



L'invention concerne un carter de turbine pour turbocompresseur équipant un moteur à explosion ou moteur à combustion interne à mouvement alternatif.

5 La turbine du turbocompresseur est entraînée par l'énergie des gaz d'échappement du moteur à combustion interne, de façon que la force motrice de ces gaz fasse tourner une soufflerie montée coaxialement avec la turbine. L'air comprimé par la soufflerie est ainsi envoyé au système d'admission du moteur de manière à augmenter sa puissance de sortie.

10 Les systèmes à surcompression selon l'art antérieur sont représentés sur les figures 1 à 3 dans lesquelles les mêmes références désignent les mêmes parties.

Le système à surcompression de la figure 1 est très largement utilisé. Dans ce système, les gaz d'échappement d'un moteur a passent dans un tuyau d'échappement d conduisant à une turbine b et se détendent dans cette turbine b en fournissant un travail faisant tourner une soufflerie c. La soufflerie c évacue l'air comprimé qui repasse à son tour dans le moteur a par un passage d'admission e. Dans le système à sur-  
20 compression ci-dessus, le carter de turbine est de type à buse fixe de sorte que, du point de vue de la puissance du moteur, la surcompression est limitée à un niveau donné. Par suite, le turbocompresseur est conçu de façon qu'on obtienne un point  
25 d'adaptation pour les grandes vitesses. L'utilisation du turbocompresseur dans d'autres zones de vitesses conduit à une compression insuffisante du volume d'air, de sorte que les performances du moteur se dégradent.

Dans le système à surcompresseur, selon l'art antérieur, du type représenté sur la figure 2, le point d'adaptation entre le moteur a et le système de surcompression est  
30 choisi pour correspondre aux vitesses basses et moyennes, de manière à éviter les inconvénients du système à surcompresseur de la figure 1. Quand le débit des gaz d'échappement augmente et que par suite la surcompression augmente trop aux grandes  
35 vitesses, une partie de ces gaz d'échappement est évacuée dans l'atmosphère environnante par un passage de dérivation g branché entre l'entrée et la sortie de la turbine b, de manière à la court-circuiter et à déboucher dans un orifice d'évacuation f, ce qui permet ainsi de protéger le moteur a contre des compres-  
40 sions excessives à grandes vitesses. Cependant, dans ce système

on évacue les gaz d'échappement dans l'atmosphère en court-circuitant la turbine b, de sorte que les pertes d'énergie sont élevées et que les performances du moteur se dégradent aux grandes vitesses.

5 Le système de surcompression, selon l'art antérieur, représenté sur la figure 3, est équipé de buses à palettes 4 destinées à régler l'angle d'admission du gaz de manière à maintenir un niveau constant de compression sans être obligé de dériver les gaz d'échappement pour court-circuiter la turbine

10 b. Le système de commande de l'angle des buses à palettes h est de construction très complexe, ce qui rend le système de surcompression très coûteux. Pour éviter cet inconvénient, on a proposé l'utilisation d'un système dans lequel on commute des spirales de buses sans palettes. Cependant, le système devient alors du

15 type général à pression statique, de sorte qu'il devient impossible d'utiliser des impulsions à basse vitesse. De plus, ce système conduit à des interférences d'échappement dégradant les performances du moteur.

En général, les moteurs à combustion interne

20 multi-cylindres à mouvement alternatif, équipés de turbo-compresseurs, sont très sujets aux interférences d'échappement. Ainsi, lorsqu'on dessine une tubulure d'échappement, il faut faire très attention à ne pas dégrader les performances du moteur. Pour résoudre ce problème qui se pose en particulier lorsque la compression est inférieure à la pression des gaz d'échappement ou lorsque le moteur n'est que partiellement chargé, on a proposé l'utilisation d'un système de surcompression dans lequel la tubulure d'échappement conduisant à la roue de turbine, est divisée en

25 deux ou plusieurs branches de façon que des cylindres se trouvant dans des temps d'explosion adjacents ne s'échappent pas dans la même branche et qu'on puisse ainsi éviter les interférences d'échappement.

L'invention a pour but de résoudre les problèmes ci-dessus en créant un carter de turbine pour turbocompresseur,

35 caractérisé en ce qu'il comprend une première spirale disposée radialement vers l'intérieur et entourant le pourtour d'une roue de turbine, cette spirale étant divisée par une cloison en deux passages de gaz d'échappement disposés dans la direction axiale de l'arbre de la roue de turbine, de façon que les gaz d'échappement du moteur soient divisés en deux débits séparés passant

40

dans les passages ci-dessus pour atteindre la roue de turbine, une seconde spirale disposée radialement vers l'extérieur et comportant un passage de gaz unique destiné à diriger les gaz d'échappement vers la roue de turbine, et un dispositif de soupape de commande destiné à contrôler le débit des gaz d'échappement du moteur passant dans la seconde spirale.

Ainsi, selon l'invention, pour éviter les interférences d'échappement dans une spirale lorsqu'on utilise une buse variable sans palette, on dirige les gaz d'échappement du moteur vers la roue de turbine par l'intermédiaire d'une première spirale dirigée radialement vers l'intérieur et divisée en deux passages dans la direction axiale de la roue de turbine, ce qui permet d'utiliser très efficacement les impulsions d'échappement. Quand le débit devient élevé aux grandes vitesses de rotation, les pulsations des gaz d'échappement sont réduites et le débit des gaz d'échappement atteint une valeur pratiquement constante. De plus, la pression d'admission devient plus élevée que la pression des gaz d'échappement, ce qui réduit les perturbations par interférences d'échappement. Par suite, l'utilisation, selon l'invention, d'une seconde spirale située radialement vers l'extérieur définissant un passage unique sur toute sa longueur de manière à présenter une moins grande résistance au débit des gaz d'échappement, est très avantageuse du point de vue du rendement de la turbine.

