

①2

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 09.10.92.

③0 Priorité : 11.10.91 DE 4133736.

④3 Date de la mise à disposition du public de la demande : 16.04.93 Bulletin 93/15.

⑤6 Liste des documents cités dans le rapport de recherche : *Le rapport de recherche n'a pas été établi à la date de publication de la demande.*

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : MERCEDES-BENZ  
AKTIENGESELLCHAFT — DE.

⑦2 Inventeur(s) : Werner Johannes.

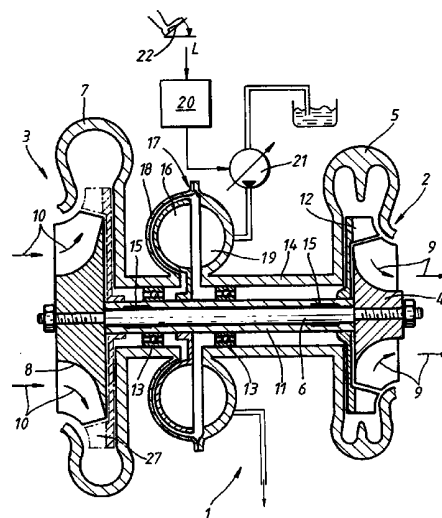
⑦3 Titulaire(s) :

⑦4 Mandataire : Cabinet Regimbeau Martin Schrimpf  
Warcoïn Ahner.

⑤4 Turbocompresseur à gaz d'échappement pour un moteur à combustion interne.

⑤7 L'invention concerne un turbocompresseur à gaz d'échappement pour un moteur à combustion interne.

Dans le carter 5 de la turbine 2, il est prévu en amont de la roue à aubes 4 de la turbine une roue directrice 12, qui est montée de façon tournante par rapport à la roue à aubes 4; pour pouvoir améliorer le comportement de réaction du moteur à combustion interne après une alternance positive de la charge et sans aucune réduction du rendement global du moteur, il est prévu au moins un dispositif de freinage 17 réduisant la vitesse de rotation de la roue directrice 12 de la turbine dans le domaine des fortes charges; le dispositif de freinage peut être de type sans contact, de type hydraulique ou de type aérodynamique.



La présente invention concerne un turbocom-  
presseur à gaz d'échappement pour un moteur à combustion  
interne, comportant une roue à aubes de turbine disposée  
dans un carter de turbine, sollicitée par les gaz d'é-  
5 chappement du moteur à combustion interne et qui est  
reliée par l'intermédiaire d'un arbre avec une roue  
à aubes de compresseur disposée dans un carter de com-  
presseur, ainsi qu'une roue directrice de turbine,  
disposée dans le carter de turbine en amont de la roue  
10 à aubes, montée de façon à pouvoir tourner par rapport  
à celle-ci et dont la vitesse de rotation est modifiable  
en fonction de la charge du moteur.

Dans un turbocompresseur à gaz d'échappement  
du type précité, connu d'après la demande de brevet  
15 allemand plus ancienne P 40 11 818, il est prévu que  
la roue directrice entourant concentriquement la roue  
à aubes de la turbine soit immobilisée dans le domaine  
allant des basses aux hautes charges partielles et  
que, dans les domaines de fortes charges, une partie  
20 de l'énergie des gaz d'échappement soit à nouveau appli-  
quée, par l'intermédiaire de cette roue directrice,  
au vilebrequin du moteur à combustion interne (entraî-  
nement-compound), ce qui améliore nettement le rendement  
du moteur. En fonction de l'auge de la roue directri-  
25 ce de la turbine, il se produit cependant, en cas d'immo-  
bilisation de la roue directrice, une pente relativement  
forte d'incidence de l'écoulement sur la roue à aubes  
de la turbine, ce qui a pour conséquence une vitesse  
de rotation relativement basse de cette roue à aubes  
30 et par conséquent une diminution de puissance de la  
turbine. Cela a un effet perturbateur sur le comporte-  
ment de réaction du turbocompresseur à gaz d'échappement  
ou du moteur à combustion interne après une alternance  
positive de la charge.

35 D'après le document "Automotive Engineering,

Sept. 1985, pages 70-72 ", il est connu de prévoir, dans un turbocompresseur à gaz d'échappement, une roue directrice de turbine qui est immobile en permanence et dont les aubes sont réglées dans un domaine de basses charges de sorte qu'on obtient une pente assez faible pour l'écoulement arrivant sur la roue à aubes de la turbine et qu'on obtient une assez grande vitesse de rotation de la turbine dans ces domaines de fonctionnement. Ce réglage des aubes est cependant associé à une diminution de la section d'écoulement de sorte que, dans de telles conditions de marche, des pertes par frottement sont produites et influencent négativement le rendement du turbocompresseur à gaz d'échappement et par conséquent à nouveau l'efficacité du moteur. La manoeuvre des aubes directrices est effectuée par l'intermédiaire d'un appareil d'actionnement opérant mécaniquement et dont les composants sont disposés en partie également dans le carter de la turbine. Le système directeur est par conséquent soumis à une forte sollicitation thermique.

L'invention a en conséquence pour but de créer un turbocompresseur à gaz d'échappement du type défini dans le premier paragraphe et à l'aide duquel le comportement de réaction du moteur à combustion interne puisse être amélioré, après une alternance positive de charge, sans aucune altération du rendement global du moteur.

Le problème est résolu conformément à l'invention en ce qu'il est prévu au moins un dispositif de freinage réduisant la vitesse de rotation de la roue à aubes de la turbine dans des domaines de fortes charges.

Avec l'invention, on est assuré que déjà dans le domaine des charges partielles, on obtienne une vitesse de rotation relativement grande de la roue

à aubes de la turbine et que le turbocompresseur puisse être ainsi maintenu à une vitesse de rotation relativement élevée. Cela a pour conséquence que, après une variation positive de la charge, le turbocompresseur  
5 atteint très rapidement sa vitesse de rotation correspondant à la nouvelle valeur de charge de sorte qu'également la puissance correspondant à cette augmentation de charge est fournie par le moteur déjà peu après la modification de charge. Du fait que la direction  
10 d'incidence d'écoulement dans le turbocompresseur à gaz d'échappement conforme à l'invention n'est pas influencée par un changement de position des aubes directrices mais par une variation de vitesse de rotation de la roue directrice, la modification de la direction  
15 d'incidence d'écoulement sur la roue à aubes de la turbine n'est pas liée à une variation de la section d'écoulement. Cela signifie en d'autres termes que la vitesse de rotation relativement grande de la turbine dans le domaine des charges partielles est obtenue  
20 sans une réduction sensible de la section d'écoulement de sorte qu'également il ne se produit pas additionnellement des pertes par frottement réduisant le rendement du turbocompresseur à gaz d'échappement ou le rendement global du moteur.

