

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

⑫

N° 82 15530

⑤④ Machine thermodynamique à cycle adiabatique formant moteur ou compresseur, notamment pour pompe à chaleur.

⑤① Classification internationale (Int. Cl.³). F 02 B 29/00; F 02 M 35/10; F 04 C 15/00.

②② Date de dépôt..... 14 septembre 1982.

③③ ③② ③① Priorité revendiquée : US, 14 septembre 1981, n° 302.167.

④① Date de la mise à la disposition du
public de la demande..... B.O.P.I. — « Listes » n° 11 du 18-3-1983.

⑦① Déposant : Société dite : COLGATE THERMODYNAMICS CO. — US.

⑦② Invention de : Stirling A. Colgate.

⑦③ Titulaire : *Idem* ⑦①

⑦④ Mandataire : Cabinet Beau de Loménie,
55, rue d'Amsterdam, 75008 Paris.

La présente invention concerne les machines thermodynamiques à cycle adiabatique, notamment les moteurs et les compresseurs, ainsi que des pompes à chaleur comprenant de telles machines thermodynamiques.

5 Il existe deux types principaux de machines utilisés pour fournir du travail pour la compression de gaz ou pour recueillir du travail de la détente de gaz. Ces deux types principaux de machines sont les machines volumétriques et les machines à turbine. Les machines volumétriques compor-
10 tent des pistons ou des rotors à palettes entraînés mécaniquement ou assurant un entraînement mécanique. Un volume de gaz est transporté à vitesse relativement faible d'un volume à un volume différent, plus grand ou plus petit, suivant la fonction du compresseur ou du moteur. Dans l'autre type de
15 machine, les turbines, le courant de gaz entre les ailettes s'effectue à une vitesse correspondant sensiblement à la vitesse du son dans le gaz. Les spécialistes dans la conception de telles machines savent que les turbines peuvent avoir un meilleur rendement que les machines volumétriques. La raison
20 de cette différence de rendement n'a pas été souvent très claire. La connaissance de la cause de ce mauvais rendement permet la réalisation d'une machine volumétrique, d'une machine telle que la perte de rendement est réduite d'un facteur important afin qu'elle soit minimale. Evidemment,
25 il existe la perte d'énergie supplémentaire et bien connue due au frottement entre le piston auxiliaire, le piston ou les palettes et les parois de la chambre, dans une machine volumétrique. La turbine évite elle-même cette réduction du rendement mais elle présente d'autres inconvénients tels
30 que le frottement d'un courant aérodynamique à des vitesses proches de la vitesse du son.

On considère maintenant l'échange thermique et les pertes totales d'énergie. Les pertes par frottement entre les éléments glissants sont importantes mais elles
35 ne constituent pas habituellement les principales pertes d'énergie dans une machine. Cependant, on considère plus précisément dans la suite du présent mémoire une propriété d'une

machine volumétrique qui présente une perte essentielle de rendement et qui n'est pas bien comprise. Il s'agit de l'échange de chaleur entre les gaz comprimés ou détendus et des parois délimitant le volume de travail. Cet échange
5 de chaleur est habituellement accepté comme étant inhérent. Cependant, on considère selon l'invention qu'il peut être notablement réduit.

On considère maintenant l'échange de chaleur avec les parois. On considère d'abord les compresseurs, bien
10 que les remarques qui suivent s'appliquent également à des moteurs à détente, en inversant les termes utilisés. Lorsqu'un gaz subit une compression adiabatique, il s'échauffe en fonction de la compression ainsi que d'une augmentation de la pression. L'augmentation de température et de pression
15 satisfait aux relations bien connues de la loi adiabatique. Dans certains cas, par exemple dans un compresseur d'air, la chaleur due à l'augmentation de température créée dans le gaz est ensuite rejetée sous une forme perdue bien qu'une fraction importante et même essentielle du travail utile
20 puisse être perdue par rejet de cette chaleur. Dans le cas particulier d'un compresseur d'air dans lequel cette chaleur est rejetée, il est plus efficace de rejeter cette chaleur le plus tôt possible au cours du cycle afin qu'un travail plus faible soit réalisé pour l'obtention d'un volume voulu
25 de gaz froids comprimés. Dans d'autres cas de l'utilisation d'un compresseur, par exemple, dans une pompe à chaleur à cycle de Rankine ou dans un cycle de compression de divers moteurs à combustion interne, cet écart par rapport à la compression adiabatique, dû à l'échange de chaleur du fluide
30 de travail, c'est-à-dire du gaz, avec les parois du compresseur, constitue un inconvénient essentiel et est une cause prépondérante de la réduction du rendement dans le système. L'invention concerne la réalisation convenable des lumières d'entrée et de sortie d'une machine volumétrique adiabatique
35 permettant une réduction à une faible valeur de cet échange de chaleur.

Le mécanisme de cette perte de chaleur est le

mouvement turbulent du fluide de travail qui vient au contact des parois pendant la compression ou la détente. Cet échange de chaleur comporte deux parties (1) d'échange de chaleur entre le gaz et la paroi lorsque celle-ci est
5 maintenue à une même température, et (2) l'impédance thermique de la paroi elle-même. Il s'avère que l'impédance thermique de la paroi est telle que la paroi joue le rôle d'un réservoir formant une moyenne par retardement ou par inertie, en prenant une température égale à la température moyenne du
10 gaz avec un retard de phase dans la course. Le retard de phase dans le temps et l'amplitude de cet échange de chaleur sont nuisibles au rendement adiabatique.

On considère maintenant la profondeur de pénétration thermique. On peut calculer la masse calorifique de la
15 paroi pendant le contact transitoire avec le gaz, par calcul de la profondeur de pénétration thermique pendant le temps du contact. Cette profondeur de pénétration thermique d , qui représente la pénétration de la chaleur (ou du froid) pendant un temps déterminé t , est représentée mathématiquement sous
20 la forme :

$$d = (K/C_V t)^{1/2}$$

C_V étant la chaleur spécifique de la matière de la paroi, K la conductibilité thermique et t le temps. Le rapport (K/C_V) est souvent appelé coefficient de diffusion. Pour
25 des exemples de matières pour lesquelles C_V est de l'ordre de $4 \text{ W/cm}^3 \cdot \text{degré}$, et pour un temps de 10^{-2} s . (pour une course à 3000 tr/min) ou plus, la profondeur de pénétration varie entre $3 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$ pour une matière plastique ayant un coefficient K de $4 \cdot 10^{-3} \text{ W/cm}^3 \cdot \text{degré}$ à la vitesse la plus
30 élevée et $3 \cdot 10^{-2} \text{ cm}$ pour un métal et un piston lent de grande dimension. La profondeur de pénétration la plus petite correspond déjà à une masse calorifique équivalant à plusieurs centimètres d'air ou de "Freon" à la pression atmosphérique. En conséquence, la masse calorifique de la paroi au contact
35 du gaz est comparable à celle du gaz ou est supérieure. Habituellement, dans les calculs de machines, on néglige ce facteur dû à la profondeur de pénétration et on suppose que

la paroi prend une température qui est la moyenne du débit de chaleur à partir du gaz, au cours du temps. Dans ce cas, le facteur essentiel pour la détermination de la perte de chaleur est l'échange thermique théorique du gaz avec une
 5 paroi supposée isotherme, d'une manière presque indépendante des propriétés de la paroi. Le présent mémoire montre aussi l'importance du retard ou de l'inertie présenté par l'écoulement de la chaleur. On considère d'abord l'effet de la profondeur de pénétration. On suppose que les parois de la chambre
 10 sont lisses et la perte de chaleur est alors contrôlée par l'échange d'un écoulement turbulent avec une paroi lisse.

On considère maintenant plus en détail un écoulement de chaleur par diffusion. La figure 1 représente la solution classique du problème de la diffusion de la
 15 chaleur d'un réservoir ou source 1 à un second réservoir ou source 2. On suppose que le réservoir 1 est le plus chaud à une température T_1 et contient un gaz turbulent ayant une aptitude pratiquement infinie à transporter la chaleur jusqu'à une cloison 3. La chaleur diffuse dans la région 2
 20 et hors de celle-ci avec une diffusivité K/C_V . La distribution de la chaleur ou de la température T en fonction de la profondeur x suit une séquence de solutions sous forme de la fonction erreur avec

$$T = T_2 + (T_1 - T_2) \exp(-x^2/d^2)$$

25

$$\text{ou } T = T_2 + (T_1 - T_2) e^{-x^2/d^2}$$

et, comme précédemment

$$d = (K/C_V t)^{1/2}$$

La distance d représente le centroïde de la profondeur de
 30 pénétration de l'onde thermique. Les trois courbes d_1 , d_2 , d_3 représentent les profils de la température à des temps t_1 , t_2 , t_3 , les profondeurs caractéristiques de pénétration étant de plus en plus élevées de d_1 à d_2 et à d_3 . Si la température T_2 varie avec le temps, par exemple dans un
 35 cylindre ayant alternativement des gaz chauds et froids, la distribution réelle de la température doit être une addition simple de telles solutions. En ce sens, le "froid"

(c'est-à-dire une température T_1 inférieure à la température T_2) peut pénétrer dans la paroi aussi bien que la chaleur lorsque T_1 dépasse T_2 . La profondeur de pénétration représente la profondeur caractéristique moyenne pour chaque variation de température pendant un temps t . La masse calorifique décrite par chaque courbe est égale à $H = (T_1 - T_2)C_V$ si bien que plus le temps pendant lequel la chaleur peut s'infiltrer est grand et plus la chaleur transmise est importante. Le tableau qui suit indique des exemples de diffusivité et de masse calorifique de la profondeur de pénétration pour diverses matières. On choisit une fréquence de 3000 tr/min à titre illustratif, et la masse calorifique de la profondeur de pénétration est comparée à des gaz de combustion comprimés avec un rapport 8/1 dans un moteur à cycle d'Otto.

TABLEAU

Diffusivité et masse calorifique de la profondeur de pénétration pour divers matériaux, pour 3000 tr/min,
 $t = 1/(2 f) = 0,01$ sec.

	Conductibi- lité thermique W/cm ²	Capacité calorifique W/cm ³	Diffu- sivité cm ² / K/C _V	Masse calori- fuge de la profondeur de pénétration $C_V(Dt)^{1/2}$ W/cm ²
25				
acier au carbone	0,5	3,4	0,13	0,0686
acier inoxydable	0,14	3,4	0,036	0,0364
nickel-chrome	0,11	3,4	0,028	0,0318
bronze au phosphore	2,2	3,5	0,55	0,146
cuivre au béryl-				
30 lium	0,8	3,5	0,20	0,088
Alliage d'aluminium	1,6	2,4	0,57	0,105
carbone (coke)	0,28	1,3	0,2	0,0314
céramique d'alumine	0,30	3,3	0,08	0,054
silice fondue	0,016	3,3	0,004	0,013
35	La capacité calorifique d'air en présence de carburant pour une compression d'un facteur 8 est de 2.10^{-2} W/cm ³ .			

