

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 80 15716

(54) Perfectionnements aux compresseurs supersoniques.

(51) Classification internationale (Int. Cl. ³). F 04 D 21/00.

(22) Date de dépôt..... 16 juillet 1980.

(33) (32) (31) Priorité revendiquée :

(41) Date de la mise à la disposition du
public de la demande..... B.O.P.I. — « Listes » n° 3 du 22-1-1982.

(71) Déposant : OFFICE NATIONAL D'ETUDES ET DE RECHERCHES AEROSPATIALES (par abré-
viation : ONERA), résidant en France.

(72) Invention de : Yves Jean Ribaud et Gilbert François Kergreis.

(73) Titulaire : *Idem* (71)

(74) Mandataire : Cabinet Plasseraud,
84, rue d'Amsterdam, 75009 Paris.

Perfectionnements aux compresseurs supersoniques.

La présente invention concerne les compresseurs supersoniques comprenant un diffuseur à aubes et un rotor prévu pour fournir du fluide à une vitesse absolue au moins égale à un nombre de Mach de 1,2 au diffuseur au point nominal de fonctionnement, le diffuseur
5 comprenant une pluralité d'aubes portées par un carter, régulièrement réparties angulairement et délimitant des canaux inter-aubes présentant un col en aval des bords d'attaque des aubes.

10 L'invention trouve une application particulièrement importante dans le domaine des compresseurs centrifuges qui sont pratiquement seuls utilisés à l'heure actuelle en régime supersonique dans le stator. Il sera en conséquence essentiellement question par la suite de tels compresseurs centrifuges. Toutefois,
15 l'invention est également susceptible d'être appliquée aux diffuseurs constituant redresseurs des compresseurs axiaux attaqués en écoulement supersonique et ayant un rapport de pression par étage élevé, typiquement supérieur à 2.

On sait que les compresseurs centrifuges supersoniques
20 permettent d'obtenir un débit important à encombrement frontal donné et permettent d'atteindre un taux de compression élevé, atteignant et dépassant 10. Mais pour cela il faut que la vitesse périphérique soit importante, typiquement de l'ordre de 600 m/s pour des taux de compression de l'ordre de 10
25 dans le cas de l'air, au niveau du rayon de sortie du rotor.

Pour obtenir un débit spécifique (rapport du débit en volume à la section frontale du disque du rotor) élevé et un taux de compression élevé (par exemple 10) la vitesse relative en bout d'ailettes à l'entrée du rotor doit
30 être largement supersonique. Dans le cas envisagé et dans le cas d'un rotor présentant des ailettes dont le rapport entre rayon de sortie et rayon de tête à l'entrée est égal à 1,5, le nombre de Mach relatifs d'entrée en tête de pale sera de l'ordre de 1,3.

35 L'existence à l'entrée du diffuseur de zones où la vitesse absolue est supersonique limite beaucoup la plage de variations du débit volume que l'on peut imposer au diffuseur

et, par voie de conséquence, la plage en débit volume d'entrée du compresseur. L'existence de zones où la vitesse relative est supersonique à l'entrée du rotor tend également à limiter la plage de débit en volume, mais cette limitation
5 est moins contraignante que la précédente lorsque l'écoulement est amorcé au col des canaux inter-aubes du diffuseur.

Cette première limitation est telle que, dès qu'on arrive à des nombres de Mach dépassant 1,25 environ à l'entrée du diffuseur, la plage de débit en volume disparaît complètement et le compresseur ne peut fonctionner qu'à un débit
10 déterminé.

La présente invention vise à fournir un compresseur supersonique, et notamment un compresseur centrifuge dont le diffuseur reçoit du fluide à une vitesse dépassant typiquement un nombre de Mach de 1,2 aux conditions nominales, répondant mieux
15 que ceux antérieurement connus aux exigences de la pratique, notamment en ce qu'il présente une plage de débit plus importante. L'invention vise également à permettre une autoadaptation du rotor au diffuseur lorsque le compresseur, de type centrifuge,
20 fonctionne à régime variable.

Dans ce but, l'invention propose un compresseur du genre ci-dessus défini dans lequel chaque canal inter-aubes du diffuseur est muni de deux fentes pariétales dont le développement dans le sens de l'écoulement est tel qu'elles débordent
25 de part et d'autre du col du canal, toutes les fentes situées d'un même côté du canal communiquant avec un volume commun par des passages dont la section est partout au moins égale à celle des fentes.

L'invention sera mieux comprise à la lecture de la description qui suit de compresseurs centrifuges qui en constituent des modes particuliers de réalisation, donnés à titre
30 d'exemples non limitatifs, et de la comparaison qui en est faite avec des dispositions suivant l'art antérieur.