25 En outre, avec le turbocompresseur à gaz d'échappement conforme à l'invention - tout à fait à l'inverse d'un turbocompresseur à gaz d'échappement conventionnel avec géométrie de turbine réglable -, également une montée brusque de charge est possible  
30 ( carter de turbine à double volute ), car les aubes directrices sont fixées dans ce cas sur la roue directrice et ont ainsi une résistance leur permettant de résister à une forte sollicitation produite en cas de montée brusque de la charge.

35 Un autre avantage du turbocompresseur à gaz

d'échappement conforme à l'invention consiste en ce que le dispositif servant à freiner la roue directrice de la turbine peut être disposé dans des zones plus froides de sorte qu'il n'a pas tendance à être soumis à une usure prématurée sous l'effet d'une trop forte sollicitation thermique.

La chaleur produite pendant un processus de freinage peut être évacuée directement par l'intermédiaire de l'eau de refroidissement du moteur à combustion interne, de sorte que, après un démarrage à froid du moteur, sa phase d'échauffement peut être raccourcie. La chaleur se produisant pendant un processus de freinage peut également être réduite lorsque la roue directrice de la turbine est reliée ou accouplée à une roue directrice du compresseur entourant concentriquement la roue à aubes du compresseur et comportant un aubage de sens opposé à celui de la roue directrice de la turbine. Un tel aubage en sens opposé fait en sorte que, à partir d'une valeur limite déterminée de la charge du moteur à combustion interne, l'ensemble de roues directrices, c'est-à-dire l'ensemble formé par la roue directrice du compresseur et la roue directrice de la turbine, soit freiné de plus en plus fortement à mesure que la charge augmente. Lors d'un agencement correspondant des aubages de la roue directrice de turbine et de la roue directrice de compresseur, il est ainsi possible de se passer complètement d'un autre dispositif de freinage.

Selon d'autres caractéristiques du turbocompresseur à gaz d'échappement conforme à l'invention :

- La roue à aubes de turbine est entourée concentriquement par la roue directrice de turbine.
- Le dispositif de freinage est un frein sans contact.
- Le dispositif de freinage est un frein hydraulique.

- Le dispositif de freinage est un frein aérodynamique ( sous la forme d'une roue directrice de compresseur), qui est sollicité par l'air du compresseur et qui est ainsi freiné.

- 5 - La roue directrice de la turbine est reliée sans possibilité de rotation relative avec une roue directrice du compresseur, entourant concentriquement la roue à aubes du compresseur et qui comporte un aubage de sens opposé à celui de l'aubage de la roue directrice
- 10 de la turbine.
- La roue directrice de la turbine est reliée, par l'intermédiaire d'un convertisseur de vitesse de rotation, avec une roue directrice du compresseur entourant concentriquement la roue à aubes du compresseur et qui
- 15 comporte un aubage de sens opposé à celui de l'aubage de la roue directrice de la turbine.
- La roue directrice de turbine est reliée, par l'intermédiaire d'un accouplement hydraulique, avec une roue directrice du compresseur entourant concentriquement
- 20 la roue à aubes du compresseur et qui comporte un aubage de sens opposé à celui de l'aubage de la roue directrice de turbine.
- L'aubage des roues directrices est choisi en relation avec ceux des roues à aubes de telle sorte que l'ensemble
- 25 de roues à aubes tourne rapidement, que l'ensemble de roues directrices tourne plus lentement et que les sens de rotation des deux ensembles de roues soient identiques.
- On choisit pour l'ensemble de roues à aubes et l'ensemble
- 30 de roues directrices une disposition coaxiale dans laquelle l'ensemble de roues directrices est monté par rapport au carter du turbocompresseur à gaz d'échappement dans des roulements à billes et l'ensemble de roues à aubes est monté par rapport à l'ensemble de
- 35 roues directrices dans des paliers à coussinets.

- L'aubage de la roue directrice de turbine est profilé de telle sorte que les sections d'entrée et de sortie soient de même grandeur malgré la différence de rayons.

5 - L'aubage de la roue à aubes de la turbine est choisi de telle sorte que, lors d'une utilisation de la régulation avec roue directrice, l'écoulement sortant de la roue à aubes en charge partielle soit exempt de turbulence, et soit affecté par une turbulence à pleine charge (utilisation maximale de puissance en charge  
10 partielle ).

- Le liquide hydraulique, qui est utilisé comme fluide de travail dans un frein hydraulique, un accouplement hydraulique ou un convertisseur de vitesse de rotation pour une régulation de la vitesse de rotation de la  
15 roue directrice, est remplacé par de l'huile provenant du circuit de lubrification du moteur à combustion interne, l'échangeur de chaleur prévu pour le moteur à combustion interne étant utilisé pour évacuer la chaleur produite par frottement dans le processus de  
20 régulation.

- Ce turbocompresseur à gaz d'échappement est du type à structure axiale.

Une roue directrice de compresseur entourant la roue à aubes de ce dernier agit en outre comme un  
25 second étage dans le compresseur et augmente ainsi avantageusement la différence de pression dans l'écoulement d'air.

L'utilisation d'un frein à écoulement comme dispositif de freinage présente l'avantage que, par  
30 l'intermédiaire du liquide hydraulique évacué du frein d'écoulement pendant le processus de régulation, non seulement la chaleur engendrée par le freinage de la roue directrice de la turbine peut être évacuée mais le liquide hydraulique peut aussi servir au refroidissement des composants chauffés par les gaz d'échappement,  
35

comme par exemple le carter du turbocompresseur, les paliers, etc. Lorsque le frein à écoulement est sollicité, à la place d'un liquide hydraulique, par l'huile du moteur, la quantité de chaleur se produisant additionnellement peut être transférée dans l'eau de refroidissement indirectement par l'intermédiaire de l'échangeur de chaleur prévu habituellement pour des moteurs à combustion interne. On peut se passer complètement d'un dispositif extérieur d'évacuation de la chaleur lorsqu'on utilise, à la place du frein à écoulement, avantageusement un convertisseur de vitesse de rotation.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention seront mis en évidence dans la suite de la description, donnée à titre d'exemple non limitatif, en référence aux dessins annexés dans lesquels :

la Figure 1 est une représentation de principe en vue en coupe d'un turbocompresseur à gaz d'échappement conforme à l'invention,

la Figure 2a montre schématiquement les relations de vitesse obtenues à pleine charge pour la roue directrice de turbine du turbocompresseur à gaz d'échappement de la Figure 1,

la Figure 2b montre schématiquement les relations de vitesse obtenues à pleine charge pour la roue à aubes de turbine du turbocompresseur à gaz d'échappement de la Figure 1,

la Figure 3a montre schématiquement les relations de vitesse obtenues en charge partielle pour la roue directrice de turbine du turbocompresseur à gaz d'échappement de la Figure 1,

la Figure 3b montre schématiquement les relations de vitesse obtenues en charge partielle pour la roue à aubes de turbine du turbocompresseur à gaz d'échappement de la Figure 1, et

la Figure 4 est une représentation de principe en vue

en coupe transversale d'un autre exemple de réalisation d'un turbocompresseur à gaz d'échappement conforme à l'invention,

5 la Figure 5 représente en vue développée la roue directrice 27 et la roue à aubes 8 du compresseur du turbocompresseur à gaz d'échappement 1 des Figures 1 et 4.