On considère maintenant un échange de chaleur turbulent avec une surface lisse. Lorsqu'un gaz s'écoule dans une tuyauterie à parois lisses, les propriétés de l'échange de chaleur d'un fluide turbulent sont telles que le gaz

5 atteint l'équilibre thermique avec la paroi après avoir parcouru sensiblement 50 diamètres de tuyauterie (American Handbook of Physics, 1963, Prentice Hall, N.Y. p. 256 et 257). Il s'agit aussi de la longueur de ralentissement visqueux ou de la longueur nécessaire à la dissipation de l'énergie

10 cinétique. Cette quantité de 50 diamètres de la tuyauterie est déterminée d'après les propriétés particulières de la sous-couche laminaire. Il s'agit de la couche limite entre le courant turbulent et la paroi lisse de la tuyauterie. Dans le cas du cylindre ou d'un autre volume de compression,

15 la considération nécessaire porte sur la distance parcourue par le fluide (ou le gaz) au contact de la paroi pendant la durée d'une course. Lorsque le gaz pénètre par une soupape avec une vitesse élevée par rapport à la chambre, le gaz circule de nombreuses fois dans la chambre de combustion

20 pendant la durée d'une course de compression ou de détente. Le nombre de cycles de circulation peut être estimé grossièrement par le rapport de la vitesse des gaz pénétrant par la soupape d'admission à la vitesse du piston. Le rapport moyen de la section de la soupape à la section du piston est souvent

25 d'environ 20/1 (Taylor, C.F., The internal Combustion Engine In Theory and Practice, 1966, Vol. 1, 2.), si bien que les gaz pénétrant dans le cylindre ont des vitesses comprises entre 10 et 20 fois la vitesse du piston. En général, les gaz pénètrent dans la chambre d'une manière non symétrique

30 par rapport au volume de compression si bien que la turbulence créée par le courant est supérieure à celle qui est provoquée dans un courant de fluide se déplaçant dans une tuyauterie normale. En conséquence, l'échange de chaleur avec la paroi est accru lorsque la turbulence est accrue. On prévoit une

35 multiplication par un facteur sensiblement égal à e de l'échange de chaleur en 10 circulations car le gaz s'écoulant au niveau des coins est plus turbulent qu'un courant dans une

tuyauterie rectiligne. En conséquence, le piston habituel ayant des soupapes d'admission de petites dimensions permet un échange de chaleur du gaz avec la paroi pour la moitié environ de la chaleur différentielle du gaz pendant le temps
5 d'une course de compression ou de détente. Comme la température différentielle de la paroi par rapport au gaz correspond sensiblement à la moitié de la différence totale de température, le quart environ de la chaleur est perdu dans la paroi. C'est cet échange de chaleur important qui est la cause principale
10 de la réduction de rendement de ces machines de traitement de gaz. La seule possibilité pour éviter cette perte de chaleur est de permettre au gaz de pénétrer dans le volume de compression avec de faibles vitesses. La distance parcourue par le gaz pendant une course est alors faible (exprimée
15 en diamètre), et l'échange de chaleur est faible. Si la vitesse de circulation du gaz entrant correspond précisément avec la vitesse du piston ou d'autres organes de compression, on peut prévoir la présence d'une couche limite faiblement turbulente, c'est-à-dire qu'il ne s'agit pas d'un courant
20 parfaitement laminaire, mais présentant au contraire une faible turbulence. On considère que cette turbulence presque absente correspond à un écoulement presque laminaire, et il est primordial d'obtenir un écoulement presque laminaire du gaz admis dans le cycle de compression ou de détente.
25 Si l'écoulement doit être presque laminaire à la vitesse du piston, la section de la lumière d'admission doit être proche de la section totale du piston. De manière analogue, dans un moteur à détente, les lumières d'admission doivent encore être égales à la section du piston. Cette considération
30 s'applique aux machines à palettes rotatives.

On considère maintenant la perte de rendement due à l'échange de chaleur du gaz avec la paroi dans un cycle adiabatique. On suppose qu'un gaz à une température initiale T_1 est comprimé de manière que sa température finale
35 soit égale à T_3 , en cas d'une compression adiabatique parfaite, mais le gaz est au contraire maintenu dans les conditions isothermes, à une température intermédiaire T_2 , pendant la

dernière partie de la compression. La température T_1 est donc inférieure à T_2 qui est elle-même inférieure à T_3 et l'énergie calorifique contenue dans le gaz après qu'il a quitté le piston est inférieure à celle qu'il aurait normalement, d'un rapport T_2/T_3 . (La masse du gaz se conserve).
En conséquence, ce facteur de perte de rendement ou la perte de chaleur correspond à la différence de température $T_3 - T_2$ divisée par la chaleur qu'aurait contenu le gaz, c'est-à-dire proportionnel à $T_3 - T_1$. Suivant le refroidissement des parois du cylindre et d'autres facteurs, la température T_2 ne peut se trouver qu'à mi-chemin entre les températures T_1 et T_3 et en conséquence, la machine de compression a un rendement de 50 % lorsqu'elle effectue une compression adiabatique. La température T_2 qu'atteint la paroi est une fonction compliquée du processus d'échange de chaleur et du refroidissement des parois. En général, le gaz ne vient pas à l'équilibre en tous points de la course et ainsi seule une approximation de cette perte de chaleur est observée en réalité. Cependant, le fait qu'un calcul simple indique qu'une quantité pouvant atteindre 50 % de la quantité théorique maximale de chaleur peut être échangée est une raison suffisante pour qu'on essaie de réaliser des machines ne présentant pas ce court-circuit thermique et la perte correspondante de rendement.

Si la paroi reste à la température T_2 , cette perte de chaleur vers les parois est un avantage en réalité dans un compresseur, par exemple dans un cycle de réfrigération ou dans un compresseur normal d'air. Cependant, l'échange de chaleur du gaz vers la paroi est plus compliqué.

Si le gaz peut perdre de la chaleur au profit de la paroi dans une partie du cycle, il peut aussi en recevoir de la chaleur dans une autre partie du cycle, lorsque la paroi est plus chaude que le gaz. La paroi est plus chaude que le gaz pendant une période transitoire étant donné l'effet de la profondeur de pénétration. Cet effet du chauffage du gaz par la paroi est particulièrement nuisible au rendement du compresseur car le chauffage du gaz a lieu à son admission,

lorsque la paroi est plus chaude que le gaz admis. Le gaz est alors comprimé avec une plus grande quantité de chaleur que dans le cycle adiabatique idéal si bien qu'il faut plus de travail que la quantité qui est nécessaire dans un cycle idéal. Ainsi, la chaleur est échangée avec un retard de phase nuisible. On considère maintenant ces cycles idéaux, avec et sans échange thermique avec la paroi, en référence à la figure 2.

Le gaz est aspiré dans le cylindre pendant la course d'admission à partir d'une température T_0 , le long de la courbe à pression constante P_0 jusqu'au volume V_0 . Dans le cycle idéal, la compression commence au volume V_0 et suit la courbe adiabatique vraie 1 pour atteindre la pression finale P_1 du réservoir avec un volume V_1 et une température T_1 . Plusieurs possibilités dues au chauffage du gaz par la paroi existent alors.

(1) Si le gaz est échauffé de $+T_{diff}$ uniquement pendant l'aspiration, la relation pression-volume reste la même. Ainsi, comme le gaz n'est échauffé par les parois que pendant l'admission et non pendant la compression, la compression est adiabatique par hypothèse et l'état obtenu V_1, P_1 est le même, mais la température est plus élevée : $T = (T_{diff} + T_0)/T_0 \times T_1$. L'excès de chaleur est ultérieurement rejeté, si bien qu'il faut une plus grande quantité de travail pour la transmission d'une même masse de gaz.

(2) De la chaleur peut être ajoutée après le début de compression et le gaz suit la courbe 2 qui est plus abrupte que la courbe adiabatique pure. La température du gaz risque alors de dépasser la température de la paroi avec transfert de chaleur du gaz à la paroi et la courbe s'incurve comme indiqué par la référence 3, si bien qu'elle est moins inclinée que la courbe adiabatique 1. Le travail nécessaire est plus grand. La courbe 4 est plus réaliste en ce que le refroidissement du gaz comprimé par la paroi à la fin du cycle peut réduire en réalité la température finale du gaz T_4 au volume V_4 au-dessous de T_1 au volume V_1 du cas adiabatique, mais le travail résultant dépasse encore le

travail du cycle adiabatique.

(3) La paroi peut être refroidie parfaitement et maintenue à la température T_0 , et le gaz peut échanger de la chaleur avec la paroi d'une manière parfaite, la compression étant alors isotherme le long de la courbe 5. Il s'agit du cycle nécessitant un travail minimal pour l'obtention d'un gaz froid à la température finale $T_5 = T_0$. Il ne peut pas être obtenu en pratique, toujours à cause (1) des considérations portant sur la profondeur de pénétration, isolant l'intérieur par rapport à l'extérieur, d'une manière transitoire, et (2) de l'efficacité partielle seulement de l'échange turbulent de chaleur dans un cylindre normal ayant un piston.

On considère maintenant en résumé les pertes de chaleur et le cycle adiabatique. L'échange de chaleur a lieu à cause de l'écoulement turbulent dans le gaz admis. La masse maximale de gaz ou la température minimale T_0 est maintenue pendant l'admission uniquement lorsque les parois restent à la température T_0 ou lorsque l'admission s'effectue sous forme d'un écoulement presque laminaire. Pendant la compression, les mêmes considérations s'appliquent. Cependant, le phénomène de la profondeur de pénétration thermique montre que, lorsque la paroi a une épaisseur grande par rapport à cette profondeur de pénétration, elle moyenne l'écoulement de la chaleur à l'extérieur, mais à l'intérieur, le gaz est alternativement chaud et froid dans une couche mince. Si le gaz est turbulent, ce réservoir de chaleur alternativement chaud et froid provoque un chauffage de l'air d'admission au plus mauvais moment si bien que le gaz comprimé atteint une plus grande température T_3 et le gaz est encore plus chauffé si bien qu'il faut une plus grande quantité de chaleur, etc., jusqu'à ce que la température moyenne accrue des parois permette l'évacuation de la chaleur. Il s'agit d'un compresseur qui a un mauvais rendement. Il est préférable de réduire l'échange de chaleur entre le gaz et les parois par réduction de la turbulence et par utilisation d'une admission et d'une compression avec un écoulement presque laminaire.

L'échange transitoire de chaleur dû à la turbu-

lence partielle et à la profondeur de pénétration thermique est nuisible dans toutes les machines volumétriques. A titre de précaution utile, Taylor (1966) attribue une perte de rendement d'environ 30 % à la perte de chaleur dans un moteur à essence et une perte de rendement pouvant atteindre 50 % à la perte de chaleur dans un moteur diesel. En d'autres termes, un moteur à essence peut avoir un rendement de 45 % au lieu de 30 %, et un moteur diesel peut avoir un rendement de 70 % au lieu de 35 à 40 %. Il existe ainsi des gains potentiels importants, justifiant une certaine complexité nécessaire à leur obtention.