La description se réfère aux dessins qui l'accompagnent,
35 dans lesquels :

- la figure 1 est une courbe représentative de la variation de l'efficacité E (rapport entre la pression statique de sortie et la pression d'arrêt d'entrée) d'un diffuseur classique en fonc-

- tion du débit en volume Q_v à l'entrée, en fonctionnement désamorcé du diffuseur ;
- la figure 2 est un schéma représentatif des conditions d'écoulement dans un diffuseur classique, en régime désamorcé,
 - 5 au débit limite ;
 - les figures 3 et 4 similaires aux figures 1 et 2, correspondent à un fonctionnement amorcé ;
 - La figure 5, similaire aux figures 2 et 4, montre la disposition d'une fente dans un compresseur suivant l'invention ;
 - 10 - la figure 6 montre à grande échelle un détail de la figure 5 ;
 - les figures 7 et 8 sont des vues, respectivement en coupe suivant une surface de courant et suivant un plan méridien, montrant un premier mode de mise en oeuvre de l'invention ;
 - 15 - la figure 9, similaire à la figure 8, montre un second mode de réalisation.
 - la figure 10 est un schéma de principe montrant l'emplacement du choc de recompression par rapport aux fentes, dans le cas d'un compresseur suivant l'invention, en régime stationnaire.
 - 20 - les figures 11 et 12, similaires à la figure 10, montrent les positions prises alternativement par le choc de recompression en régime instationnaire.
 - la figure 13 est une courbe représentative de la variation du rapport de pression d'un compresseur en fonction du débit
 - 25 réduit.

Pour mieux faire comprendre l'invention, on rappellera d'abord les conditions d'écoulement que l'on rencontre dans un compresseur supersonique et les facteurs qui limitent la plage de débit.

- 30 La configuration d'écoulement dans la zone d'entrée du diffuseur à aubes d'un compresseur supersonique centrifuge change profondément lorsque le nombre de Mach d'entrée augmente et dépasse 1,25 environ.

- Lorsque le nombre de Mach reste modéré, par exemple de
35 l'ordre de 1,2, la courbe de variation de l'efficacité E du diffuseur en fonction du débit volume d'entrée présente l'allure montrée en figure 1. On voit qu'il existe une plage

possible de variation de débit volume, typiquement de l'ordre de 8%, entre le débit limite Q_0 et le débit de pompage Q_p en deçà duquel apparaissent des instabilités d'écoulement préjudiciables au bon fonctionnement du compresseur.

5 Dans ce mode de fonctionnement, des ondes de choc détachées 11 apparaissent en amont des bords d'attaque 12 des aubes 13. En aval de ces ondes 11, l'écoulement redevient subsonique. Le fonctionnement du diffuseur est alors dit désamorcé.

10 Le débit limite Q_0 est alors déterminé par la présence de conditions soniques dans la section au col du diffuseur. Pour ce débit limite (point A par exemple sur la figure 1) l'écoulement redevient supersonique dans la partie divergente du canal inter-aubes 14, c'est-à-dire à partir de la section
15 de col S_c , jusqu'à l'apparition de pseudo-chocs de recompression dont la position et donc l'intensité sont fonction du réglage de la contrepression, à l'aide d'une vanne de sortie du diffuseur. En aval de ces pseudo-chocs 14, la vitesse redevient subsonique.

20 Tant que l'écoulement est sonique au col, les conditions en amont de celui-ci, notamment la position de l'onde de choc détachée 11, restent invariables.

Lorsque l'on augmente la contrepression par action sur la vanne, les chocs de recompression 15 remontent vers l'amont
25 et leur intensité diminue. Pour une contrepression suffisante, ces chocs disparaissent au col et un accroissement supplémentaire fait apparaître de façon continue un écoulement dont le nombre de Mach au col devient inférieur à 1 et diminue progressivement. Le débit en volume du diffuseur diminue
30 progressivement, ce qui correspond au segment BC sur la courbe de la figure 1. Mais les chocs de désamorçage 11 oscillent alors autour d'une position d'équilibre qui devient de plus en plus précaire jusqu'à l'apparition du pompage, pour le débit Q_p .