Ainsi le carter de turbine selon l'invention, est muni d'une seconde spirale disposée radialement vers l'extérieur, en plus de la première spirale disposée radialement vers l'intérieur. De cette façon, lorsque le débit des gaz d'échappement du moteur devient élevé, ces gaz se trouvent automatiquement dirigés de manière à passer non seulement dans la première spirale située radialement vers l'intérieur, mais également dans la seconde spirale située radialement vers l'extérieur. En d'autres termes, le volume de spirale de la turbine augmente beaucoup. De plus, les première et seconde spirales sont associées pour coopérer de manière à ne produire aucune détérioration de rendement de la turbine pour n'importe quelle condition de fonctionnement de cette turbine.

Le principal avantage de l'invention est ainsi de créer un carter de turbine pour turbocompresseur permettant au prix d'une construction très simple, de maintenir le rendement

de surcompression à un niveau prédéterminé tout en utilisant l'énergie des gaz d'échappement indépendamment des variations faisant passer ceux-ci d'un faible débit à un fort débit lorsque le moteur passe d'une faible vitesse à une vitesse élevée.

5 L'invention a pour autre avantage de créer une structure de spirale permettant d'obtenir une spirale adaptée aux faibles débits lorsque le débit des gaz d'échappement est faible et que les pulsations de ces gaz sont fortes, mais permettant également d'utiliser une spirale à grande section trans-  
10 versale, en plus de la première spirale ci-dessus, lorsque le débit des gaz d'échappement est élevé et atteint, par conséquent le débit maximal constant.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention apparaîtront plus clairement à la lecture de la descrip-  
15 tion détaillée qui suit d'un certain nombre de réalisations préférées représentées sur les dessins ci-joints, dans lesquels :

- les figures 1 à 3 représentent des systèmes de surcompression selon l'art antérieur,
- la figure 4 est un schéma destiné à expliquer  
20 le fonctionnement d'un moteur à six cylindres équipé d'un turbo-compresseur,
- la figure 5 est une vue en coupe d'une première forme de réalisation de carter de turbine de turbocompresseur selon l'invention,
- 25 - la figure 6 est une vue en coupe effectuée dans la direction A de la figure 5,
- la figure 7 est une vue de dessous effectuée dans la direction B de la figure 6,
- la figure 8 est une vue en coupe effectuée  
30 dans la direction C de la figure 6,
- la figure 9 est une vue en coupe effectuée dans la direction D de la figure 6,
- la figure 10 est une vue en coupe effectuée dans la direction E de la figure 6,
- 35 - la figure 11 est une vue de face, schématique, d'une seconde forme de réalisation de l'invention équipée d'un orifice de sortie destiné à évacuer les gaz d'échappement dans l'atmosphère environnante,
- la figure 12 est une vue de face, en coupe,  
40 d'une troisième forme de réalisation de l'invention dans laquelle

une première spirale communique avec une seconde spirale,

- la figure 13 est une vue en coupe effectuée dans la direction F de la figure 12,

5 - la figure 14 est une vue en coupe effectuée dans la direction G de la figure 12,

- la figure 15 est une vue en coupe effectuée dans la direction H de la figure 12,

- la figure 16 est une vue en coupe effectuée dans la direction I de la figure 12,

10 - la figure 17 est une vue de face d'une quatrième forme de réalisation de l'invention, tout à fait semblable à celle de la troisième forme de réalisation sauf le fait qu'elle comporte un volet monté sur charnière entre les deux spirales,

15 - la figure 18 est une vue de face, en coupe, de cette dernière forme de réalisation,

- la figure 19 est une vue en coupe effectuée dans la direction J de la figure 18,

- la figure 20 est une vue en coupe effectuée dans la direction K de la figure 18, et

20 - la figure 21 est une vue en coupe effectuée dans la direction L de la figure 18.

Sur toutes ces figures, les mêmes références désignent les mêmes parties.

Comme on peut le constater sur la figure 4, 25 pour éviter les interférences d'échappement, les cylindres 2a à 2c du moteur 1 s'échappent dans un premier tuyau d'échappement 3a tandis que les cylindres 2d à 2f s'échappent dans un second tuyau d'échappement 3b. Les gaz d'échappement passent dans les premier et second tuyaux d'échappement 3a et 3b pour parvenir 30 au carter de turbine 5 du turbocompresseur 4 de façon que la rotation de la roue de turbine entraîne une soufflerie 6 coaxiale avec la turbine. L'air 7 est comprimé et pulsé par la soufflerie 6 pour être admis dans les cylindres 2a à 2f.

Dans la première forme de réalisation de l'in- 35 vention représentée sur les figures 5 à 10, le carter de turbine 5 est muni d'un premier orifice d'admission de gaz 10a et d'un second orifice d'admission de gaz 10b, séparés par une cloison 9 montée dans la direction axiale d'une roue de turbine 8, et sont reliés respectivement aux premier et second tuyaux d'échap- 40 pement 3a et 3b, comme on peut mieux le voir sur la figure 8.

Les premier et second orifices d'admission de gaz 10a et 10b communiquent respectivement avec les premières spirales 13a, 13b isolées de manière étanche aux gaz par une cloison 11 et dirigeant les gaz d'échappement vers une première partie de buse 12 débouchant à la périphérie de la roue de turbine 8 comme on peut mieux le voir sur la figure 5. Une seconde spirale 15 comportant un passage unique, entoure les premières spirales 13a, 13b et communique à la fois avec les deux orifices d'admission de gaz 10a et 10b de façon que les gaz d'échappement qui en sortent se combinent et soient dirigés vers une seconde partie de buse 14 débouchant à la périphérie de la roue de turbine 8.