La Figure 1 représente un turbocompresseur 1 à gaz d'échappement d'un moteur à combustion interne, 10 comportant une turbine 2 disposée dans le conduit de gaz d'échappement du moteur et un compresseur 3 disposé dans le conduit d'admission du moteur. Aussi bien la turbine 2 que le compresseur 3 sont dans ce cas d'une structure de type radial. La turbine 2 se compose d'une 15 roue à aubes 4, qui est disposée dans un carter de turbine 5 de forme spirale à deux volutes et elle est reliée sans possibilité de rotation relative à un arbre 6. Sur cet arbre 6 est également montée, sans possibilité de rotation relative, la roue à aubes 8 du compresseur 20 installée dans le carter de forme spirale 7 du turbocompresseur 1. Le sens d'écoulement des gaz d'échappement est défini par les flèches 9 et celui de l'air frais débité par le compresseur 3 est défini par les flèches 10. L'arbre 6 reliant la roue à aubes 8 du 25 compresseur avec la roue à aubes 4 de la turbine est entouré par un arbre creux 11, qui est relié sans possibilité de rotation relative avec une roue directrice 12 de la turbine, entourant concentriquement sa roue à aubes 4. L'arbre creux 11 est monté de façon tournante, 30 par l'intermédiaire des deux roulements 13, dans le carter 14 du turbocompresseur. L'arbre creux 11 et l'arbre 6 sont disposés mutuellement concentriquement et sont montés de façon à pouvoir tourner l'un par rapport à l'autre par l'intermédiaire des deux coussinets 35 15. Sur l'arbre creux 11 est en outre monté, sans possi-

bilité de rotation relative, le rotor 16 d'un frein à écoulement 17, dont le carter 18 et par conséquent le stator 19 sont reliés rigidement au carter 14 du turbocompresseur. Le frein à écoulement 17 peut être  
5 alimenté en huile hydraulique ou en huile de moteur, l'état de remplissage, c'est-à-dire la quantité d'huile se trouvant dans le circuit entre le stator 19 et le rotor 16, permettant une mesure de la puissance avec laquelle l'arbre creux 11, et par conséquent la roue  
10 directrice 12 de la turbine, sont freinés. La variation du niveau de remplissage et par conséquent de la puissance de freinage est produite par l'intermédiaire d'une pompe à huile 21, pouvant être commandée par l'intermédiaire d'une unité électronique de commande 20, et  
15 notamment en fonction de la vitesse de rotation du moteur, de la vitesse de rotation de la turbine, de la pression du compresseur et de la distance d'actionnement L de la pédale d'accélérateur 22, et par conséquent en fonction de la charge demandée au moteur. L'activation  
20 du frein à écoulement 17 est effectuée conformément à l'invention de telle sorte que la quantité d'huile se trouvant dans le circuit entre le rotor 16 et le stator 17 soit augmentée, à partir d'un domaine de charges partielles, lors d'une augmentation de la charge  
25 du moteur, c'est-à-dire que l'arbre creux 11 ou la roue directrice 12 de la turbine sont de plus en plus fortement freinés à mesure que la charge augmente.

Sur les Figures suivantes 2a, 2b, 3a et 3b, on a indiqué les relations de vitesses sur la roue  
30 directrice 12 de turbine et sur la roue à aubes 4 de turbine, ou bien sur leurs vues développées, et notamment dans le cas d'une roue directrice 12 fortement freinée à pleine charge ( Figures 2a et 2b) et dans le cas d'une roue directrice 12 non freinée dans un domaine  
35 de charge partielle ( Figures 3a et 3b). Ces relations de

vitesses sont représentées à chaque fois pour un seul profil d'aube, et notamment sur la Figure 2a pour une aube 23 de la roue directrice 12 de la turbine à pleine charge, sur la Figure 3a pour cette aube 23 de la roue directrice 12 de turbine en charge partielle, sur la Figure 2b pour une aube 24 de la roue à aubes 4 de la turbine à pleine charge et sur la Figure 3b pour cette aube 24 de la roue à aubes 4 de la turbine en charge partielle. L'aubage est choisi de telle sorte que les deux roues 4 et 12 tournent dans le sens des flèches 25. Les deux roues 4 et 12 tournent ainsi dans le même sens de sorte que la vitesse relative entre l'arbre 6 du turbocompresseur et l'arbre creux 11, monté par coussinets sur lui et portant la roue directrice 12 de la turbine, est plus petite, ce qui réduit les pertes par frottement dans les coussinets 15. Le même sens de rotation des deux roues 4 et 12 présente l'autre avantage que l'écoulement à la sortie de la roue directrice 12 de la turbine ne doit pas être trop fortement dévié lors de son entrée dans la roue à aubes 4 de la turbine de sorte que les pertes se produisant à l'entrée dans la roue à aubes 4 de la turbine sont maintenues à un minimum. En outre, dans le cas d'un même sens de rotation des deux roues 4 et 12, le carter 5 de la turbine peut - pour la même puissance de turbine - être réalisé avec des dimensions plus petites.

L'aubage de la roue directrice 12 de la turbine est en outre conçu pour une force centrifuge maximale, c'est-à-dire que la vitesse maximale de rotation de la roue directrice 12, d'un diamètre supérieur, est plus petite que celle de la roue à aubes 4 de la turbine. Il est ainsi possible, également dans le cas d'assez grandes vitesses de rotation des roues à aubes des turbines, d'utiliser des roulements conventionnels 13 pour le montage de l'arbre creux 11 dans le carter

5 de la turbine.