On considère maintenant un échange de chaleur de type laminaire. Lorsque le fluide échange de la chaleur avec la paroi sur une distance de déplacement correspondant à 10 diamètres par exemple, dans l'hypothèse où le volume a des coins, la vitesse du fluide introduit ne peut pas être très supérieure à la vitesse du piston ou à une autre limite mobile du volume de délimitation (par exemple une palette rotative). Comme ces vitesses sont habituellement inférieures au dixième de la vitesse du son dans le gaz dans le cas d'une machine classique, les pressions différentielles aux lumières d'admission ne peuvent pas dépasser 1 % environ de la pression du gaz. En conséquence, les lumières doivent être réalisées avec une section à peu près égale à celle du piston. Les soupapes qui sont ouvertes par la pression du gaz telles que le soupapes à lame élastique, provoquent obligatoirement l'introduction des gaz avec une vitesse suffisamment élevée pour que la turbulence soit importante si bien que les pertes dues à l'échange de chaleur sont importantes, mais une soupape d'admission à boisseau convient. La lumière d'échappement d'autre part n'a pas à être aussi grande et en fait, il peut s'agir d'une soupape à lame élastique car les gaz quittant le cylindre ne créent pas une turbulence dans le cylindre pendant l'opération d'évacuation. En conséquence, un compresseur à piston à lumières à écoulement laminaire peut être réalisé par exemple, mais uniquement avec la complication relative de l'utilisation d'une soupape

d'admission à boisseau qui expose une partie de la paroi latérale. La section de cette partie doit être presque égale à la section de la tête du cylindre, mais des réductions importantes des pertes de chaleur sont obtenues avec des
5 lumières d'admission plus petites, correspondant par exemple à la moitié de la section de la tête des cylindres;

Des machines à palettes d'autre part peuvent être réalisées de manière que la section de lumière d'admission soit égale à la section totale du volume de compression
10 ou de détente, pourvu que les palettes ne se déplacent pas sur la paroi externe du volume de compression. Dans le cas contraire, l'entrée des lumières doit être limitée dans une certaine mesure par la matière nécessaire au support de la palette à son niveau.

15 L'invention concerne donc des moteurs ou compresseurs à lumières réalisées spécialement, les entrées ayant une section sensiblement égale à la section totale du volume de compression, des précautions particulières étant prises de manière que les gaz admis pénètrent à peu
20 près à la même vitesse que la limite mobile du volume de délimitation. De cette manière, l'écoulement du gaz est presque laminaire dans le volume de délimitation pendant la compression et la détente, et la perte de chaleur vers la paroi est notablement réduite. Dans de nombreux moteurs
25 thermiques, ce phénomène permet une augmentation du rendement en carburant d'un facteur pouvant atteindre deux.

On considère maintenant les écoulements laminaires et turbulents. La turbulence est provoquée dans un courant de fluide lorsque deux conditions sont satisfaites :
(1) la dissipation visqueuse d'une énergie cinétique du
30 champ moyen d'écoulement est faible ou, de manière équivalente, le nombre de Reynolds du diagramme d'écoulement est important, et (2) le gradient de la distribution des vitesses n'est pas constant, c'est-à-dire qu'il existe des dérivés finis supérieurs à la dérivée première de la vitesse par rapport à
35 la distance mesurée perpendiculairement à l'écoulement moyen. En conséquence, un gradient de vitesse uniforme dans le

courant ne suffit pas à provoquer une turbulence.

En pratique, la turbulence augmente le frottement du courant de fluide (et en conséquence le transfert de chaleur) au contact d'une surface rigide. Lors du passage d'une surface lisse au fluide, le courant immédiatement adjacent à la paroi est laminaire car la dimension est si faible que le frottement du fluide dû à la viscosité dépasse le frottement turbulent. A une distance critique dans le courant, pour laquelle le nombre de Reynolds dépasse 100 (cette distance étant mesurée perpendiculairement à la paroi), le courant devient turbulent, d'abord avec de petits tourbillons car il n'y a place que pour de petits tourbillons, puis des tourbillons de plus en plus gros, lors d'une pénétration de plus en plus grande dans le fluide. La progression de dimension des tourbillons à distance croissante de la surface et dans le fluide, correspond à un profil logarithmique. Lors d'un passage vers l'aval, par exemple le long d'une aile d'un avion, le profil turbulent se prolonge encore dans le fluide. Cette profondeur de pénétration, pour une surface lisse, est une faible fraction de la distance vers l'aval, de l'ordre de $1/10$ à $1/20$. En conséquence, le courant parcourt un trajet relativement long avant d'exciter une turbulence dans le fluide. En effet, un petit tourbillon proche de la paroi doit exciter les tourbillons plus gros placés plus loin dans le fluide, et ainsi de suite. D'autre part, si la paroi est très rugueuse, avec des perturbations ou des saillies de grandes dimensions, la turbulence est excitée très rapidement et des tourbillons de l'ordre de la rugosité ou de la dimension des saillies se forment immédiatement. On réalise les ailes des avions sous forme lisse de manière que le rapport de la portance à la trainée soit compris entre $10/1$ et $20/1$, mais lors de l'utilisation d'un obturateur de fente d'aile (volet dépassant verticalement), la turbulence créée est importante et le rapport portance/trainée tombe à une valeur de l'ordre de $2/1$ ou $3/1$. D'autre part, si le courant est parfaitement laminaire, un rapport portance/trainée supérieur à 100 peut être obtenu. En

conséquence, d'une manière relative, une paroi lisse ayant une couche faiblement turbulente agit comme si elle possédait des caractéristiques de trainées presque laminaires, contrairement à la turbulence très importante due à un obturateur
5 de fente d'air.

Dans le cas d'un courant tournant dans un cylindre, le courant est au contact d'une paroi lisse sans coins et il est donc presque laminaire. Un tourbillon azimuthal d'autre part, est tel qu'il est dévié par les coins nets
10 et est donc plus turbulent. C'est pour cette raison que le tourbillon axial est appelé "presque-laminaire" alors que le tourbillon azimuthal est véritablement turbulent. Enfin, le gradient de vitesse observé en fonction du rayon dans le tourbillon axial ne provoque pas une turbulence car il est
15 constant en fonction du rayon. Seul le contact ou le frottement avec la paroi provoque une turbulence. Dans cette discussion d'un écoulement presque laminaire le long d'une surface lisse, on suppose que le courant, juste en amont de la surface, est lui-même presque laminaire et a une vitesse
20 et un sens qui ne diffèrent pas beaucoup de la vitesse le long de la surface considérée.

On considère maintenant de manière générale les machines volumétriques adiabatiques. Selon l'invention, le rendement des machines volumétriques (à la fois les machines
25 nes de compression et de détente à cylindre et piston et à palettes) est notablement augmenté par introduction du gaz dans la chambre de compression ou de détente par un passage d'entrée (ou plusieurs passages d'entrée) ayant une configuration et une dimension assurant la formation d'un écoulement presque laminaire du gaz dans la chambre si bien que
30 l'écoulement de la chaleur vers les parois de la chambre et à partir de celles-ci est notablement réduit. Dans le cas des machines à piston et cylindre, un courant presque laminaire est obtenu avec un passage d'entrée ayant une
35 section comprise entre environ la moitié de la section du piston et la totalité de cette section, de préférence sous forme d'un ou plusieurs passages débouchant à une lumière

d'admission placée sur 360° autour du cylindre, cette lumière étant ouverte et fermée par un clapet à boisseau. Le passage doit être continu ou comporter deux ou plusieurs diffuseurs destinés à introduire le gaz dans le cylindre avec
5 une composante tangentielle sensible dans le cylindre afin qu'un écoulement tourbillonnaire axial soit provoqué, alors que la formation d'un tourbillon radial et en conséquence d'une turbulence et d'un échange de chaleur importants, sont empêchés. Dans le cas des machines à palettes, le passage
10 d'aspiration et le passage d'évacuation ont, sur leur longueur, des sections telles qu'un courant presque laminaire, à une vitesse correspondant sensiblement à celle des palettes du rotor, est entretenu de manière que l'échange de chaleur entre le gaz et les palettes et les parois du carter de la
15 machine soit réduit. Les parois du carter d'une machine à palettes sont de préférence formées d'une matière ayant une faible conductibilité thermique afin que l'écoulement de la chaleur dans les parois soit réduit et que le court-circuit thermique formé par les parois soit minimal.

20 L'invention s'applique notamment aux machines suivantes :

Moteur à cycle d'Otto à quatre temps

Le passage d'admission est placé sur 360° autour de la partie supérieure du cylindre, sous forme continue,
25 et il est ouvert et fermé par un clapet à boisseau commandé par le vilebrequin du moteur ou par un arbre à came suspendu. Du carburant pénètre dans le cylindre de façon générale suivant l'axe de manière qu'il soit localisé dans une région distante des parois du cylindre lors de la combustion. Le
30 volume de distribution a des palettes orientées obliquement par rapport à la tangente afin qu'un courant tourbillonnaire axial se forme dans la chambre. Ce courant favorise la combustion par centrifugation de gouttelettes de combustibles non brûlés vers l'extérieur par rapport à l'axe, à l'endroit
35 où de l'air qui n'est pas appauvri en oxygène est disponible et peut entretenir la combustion du carburant.

Moteur diesel à deux temps.

Ce moteur a un cylindre et un piston de suralimen-

tation, un cylindre et un piston de combustion, et un cylindre et un piston d'échappement ayant des rapports de compression compris dans les plages suivantes respectivement : suralimentation -3/1 à 8/1, compression -3/1 à 4/1, échappement -6/1 à 9/1. De l'air est introduit dans le cylindre de suralimentation par une lumière d'admission de 360°, de préférence à la partie supérieure et la lumière étant ouverte et fermée par un clapet à boisseau et recevant l'air d'un volume d'alimentation ou de volutes qui créent une composante

10 circonférentielle assurant la formation d'un tourbillon axial et d'un courant presque laminaire dans le cylindre. L'air suralimenté est transmis à une chambre isolée de stockage qui contient l'air destiné à être ensuite déplacé de manière quasi-statique et qui assure la purge du cylindre de combustion. Le volume de la chambre de stockage doit être compris

15 entre environ une et six fois le volume balayé du cylindre de combustion. Celui-ci a une lumière d'admission de 360° à la partie inférieure de la course du piston, recevant l'air de suralimentation provenant de la chambre de stockage par

20 un diffuseur qui crée un courant tourbillonnaire axial dans le cylindre de combustion. De préférence, pour la compression maximale, le rayon et la course du cylindre de combustion sont sensiblement égaux afin qu'un grand volume permette la réduction des pertes de chaleur au minimum. La tête du

25 cylindre de combustion est lisse et la soupape d'échappement est pratiquement coaxiale à l'axe du cylindre. Du carburant est injecté pratiquement suivant l'axe du cylindre de combustion si bien que le courant tourbillonnaire axial n'est pratiquement pas perturbé et la combustion est favorisée par

30 la centrifugation des gouttelettes de carburant vers des régions dans lesquelles l'air n'a pas été épuisé en oxygène. L'ouverture de la soupape d'échappement du cylindre de combustion doit se trouver à mi-chemin entre l'axe et la paroi du cylindre, de manière qu'elle assure une purge plus

35 complète. Dans le cas d'une soupape tubulaire coaxiale d'échappement, la tête du cylindre de combustion est refroidie afin qu'un transfert de chaleur important soit assuré et

permette le refroidissement de la soupape. Le gaz d'échappement est transmis du cylindre de combustion au cylindre d'échappement par un passage isolé thermiquement et à parois lisses, vers un diffuseur qui provoque la formation d'un
5 courant tourbillonnaire axial presque laminaire dans le cylindre d'échappement. La soupape d'échappement du cylindre d'échappement est un clapet à boisseau et se trouve à peu près à la moitié du rayon, sa largeur étant égale à la moitié environ du rayon du cylindre.