Les premières spirales 13a et 13b sont utilisées quand le débit de gaz est faible. Quand le moteur est partiellement chargé, c'est-à-dire quand ce moteur n'est alimenté que par une faible quantité de carburant, le débit de gaz est faible de même que l'énergie effectivement développée. Cependant, même lorsque le débit est faible le rendement de surcompression doit être maintenu à un niveau prédéterminé. Pour cela l'angle au centre  $\alpha$  de la première partie de buse 12 des premières spirales 13a et 13b est d'environ  $180^\circ$ , comme indiqué sur la figure 6, de manière à réduire les pertes de la pompe, car la seconde spirale 15 est vide lorsque le débit des gaz d'échappement passant dans les spirales séparées 13a, 13b est faible.

Un dispositif de soupape de commande 16 (voir figure 6) est prévu au voisinage des deux orifices d'admission de gaz 10a et 10b de façon que les gaz d'échappement puissent passer soit simplement dans les deux spirales 13a, 13b soit à la fois dans les deux spirales 13a, 13b et dans la seconde spirale 15. Comme on peut le voir sur les figures 5 et 6, une tige 19 du dispositif de soupape de commande 16 est associée, par une tige de liaison 18, à un bloc de commande 17 constitué par un diaphragme se déplaçant en fonction de la pression d'admission, et par un ressort de rappel.

Par suite, en réponse à la pression d'admission, le dispositif de soupape de commande 16 fonctionne de manière à fermer ou à ouvrir la seconde spirale 15. Plus précisément, lorsque le moteur 1 tourne à basse vitesse ou à moyenne vitesse, ou lorsque ce moteur n'est que partiellement chargé, le débit des gaz d'échappement est faible de sorte que la pression d'admission est faible. Par suite, le bloc de commande 17

fonctionne de manière à fermer la seconde spirale 15, comme indiqué par les lignes en traits pleins de la figure 6. Par suite, les gaz d'échappement ne passent que dans les deux spirales 13a et 13b. Comme ces deux spirales 13a et 13b sont séparées l'une de l'autre, aucune interférence d'échappement ne risque de se produire.

De plus, les pulsations des gaz d'échappement peuvent être utilisées très efficacement. Quand la seconde spirale 15 est fermée par le dispositif de soupape de commande 16, la section transversale de la structure de spirale est inférieure à ce qu'elle est lorsque la seconde spirale 15 est ouverte, de sorte que la vitesse des gaz d'échappement passant dans les deux spirales 13a, 13b augmente, ce qui permet d'atteindre une pression d'admission suffisamment élevée.

Quand le moteur 1 tourne à grande vitesse, le débit des gaz d'échappement augmente de sorte que le bloc de commande 17 amène le dispositif de soupape de commande 16 à ouvrir la seconde spirale 15, de sorte que la section transversale totale de la structure de spirales augmente. Les gaz d'échappement sortant par les orifices séparés d'admission de gaz 10a et 10b sont mélangés ou diffusés dans la seconde spirale 15 en aval du dispositif de soupape de commande 16. Comme la seconde spirale 15 présente une moins grande résistance au débit des gaz d'échappement, la pression d'admission peut être maintenue à une valeur prédéterminée.

Sur la figure 6, la référence  $A_1$  désigne la surface de section transversale de l'orifice d'entrée de spirale dans la partie I des deux spirales 13a, 13b; la référence  $A_2$  désigne la surface de section transversale de l'orifice d'entrée dans la partie II de la seconde spirale 15;  $R_1$  désigne le rayon du passage offert au débit dans la partie I; et  $R_2$  désigne le rayon du passage offert au débit dans la partie II.

Le volume  $A_1/R_1$  dans la partie I, le volume  $A_2/R_2$  dans la partie II, et les ouvertures exprimées par les angles au centre  $\alpha$  et  $(360 - \alpha)$  des première et seconde parties de buse 12 et 14, sont déterminés de façon que lorsque le dispositif de soupape de commande 16 est grand ouvert, on obtienne des débits uniformes de gaz d'échappement. Les rapports entre ces éléments peuvent se déterminer arbitrairement suivant l'adaptation voulue entre le moteur et le turbocompresseur (le



point d'adaptation correspondant en général, à une vitesse moyenne), mais on peut obtenir des performances optimales lorsque l'ouverture de la première partie de buse 12 est supérieure à 180°. Le volume A1/R1 des premières spirales 13a, 13b et le

5 volume A2/R2 de la seconde spirale 15, sont reliés par l'expression suivante :

$$\frac{A1/R1}{\beta_1 \cdot \alpha} = \frac{A2/R2}{(360 - \alpha) \cdot \beta_2}$$

dans laquelle :

10  $\beta_1$  = rapport d'utilisation de pulsation dans les premières spirales 13a, 13b, ce rapport se situant entre 1,1 et 1,2; et

$\beta_2$  = rapport d'utilisation de pulsation dans la seconde spirale 15, ce rapport étant de l'ordre de 1,0.

15 La seconde forme de réalisation de l'invention représentée sur la figure 11, est conçue et réalisée de façon que lorsque le débit des gaz d'échappement augmente avec la vitesse du moteur 1, une partie de ces gaz d'échappement soit directement évacuée dans l'atmosphère pour obtenir ainsi des

20 caractéristiques de turbine stables. Dans cette forme de réalisation, le rendement de surcompression optimal peut être obtenu avec des gaz d'échappement dont le débit est inférieur à celui de la première forme de réalisation.