Sur la Figure 2a, on a indiqué les relations de vitesses pour la roue directrice 12 de la turbine à pleine charge. L'expression "pleine charge" signifie  
5 que l'écoulement arrivant sur les aubes directrices 23 en provenance du canal de turbulence de forme spirale pénètre avec une vitesse absolue  $c_{1V}$  relativement grande dans la roue directrice 12 de la turbine ( grande quantité de gaz d'échappement ). L'écoulement pénètre ainsi  
10 dans la roue directrice 12 de la turbine en faisant un angle  $\alpha_V$  ( l'indice V correspond à la pleine charge) avec la tangente au cercle passant par le point d'entrée. Du fait que maintenant, conformément à l'invention, la roue directrice 12 de la turbine est fortement freinée  
15 dans cet état de marche du moteur à combustion interne, il se produit à l'entrée de la roue directrice 12 de la turbine également seulement une composante de vitesse circonférentielle  $u_{1V}$  qui est relativement petite. Dans ce cas, l'écoulement sera dévié sur l'aube 23  
20 et il deviendra un écoulement adapté au profil de l'aube. A la sortie de la roue directrice 12 de la turbine, on obtient alors, en correspondance au petit rayon dans cette zone, une composante circonférentielle  $u_{2V}$  réduite en correspondance. Du fait qu'à la sortie de  
25 la roue directrice 12 de la turbine, l'écoulement a pris le profil de l'aube, on obtient également une composante de vitesse  $w_{2V}$ , qui est orientée tangentielle-ment à l'aube à la sortie de la roue directrice 12 (composante parallèle à l'aube ). A partir de ces deux  
30 vitesses  $u_{2V}$  et  $w_{2V}$ , on obtient alors, par addition géométrique, la vitesse absolue  $c_{2V}$ , avec laquelle l'écoulement pénètre ensuite dans la roue à aubes 4 de la turbine. La vitesse absolue  $c_{2V}$  et la vitesse circonférentielle  $u_{2V}$  font entre elles l'angle  $\beta_V$ .  
35 L'écoulement pénètre maintenant dans la roue à aubes

4 de la turbine avec cet angle  $\beta_V$  ( cf. Figure 2b). Du fait que la roue à aubes 4 de la turbine peut tourner librement, on obtient déjà initialement - dans la condition d'équilibre - un écoulement adapté au profil de l'aube. Cela signifie que la vitesse absolue  $c_{2V}=c_{3V}$  peut être décomposée en une composante circonférentielle  $u_{3V}$  et une composante  $w_{3V}$  parallèle à l'aube, c'est-à-dire une composante passant par le point correspondant dans la direction de la tangente à l'aube 24. A partir de la composante circonférentielle  $u_{3V}$ , on obtient, en tenant compte simultanément du rayon correspondant, la vitesse de rotation, s'établissant pour cet écoulement  $c_{2V}=c_{3V}$ , de la roue à aubes 4 de la turbine. On se rend compte que, lorsque l'angle  $\beta$  diminue - c'est-à-dire pour un plus petit angle d'incidence de l'écoulement dans la roue à aubes 4 - la composante circonférentielle  $u_{3V}$  et par conséquent la vitesse de rotation de la roue à aubes de la turbine deviennent plus grandes. On obtient enfin à la sortie de la roue à aubes 4 de la turbine la vitesse absolue  $c_{4V}$  par une addition géométrique des deux composantes  $u_{4V}$  et  $w_{4V}$  de la vitesse circonférentielle. Du fait que les aubes 24 de la roue 4 de la turbine sont incurvées spatialement, la composante de vitesse  $w_{4V}$  parallèle à l'aube à la sortie de la roue à aubes 4 de la turbine ne sera naturellement pas orientée parallèlement au plan du dessin.

Lorsque le moteur à combustion interne fonctionne en charge partielle, la vitesse absolue  $c_{1T}$  (l'indice T correspond à la charge partielle ), avec laquelle l'écoulement de gaz d'échappement pénètre dans la roue directrice 12 de la turbine, est relativement petite, comme le montre la Figure 3a, par rapport à la marche à pleine charge ( $c_{1V}$ ) (petite quantité de gaz d'échappement ). L'angle  $\alpha_T$ , selon lequel l'écoulement de gaz d'échappement pénètre dans la roue

directrice de la turbine, est presque aussi grand en charge partielle qu'à pleine charge ( $\alpha_T = \alpha_V$ ). Du fait que maintenant conformément à l'invention la roue directrice 12 de la turbine peut tourner librement dans le domaine des charges partielles, c'est-à-dire qu'elle n'est pas freinée, on obtient sur les aubes directrices 23, déjà lors de l'entrée dans la roue directrice 12, un écoulement adapté au profil de l'aube. Cela signifie que la vitesse absolue  $c_{1T}$  peut être décomposée en une composante  $w_{1T}$  parallèle à l'aube et une composante circonférentielle  $u_{1T}$ , la composante circonférentielle  $u$  associée au rayon correspondant représentant à nouveau une mesure de la vitesse de rotation qui s'établit pour la roue directrice 12 de la turbine. Du fait que pendant toute la sollicitation fluide de l'aubage 23 de la roue directrice, on a affaire à un écoulement adapté au profil d'aube, la vitesse absolue  $c_{2T}$  est à nouveau constituée, à la sortie de la roue directrice 12 de la turbine, d'une composante circonférentielle  $u_{2T}$ , qui est orientée naturellement également dans ce cas dans la direction de la tangente au cercle passant par le point de sortie de la roue directrice 12, et d'une composante  $w_{2T}$  parallèle à l'aube. La valeur de la vitesse circonférentielle  $u_{2T}$  à la sortie de la roue directrice de turbine est plus petite, en correspondance au rayon inférieur en cet endroit, que celle de la composante circonférentielle  $u_{2T}$  à l'entrée de la roue directrice 12 de la turbine. Dans l'hypothèse d'un écoulement adapté au profil d'aube, la valeur de la composante  $w$  parallèle à l'aube a un comportement normalement inversement proportionnel aux variations de la section d'écoulement le long d'une aube directrice 23. En d'autres termes, cela signifie que, lorsque la section d'écoulement est maintenue à la même valeur vers la sortie et à partir de l'aubage de la roue direc-

trice, également la valeur de la composante de vitesse  $w$  est constante vers la sortie à partir de l'aubage de la roue directrice ( condition de continuité). Par une addition géométrique des deux composantes de vitesse

5  $u_{2T}$  et  $w_{2T}$ , on obtient finalement la vitesse absolue  $c_{2T}$ , avec laquelle l'écoulement de gaz d'échappement sort de l'aubage 23 de la roue directrice de turbine. Cet écoulement sort de la roue directrice en faisant l'angle  $\beta_T$  avec la composante circonférentielle  $u_{2t}$ .