10 Moteur à cycle d'Otto à deux temps

Une lumière d'admission de 360° placée à la partie inférieure de la course du piston et ayant une hauteur égale à la moitié du rayon du cylindre transmet l'air dans le cylindre à partir d'un volume de distribution ayant des
15 palettes orientées de manière qu'elles forment un angle de 45 à 60° environ par rapport à la direction radiale afin qu'un courant tourbillonnaire axial presque laminaire d'air d'aspiration et de purge soit formé et pénètre à la partie inférieure de la course du piston. L'air d'admission et de
20 purge est de préférence suralimenté. Le volume d'alimentation et la lumière d'admission ont une configuration et une dimension telles que l'air pénètre avec une composante circonférentielle comprise entre environ une et deux fois la composante radiale. Le carburant est injecté dans le
25 cylindre près de l'axe du tourbillon axial afin qu'il forme une charge stratifiée dans laquelle peu de carburant atteint les gaz relativement froids au contact des parois du cylindre. La bougie d'allumage est placée près de l'injecteur de carburant et elle a des surfaces d'électrode qui sont
30 au niveau de la surface de la tête afin qu'elles ne perturbent pas l'écoulement tourbillonnaire axial.

Compresseur de gaz

De l'air est admis dans le cylindre à partir d'un volume de distribution ayant des palettes obliques par
35 rapport à la direction radiale, par l'intermédiaire d'une lumière d'admission formée sur 360° à la partie supérieure du cylindre, la lumière étant ouverte et fermée par un clapet à boisseau. L'air aspiré échange peu de chaleur avec les parois

du cylindre étant donné qu'un écoulement tourbillonnaire axial presque laminaire est formé.

Machine de compression ou de détente à palettes articulées

5 Les passages d'admission et d'évacuation débouchant dans la zone de compression-détente ont des sections telles que l'écoulement presque laminaire, à une vitesse correspondant sensiblement à celle des palettes du rotor, est entretenu dans les passages. Une pompe à chaleur à
10 cycle de Brayton ayant un excellent rendement met en oeuvre des machines à palettes articulées de dimensions convenables, dans le cadre de l'invention. L'accouplement du carter et de l'arbre doit être isolé afin que le court-circuit thermique soit minimal.

15 On considère maintenant la turbulence nécessaire à la combustion. Il faut noter que, dans les moteurs à combustion interne, une turbulence est très souvent provoquée volontairement afin que les gaz de combustion puissent être "purgés" et notamment dans le cas d'un moteur à essence
20 afin que le mélange d'air et de carburant soit plus poussé à proximité des parois froides, les gaz chauds qui brûlent à l'intérieur facilitant une combustion complète. Ces critères s'opposent évidemment à un écoulement presque laminaire.

25 D'autre part, le réglage effectif du déplacement du gaz dans les moteurs à cycle diesel aussi bien qu'à cycle d'Otto présente la possibilité de la réalisation du circuit d'injection de carburant dans de tels moteurs de manière que la couche limite refroidie qui est au contact de la
30 paroi, contienne peu de carburant, c'est-à-dire soit très pauvre. La zone de combustion est alors isolée de la paroi externe froide du cylindre et elle n'est exposée qu'à la tête et/ou culasse et à la partie supérieure du piston qui sont chaudes. Le problème posé par les imbrûlés est ainsi
35 réduit.

On considère maintenant la compression et la détente. Il existe aussi un problème supplémentaire dû à la

différence importante présentée par la température moyenne des gaz pendant la compression et la détente. La température des gaz au cours de la compression est très inférieure à ce qu'elle est pendant la détente à cause de la combustion si bien que la perte de chaleur des gaz chauds pendant la détente a tendance à échauffer les parois à une température moyenne supérieure à celle qui serait observée pendant la compression. Ainsi, la compression s'effectue à une température plus élevée qu'une compression adiabatique et nécessite donc une quantité d'énergie plus importante que nécessaire. Une partie de cette énergie est récupérée pendant la détente, mais le résultat est une perte de rendement. C'est pour cette raison qu'il est certainement avantageux au point de vue du rendement, de séparer la machine de compression de la machine de détente. Les turbines à gaz possèdent cette caractéristique, mais comme les ailettes de la turbine de détente doivent venir à une température d'équilibre correspondant au gaz à la température la plus élevée après la combustion, les contraintes dues à la vitesse élevée nécessaire des ailettes limitent beaucoup la température maximale et limitent ainsi le rendement de Carnot. Ainsi, dans une machine actuelle, l'échange de chaleur turbulent du gaz avec les parois ou la température des ailettes d'une turbine présentent des restrictions.

On considère maintenant le cas des pompes à chaleur. Il est particulièrement avantageux d'utiliser des machines de compression et de détente à écoulement presque laminaire dans les pompes à chaleur à cycle de Brayton. Il existe trois types généraux de telles pompes à chaleur :

- (1) une pompe à cycle isotherme ou à cycle de Stirling,
- (2) une pompe à cycle de Rankine qui utilise un fluide particulier de refroidissement qui est comprimé sous forme d'un gaz, fournit sa chaleur dans un condenseur et devient liquide, celui-ci étant détendu sous forme d'un gaz dans un échangeur de chaleur froid dans lequel de la chaleur est ajoutée, et
- (3) une pompe à cycle de Brayton dans laquelle un gaz subit une compression adiabatique, de la chaleur est

extraite dans un échangeur de chaleur, et l'énergie résiduelle est extraite dans un moteur à détente thermique, la chaleur étant finalement ajoutée au gaz d'échappement dans un second échangeur ou échangeur froid. Dans une machine à cycle de

5 Rankine, l'énergie correspondant à la détente du fluide à l'orifice de détente (produit de la pression par le volume du fluide) est perdue, mais, comme le volume est faible étant donné la masse volumique relativement élevée du fluide, cette

10 quantité d'énergie perdue est faible. D'autre part, la restriction imposée par les propriétés du fluide de refroidissement nécessite l'utilisation d'un rapport relativement

élevé de compression si bien que les rapports des températures sont suffisamment élevés pour qu'ils permettent un recouvrement des températures extrêmes utiles rencontrées dans la

15 plupart des climats. Lorsque le cycle de compression est pris en considération, avec par exemple un rendement de 80 %, on obtient un "coefficient de performance" moyen qui est d'environ 2 à 2,5 ; le coefficient idéal de performance

est égal à $T_3/(T_3 - T_2)$. En conséquence, pour une différence

20 de températures qui est par exemple de 30°C et pour une température absolue de 300 K, le coefficient théorique maximal de performance doit être égal à 10 et non égal à la valeur

relativement faible de 2,0. Un rapprochement de la valeur plus élevée nécessite l'utilisation d'un compresseur ayant

25 un meilleur rendement et la suppression de restrictions introduites par les fluides de refroidissement. Lorsqu'on met en oeuvre un cycle de Brayton, on doit alors ajouter un moteur à détente, et le rendement de ce moteur devient primordial.

Dans un tel cycle, le compresseur effectue un travail proportionnel au produit de la différence de températures ($T_3 - T_2$)

30 par la masse calorifique unitaire du gaz) et la quantité de chaleur extraite dans un échangeur de chaleur a la même valeur. Cette masse calorifique unitaire du gaz est réduite en volume, de Vol_3 à Vol_2 , suivant le rapport $Vol_2/Vol_3 =$

35 T_2/T_3 . Lorsque le gaz du plus petit volume Vol_2 se détend à nouveau à la pression atmosphérique, c'est-à-dire avec le même rapport de pression, il se refroidit sensiblement de la

même différence de température ($T_3 - T_2$), mais le volume est plus petit si bien que le travail effectué dans le moteur est inférieur à celui qui est effectué par le compresseur suivant le rapport $Vol_2/Vol_3 = T_2/T_3$. Si ce travail est
5 rendu au compresseur, le travail résultant qui doit être fourni par l'extérieur est égal à $1 - (T_2/T_3) = (T_3 - T_2)/T_3$ soit l'inverse du coefficient maximal théorique de performance. Ce coefficient de performance égal à 10 implique que la machine de détente fournit 90 % du travail consommé par le compresseur
10 et en conséquence, l'énergie qui circule est égale à dix fois celle qui est fournie depuis l'extérieur, pour le complément de 10 %. En conséquence, si le moteur à compression et le moteur à détente perdent chacun 5 % de leur énergie, c'est-à-dire ont chacun un rendement de 95 %, la source extérieure
15 doit fournir cette énergie perdue supplémentaire, si bien que l'énergie qui doit être fournie est doublée. En conséquence, le coefficient de performance diminue de la valeur maximale théorique de 10 jusqu'à 5, soit une perte de rendement d'un facteur égal à 2, simplement parce que chaque moteur a un
20 rendement qui n'est que de 95 % au lieu de 100 %.

Ainsi, on peut noter combien une installation de pompe à chaleur est sensible au rendement des moteurs de compression et de détente. Il existe donc des raisons essentielles à l'utilisation d'un rendement aussi élevé que
25 possible dans les machines d'une pompe à cycle de Brayton.

Une perte de 10 % dans un moteur à combustion interne n'est pas aussi importante, mais les différences de température sont bien plus importantes si bien que la perte de rendement pour un débit donné d'échange de chaleur turbu-
30 lent est notablement accrue. En conséquence, la perte de rendement est suffisamment grande pour être notable.