25 Cette seconde forme de réalisation est tout à fait semblable à la première forme décrite ci-dessus sur les figures 4 à 10, sauf le fait que les premières spirales 13a, 13b, la seconde spirale 15, et un orifice d'évacuation 20 communiquent avec les premier et second tuyaux d'échappement 3a et 3b par l'intermédiaire d'une entrée de turbine ou d'un connecteur

30 21, et que le dispositif de soupape de commande 16 est conçu de manière à ouvrir ou fermer sélectivement les premières spirales 13a, 13b, la seconde spirale 15 et l'orifice d'évacuation 20. Dans cette seconde forme de réalisation, le dispositif de soupape de commande 16 est représenté sous la forme d'un dispositif

35 comprenant une soupape à glissière reliée en fonctionnement à un organe de manoeuvre 22. Cependant, cette soupape à glissière peut aussi bien être remplacée par une soupape papillon comme dans la première forme de réalisation.

40 Quand le débit des gaz d'échappement est faible, le dispositif de soupape de commande 16 est placé, comme indiqué

sur la figure, de façon que les gaz d'échappement ne passent que dans les premières spirales 13a, 13b. Comme dans la première forme de réalisation, la surface de section transversale de la structure de spirales est faible de façon que la vitesse des gaz d'échappement passant dans les premières spirales 13a, 13b augmente. De plus, comme décrit ci-dessus dans le cas de la première forme de réalisation, les premières spirales 13a, 13b sont séparées par la cloison 11, de sorte que les impulsions des gaz d'échappement peuvent être utilisées très efficacement en permettant ainsi d'obtenir une pression d'admission suffisamment élevée même aux basses vitesses.

Quand le débit des gaz d'échappement augmente, l'organe de manoeuvre 22 fonctionne de manière que la soupape à glissière 16 ouvre non seulement les premières spirales 13a, 13b, mais aussi la seconde spirale 15. Par suite, le volume du carter de turbine 5 augmente de façon que la vitesse des gaz d'échappement diminue et que par suite la pression d'admission reste maintenue à un niveau prédéterminé. Quand la vitesse du moteur 1 augmente encore, le débit des gaz d'échappement augmente corrélativement de façon que l'organe de manoeuvre 22 amène la soupape à glissière 16 à ouvrir non seulement les premières et seconde spirales 13 et 15, mais aussi l'orifice d'évacuation 20. Par suite, une partie des gaz d'échappement du moteur 1, sont évacués dans l'atmosphère de façon que la pression d'admission ne puisse monter de manière excessive et reste à son niveau optimum.

En résumé, dans cette seconde forme de réalisation de l'invention, les premières spirales 13a et 13b, la seconde spirale 15 et l'orifice d'évacuation 20 s'ouvrent ou se ferment sélectivement en fonction du débit des gaz d'échappement du moteur 1, de manière à maintenir les caractéristiques de la turbine aux valeurs voulues, indépendamment des variations de débit.

La troisième forme de réalisation de l'invention décrite ci-après en détail sur les figures 12 à 16, est de construction tout à fait semblable à celle de la première forme de réalisation, sauf le fait que les premières spirales 13a, 13b sont partiellement en communication avec la seconde spirale 15. Dans cette dernière, forme de réalisation, on peut ainsi réduire au minimum les pertes de pompage et augmenter le rendement de la

turbine aux faibles débits de gaz. Dans cette troisième forme de réalisation, l'ouverture exprimée par l'angle au centre  $\alpha$  de la première partie de buse 12 et l'ouverture exprimée par l'angle au centre  $\beta$  de la seconde partie de buse 14, sont choisies de façon qu'on ait la relation suivante :

$$\alpha + \beta = 360^\circ + \gamma$$

dans laquelle  $\gamma$  = angle au centre d'une ouverture 23 mettant partiellement en communication les premières spirales 13a, 13b et la seconde spirale 15 (voir figures 12 et 15).

Comme on peut mieux le voir sur la figure 15, l'ouverture 23 est choisie de façon que trois courants de gaz d'échappement arrivant par les premières spirales 13a, 13b et la seconde spirale 15, puissent passer dans la roue de turbine 8, comme indiqué par les flèches.

Pour atteindre un rendement de turbine élevé, il est très important que la structure de spirales soit conçue et réalisée de façon que les gaz d'échappement pénètrent dans la roue de turbine 8 par toute la périphérie de celle-ci. Dans le cas de turbines radiales, l'ouverture exprimée par l'angle au centre de la partie de buse de la spirale est limitée à  $360^\circ$ , de sorte que lorsque le débit des gaz d'échappement est faible, l'ouverture des premières spirales 13a, 13b dans la roue de turbine 8 est étroite, ce qui conduit à une admission partielle. Par suite, le rendement de la turbine diminue.

Cependant, dans cette troisième forme de réalisation, les première et seconde spirales 13 et 15 sont mises en communication par l'ouverture 23, de façon qu'on puisse augmenter à la fois les ouvertures des première et seconde parties de buse 12 et 14 (exprimées par leur angle au centre), comparativement au cas des première ou seconde formes de réalisation. Cela permet de conserver un bon rendement de turbine sur une plus grande plage de fonctionnement du moteur 1.

La quatrième forme de réalisation de l'invention décrite en détail ci-après sur les figures 17 à 21, est de construction tout à fait semblable à celle de la troisième forme de réalisation ci-dessus, sauf le fait que l'extrémité d'entrée 26 de la cloison de séparation 24 montée entre les premières spirales 13a, 13b d'un côté et la seconde spirale 15 de l'autre côté, est disposée de manière à ouvrir ou fermer

sélectivement l'ouverture 23.