35 Si, au contraire, le nombre de Mach à l'entrée du diffuseur est plus élevé que précédemment, par exemple supérieur à 1,25, l'écoulement d'entrée est supersonique au moins jusqu'au col du diffuseur et le reste donc

dans la portion du divergent comprise entre le col et les pseudochocs de recompression 15'. On dit alors que le diffuseur est amorcé. Dans la zone amont du diffuseur apparaissent alors des ondes de chocs obliques 16 attachées aux bords d'attaque 12 et de faible intensité. Le débit en volume du compresseur est alors invariable et la caractéristique $E(Q_v)$ est celle montrée en tirets sur la figure 3. En effet, lorsque le choc de recompression 15' remonte au voisinage du col par augmentation de la contrepression, son intensité reste finie et il n'est pas possible de passer par diminution continue du débit Q_v du schéma d'écoulement amorcé au schéma d'écoulement désamorcé. Tout accroissement supplémentaire de la contrepression fait sortir le choc de recompression du diffuseur vers l'amont, ce qui entraîne immédiatement le pompage.

Ce n'est que lorsque le nombre de Mach est voisin de la frontière entre écoulement amorcé et écoulement désamorcé, pour $M = 1,25$ environ, que l'existence de couches limites turbulentes au col, ayant une épaisseur fonction de la contrepression, permet de stabiliser le choc de désamorçage sur une plage de débit qui est toutefois très faible, ne dépassant pas 5%.

Au contraire, le rotor présente une plage de débit en volume qui est beaucoup plus importante que celle du diffuseur car la vitesse relative d'entrée évolue entre la tête de l'aube, pour laquelle elle est supersonique, et le pied de l'aube, pour laquelle elle est souvent subsonique (de 1,4 à 0,7 par exemple). La plage de variation de débit en volume est souvent de l'ordre de 30%. Si elle est inférieure à celle des rotors transoniques et subsoniques, elle reste toutefois suffisante pour beaucoup d'applications et en tous cas elle montre que la limitation de la plage de débit est due essentiellement au diffuseur.

On décrira maintenant diverses solutions conformes à l'invention, permettant de donner une plage de débit à un diffuseur du type montré en figures 2 et 4.

Tous ces modes de réalisation comportent, pour chaque canal inter-aubes 14, deux fentes pariétales placées à cheval sur le col aérodynamique. Ce col peut ne pas être exactement

confondu avec le col géométrique, du fait de l'épaississement de la couche limite dans le sens de l'écoulement. Il en est toujours toutefois très proche et, étant donné la longueur nécessaire pour les fentes dans le sens de l'écoulement, la condition est toujours remplie si l'on dispose la fente à peu près symétriquement par rapport au col géométrique. Les figures 5 et 6 montrent un emplacement possible d'une fente 17. Celle-ci se trouve en arrière de la zone d'entrée du diffuseur, correspondant à la partie découverte de l'extrados 18, délimitée par la ligne en tirets 19 et empiète sur la zone du col, où le canal est à faces parallèles ou à angle de divergence très faible (de l'ordre de 2° par exemple) pour compenser l'épaississement de la couche limite. La fente 17 déborde également sur la partie de divergence du canal, à partir du col S_c , dont la divergence α est généralement de l'ordre de 5° .

Chaque fente 17 occupera généralement la totalité de la largeur du canal. La longueur l dans le sens de l'écoulement sera égale ou supérieure à la moitié de la hauteur de la veine du diffuseur. Ainsi la section de passage totale offerte par les fentes 17 sera au moins égale à la section de passage minimale du diffuseur. Celui-ci sera avantageusement réalisé de façon que la longueur de la zone de col, allant de la ligne 19 à la section minimum S_c , soit approximativement égale à la moitié de la largeur du canal à la fin de la zone d'entrée.

Les fentes situées d'un même côté du canal doivent toutes communiquer avec un même volume d'amortissement.

Dans le mode de réalisation montré en figures 7 et 8, le volume d'amortissement associé à chaque jeu de fentes comporte deux canaux secondaires parallèles aux canaux interaubes, c'est-à-dire légèrement divergents et reliés par des gorges annulaires.

On voit sur les figures 7 et 8 que les fentes 17 côté arbre 21 du rotor 25 s'ouvrent chacune dans un canal secondaire 22 ménagé dans le carter 20 du compresseur. Ces canaux secondaires 22 s'ouvrent dans une gorge annulaire périphérique 23 commune à tous les canaux 22.

De façon similaire, les fentes 17a placées côté 24 du rotor 25 s'ouvrent dans des canaux secondaires 22a qui débouchent dans une gorge annulaire périphérique 23a. Des

trous 27 (figure 7) mettent en communication les gorges annulaires 23 et 23a. En variante, les trous 27 n'existent pas.

La section droite des passages reliant ainsi les fentes les unes aux autres doit être dimensionnée de façon qu'aucune onde de choc ne s'y produise. Pour cela, il faut que les sections soient à tout emplacement au moins égales à la section droite de la fente. Pour que par ailleurs chaque jeu de fentes 17, 17a puisse pendant de courts instants dériver la totalité du débit qui passe dans le canal inter-aubes correspondant 14, on donnera avantageusement aux deux fentes une section droite cumulée supérieure à celle du canal au col, typiquement de 20 % supérieure. Il est par ailleurs souhaitable que les fentes 17 et 17a soient au moins approximativement symétriques l'une de l'autre par rapport au plan médian du canal.