L'invention concerne donc des machines volumétriques telles que des compresseurs, des moteurs à détente, des moteurs à combustion interne et des pompes à chaleur,
35 dans lesquelles les gaz sont introduits dans le volume balayé d'une manière presque laminaire, c'est-à-dire avec des vitesses tourbillonnaires ou de circulation résiduelle, qui

sont inférieures à la vitesse de déplacement des limites mobiles de la chambre ou comparables à ces vitesses.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention seront mieux compris à la lecture de la description qui va suivre d'exemples de réalisation et en se
5 référant aux dessins annexés sur lesquels :

- la figure 1 est un schéma représentant la transmission de la chaleur par une cloison ;

- la figure 2 est un diagramme PV représentant
10 divers cycles thermiques ;

- la figure 3 est une coupe de bout d'une machine de compression-détente à palettes articulées ;

- la figure 4 est un graphique représentant la chute de température dans le gaz, dans la machine de la
15 figure 3 ;

- la figure 5 est une coupe schématique d'une pompe à chaleur à cycle de Brayton mettant en oeuvre les machines à palettes de la figure 3 ;

- la figure 6 est une coupe transversale d'un
20 compresseur ;

- la figure 7A est une coupe en plan d'un passage d'admission représentant des ailettes radiales qui peuvent être utilisées mais qui ne sont pas particulièrement avantageuses ;

- la figure 7B est une coupe en plan du passage d'admission du compresseur de la figure 6, ces ailettes étant disposées obliquement par rapport à des rayons et provoquant la formation du courant tourbillonnaire axial. voulu qui supprime la formation d'un tourbillon annulaire ;

- les figures 8A, 8B et 8C représentent le
30 tourbillon annulaire qui se forme et persiste, à trois moments différents de la course, en bas, au milieu et en haut du cylindre respectivement, lorsqu'un gaz est admis dans une machine à piston avec une composante circonférentielle de
35 vitesse qui est faible ou nulle, comme dans le cas des ailettes radiales telles que représentées sur la figure 7A ;

- les figures 9A et 9 B représentent schématis-

quement la formation et la détente lorsque l'admission progresse sous forme d'un courant tourbillonnaire axial formé lorsque le volume d'aspiration augmente dans un cylindre, ce courant étant formé par les ailettes obliques représentées
5 sur la figure 7B ;

- la figure 10 est une coupe d'un moteur diesel à deux temps selon l'invention ;

- la figure 11 est une vue en plan schématique représentant le trajet de circulation des gaz dans le moteur
10 de la figure 10 ;

- la figure 12 est une coupe partielle de la tête ou culasse d'un cylindre de combustion qui peut être utilisée à la place de la culasse représentée sur la figure 10 ;

- la figure 13 est une coupe partielle suivant
15 la ligne 13-13 de la figure 12, dans le sens des flèches ;

- la figure 14 est un schéma représentant la synchronisation du moteur représenté sur les figures 10 et 11 ;

- la figure 15 est une coupe transversale d'un moteur à cycle d'Otto à quatre temps selon l'invention ;

- la figure 16 est une coupe en plan du moteur
20 de la figure 15, dans le passage d'admission, comme indiqué par la ligne 16-16 ;

- la figure 17 est une coupe transversale d'un moteur à cycle d'Otto à deux temps ; et

- la figure 18 est une coupe en plan du moteur
25 de la figure 17, dans le passage d'admission, suivant la ligne 18-18.

On considère maintenant une machine de compression et de détente à palettes articulées. La figure 3 représente un mode de réalisation d'une telle machine selon
30 l'invention qui est sous forme d'une pompe d'air ou d'un moteur à détente, ayant des palettes articulées. De telles pompes d'air sont très utilisées avec les moteurs d'automobile à essence afin qu'ils introduisent de l'air comprimé
35 dans le courant de gaz d'échappement et réduisent ainsi la quantité d'imbrûlés. Il est particulièrement avantageux d'utiliser de telles machines de compression ou de détente à palettes articulées étant donné le très faible frottement

des éléments mobiles : les palettes glissent sur des portées de l'arbre central et n'ont pas à se déplacer sur une bague externe sur laquelle le frottement est bien plus grand. Il existe un nombre considérable de brevets portant sur les
5 pompes à palettes articulées, par exemple dans la lutte contre les émissions des automobiles, mais ces documents ne concernent pas le rendement d'une compression adiabatique. Des exemples de tels brevets sont les brevets des Etats-Unis d'Amérique n° 3 343 782, 3 346 176, 3 356 292, 3 370 785, 3 401 872,
10 3 419 208, 3 437 264, 3 437 265, 3 844 696 et 3 954 357.

A l'intérieur d'un carter 72 ayant des chambres internes et externes 61 et 62, un jeu de palettes 63, 64, 65 est entraîné en rotation autour d'un axe fixe 66 par un tambour rotatif 67. Les palettes glissent radialement dans des
15 joints 68, 69, 70 placés dans le tambour et elles coopèrent de façon sensiblement étanche aux niveaux de jeux 71 avec un carter concentrique 72 dans la région de compression et avec la cloison 73 qui sépare la chambre 61 d'entrée de la chambre 62 de sortie. Le jeu 71 entre une palette et le carter 72 de
20 compression et entre le tambour 67 et la cloison intermédiaire 73 doit être très faible afin que les gaz ne puissent pas fuir, sans contact cependant puisque les surfaces ne sont pas lubrifiées mais restent au contraire nues afin qu'elles ne provoquent pas un frottement. Dans les formes habituelles
25 de machines de détente et de compression à palettes articulées, les chambres d'entrée et de sortie ont une configuration relativement arbitraire. Dans le cas d'une chambre relativement grande, le courant d'air introduit et extrait est relativement fixe par rapport au déplacement des palettes
30 63, 64, 65. En conséquence, les palettes forment des tourbillons turbulents importants. Dans la chambre d'entrée, ces tourbillons sont capturés et la circulation dans la chambre de compression provoque une augmentation de l'échange de chaleur avec la paroi. Dans la chambre de distribution, les
35 tourbillons correspondants provoquent simplement une perte de chaleur et d'énergie. Dans ce mode de réalisation, et selon l'invention, les chambres d'entrée et de sortie ont des

configurations et des dimensions (dimensions 74 et 75) telles que la vitesse d'écoulement du gaz correspond juste à la vitesse de rotation du tambour 67. Cette dimension 74 de l'entrée 61 est égale à la pénétration moyenne des 5 palettes dans le volume de compression si bien qu'une rotation déterminée du tambour 67 et des palettes provoque un déplacement du gaz dans la chambre 61 à la même vitesse que le tambour 67. Dans la chambre 62 de sortie, la largeur 75 est juste égale à la dimension d'entrée 74 divisée par le 10 rapport de compression, 1,336/1 dans le cas d'une pompe à trois palettes comme décrit dans la suite du présent mémoire.

Les palettes 63, 64, 65 du rotor sont représentées au moment où le volume comprimé derrière la palette 65 est juste évacué par la sortie 62, lorsque le jeu 71 15 s'ouvre. La conception à trois palettes correspond à un angle de 120° entre les palettes. Une conception à deux, quatre, cinq, etc., palettes régulièrement réparties peut facilement être utilisée. Le nombre de palettes détermine le rapport de compression qui est simplement le rapport du volume piégé 20 entre les palettes de la position I à laquelle la compression commence à la position II à laquelle la compression a eu lieu, 60 degrés plus loin. Le rapport résultant de compression pour les trois palettes a une valeur presque optimale pour les pompes à chaleur étant donné que le rapport de compression 25 est égal à 1,336/1 et le rapport des températures à 1,123/1, soit une température différentielle $T_{diff} = 37^\circ$, avec un coefficient idéal de performance de 8/1. Lorsque les machines de compression et de détente ont un rendement de 95 %, le coefficient de performance obtenu en pratique est égal à 4.

30 Sur la distance angulaire de 60 degrés comprise entre les positions I et II, le gaz est comprimé à la pression à laquelle il est évacué. La position 76 de la palette indiquée en traits mixtes correspond au cas où le volume d'entrée est juste fermé. Le gaz au contact de chaque 35 palette dans la position 76 est finalement déplacé vers la position 77 au contact de la paroi externe. Au cours de l'opération, il est échauffé par compression (refroidi si

la circulation est inversée dans une détente) et il chauffe ainsi la paroi. Cependant, dans le cas idéal, le gaz et la paroi prennent la même température pour chaque position correspondant à la compression lorsque le gaz est balayé de la position I à la position II. En conséquence, en l'absence de conduction de chaleur dans le matériau de la paroi externe, la transmission de chaleur est minimale. Dans ce cas, il est souhaitable selon l'invention que la paroi externe soit formée d'un matériau possédant une conductibilité suffisamment faible, par exemple d'acier inoxydable ou d'un métal revêtu d'une matière plastique, et soit suffisamment mince pour que cette conduction de la chaleur vers l'arrière, dans la paroi du carter, soit réduite. Le tambour 67 et les palettes 63, 64, 65 tournent cependant de la région chaude à la région froide puis à la région chaude, etc. Le transfert de chaleur à partir du gaz et vers le gaz correspond à la diffusion de la chaleur dans la profondeur de pénétration comme décrit précédemment. Lorsque l'écoulement est presque laminaire, la diffusivité du gaz est faible et la chute de température dans le gaz est telle que représentée sur la figure 4.

La région 1 est chaude à une température T_1 qui est supérieure à la température T_2 . La température moyenne T_3 de la paroi correspond à la température limite, T_1 étant supérieure à T_3 qui est supérieure à T_2 , et la chute de température ($T_3 - T_2$) provoquée par la diffusion de la chaleur dans la paroi est représentée avec une profondeur de pénétration d_2 , qui est faible par rapport au gaz à écoulement laminaire présentant une différence de températures ($T_1 - T_3$) importante avec la profondeur de pénétration d_1 . Cependant, la masse volumique du gaz est très inférieure à celle de la paroi, avec un rapport de 3.10^{-4} , et ainsi, la masse calorifique est faible et la chaleur perdue ou échangée est faible par rapport au cas décrit en référence à la figure 1 et dans lequel le gaz est supposé turbulent et le flux de chaleur vers la cloison 3 est considéré comme important.

On considère maintenant une pompe à chaleur.

La figure 5 représente schématiquement une pompe à chaleur de réfrigération à cycle de Brayton, mettant en oeuvre des pompes à air à palettes articulées et à écoulement laminaire du type représenté sur la figure 3. Le compresseur 81 comprime l'air introduit par l'admission 83 et l'échauffe, puis l'évacue à la sortie 84. L'air chaud et comprimé passe dans un échangeur de chaleur classique 85, il est ainsi refroidi et il parvient à une machine 86 de détente qui est réalisée de la même manière que le compresseur 81 mais qui a un plus petit volume, dans un rapport égal à $(1-1/R_c) = 75 \%$. La dimension réelle est inférieure d'une valeur correspondant à la racine cubique soit 91 % de la dimension dans le cas d'une compression idéale. On considère que cette compression est "idéale" parce qu'une partie de la perte de rendement due à la ventilation de carter et aux fuites, si bien que le rapport réel des courants volumiques est inférieur à 75 %. L'air froid provenant du moteur 86 à détente, par la sortie 87, passe directement dans l'espace refroidi, par exemple l'intérieur d'une automobile, sous forme d'air froid.

On considère maintenant un compresseur d'air à piston et à clapet à boisseau. On a indiqué précédemment que la réduction de l'échange de chaleur entre le gaz et les parois n'était pas habituellement très importante dans le cas d'un compresseur classique d'air étant donné que la chaleur de compression est habituellement rejetée avant utilisation, bien que cette caractéristique réduise le rendement. Ce phénomène suppose que le gaz reste toujours plus froid pendant la compression que dans le cas d'une compression purement adiabatique. D'autre part, comme indiqué précédemment, et représenté sur la figure 2, si les parois et la culasse du cylindre du compresseur ne sont pas convenablement refroidies, le gaz peut être plus chaud en moyenne pendant la compression que dans le cas adiabatique, et le travail nécessaire à la compression d'un volume donné de gaz est plus important.