10 Cependant l'écoulement pénètre également dans la roue à aubes 4 de la turbine exactement avec cet angle  $\beta_T$  (cf. Figure 3b). On se rend compte que l'angle  $\beta_T$  est plus petit que l'angle  $\beta_V$  (cf. Figures 2a et 2b). En d'autres termes, cela signifie que, dans le cas d'une

15 charge partielle, c'est-à-dire dans le cas d'une roue directrice de turbine 12 tournant librement, la roue à aubes 4 de la turbine reçoit l'écoulement relativement à plat, c'est-à-dire plus à plat que dans le cas de la pleine charge. Du fait qu'également la roue à aubes

20 4 de la turbine peut tourner librement, c'est-à-dire qu'il existe à nouveau un écoulement épousant le profil d'aube, la vitesse absolue  $c_{2T}=c_{3T}$  à l'entrée de la roue à aubes 4 de la turbine peut à nouveau être décomposée en une composante de vitesse  $w_{3T}$  parallèle à l'aube

25 et en une composante circonférentielle  $u_{3T}$ . Du fait que maintenant l'incidence de l'écoulement sur la roue à aubes 4 de la turbine s'effectue avec un angle  $\beta_T$  relativement petit par rapport à une marche à pleine charge, on obtient une composante circonférentielle

30  $u_{3T}$  relativement grande et par conséquent une vitesse de rotation relativement grande de la roue à aubes 4 de la turbine. Une vitesse de rotation relativement grande de la roue à aubes de la turbine dans un domaine de charge partielle a pour conséquence que déjà dans

35 cette condition de marche, plus de travail est fourni

par le compresseur et que, après une alternance positive de la charge, il s'écoule seulement un temps court jusqu'à ce que la vitesse de rotation de la roue à aubes de la turbine atteigne la valeur correspondant à la charge imposée à cet instant. On obtient ainsi un bon comportement de réaction du turbocompresseur 1 et une meilleure exploitation des gaz d'échappement du moteur à combustion interne. Simultanément cependant, l'entrée plus à plat de l'écoulement dans la roue à aubes 4 de la turbine n'est pas liée à une diminution de la section d'écoulement par comparaison à la marche à pleine charge. Il ne se produit ainsi en aucune manière des pertes additionnelles par frottement ou bien des réductions de rendement par suite d'une augmentation de la contre-pression des gaz d'échappement.

Comme dans la marche à pleine charge, la roue à aubes 4 de la turbine peut tourner librement en charge partielle. En correspondance au plus petit rayon à la sortie de la roue à aubes 4, on obtient également ici une plus petite composante circonférentielle  $u_{4T}$ . L'addition géométrique des deux composantes  $u_{4T}$  et  $w_{4T}$  établit finalement la vitesse absolue  $c_{4T}$ , avec laquelle les gaz d'échappement sortent de la roue à aubes 4 de la turbine. Du fait que les aubes 24 de la roue à aubes 4 de la turbine sont incurvées spatialement, la composante de vitesse  $w_{4T}$ , parallèle aux aubes, à la sortie de la roue à aubes 4 de la turbine n'est naturellement pas parallèle au plan du dessin. Sur la Figure 3b, on peut voir en outre que la vitesse absolue  $c_{4T}$ , avec laquelle l'écoulement de gaz d'échappement sort de la roue à aubes 4 de la turbine, est dirigée en charge partielle selon l'axe de rotation 26 du turbocompresseur 1. Cela signifie que les gaz d'échappement sortent de la roue à aubes 4 en charge partielle sans turbulence.

Selon un autre aspect de l'invention, il est également possible de relier à l'arbre creux 11, sans possibilité de rotation relative, également une roue directrice 27 de compresseur entourant concentriquement la roue à aubes 8 du compresseur ( comme indiqué en traits mixtes sur la Figure 1 ). Cette roue directrice 27 du compresseur est pourvue d'un aubage de sens opposé à celui de l'aubage de la roue directrice 12 de la turbine de sorte que, quand la charge appliquée au moteur augmente, c'est-à-dire lorsque la vitesse de rotation de la roue à aubes de la turbine et par conséquent de la roue à aubes du compresseur augmente, la roue directrice 27 du compresseur est de plus en plus freinée. Cela signifie que le frein à écoulement doit seulement avoir encore une puissance de freinage réduite pour pouvoir établir pour la roue directrice 12 de la turbine une vitesse de rotation correspondant au domaine respectif de charge du moteur à combustion interne. Le frein à écoulement 17 peut ainsi être réalisé avec des dimensions relativement petites.

Dans un autre exemple de réalisation représenté sur la Figure 4, il est prévu que la roue directrice 12 de la turbine soit accouplée à la roue directrice 27 du compresseur par l'intermédiaire d'un accouplement hydraulique ou d'un convertisseur de vitesse de rotation 28. Dans le dernier cas, il est prévu un premier arbre creux 29, monté par coussinets (coussinets 60) sur l'arbre 6 et il est relié d'un côté de façon non tournante avec la roue directrice 12 de la turbine et de l'autre côté de façon non tournante avec la roue de pompe 30 du convertisseur de vitesse de rotation 28. Le montage du premier arbre creux 29 dans le carter 14 du turbocompresseur est assuré par l'intermédiaire des deux roulements 31. Sur l'arbre 6, il est en outre prévu un second arbre creux 32 monté par l'intermédiaire

de coussinets (coussinets 61) et qui est relié d'un côté de façon non tournante avec la roue directrice 27 du compresseur et de l'autre côté de façon non tournante avec la roue de turbine 33 du convertisseur de vitesse de rotation 28. La roue directrice du convertisseur de vitesse de rotation est désignée par 34. Le montage du second arbre creux 32 dans le carter 14 du turbocompresseur est effectué par l'intermédiaire des roulements 35.

10 La régulation du couple de freinage exercé par le convertisseur de vitesse de rotation 28 sur la roue directrice 12 de la turbine est effectuée également ici par une adaptation correspondante de son niveau de remplissage d'huile. Avec cette forme de réalisation, on obtient l'avantage que la roue directrice 27 du compresseur peut, si nécessaire, tourner à une autre vitesse de rotation, notamment plus grande, que celle de la roue directrice 12 de la turbine. Alors, dans le cas d'un complément de remplissage en huile, momentanément la roue directrice du compresseur peut nécessiter une puissance d'entraînement plus grande que celle que peut fournir la roue directrice de la turbine, de sorte que sa vitesse de rotation diminue jusqu'à un point de travail commun et de sorte que simultanément la roue à aubes de la turbine est réglée conformément à l'invention par une augmentation de l'angle d'incidence de l'écoulement, sans qu'à cet égard la chaleur produite par un dispositif de freinage ait à être évacuée à l'extérieur du système. Il est en outre prévu que la roue directrice 12 de la turbine puisse être désaccouplée ( au moyen d'un accouplement hydraulique) de la roue directrice 27 du compresseur dans le domaine des faibles charges du moteur à combustion interne, où la roue directrice 12 de la turbine ne doit pas être freinée conformément à l'invention, ce résultat

étant obtenu par un vidage complet du convertisseur de vitesse de rotation 28. Cela a l'avantage que, dans le cas d'une alternance positive de la charge depuis un domaine de basse charge jusque dans un domaine de charge partielle, où la roue directrice 12 de la turbine ne sera pas encore freinée ( par exemple dans un processus de démarrage ), la roue directrice 12 de la turbine peut augmenter de vitesse relativement rapidement et atteindre une vitesse maximale car, par suite du désaccouplement, la roue directrice 27 du compresseur n'a pas à être actionnée et accélérée. On obtient ainsi dans le domaine des très basses charges une amélioration du comportement de réaction après une alternance positive de la charge.