Plus précisément, l'extrémité d'entrée ou paroi mobile 26 peut pivoter autour d'une tige de pivot 25 adjacente aux orifices d'entrée de gaz 10a et 10b de telle manière que  
5 cette paroi mobile 26 bascule radialement vers l'intérieur pour fermer l'ouverture 23 entre les première et seconde spirales 13 et 15, ou bascule radialement vers l'extérieur jusqu'à ce que le bout de la paroi mobile 26 vienne s'appuyer contre la paroi radiale, située vers l'extérieur, de la seconde spirale 15,  
10 comme indiqué en tirets sur la figure 18, de façon que les premières et seconde spirales 13 et 15 communiquent entre elles.

Pour actionner la paroi mobile 26 en synchronisme avec le dispositif de soupape de commande 16, des bras de manivelle 27 et 28 sont fixés respectivement à la tige de  
15 pivot 25 et à la tige de soupape 19, comme indiqué sur la figure 17, et sont reliés par une tige de commande 29. Le bras de manivelle 27 est relié par l'intermédiaire d'une tige de commande 31 à un organe de manoeuvre 30 fonctionnant lorsque le débit des gaz d'échappement dépasse une valeur prédéterminée. Le dis-  
20 positif de soupape de commande 16 et la paroi mobile 26 peuvent donc fonctionner simultanément.

Quand le débit des gaz d'échappement du moteur 1 est faible, le dispositif de soupape de commande 16 et la paroi mobile 26 se placent comme indiqué par la ligne en traits  
25 pleins de la figure 18. Par suite, la seconde spirale 15 est fermée et l'ouverture entre les première et seconde spirales 13 et 15 est également fermée, de sorte que les gaz d'échappement passent par les premières spirales 13a, 13b et sont admis dans la roue de turbine 8 par toute la périphérie de celle-ci. Par  
30 suite, même lorsque le débit des gaz d'échappement est faible, on peut réduire les pertes de pompage tout en maintenant un rendement de turbine élevé.

Quand le débit dépasse une valeur prédéterminée, l'organe de commande 30 est actionné de façon que la tige de  
35 commande 31 sorte pour amener le dispositif de soupape de commande 16 et la paroi mobile 26 à revenir dans les positions indiquées par la ligne en tirets de la figure 18. Par suite, les gaz d'échappement passent également dans la seconde spirale 15 par les orifices d'entrée de gaz 10a et 10b, de sorte que la  
40 résistance au débit des gaz d'échappement se trouve réduite.

Les gaz d'échappement passent par la seconde spirale 15 et l'ouverture 23 et se combinent aux gaz d'échappement passant par les premières spirales 13a et 13b pour être admis dans la roue de turbine 8. Quand la seconde spirale 15 s'ouvre de la manière décrite ci-dessus, le carter de turbine voit son volume augmenter de façon que la pression d'admission soit maintenue à son niveau prédéterminé. La longueur définie par l'angle au centre  $\delta$  sous-tendu par le volet mobile courbe 26 peut se déterminer de façon convenable suivant l'instant voulu d'ouverture de la paroi mobile 26 ou suivant les conditions de fonctionnement du moteur 1.

Il est évident que l'invention ne se limite pas aux formes de réalisations décrites ci-dessus et que diverses variantes sont possibles. Par exemple, l'invention peut s'appliquer à divers turbocompresseurs pour moteurs à combustion interne à mouvement alternatif. A la place du dispositif de soupape de commande décrit ci-dessus, on peut utiliser n'importe quel type de soupapes convenables telles que des soupapes papillon, des soupapes à volet glissant, des soupapes rotatives ou autres. Le dispositif de soupape de commande 16 et la paroi mobile 26 peuvent encore être disposés de manière à fonctionner indépendamment l'un de l'autre. Ces éléments peuvent également être montés de manière à fonctionner suivant la pression des gaz d'échappement, la pression d'admission, ou encore la vitesse de rotation du moteur ou du turbocompresseur.

En résumé, l'invention permet d'obtenir une configuration optimale des spirales suivant le débit des gaz d'échappement du moteur, de manière à maintenir à tout moment un rendement de surcompression prédéterminé indépendant des variations du débit, ce qui permet d'améliorer considérablement la fiabilité du turbocompresseur.

R E V E N D I C A T I O N S

1.- Carter de turbine pour turbocompresseur, carter (5) caractérisé en ce qu'il comprend une première spirale (13a, 13b) disposée radialement vers l'intérieur et entourant le pourtour d'une roue de turbine (8), cette spirale étant divisée par une cloison en deux passages de gaz d'échappement (13a, 13b) disposés dans la direction axiale de l'arbre de la roue de turbine (8) de façon que les gaz d'échappement du moteur soient divisés en deux débits séparés passant dans les passages ci-dessus pour atteindre la roue de turbine, une seconde spirale (15) disposée radialement vers l'extérieur et comportant un passage de gaz unique destiné à diriger les gaz d'échappement vers la roue de turbine, et un dispositif de soupape de commande (16) destiné à contrôler le débit des gaz d'échappement du moteur passant dans la seconde spirale (15).

2. - Carter de turbine selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comprend en outre, un passage d'échappement destiné à évacuer dans l'atmosphère environnante une partie des gaz d'échappement du moteur, le dispositif de soupape de commande étant disposé de manière à contrôler le débit des gaz d'échappement envoyés dans ce passage d'évacuation vers l'atmosphère.

3.- Carter de turbine selon l'une quelconque des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que l'angle au centre d'une ouverture circulaire de la première spirale destinée à introduire les gaz d'échappement dans la roue de turbine, est plus grand que l'angle au centre d'une ouverture circulaire de la seconde spirale également destinée à introduire les gaz d'échappement dans la roue de turbine.