Si les parois du cylindre et la culasse sont

suffisamment refroidies, il est possible que la courbe (2) de la figure 2 soit ramenée à la courbe (5) suffisamment pour que la température et la pression T et P soient toujours inférieures aux valeurs observées dans le cas adiabatique (1).

5 Ce comportement est analogue à ce qui se produit avec un refroidisseur intermédiaire placé entre les étages d'un compresseur industriel d'air. Ce phénomène nécessite une machine supplémentaire de compression, et les mêmes considérations s'appliquent à chaque étage. En conséquence, il est

10 en général avantageux de réduire l'échange de chaleur entre le gaz et les parois d'un compresseur quelconque, à moins que les cylindres ne soient refroidis d'une manière particulièrement efficace. Sur la figure 2, ce phénomène correspond à la compression isotherme de la courbe (5) qui aboutit à

15 la température d'origine T_0 .

L'invention a pour but la réduction de l'échange de chaleur avec les parois des compresseurs à piston, par admission de la charge de gaz introduite de manière qu'elle forme un écoulement presque laminaire.

20 Un écoulement presque laminaire est obtenu dans un compresseur à piston par utilisation d'une section des lumières d'entrée qui est presque égale à celle du piston et qui est aussi symétrique que possible par rapport à l'axe du cylindre. Il n'est pas souhaitable de provoquer

25 la formation de tourbillons qui font rapidement circuler le gaz des parois vers le volume interne et inversement vers les parois, etc.

Dans ce contexte, un écoulement presque laminaire indique que, à l'intérieur du cylindre, la vitesse

30 de circulation du gaz n'est nulle part nettement supérieure à la vitesse du piston. En conséquence, dans une course, le gaz ne se déplace pas beaucoup plus au contact d'une paroi que sur la distance correspondant sensiblement à la longueur d'une course. Si les parois sont lisses, ce comportement indique que l'échange fractionnaire de chaleur est

35 faible. D'autre part, les gaz qui s'échappent par une soupape de sortie peuvent avoir une vitesse bien supérieure à celle

du piston et ils échangent de la chaleur avec l'appareillage de sortie, pourvu que celui-ci ne conduise pas par un trajet métallique conducteur de la chaleur, une quantité trop importante de chaleur étant transmise par conduction au reste du cylindre. Le courant d'échappement est entièrement à une même température constante si bien que l'appareillage d'échappement peut venir à l'équilibre. Ce comportement montre que les gaz doivent pénétrer dans le volume du cylindre avec un écoulement presque laminaire, c'est-à-dire une faible vitesse, mais ils peuvent quitter le cylindre plus rapidement et sous une forme plus turbulente. En conséquence, les lumières d'aspiration doivent être grandes, au moins de l'ordre de la moitié de la section du piston, alors que la lumière de sortie ou d'échappement peut être plus petite.

Dans un compresseur d'air ayant des soupapes élastiques ou à lame ou des dispositifs équivalents ou commandées par l'air, pour l'aspiration, il est presque impossible d'obtenir un écoulement laminaire car la soupape commandée par l'air ne reste ouverte que lorsqu'il existe de façon continue une fraction importante d'une perte de charge correspondant à la pression atmosphérique, de part et d'autre de la soupape, pour que l'inertie et la force de rappel du ressort soient compensées. En conséquence, lorsque le gaz d'entrée passe au-delà du rétrécissement formé par la lèvre de la soupape, il se détend et pénètre dans le volume du cylindre avec une vitesse qui correspond à une fraction importante de la vitesse du son, par exemple de l'ordre de la moitié ou au quart de cette vitesse C_s . Il s'agit en général de 20 à 100 fois la vitesse maximale du piston si bien qu'un transfert de chaleur très turbulent a lieu pendant la course. On peut éviter ce transfert de chaleur élevée par introduction du gaz dans le cylindre à la périphérie des parois par des lumières de grande section comme représenté sur les figures 8A et 8B, dans le cas d'un compresseur d'air ayant une entrée correspondant à la partie supérieure de la course. La section de la lumière à la périphérie du cylindre est égale à $2 \pi R L$, R étant le rayon du cylindre et L la longueur de la lumière. La section du piston est égale à πR^2 . En consé-

quence, la longueur de lumière nécessaire pour que la section de la lumière soit égale à celle du piston est telle que $L = R/2$. Comme la course est égale à $2R$, la course étant égale au diamètre, la longueur de la lumière d'admission peut être une petite fraction de la longueur de la course, c'est-à-dire de l'ordre du quart, et il n'est pas nécessaire que les segments du piston recouvrent la lumière. Le diagramme de circulation d'un courant rectiligne, c'est-à-dire orienté radialement, est représenté sur la figure 9A.

Dans le mode de réalisation des figures 6 et 7B, un piston 91 se déplace dans un cylindre 92, et il comporte une culasse 93 et une soupape d'échappement 94 de type classique quelconque (à lame), rappelées par un ressort, à volet, etc...). Un anneau coulissant ou un clapet à boisseau 95 d'admission ouvre et ferme une lumière d'admission 96 qui débouche sur 360° autour du cylindre et dont la hauteur correspond sensiblement à la moitié du rayon du piston.

Le clapet à boisseau 95 peut être commandé avec la phase convenable par rapport au piston de manière que ce clapet 95 qui forme la soupape pénètre dans une petite cavité 99 de la culasse 93 et empêche les fuites du gaz comprimé vers le volume 100 d'admission. Ce dernier transmet l'air ou le gaz admis vers le clapet 95. Des ailettes 101 placées à l'entrée de la chambre 100 dirigent le gaz admis vers la lumière 96. Le clapet formant soupape est ouvert et fermé par une came 102 et un culbuteur 103 provoque une petite rotation du clapet 95. L'ouvrage de Ricardo H.R., 1954, The Highspeed Internal Combustion Engine, Blackie & son, Londres, Grande-Bretagne a montré le fonctionnement efficace des clapets à boisseau dans les moteurs à essence et diesels. Au cours de la Seconde Guerre Mondiale, on a fabriqué des milliers de moteurs pour les avions britanniques, avec des clapets à boisseau. Ces clapets ouvrent à la fois les passages d'admission et d'échappement par rotation et par déplacement axial, et la technologie mécanique des clapets à boisseau destinés aux machines à piston existe déjà. Cependant, les lumières opposées d'aspiration et d'échappement ne permettent

pas un écoulement presque laminaire et introduisent à peu près autant de turbulences que la soupape en tête, mais la commande est très fiable. La faible rotation à la partie supérieure et à la partie inférieure de la course, réduit
 5 le frottement par élimination du grippage.

Si les ailettes 101 qui guident l'introduction du gaz dans la chambre 100 et le cylindre 92 sont orientées radialement comme indiqué sur la figure 7A, le gaz introduit a tendance à former un tourbillon annulaire, comme un grand
 10 anneau de fumée (voir figure 8A). Si la section de la lumière d'admission est égale à celle du piston comme recommandé, la vitesse de ce tourbillon annulaire est sensiblement égale à celle du piston.

On peut penser d'une manière simpliste que le
 15 tourbillon fait à peu près un tour à chaque demi-course ou deux tours complets pendant l'aspiration et la compression à la fois. Comme le gaz, pour un nombre de Reynold élevé, doit se déplacer de 50 à 100 diamètres pour échanger sa chaleur avec une paroi, on peut penser qu'un nombre égal à
 20 4 tours peut être suffisamment faible. Cependant, le comportement n'est pas aussi simple. Un tourbillon se comporte comme une masse placée à l'extrémité d'une ficelle qui se contracte ou comme un patineur qui ramène ses bras lorsqu'il veut tourner. Lorsque le tourbillon est comprimé pendant la
 25 course de compression, il tourne plus vite, pourvu que le frottement avec la paroi soit suffisamment faible. Le frottement sur la paroi doit être rendu faible lorsque le transfert de chaleur doit être faible, ces deux comportements étant parallèles. Dans le cas d'un tourbillon radial ou annulaire
 30 de fumée, la vitesse augmente lors de la compression. La conservation du moment angulaire lorsque le tourbillon est comprimé en direction unidimensionnelle, augmente sa vitesse selon la formule :

$$v_{\text{tourbillon}} = v_o (S_o / S_{\min})^{1/2}$$

35 $S_{\min}$ étant la longueur de la course de la compression et S_o la longueur maximale de la course. En conséquence, si le rapport de compression $S_o / S_{\min}$, est élevé, la vitesse du

- tourbillon augmente de façon importante. En réalité, lorsque le rapport de compression est grand si bien que $S_{\min}$ est inférieure à R, le tourbillon unique se divise en plus petits tourbillons comme l'indiquent les figures 8B et 8C.
- 5 La figure 8A représente un seul tourbillon annulaire de grandes dimensions, à la partie inférieure de la course, et la figure 8B représente la compression partielle et la figure 8C la compression totale. La cassure du tourbillon unique de la figure 8A est représentée sous forme de quatre tourbillons
- 10 annulaires sur la figure 8B et de huit tourbillons annulaires sur la figure 8C. Si l'on suppose que le rapport de compression est égal à 4/1 comme dans le cas d'un compresseur industriel d'air qui transmet de l'air à une pression de cette barre, la vitesse du tourbillon est multipliée par deux pour la
- 15 compression maximale et la dimension de chaque tourbillon plus petit (c'est-à-dire son diamètre) est égale à $r/4$, si bien qu'il fait un tour pendant le huitième de la période d'une course. Le résultat est analogue à celui d'une turbulence étant donné que les tourbillons ont le temps de se diviser
- 20 (nombre de tours suffisants). En conséquence, un écoulement important de la chaleur des tourbillons vers la paroi est observé (surtout vers le piston et la culasse). Il faut noter en outre que, lorsque le gaz admis a été rendu turbulent dès le début, c'est-à-dire lorsque le tourbillon unique de
- 25 grandes dimensions a formé un grand nombre de petits tourbillons aléatoires, la turbulence formée subit la compression et augmente d'intensité comme dans un gaz tridimensionnel. (Le tourbillon radial se comporte comme un gaz bidimensionnel). En conséquence, la vitesse de turbulence augmente comme
- 30 l'inverse de la racine cubique du volume, c'est-à-dire que l'énergie est proportionnelle à l'inverse du volume à la puissance $2/3$, comme dans le cas d'un gaz ayant un coefficient G égal à $5/3$ (rapport des chaleurs spécifiques). L'échange de chaleur avec les parois du cylindre et la culasse est accru
- 35 étant donné que cette énergie de turbulence augmente avec la compression.

L'invention permet la réduction de l'échange

de chaleur turbulent et par le tourbillon radial unique de grandes dimensions, dans les moteurs et compresseurs à piston, grâce à un écoulement laminaire et à la formation d'un tourbillon axial de faible intensité.