La Figure 5 représente, d'une manière correspondant aux Figures 2a à 3b, la roue à aubes 8 et la roue directrice 27 du compresseur. Le sens de rotation de la roue à aubes 8 du compresseur est indiqué par la flèche 50 et le sens de rotation de la roue directrice 27 du compresseur est indiqué par la flèche 51. L'aubage de la roue directrice 27 du compresseur est de sens opposé à celui de la roue directrice 12 de la turbine. Alors que, dans la roue directrice 12 de la turbine, les différentes aubes sont incurvées en sens inverse du sens de rotation de la roue directrice 12 de la turbine ( cf. Figures 2a à 3b), les différentes aubes de la roue directrice 27 du compresseur sont incurvées dans le sens de rotation de la roue directrice 27 du compresseur.

A la place d'un frein hydraulique, on peut naturellement envisager également d'utiliser un frein à courants de Foucault, un frein pneumatique (air comprimé) ou bien un frein mécanique (à friction). Le cas échéant, on pourrait utiliser à la place d'un accouplement hydraulique ou d'un convertisseur de vitesse de

rotation également des systèmes de remplacement opérant mécaniquement ou électriquement.

L'invention n'est pas limitée à une disposition mutuellement concentrique des roues à aubes et des roues directrices. On peut également envisager de disposer les roues à aubes et les roues directrices l'une après l'autre. Cela s'applique aussi bien aux turbines qu'aux compresseurs. Un tel agencement est prévu par exemple dans des turbocompresseurs de structure de type axial, qui sont utilisés avec de gros moteurs.

REVENDEICATIONS

1. Turbocompresseur à gaz d'échappement pour un moteur à combustion interne, comportant une roue à aubes de turbine disposée dans un carter de turbine, sollicitée par les gaz d'échappement du moteur à combustion interne et qui est reliée par l'intermédiaire d'un arbre avec une roue à aubes de compresseur disposée dans un carter de compresseur, ainsi qu'une roue directrice de turbine, disposée dans le carter de turbine en amont de la roue à aubes, montée de façon à pouvoir tourner par rapport à celle-ci et dont la vitesse de rotation est modifiable en fonction de la charge du moteur, caractérisé en ce qu'il est prévu au moins un dispositif de freinage réduisant la vitesse de rotation de la roue à aubes (12) de la turbine dans des domaines de fortes charges.
2. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon la revendication 1, caractérisé en ce que la roue à aubes (4) de turbine est entourée concentriquement par la roue directrice de turbine (12).
3. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que le dispositif de freinage est un frein sans contact.
4. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon la revendication 3, caractérisé en ce que le dispositif de freinage est un frein hydraulique (17, 28).
5. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon la revendication 3, caractérisé en ce que le dispositif de freinage est un frein aérodynamique (sous la forme d'une roue directrice de compresseur), qui est sollicité par l'air du compresseur et qui est ainsi freiné.
6. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que la roue directrice (12) de la turbine est reliée sans possibilité de rotation relative avec une roue directrice

(27) du compresseur, entourant concentriquement la roue à aubes (8) du compresseur (3) et qui comporte un aubage de sens opposé à celui de l'aubage de la roue directrice (12) de la turbine.

5 7. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que la roue directrice (12) de la turbine est reliée, par l'intermédiaire d'un convertisseur de vitesse de rotation (28), avec une roue directrice (27) du compresseur  
10 entourant concentriquement la roue à aubes (8) du compresseur (3) et qui comporte un aubage de sens opposé à celui de l'aubage de la roue directrice (12) de la turbine.

8. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon  
15 une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que la roue directrice de turbine est reliée, par l'intermédiaire d'un accouplement hydraulique, avec une roue directrice du compresseur entourant concentriquement la roue à aubes du compresseur et qui comporte un aubage  
20 de sens opposé à celui de l'aubage de la roue directrice de turbine.