Dans la variante de réalisation de l'invention montrée en figure 9, les fentes 17 et 17a débouchent non plus dans des canaux secondaires, mais dans des volumes annulaires secondaires respectifs 28 et 28a délimités par des plans perpendiculaires à l'axe de rotation. Ces volumes sont encore ménagés dans le carter, côté arbre du rotor et côté entrée du rotor, et reliés par des passages de section au moins égale à celle des fentes.

Dans les deux modes de réalisation, on utilisera un volume secondaire du même ordre de grandeur, qui sera avantageusement de l'ordre de six millièmes du volume à l'aval du diffuseur, compté jusqu'à la vanne de réglage de la contre-pression ou jusqu'au distributeur de la turbine, si le compresseur alimente une turbine à gaz.

Sur la figure 7, le rotor comporte des pales qui sont dirigées radialement dans la zone de sortie. En fait, une telle disposition n'est satisfaisante que lors du fonctionnement en survitesse. En dehors des cas où le rotor est à vitesse variable et susceptible de fonctionner fréquemment en survitesse, alors qu'il est bloqué en débit, on aura intérêt à coucher la partie terminale des pales en arrière du sens de rotation d'un angle au moins égal à 30°, comme indiqué en tirets sur la figure 7.

Les essais effectués sur un compresseur centrifuge

supersonique suivant l'invention ont montré que la présence des fentes 17 et des volumes secondaires formant tampon permet d'accroître de manière sensible la plage de débit en volume du diffuseur en régime d'écoulement amorcé. La plage
5 de débit-volume en fonctionnement, pratiquement nulle en l'absence de fentes lors du régime amorcé, prend une valeur de l'ordre de 40 %, comme indiqué par la ligne en traits pleins sur la figure 3. Par contre, les fentes ne modifient pratiquement ni le débit-volume limite Q_0 , ni l'efficacité
10 E maximale pour le débit-volume limite.

Dans la pratique, l'existence d'une plage de débit en volume se traduit par de nombreux avantages sur les compresseurs supersoniques classiques :

- Etant donné que, sur un compresseur classique, la caractéristique est verticale (figure 3), il est nécessaire, pour des raisons de sécurité, de faire fonctionner le compresseur à un taux de compression inférieur, typiquement de 10 % environ, à celui obtenu au pompage. Par exemple, si le taux de compression est égal à 10 lorsqu'intervient
15 le pompage, avec un rendement isantropique de 0,75, on choisira généralement le point de fonctionnement pour que le taux de compression soit de 9,09 et le rendement de 0,708. L'invention permet de s'affranchir de cette marge de sécurité et donc de gagner 10 % environ sur le rapport
20 de pression et 4,2 % sur le rendement.
- Lors du fonctionnement à la vitesse nominale où le rotor et le diffuseur présentent une bonne adaptation aérodynamique, pour une machine correctement conçue, la mise en oeuvre de l'invention permet d'obtenir une plage de fonctionnement importante. Cette plage sera d'autant plus
30 marquée que l'angle d'inclinaison des pales du rotor 25 dans la zone de sortie du rotor est plus important, un angle de 45° étant souvent avantageux.
- Si le compresseur fonctionne à vitesse variable, et notamment pendant une fraction du temps en survitesse, avec blocage en débit du rotor (le terme "blocage en débit" signifiant que le débit limite délivré par le rotor pour une vitesse de rotation donnée est atteint), la mise en
35

oeuvre de l'invention permet d'accroître le rapport de pression et le rendement, d'autant plus que le rotor est moins bien adapté au diffuseur à cette survitesse. Dans la pratique, l'accroissement du rapport de pression peut atteindre 25 % et celui du rendement 3 % environ.

Il semble que l'on puisse expliquer les résultats favorables obtenus par l'invention de la façon suivante, étant bien entendu que la validité du présent brevet n'est pas subordonnée à l'exactitude complète des hypothèses formulées.

On supposera pour simplifier que le compresseur considéré est du type centrifuge, muni d'un rotor dont le nombre de Mach relatif d'entrée est de 1,3 environ en tête de pale. On supposera également que le nombre de Mach absolu à l'entrée du diffuseur est de l'ordre de 1,4 : l'écoulement est alors amorcé.