- 5 La discussion de la formation d'un tourbillon annulaire, de sa compression, de son intensification, de sa division, et de sa dissipation a été considérée sous forme théorique et dans une certaine mesure hypothétique, mais il
- 10 existe de nombreux faits correspondant à des mesures réalisées à l'aide d'une analyse par un laser et par effet Doppler, avec un modèle à élément fini, qui supportent cette description. Le modèle numérique de Gossman, A.D., Johns, J.R., Watkins, A.P., 1978, "Development of Prediction Methods for
- 15 In-Cylinder Processes in Reciprocating Engines", Proc. General Motors Symp., Détroit, Mich., p. 103. (Figure 16) montre les quatre séquences précitées, en insistant en particulier sur la viscosité due aux tourbillons et à l'échelle considérée. La dimension des éléments finis tronque le calcul pour une
- 20 échelle finie supérieure à la couche limite laminaire prévue, mais la viscosité tourbillonnaire résultante donne des durées de vie des tourbillons correspondant à l'observation. L'intensification du tourbillon annulaire primaire avec la compression et sa division sous forme d'une turbulence isotrope sont aussi prévues. Le fait que le comportement dynamique de
- 25 l'écoulement d'admission et toute la source de la turbulence est aussi confirmé. Il est en particulier encourageant de constater comment les mesures expérimentales de l'écoulement in situ dans un cylindre correspondent d'une manière aussi parfaite avec les calculs des éléments finis. L'article de
- 30 Morse, A.P., Whitelaw, J.H., Yianneskis, M., Juin 1979 "Turbulent Flow Measurements By Laser-Doppler Anemometry in Motored Piston-Cylinder Assemblies", Journal of Fluid Engineering, Transactions of the ASME, vol. 101, p. 215. (figure 17) décrit l'utilisation d'une anémométrie par laser
- 35 et effet Doppler pour la représentation des diagrammes de circulation dans les ensembles à cylindre et piston des moteurs. Ces diagrammes d'écoulement observés décrits dans

cet article confirment totalement les calculs théoriques de Gosman et al. (1978, p. 102). En conséquence, on peut admettre en toute confiance les prédictions de cette analyse et en outre, déterminer comment ils peuvent être stabilisés.

5 Il s'agit du tourbillon axial à écoulement presque laminaire.

On considère maintenant un tourbillon axial dans les machines à piston. Lorsque les ailettes 101 de la chambre 100 qui débouchent par la lumière d'admission, sont inclinées par rapport à une droite radiale de 60 à 45° environ
10 comme indiqué sur la figure 7B, l'air ou le gaz qui pénètre a une composante de vitesses tangentielles aux parois des cylindres ainsi que radiales et un tourbillon axial se forme. La figure 9A est une élévation latérale lors de l'admission à mi-course et elle indique le trajet rotatif
15 du gaz dans le cylindre 2. La figure 9B représente le piston à la partie inférieure de la course et le trajet rotatif du gaz. Le tourbillon axial ne change pas de vitesse lorsqu'il est comprimé ou détendu axialement étant donné que son moment angulaire ne change pas. Cependant, lorsque le gaz qui est
20 injecté à l'extrémité du rayon est chassé vers l'axe par du gaz injecté ensuite, les relations classiques sur les tourbillons montrent qu'il s'agit d'un tourbillon de Rankine, c'est-à-dire que le tourbillon "tourbillonne", en tournant plus vite près du centre qu'à la périphérie. La conservation
25 du moment angulaire nécessite que la vitesse tangentielle augmente sous la forme $V_{\text{tangentielle}} = V_0 (R_0/R)$, V_0 étant la vitesse tangentielle à la paroi externe du cylindre, pour le rayon R_0 , R étant un rayon plus petit. Si l'on utilise la relation selon laquelle la section de la lumière est égale à
30 celle du piston et où l'angle des ailettes est de 45°, la vitesse tangentielle moyenne est égale à 1,5 fois la vitesse maximale du piston V_{max} . Pour le rayon $R = R_0/2$, la vitesse de rotation est deux fois plus grande que la vitesse à la périphérie. Cette augmentation de vitesse lorsque le gaz
35 se rapproche de l'axe forme une sorte de barrière centrifuge. Ce comportement est bien connu dans les courants géostrophiques de l'atmosphère, et c'est la raison pour laquelle on reconnaît

que les tourbillons sont des structures stables. Il faut surtout noter qu'un tourbillon axial relativement faible empêche la formation du tourbillon annulaire analogue à un cercle de fumée. La barrière centrifuge empêche la formation de courants qui échangent des éléments fluides en direction radiale. Comme le gaz perd une certaine quantité de moments angulaires par frottement avec la paroi, il se trouve lui-même soumis à une plus faible barrière centripète, c'est-à-dire un moindre moment angulaire, et peut donc plus facilement se rapprocher de l'axe. Cependant, le mouvement radial vers l'axe qui forme le tourbillon annulaire de la figure 8A est empêché. On observe au contraire des vitesses et notamment une vitesse de rotation plus élevées près de l'axe. Evidemment, le frottement est accru au niveau de la culasse car la vitesse azimutale est la plus grande, mais la surface est bien plus petite si bien que l'échange total de chaleur est réduit. Par exemple, à mi-rayon $R = R_0/2$, la vitesse tangentielle est égale à $3 V_{\max}$, mais la surface est égale au quart de celle de la culasse qui correspond elle-même à $1/12$ fois la surface totale des parois du cylindre et de la culasse pour une longueur de course égale à un diamètre ou $S_0 = 2 R_0$. La région de vitesse élevée du tourbillon axial n'est alors que faiblement au contact des parois, si bien que la perte de chaleur est très inférieure à celle qui est observée soit avec une turbulence homogène isotrope à grande vitesse, soit lors de la formation d'un grand tourbillon annulaire. Il est donc recommandé que la soupape ou le clapet d'admission d'un courant laminaire donne une inclinaison aux ailettes de manière que le gaz entrant tourne et forme un tourbillon axial qui réduit les pertes de chaleur à la fois vers les parois du cylindre et vers la culasse.

On considère maintenant plus en détails la formation d'un courant tourbillonnaire axial. La description qui précède montre qu'un tourbillon annulaire ou radial augmente en général le transport de chaleur par convection et doit donc être évité. Le rôle principal du tourbillon axial est de supprimer le mouvement radial dans le courant

de gaz. Il est donc souhaitable que le gaz pénétrant dans le cylindre présente un écoulement radial aussi faible que possible, et l'ouverture de la lumière d'admission est rendue aussi grande que possible en pratique afin que la
5 vitesse absolue soit faible, qu'elle soit radiale ou tangentielle, et en outre, il est souhaitable que l'écoulement par la lumière d'admission s'effectue à vitesse constante, à la fois tangentielllement et radialement. Dans le cas contraire, par exemple si la vitesse du courant radial est
10 constante et si la vitesse tangentielle peut diminuer, le gradient axial résultant dans le cylindre provoque la formation d'une circulation axiale et d'un tourbillon annulaire indésirable.

La vitesse radiale est déterminée par le produit
15 de la vitesse du piston et du rapport des sections du piston et de la lumière. La section du piston est fixe. La vitesse est égale à la fréquence $\times$ par $R \sin\theta$ (la projection de la manivelle modifie légèrement le comportement purement sinusoïdal). On veut obtenir une valeur constante pour le
20 produit de la vitesse du piston et de la section de la lumière, c'est-à-dire une section de lumière proportionnelle à $\sin\theta$. La forme de la came qui ouvre et ferme la lumière annulaire d'aspiration, c'est-à-dire le déplacement lors de l'ouverture de la lumière d'aspiration, est alors fixée et correspond
25 sensiblement à $(DR) \sin\theta$ (DR étant l'ouverture maximale dans la partie d'aspiration). Plusieurs possibilités existent pour que la vitesse annulaire reste constante pendant l'admission.

1. Les ailettes qui donnent le mouvement radial
30 à l'air aspiré peuvent donner une vitesse tangentielle constante malgré le changement de l'ouverture de la lumière.

2. L'air admis peut être aspiré dans une chambre qui a un tourbillon secondaire qui dure suffisamment longtemps pour que le moment angulaire du gaz admis reste
35 constant à chaque période d'aspiration.

La seconde possibilité est sans doute plus facile à mettre en oeuvre car le tourbillon secondaire peut

être facilement formé et a une longue période de décroissance par rapport au cycle du piston.

Dans un exemple de conception, on suppose que la vitesse tangentielle est égale à $\pi/2$ fois la vitesse radiale d'aspiration, et on suppose que cette vitesse est égale à la vitesse du piston. On suppose aussi que la course correspond au double du rayon. On a donc les relations suivantes :

$$S = \text{course} = 2 R$$

V_p = vitesse du piston à mi-course, c'est-à-dire vitesse maximale (si l'on néglige la projection de la manivelle)

$$t_s = \text{durée de la course} = (2R/V_p) \pi/2 = R/V_p$$

t_{cy} = durée du cycle (2 cycles) = $2 \pi R/V_p$

V_R = vitesse radiale de l'air admis, supposée = V_p

V_T = vitesse tangentielle d'admission qui est égale à

$$\pi R/V_p/2 = \pi V_p/2.$$

Le temps nécessaire pour que l'air admis fasse un tour est tel que

$$t_T = 2 \pi R/V_T = 4R/V_p.$$

Le nombre de tours de l'air pendant un cycle est

$$t_{cy}/t_T = (2 \pi R/V_p) / (4R/V_p) = \pi/2.$$

En conséquence, l'amortissement prévu ou la trainée prévue du tourbillon comme décrit précédemment, doit être égal à f_d qui est égal au rapport du nombre de tours est de 50, c'est-à-dire 3 %. Le transfert fractionnaire de chaleur doit être sensiblement le même.

On suppose maintenant que la chambre entourant la lumière d'aspiration a une longueur égale à R , et un rayon égal à $2R$ en direction axiale. La vitesse tangentielle est alors telle que la vitesse dans la chambre pour le rayon $2R_p$ est égale à

$$V_{pl} = 1/2 V_T = (\pi/4) V_p$$

et le temps nécessaire à une rotation devient égal à

$$t_{pl} = 2 \pi R_{pl}/V_{pl} = 16 R/V_p$$

le nombre de tours dans la chambre par course étant alors

$$t_{cy}/t_{pl} = \pi/8.$$

Cela signifie que le tourbillon ne décroît pas notablement d'une course à la suivante puisque la durée de décroissance du tourbillon avec les ailettes peut être de 5 à 10 tours.