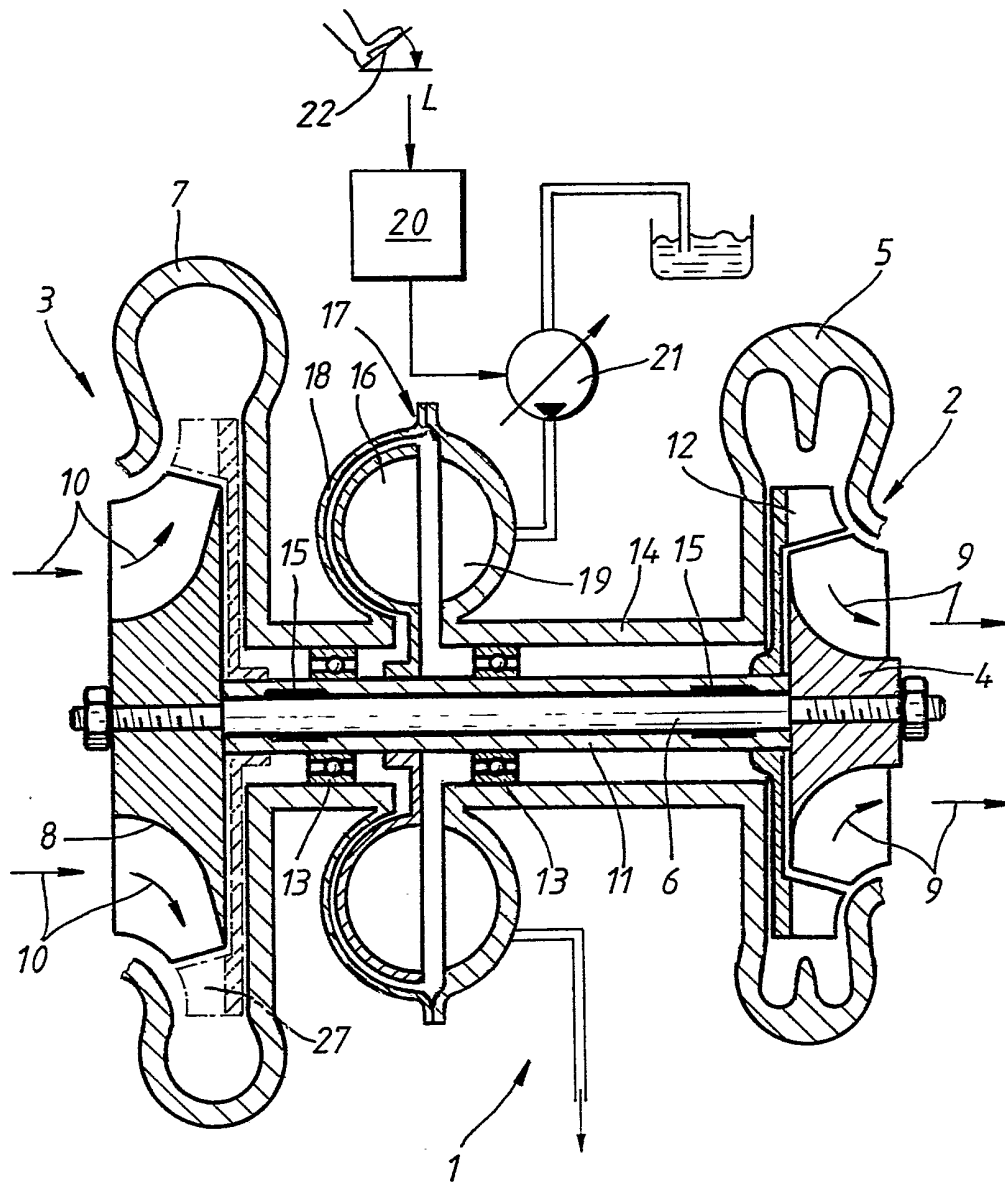
9. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon une des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que l'aubage des roues directrices (12, 27) est choisi  
25 en relation avec ceux des roues à aubes (4, 8) de telle sorte que l'ensemble de roues à aubes tourne rapidement, que l'ensemble de roues directrices tourne plus lentement et que les sens de rotation des deux ensembles de roues soient identiques.

30 10. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon une des revendications 1 à 9, caractérisé en ce qu'on choisit pour l'ensemble de roues à aubes et l'ensemble de roues directrices une disposition coaxiale dans laquelle l'ensemble de roues directrices est monté  
35 par rapport au carter (14) du turbocompresseur à gaz

d'échappement dans des roulements à billes (13, 31, 35) et l'ensemble de roues à aubes est monté par rapport à l'ensemble de roues directrices dans des paliers à coussinets (15, 60, 61).

- 5 11. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon une des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que l'aubage de la roue directrice (12) de turbine est profilé de telle sorte que les sections d'entrée et de sortie soient de même grandeur malgré la différence  
10 de rayons.
12. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon une des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que l'aubage de la roue à aubes (4) de la turbine est choisi  
15 de telle sorte que, lors d'une utilisation de la régulation avec roue directrice, l'écoulement sortant de la roue à aubes (4) en charge partielle soit exempt de turbulence, et soit affecté par une turbulence à pleine charge (utilisation maximale de puissance en charge partielle ).
- 20 13. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon une des revendications 1 à 12, caractérisé en ce que le liquide hydraulique, qui est utilisé comme fluide de travail dans un frein hydraulique, un accouplement hydraulique ou un convertisseur de vitesse de rotation  
25 pour une régulation de la vitesse de rotation de la roue directrice, est remplacé par de l'huile provenant du circuit de lubrification du moteur à combustion interne, l'échangeur de chaleur prévu pour le moteur à combustion interne étant utilisé pour évacuer la  
30 chaleur produite par frottement dans le processus de régulation.
14. Turbocompresseur à gaz d'échappement selon une des revendications 1 et 3 à 13, caractérisé en ce que ce turbocompresseur à gaz d'échappement est  
35 du type à structure axiale.