Dans le cas d'un compresseur démunie de fentes, le régime est alors celui illustré en figure 3. Le pompage intervient dès que la diminution de la section de la vanne de contre-pression a provoqué la remontée vers l'amont du choc de recompression 15' à un point tel que ce choc se place au col S_c du canal inter-aubes 14.

Si le diffuseur est muni de fentes et de volumes secondaires suivant l'invention, l'évolution du régime est au contraire celle qui sera maintenant décrite en faisant référence aux figures 10, 11 et 12.

Si la vanne de contre-pression 29 est suffisamment ouverte pour que le choc de recompression 15' soit situé en aval des fentes 17 (figure 10), le régime est sensiblement le même que dans le cas d'un compresseur classique. Le choc de recompression 15' est dans une position stable, liée à une faible valeur de la pression dans le volume 30 situé entre le diffuseur et la vanne 29. Dans le cas de l'exemple mentionné plus haut, la pression statique correspondante sera de l'ordre de $0,3 \pi$, où π représente la pression d'arrêt en amont du diffuseur.

Si on suppose maintenant qu'on étrangle l'écoulement en fermant partiellement la vanne 29, le choc 15' se porte légèrement en amont de la fente 17, mais reste en aval du

col (figure 11). L'écoulement principal (c'est-à-dire vers le volume aval 30) au niveau des fentes 17 est alors porté à une pression égale à $0,7 \pi$ environ. L'écart entre la pression dans l'écoulement principal et la pression dans les volumes secondaires, où règne une pression statique de $0,3 \pi$, est tel que les fentes 17 constituent, pendant une courte période de temps δt , des cols soniques par lesquels une grande partie du débit principal passe dans le volume secondaire.

10 Pendant cette période, la vanne de contre-pression, qui constitue également un col sonique du fait du grand rapport de pression entre le volume aval et l'éjection, est traversée par un débit d'éjection constant.

La pression dans le volume aval 30 diminue légèrement, du fait que l'apport de fluide provenant du rotor ne compense plus le débit qui s'échappe par la vanne 29. Cette diminution de pression rappelle le choc 15' vers une position en aval des fentes 17. Dès que ce choc de recompression est passé en aval des fentes 17, un débit supplémentaire s'échappe vers l'aval à partir du volume secondaire, comme indiqué par une flèche sur la figure 12. La pression dans le volume aval 30 tend de nouveau à augmenter et à rappeler le choc 15' vers l'amont de la fente.

On voit qu'à partir d'une contre-pression déterminée, qui conduirait au pompage en l'absence du dispositif suivant l'invention, le choc de recompression oscille de part et d'autre de la fente 17, ce régime de fonctionnement évitant le pompage.

Pour que le phénomène soit stable, il faut toutefois que deux conditions soient remplies.

- La courbe de variation du rapport de compression de l'étage (ensemble rotor-diffuseur) du débit réduit doit avoir une pente négative, comme indiqué sur la figure 13. Puisque la courbe de variation de l'efficacité E du diffuseur suivant l'invention en fonction du débit-volume présente une pente positive dans la région C' B' où le choc de recompression oscille autour de la fente (figure 3), cette condition ne peut être remplie que si la courbe de variation du rapport de pression

fournie par le rotor en fonction du débit réduit a une pente négative suffisante. Pour cela, on est amené à cou-
cher en arrière les pales du rotor, comme indiqué sur la
figure 7. Toutefois, la condition est remplie de façon
5 inhérente lorsque le rotor est bloqué en débit, ce qui se-
ra en général le cas lors du fonctionnement en survitesse.

A titre d'exmple supplémentaire on peut indiquer que
les essais effectués sur des compresseurs réels avec
rotor bloqué en débit ont fait apparaître que l'adjonc-
10 tion d'un dispositif suivant l'invention permet d'accroî-
tre très sensiblement le rapport de pression de 7,45 à
• 9,3 , ce qui traduit une très large augmentation du débit
volume du diffuseur qui, de 0 %, passe à 40 %.

Il va sans dire que l'invention ne se limite pas aux
15 modes particuliers de réalisation qui ont été représentés
et décrits à titre d'exemples et il doit être entendu que
la portée du présent brevet s'étend aux variantes restant
dans le cadre des équivalences.

En particulier chaque fente peut naturellement être
20 fractionnée en plusieurs ouvertures distinctes pour augmen-
ter la rigidité, à condition que les parties restant entre
les fragments d'ouverture aient une faible dimension dans le
sens longitudinal de l'écoulement.

