

$$F = (p_o - p_a) S_1 - (p_f - p_o) S_2$$

relation dans laquelle p_o représente la basse pression, p_f la haute pression, p_a la pression atmosphérique, S_1 la section de l'arbre au niveau de l'étanchéité de sortie d'arbre et S_2 la section différentielle entre la section correspondant à l'entrée dans la roue, côté basse pression, et la section du piston d'équilibrage.

En choisissant correctement le diamètre du piston d'équilibrage, on peut ainsi faire en sorte que cet effet de fond supporté par la butée soit acceptable. Cependant, à l'arrêt de la machine, le piston d'équilibrage n'a plus d'effet car, très rapidement, p_f et p_o s'équilibrent pour s'établir à une pression de circuit p_c , et l'on a alors

$F = (p_c - p_a) S_1$, effort qui peut être très important si la pression du circuit p_c est très élevée.

Cela conduit à prévoir un dimensionnement de butée non pas calculé pour le fonctionnement de la machine à son régime nominal, mais au contraire lors de ses mises en marche ou arrêts; cela peut conduire aussi à une impossibilité d'utilisation de butées à gaz ou magnétiques qui n'acceptent que des charges modérées, ainsi qu'à une limitation de l'emploi des machines en porte à faux ou à paliers intégrés.

La présente invention a pour but de pallier cet inconvénient et a pour objet une turbomachine du type défini ci-dessus, caractérisée en ce que ledit piston d'équilibrage est étagé sur deux diamètres distincts, un dispositif d'étanchéité rotatif étant disposé au niveau de chaque diamètre du piston entre le piston et le stator, une cavité intermédiaire interne au stator étant aménagée entre les deux dispositifs d'étanchéité, en ce qu'une conduite relie ladite cavité intermédiaire à une capacité liée à ladite haute pression et en ce qu'une vanne d'isolement permet d'obturer la communication entre ladite capacité et l'orifice de l'extrémité correspondante du stator.

On va maintenant donner la description d'un exemple particulier de mise en œuvre de l'invention en se référant au dessin annexé dans lequel :

la figure unique montre un compresseur centrifuge selon l'invention.

Le compresseur représenté sur la figure comprend un ensemble mobile ou rotor 1 comportant un arbre 2 muni de quatre roues centrifuges 3, 4, 5 et 6. Cet ensemble mobile est situé à l'intérieur d'un stator 7 et est supporté dans ce stator par deux paliers magnétiques 8 et 9, et sa position axiale est fixée par une butée magnétique double 10. Il est muni en outre de deux paliers auxiliaires à billes 11 et 12.

Le stator 7 comporte une extrémité basse pression constituant, dans l'exemple particulier décrit, l'entrée ou l'aspiration, munie d'un orifice d'aspiration 13, et une extrémité haute pression, ou refoulement, munie d'un orifice de refoulement 14.

Comme on le voit sur la figure, l'extrémité de l'arbre située à droite, c'est-à-dire du côté aspiration, est située à l'intérieur du stator 7 et est soumise à la pression d'aspiration, tandis que l'extrémité de l'arbre située à gauche, du côté de la haute pression, traverse le stator à travers un joint d'étanchéité 15 et est soumise à la pression extérieure.

Du côté de l'extrémité haute pression, au-delà de la dernière roue 6, l'arbre 2 porte un piston d'équilibrage 16 dont la face 17 la plus éloignée de l'extrémité basse pression 13 est soumise à cette basse pression par une canalisation 18 reliant l'extrémité basse pression à une capacité 19 communiquant avec cette face 17.

Le piston d'équilibrage 16 est étagé sur deux diamètres distincts \varnothing_A et \varnothing_B dont le plus grand, \varnothing_B , est situé du côté du piston le plus proche de l'extrémité basse pression.