4.- Carter de turbine selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que les première et seconde spirales peuvent communiquer dans une position adjacente à la roue de turbine.

5.- Carter de turbine selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce qu'une paroi mobile est utilisée pour établir ou pour supprimer la communication entre la première spirale et la seconde spirale.

6.- Carter de turbine selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que le dispositif de soupape de commande utilise une soupape papillon.

7.- Carter de turbine selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le dispositif de soupape de commande utilise une soupape à volet glissant.

5 8.- Carter de turbine selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que le dispositif de soupape de commande utilise une soupape rotative.

Fig. 1

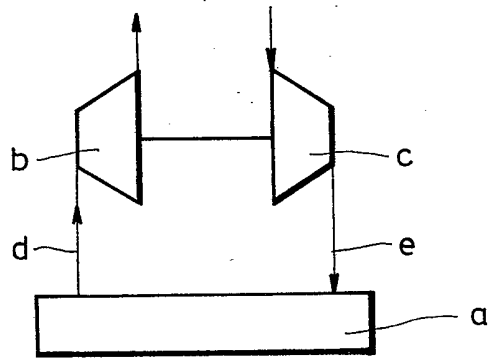


Fig. 2

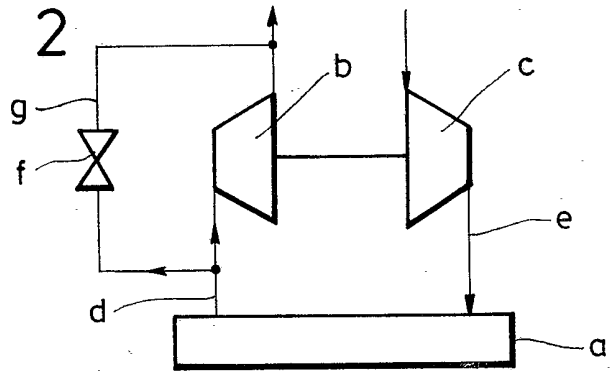


Fig. 3

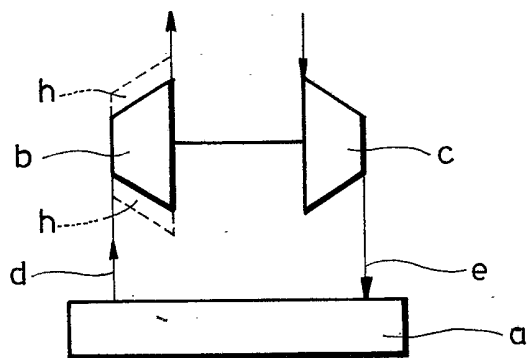




Fig. 4

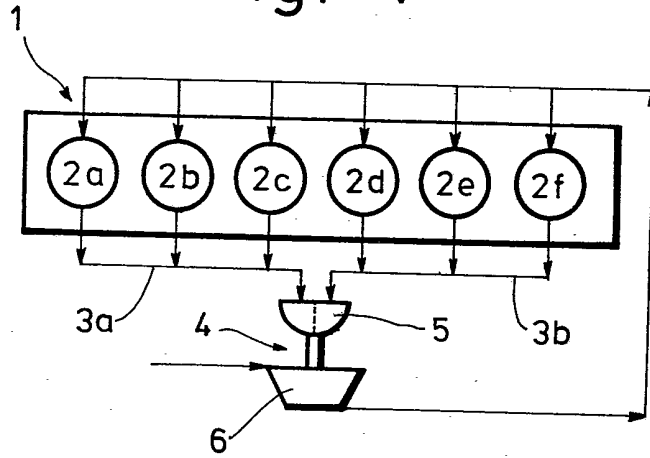


Fig. 5

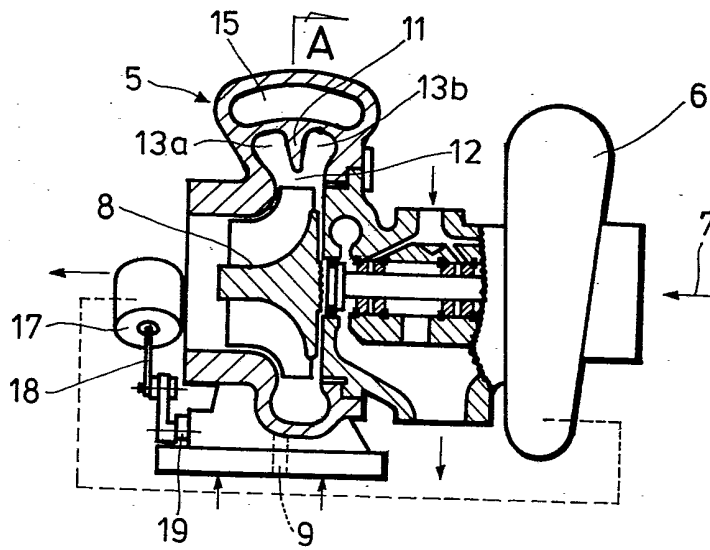


Fig. 6

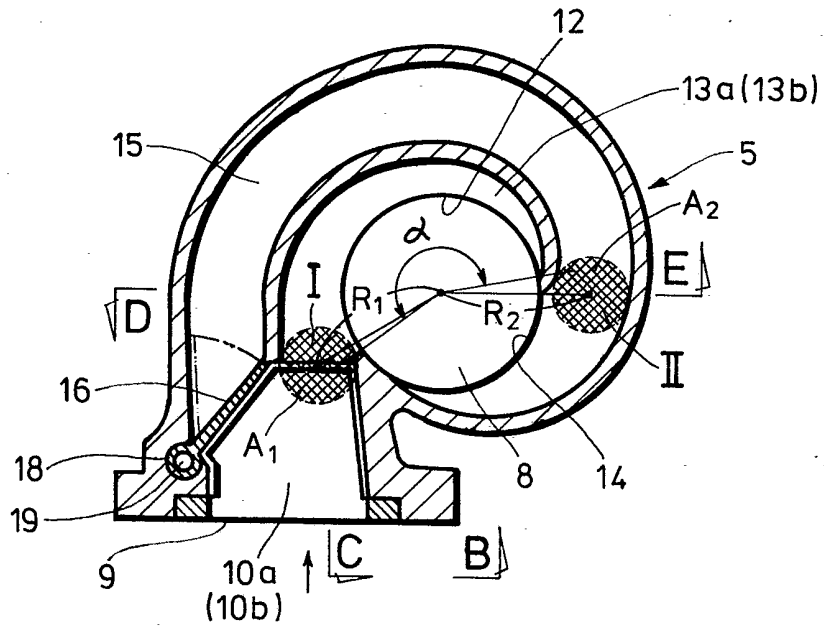


Fig. 7

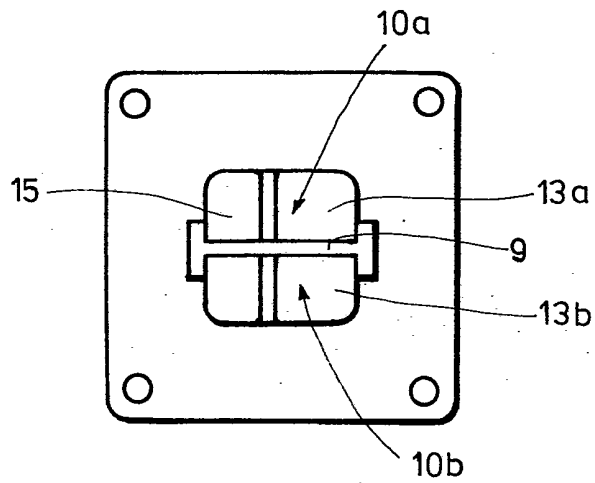


Fig. 8

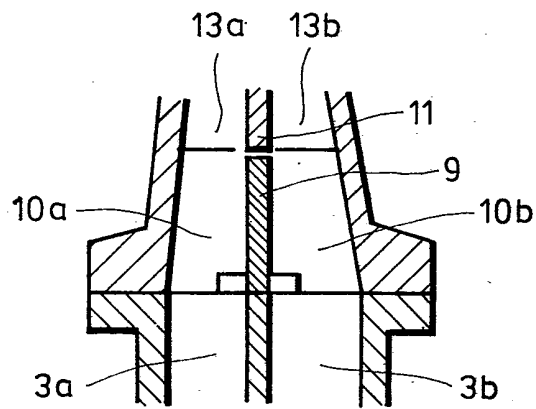