REVENDEICATIONS

1. Compresseur supersonique comprenant un diffuseur et un rotor prévu pour fournir du fluide à une vitesse absolue au moins égale à un nombre de Mach de 1,2 au diffuseur, à son point nominal de fonctionnement, le diffuseur comprenant une pluralité d'aubes
5 portées par un carter, régulièrement réparties angulairement et délimitant des canaux inter-aubes présentant un col en aval des bords d'attaque des aubes, caractérisé en ce que chaque canal inter-aubes du diffuseur est muni de deux fentes pariétales (17, 17a) dont le développement dans le sens de
10 l'écoulement est tel qu'elles débordent de part et d'autre du col du canal inter-aubes, toutes les fentes situées d'un même côté du canal communiquant avec un volume secondaire commun par des passages dont la section est partout au moins égale à celle des fentes.
- 15 2. Compresseur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que les fentes associées à un même canal sont disposées symétriquement de part et d'autre du plan médian du canal.
3. Compresseur suivant la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que chaque fente est disposée de façon sensiblement symétrique par rapport
20 au col géométrique du canal inter-aubes.
4. Compresseur suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que chaque fente occupe la totalité de la largeur du canal et en ce que sa longueur dans le sens de l'écoulement est au moins égale à la moitié de la
25 hauteur de la veine du diffuseur.
5. Compresseur suivant l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que chaque volume secondaire associé à un jeu de fentes comporte un canal secondaire pour chaque fente, tous les canaux étant reliés par une gorge annu-
30 laire.
6. Compresseur suivant l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que chaque volume secondaire est constitué par un espace délimité par des plans perpendiculaires à l'axe de rotation, ménagé dans le carter du diffuseur et s'ouvrant dans les canaux inter-aubes par les fentes.
- 35 7. Compresseur suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que les deux volumes associés aux deux jeux de fentes sont reliés par des passages

à travers les aubes du diffuseur.

8. Compresseur suivant l'une quelconque des revendications précédentes caractérisé en ce que les volumes secondaires représentent une fraction égale à 0,6% environ du
- 5 volume à l'aval du diffuseur.

9. Compresseur suivant l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que le rotor comporte des pales dont l'inclinaison vers l'arrière dans la zone de sortie est de 30° au moins.

Fig.1.

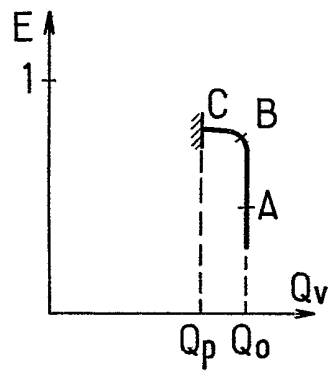


Fig.3.

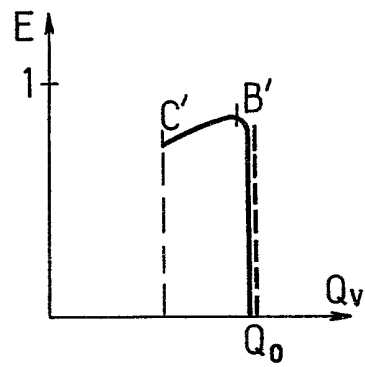


Fig.10.

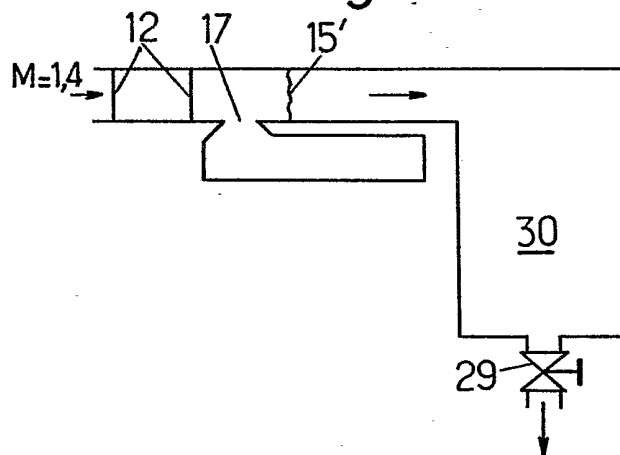


Fig.12.

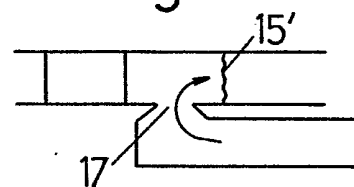


Fig.11.