Un dispositif d'étanchéité, respectivement 20 et 21, est situé au droit de chacun de ces deux diamètres \varnothing_A et \varnothing_B du piston 16, entre le piston et le stator. Une cavité intermédiaire 22 du stator est située entre ces deux étanchéités. Cette cavité est reliée par une conduite 23 à une capacité à haute pression 24 constituée, par exemple, par le circuit haute pression auquel est relié l'orifice de refoulement 14. Ainsi, l'épaulement 25 reliant les deux diamètres du piston est soumis à la pression de ce circuit haute pression 24.

La sortie haute pression 14 est munie d'une vanne d'isolement 26 permettant d'obturer l'extrémité haute pression.

L'orifice d'aspiration 13 est relié à un circuit basse pression 27 dans lequel aspire le compresseur.

En fonctionnement, la vanne 26 est ouverte, la basse pression à l'aspiration est par exemple de 30 bar et la haute pression au refoulement de 60 bar. Tout se passe comme si l'on avait un piston d'équilibrage 16 de diamètre \varnothing_A soumis à la basse pression de 30 bar. Le labyrinthe 21 est soumis des deux côtés à la même pression — haute pression de 60 bar — et ne joue donc aucun rôle en fonctionnement normal de la machine.

Lors de la commande d'arrêt du compresseur, la vanne 26 est fermée et très rapidement la pression de refoulement en amont de la vanne décroît pour arriver à la valeur de la pression de l'aspiration voisine de 30 bar à l'arrêt.

Cependant, grâce au labyrinthe 21, la cavité intermédiaire 22 se maintient à la haute pression voisine de 60 bar pendant toute la durée du ralentissement jusqu'à l'arrêt.

On bénéficie donc ainsi d'un gain de pression proche de $60 - 30 \text{ bar} = 30 \text{ bar}$, qui s'exerce sur la surface de l'épaulement 25, générant une force s'opposant à l'effet de fond.

Compte tenu du diamètre de l'arbre, il suffit de calculer convenablement la surface de cet épaulement 25, donc les diamètres \varnothing_A et \varnothing_B , pour que l'effort axial sur la butée 10 soit raisonnable.

Si on calcule l'effort axial F en prenant, comme dans le cas de l'art antérieur cité, l'hypothèse d'un compresseur centrifuge à une seule roue, on obtient la relation :

$$F = S_1 (p_o - p_a) - S_{BA} (p_f - p_o) - S_3 (p_f - p_o)$$

relation dans laquelle p_o est la pression d'aspiration, p_f la pression de refoulement et p_a la pression atmosphérique, S_1 la section de l'arbre au niveau de l'étanchéité, S_{BA} la section différentielle entre la section du piston de diamètre \varnothing_A et la section du piston de diamètre \varnothing_B , et

S_3 la section différentielle entre la section d'aspiration et la section du piston de diamètre \varnothing_B .

D'après cette relation, on voit qu'à l'arrêt le terme $S_3 (p_f - p_o)$ s'annule rapidement à cause de la décroissance rapide de p_f , tandis que le terme $S_{BA} (p_f - p_o)$ reste sensiblement constant, car la face 25 du piston est toujours soumise à une pression voisine de p_f (haute pression).

Le dispositif s'applique également pour soulager la butée au démarrage à condition de disposer d'un circuit haute pression 24. Si le circuit sur lequel est installé le compresseur n'est pas naturellement en pression, il suffit de disposer d'une capacité auxiliaire à haute pression contenant le volume nécessaire de fluide sous pression pour assurer le démarrage.

La conduite 23 peut être munie d'une vanne 28 de régulation de pression commandée en fonction de la mesure de la poussée axiale, permettant ainsi de moduler la pression dans la cavité intermédiaire 22.

De même, on peut avoir un circuit de by-pass 29 muni d'une vanne ou d'un clapet pilote 30 reliant l'aspiration au refoulement en 31 avant la vanne d'isolement 26 et permettant d'éviter le pompage dans la séquence transitoire de démarrage ou d'arrêt.