1 / 5

*Fig. 1*

2 / 5

Fig. 2a

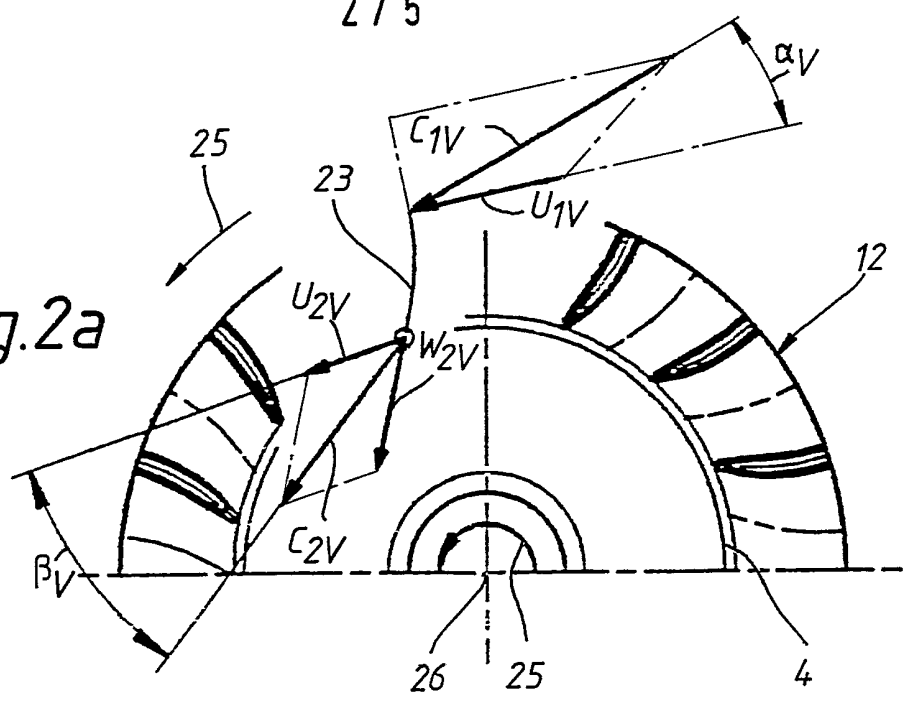


Fig. 2b

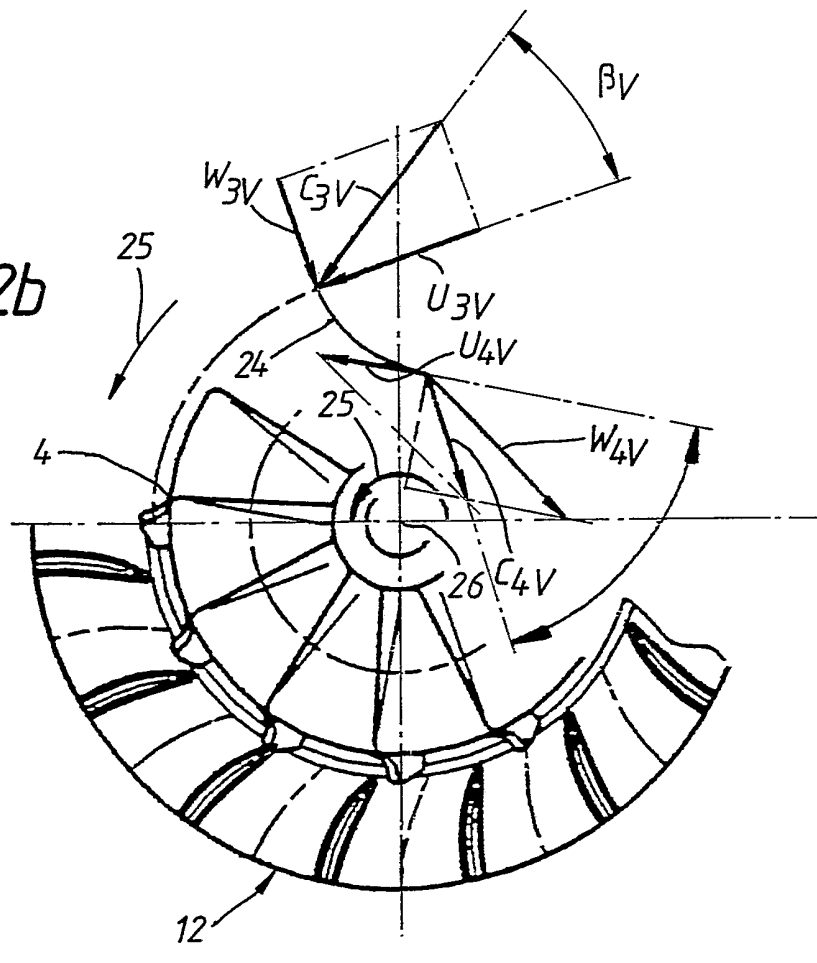


Fig. 3a

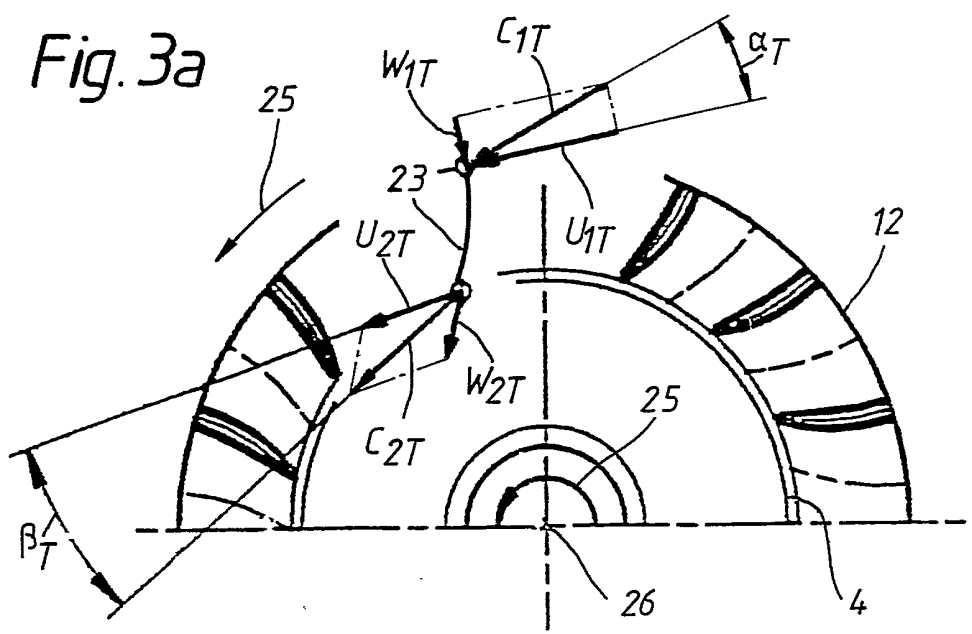


Fig. 3b

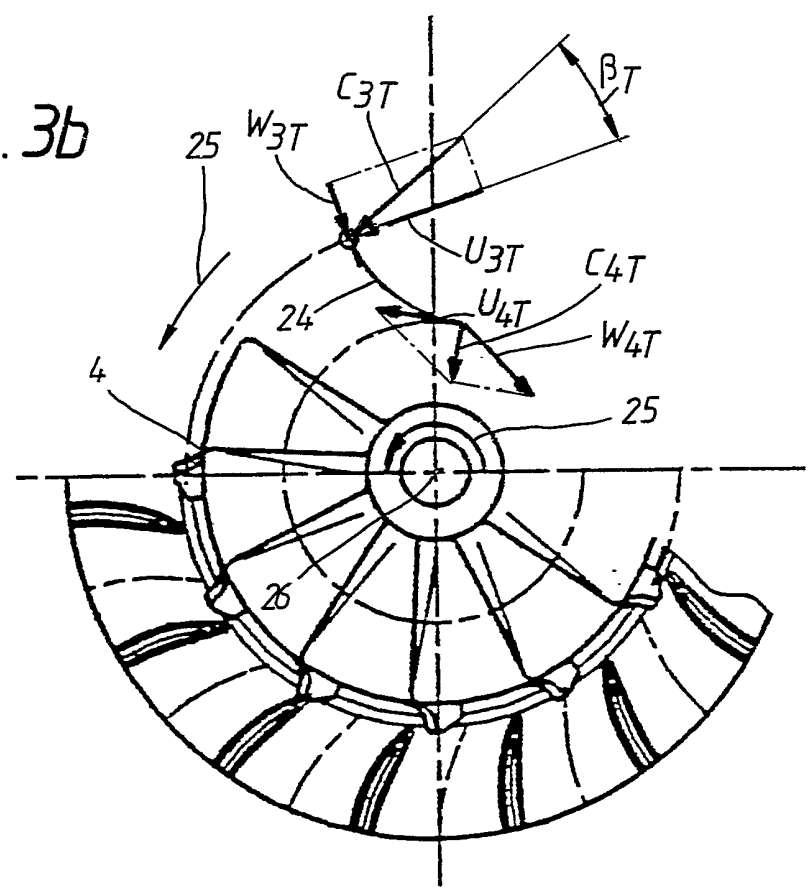




Fig. 5