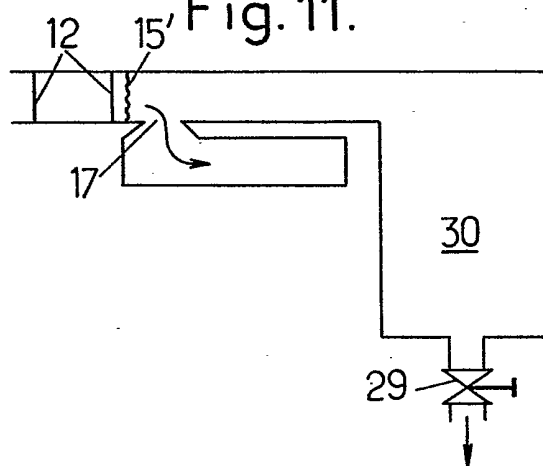
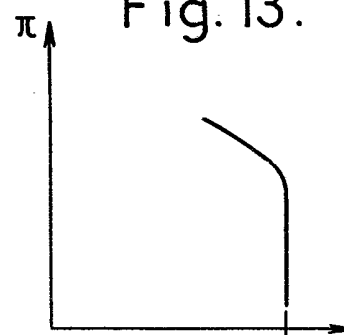


Fig.13.



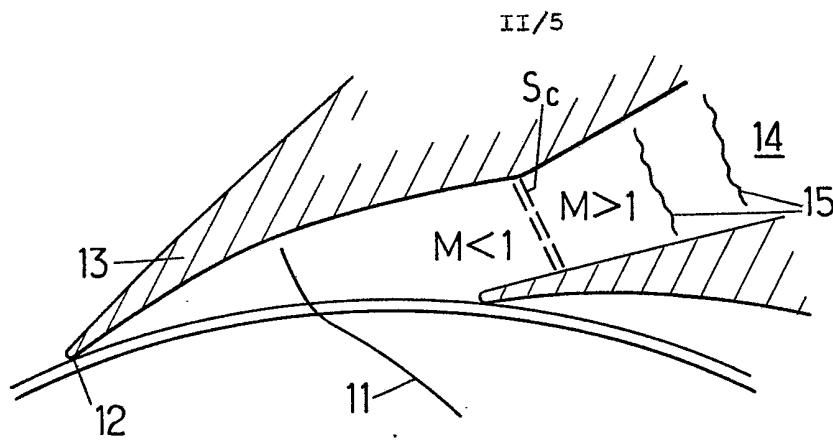


Fig. 2.

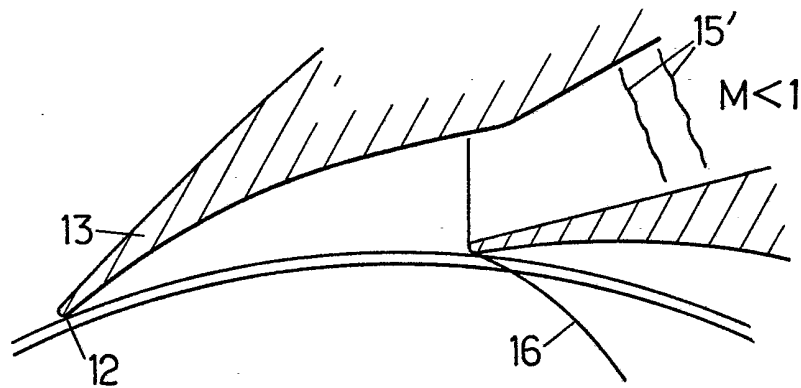


Fig. 4.

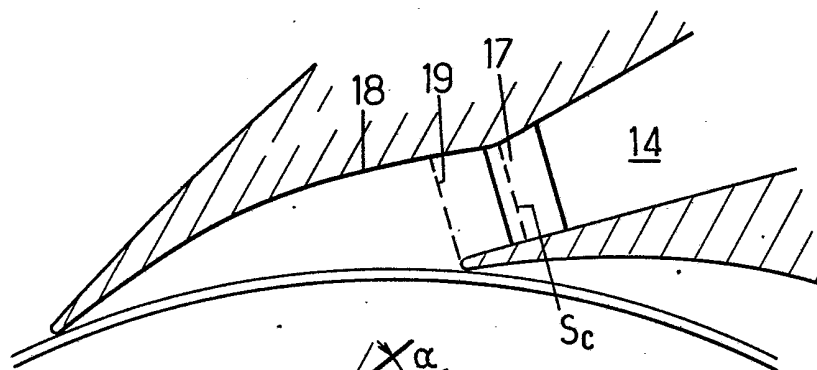


Fig. 5.