Fig. 9

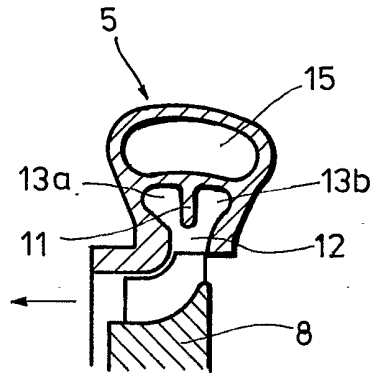


Fig. 10

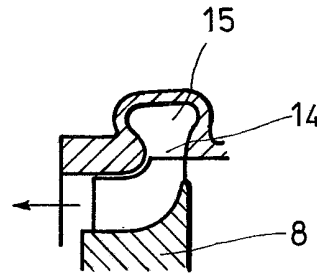


Fig. 11

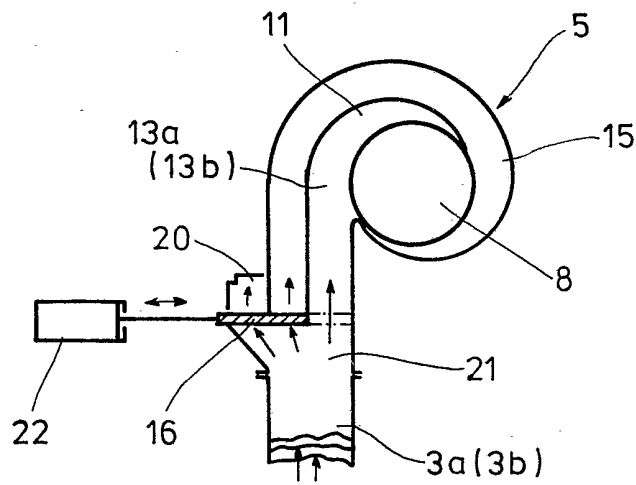


Fig. 12

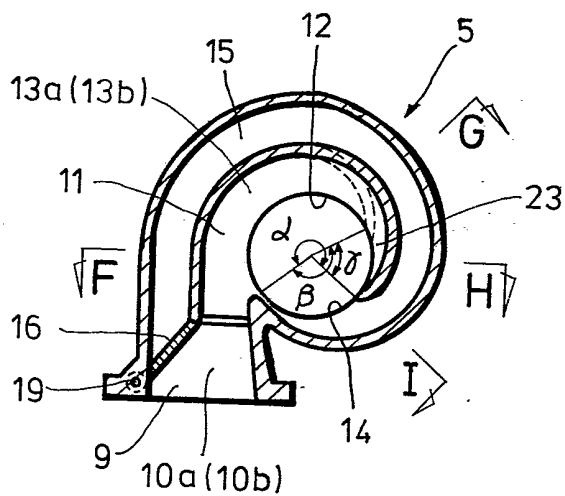


Fig. 13

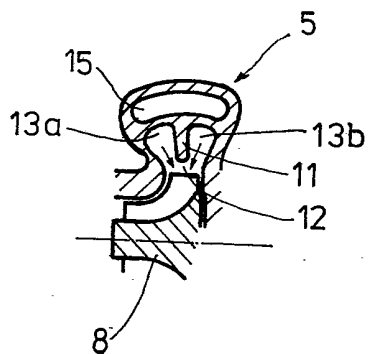


Fig. 14

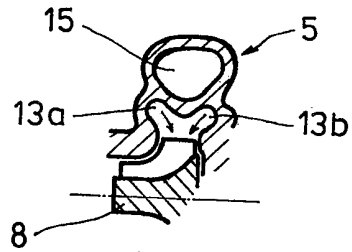


Fig. 15

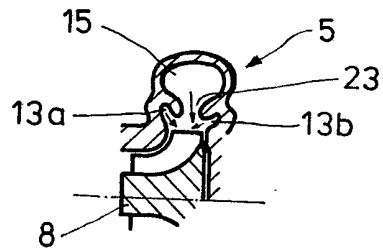


Fig. 16

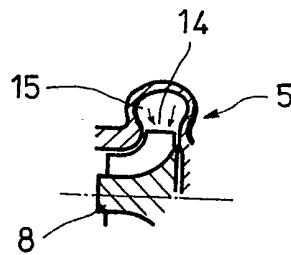


Fig. 17

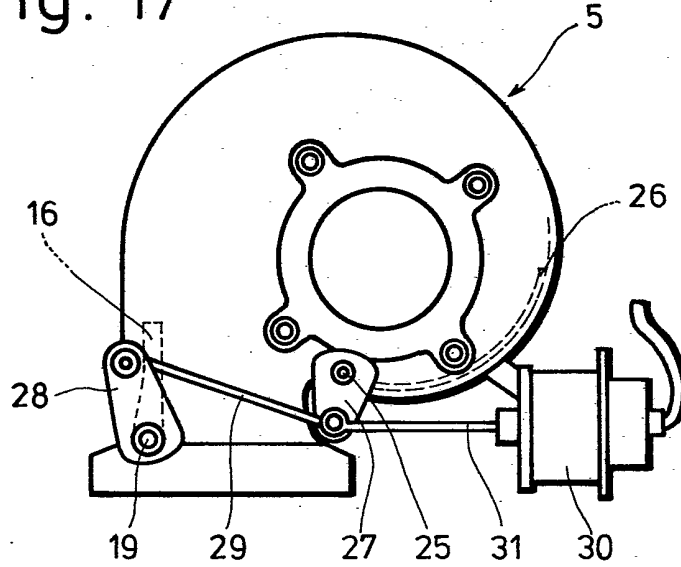


Fig. 18

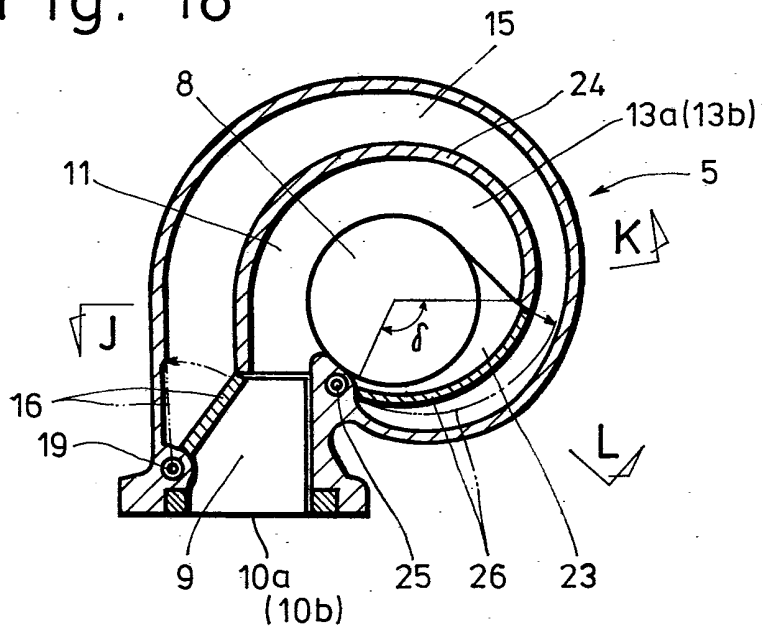


Fig. 19

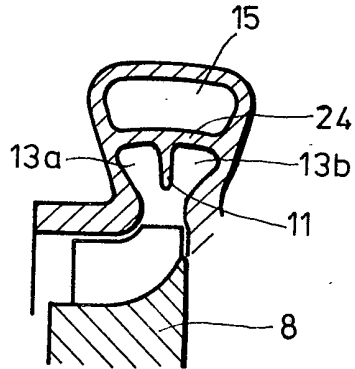


Fig. 20

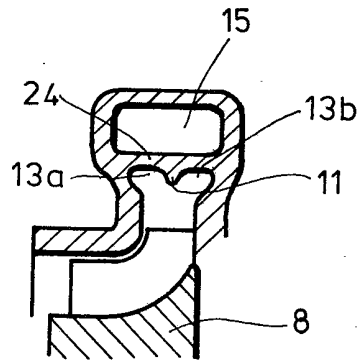


Fig. 21