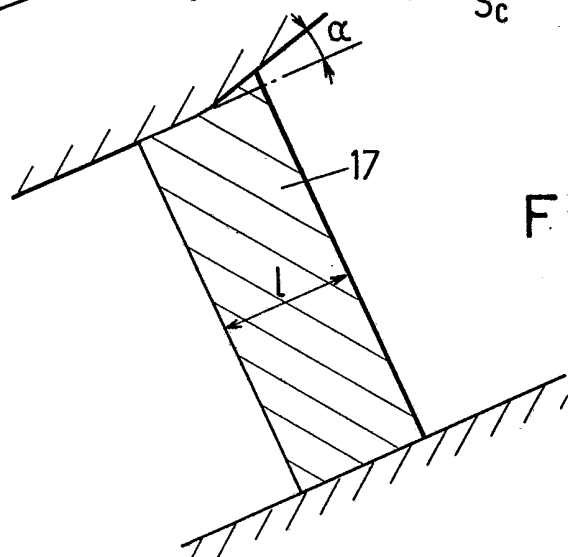


Fig. 6.

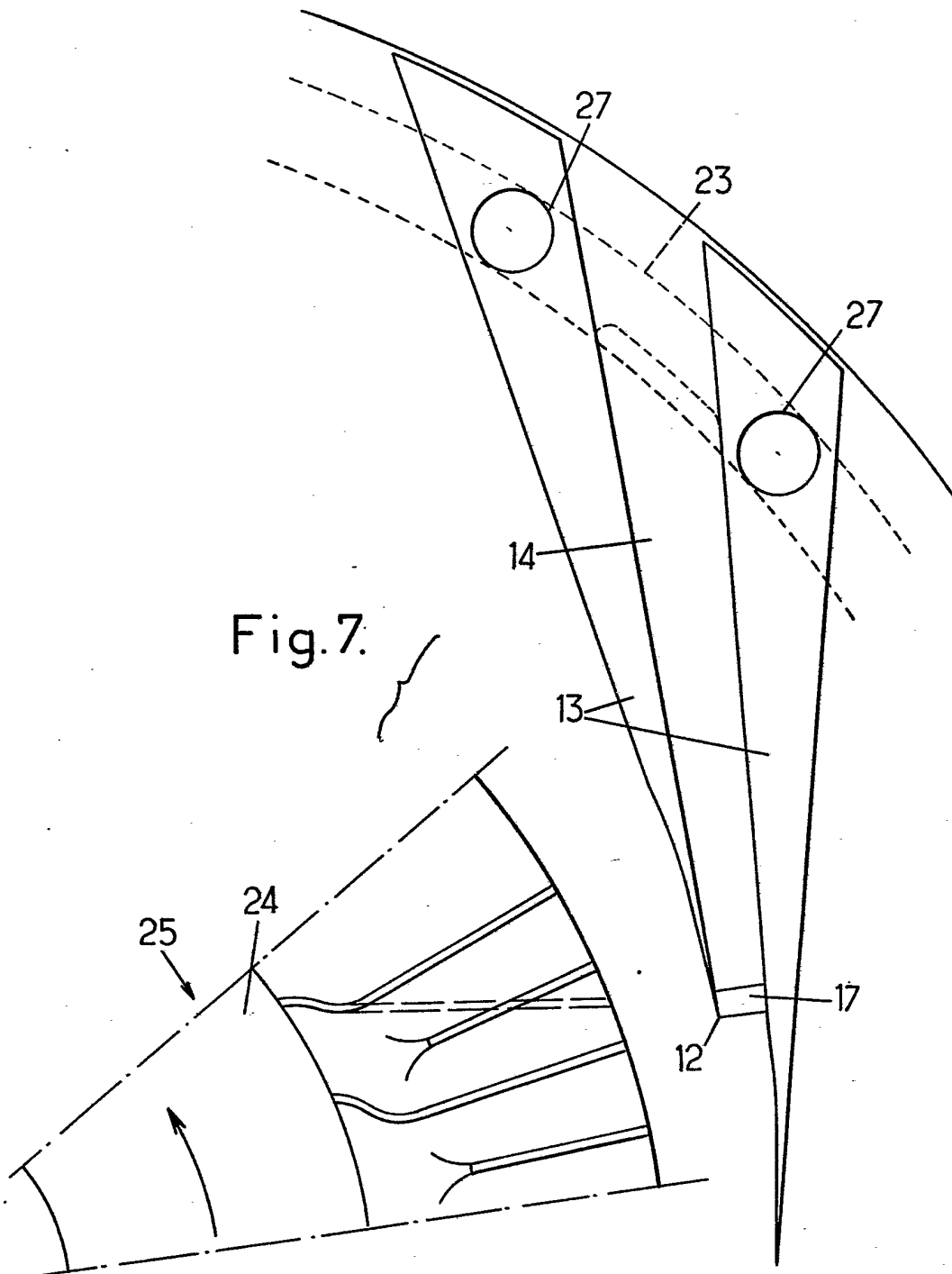


Fig. 8.