La chambre renouvelle un volume du cylindre qui est égal à

$$S \pi R^2 = 2 \pi R^3 \text{ au cours d'un cycle}$$

et contient lui-même un volume

$$R(4 \pi R^2) = 4 \pi R^3.$$

En conséquence, la moitié du volume de la chambre est remplacé à chaque cycle, et le tourbillon formé dans la chambre fait un nombre de tours égal à $\pi/4$ par période de remplissage. Cette valeur est aussi suffisamment faible pour que le moment angulaire soit constant ou pour que la décroissance du tourbillon dans la chambre soit négligeable. L'admission dans le tourbillon de la chambre peut s'effectuer par une ou plusieurs lumières tangentielles ayant une section suffisante pour qu'elles correspondent à la vitesse moyenne d'admission. Le tourbillon de la chambre forme une moyenne de la vitesse d'admission. La vitesse moyenne d'admission, c'est-à-dire la vitesse moyenne du piston, est égale à $2V_p/\pi$. La vitesse du tourbillon tangentiel dans la chambre est égal à la moitié de la vitesse tangentielle d'admission dans le cylindre, soit

$$V_{pl} = V_T/2 = (\pi/4)V_p.$$

V_{pl} représentant la vitesse tangentielle dans la chambre.

La section de la lumière d'admission dans la chambre est déterminée par une relation selon laquelle la section de la lumière de la chambre multipliée par la vitesse tangentielle dans la chambre est égale à la section du piston multipliée par la vitesse moyenne du piston, c'est-à-dire que la section de la lumière de la chambre est telle que

$$\pi R^2 V_p / V_{pl} = (8/\pi) R^2.$$

Comme la chambre a une section égale à R^2 , plusieurs lumières sont nécessaires. Une réalisation raisonnable possible comporte quatre lumières tangentielles ayant

une largeur égale à R/π et une longueur égale à R .

Une expérience est réalisée avec un compresseur d'air du commerce ayant un clapet à boisseau de matière plastique transparente et une culasse de matière plastique transparente afin que l'écoulement puisse être visualisé avec de la fumée. Lorsque les ailettes d'admission dans la chambre ont l'inclinaison indiquée par l'analyse qui précède, le déplacement du gaz représente le tourbillon prévu. Lorsque les ailettes ont une orientation radiale, il ne se forme pas de tourbillon axial et un plus grand déplacement aléatoire, c'est-à-dire une turbulence, est évident.

On considère maintenant le fonctionnement du compresseur à piston à clapet à boisseau. A l'admission, de l'air est aspiré dans le cylindre entre les ailettes périphériques obliques 101, si bien qu'un tourbillon circonférentiel et axial se forme dans la chambre 100 (voir figures 6 et 7B). Lorsque l'air du tourbillon est aspiré dans le cylindre par le canal 96, il forme un tourbillon axial presque laminaire dans le cylindre. L'écoulement presque laminaire et la stabilité de ce tourbillon réduisent le transfert de chaleur de l'air aux parois du cylindre pendant le reste du cycle. Le clapet à boisseau 95 d'aspiration commence à s'ouvrir juste après le point mort haut et il est complètement ouvert à la moitié de la course. C'est pendant cette course descendante (aspiration) que le tourbillon presque laminaire se forme dans le cylindre 122. Lorsque le piston 91 se rapproche de la partie inférieure de la course, le clapet 95 se ferme et maintient ainsi une vitesse constante d'aspiration lorsque le piston ralentit.

A la partie inférieure de la course, le clapet est fermé et la compression commence lorsque le piston 91 commence à remonter dans le cylindre. La compression du gaz se poursuit jusqu'à ce que sa pression dépasse la pression transmise et la soupape d'échappement 94 s'ouvre jusqu'à ce que le piston atteigne le point mort haut. Pendant ce temps, le clapet à boisseau commence à descendre. La lumière 128 d'admission s'ouvre de quelques degrés après le

point mort haut lorsque le peu de gaz résiduel se trouvant dans l'espace mort se redétend à la pression d'aspiration. Pendant la course descendante suivante, le gaz est aspiré par la lumière du clapet, depuis la chambre, avec son mouvement tourbillonnaire. Un nouveau cycle commence alors. La turbulence réduite de l'écoulement presque laminaire et la stabilité du tourbillon axial se combinent pour réduire fortement le transfert de chaleur aux parois du cylindre ainsi qu'à la culasse et à la tête du piston.

- On considère maintenant le cas d'un moteur à combustion interne. Les ouvrages classiques sur les moteurs à combustion interne tels que l'ouvrage "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", de Charles F. Taylor (1966) ou "The Highspeed Internal Combustion Engine" de Sir Harry R. Ricardo (1953), ne mentionnent pas l'échange de chaleur dû à la profondeur de pénétration, ayant un effet transitoire, comme décrit précédemment à propos de la profondeur de pénétration thermique. Au contraire, les quantités utiles sont considérées sous forme de moyenne, et ce facteur essentiel de la réduction du rendement est négligé. L'observation du fait que la température du gaz à la fin de la compression est proche de la température prévue du cycle adiabatique suffit à écarter le problème, mais comme l'indiquent la figure 2 et la description qui suit, les pertes de chaleur ou d'énergie lors de la compression peuvent être importantes, bien que la température ou la pression finale puisse ne pas différer beaucoup du cas adiabatique idéal. En conséquence, l'origine de la perte de chaleur du gaz vers les parois est considérée dans la limite du courant turbulent. L'hypothèse de la turbulence est convenable. Une condition nécessaire à l'obtention d'une turbulence est un nombre de Reynold élevé et cette condition est effectivement satisfaite. Cependant, la condition de turbulence nécessaire au remplissage uniforme de la section du volume du cylindre n'est pas traitée. Si la section de la soupape d'admission est telle que le gaz se précipite à une vitesse importante par rapport à la vitesse du piston, le gaz à grande vitesse a largement

le temps de former une turbulence isotrope presque uniforme dans le volume du cylindre, et ce comportement est effectivement observé habituellement. Selon l'invention, on montre au contraire que le gaz peut être admis d'une manière régulière et presque laminaire et permet donc une réduction importante de la turbulence. En outre, le gaz peut tourner autour de l'axe en supprimant des tourbillons indésirables des sources de chaleur. En outre, de nombreux ouvrages et les réalisations récentes des moteurs à combustion interne insistent sur l'avantage d'une combustion plus complète provoquée par une plus grande turbulence, notamment par "giclage". Le principe sous-tendu est que la turbulence améliore le mélange des gaz brûlés et imbrûlés et favorise ainsi une meilleure combustion. Ce comportement est contraire au but recherché selon l'invention, c'est-à-dire la décroissance de la turbulence afin que le transfert de chaleur soit réduit.

Il existe deux types de moteurs à combustion interne volumétriques. Le cycle d'Otto comprend le mélange du carburant avec l'air avant l'aspiration, et ainsi du carburant placé près des parois froides nécessite un mélange turbulent afin qu'il soit transporté dans la région interne plus chaude de combustion. Le second type de moteur est le moteur diesel dans lequel le carburant est injecté sous forme de gouttelettes liquides après la compression de l'air à une température élevée. Dans ce cas, le tourbillon axial présente un avantage particulier.

Des particules d'une matière solide ou liquide de masse volumique élevée ont tendance à être chassées vers l'extérieur dans un tourbillon de gaz. Les vitesses d'injection de particules de dimension égale à plusieurs microns, formées par exemple par les injecteurs de carburant, lorsqu'elles ont parcouru un centimètre et ont ralenti, ont une vitesse comparable à celle du tourbillon prévu (plusieurs milliers de centimètres/seconde) pour des rayons compris entre $R_0/2$ et $R_0/4$. En conséquence, si l'injecteur de carburant diesel est centré dans la culasse

et injecte un éventail radial de gouttelettes, le tourbillon axial a la propriété idéale pour le transport des gouttelettes radialement vers l'extérieur jusqu'à ce qu'elles se vaporisent et brûlent. Le réglage de la répartition des dimensions de

5 gouttelettes et de l'angle d'injection assure un transport automatique des gouttelettes dans les régions dans lesquelles elles brûlent efficacement. Si elles n'ont pas brûlé dans une zone radiale, elles ont tendance à être chassées vers l'extérieur, vers des régions ayant plus d'air et moins de carburant

10 si bien que la combustion augmente. Un effet avantageux supplémentaire est obtenu par injection du carburant près de l'axe d'un tourbillon. Le carburant brûlé près de l'axe forme la région la plus chaude étant donné l'utilisation plus complète de l'oxygène. Cependant, c'est cette région qui

15 est séparée des parois par les couches externes du tourbillon. Enfin, un tourbillon est stabilisé par la chaleur si bien que la région chaude de l'écoulement reste stable à l'intérieur (l'air chaud est plus léger et "flotte" vers l'axe. Dans un champ de forces centrifuges d'un tourbillon rotatif, l'axe

20 constitue le point gravitationnel "haut"). Cet effet réduit beaucoup la surface de paroi au contact des gaz les plus chauds et réduit donc la transmission de chaleur des gaz vers les parois. En conséquence, l'invention réduit beaucoup l'écoulement de la chaleur entre les gaz et les parois à la

25 fois pendant la compression et la combustion, dans les moteurs à cycle d'Otto et à cycle diesel. Dans le dernier cas, il est en outre souhaitable d'entretenir la combustion en partie à distance des parois du cylindre afin que les pertes de chaleur et les émissions soient réduites.

30 On considère maintenant la perte de chaleur dans un cycle de Carnot. Le rendement théorique maximal d'un moteur à compression est, selon la seconde loi de la thermodynamique,

$$R_d = (T_2 - T_1) / T_2$$

35 T_1 étant la température initiale du gaz et T_2 la température après une compression adiabatique idéale. Comme le rapport des températures est tel que

$$T_2 / T_1 = R_c^{(1-G)}$$

le rendement idéal est

$$1 - R_c^{1-G}$$

R_c étant le rapport de compression et G le rapport des chaleurs spécifiques soit $G = 1,4$. Ainsi, dans le moteur

- 5 classique à cycle d'Otto ayant un rapport de compression de 8/1, le rendement est de 56 % et, dans un moteur diesel ayant un rapport double de compression de 16/1, le rendement est de 67 %. En pratique, le rendement peut être de l'ordre de la moitié de ces valeurs. On sait déjà (Taylor, 1968)
- 10 que les pertes de chaleur vers les parois constituent des pertes essentielles d'environ 30%, et le reste des pertes est attribué (1) aux pertes "dans le temps" (15 %), c'est-à-dire au retard de la combustion du carburant par rapport au moment de la compression maximale, et (2) au frottement
- 15 des pièces mobiles (5 %). La perte due à la profondeur de pénétration, décrite dans le présent mémoire, n'est pas citée dans la littérature concernant les moteurs. Le chauffage des parois, dépendant du temps, lorsqu'il est moyenné, donne la perte de chaleur qui est mesurée dans l'eau (ou l'air)
- 20 de refroidissement. Cependant, le phénomène de la profondeur de pénétration provoque aussi une augmentation de la température des gaz d'échappement par rapport à celle d'un cycle idéal. On considère maintenant comment peut se produire ce phénomène.
- 25 On considère maintenant les pertes de chaleur dans les gaz d'échappement. En général, les mesures expérimentales sur les moteurs ne permettent pas la comparaison de la température des gaz d'échappement à la valeur prévue étant donné l'échange inconnu de chaleur dans les conduits
- 30 des gaz d'échappement. On considère l'effet sur la température des gaz d'échappement, d'un cycle de pertes dues à la profondeur de pénétration, dans un cas idéal pessimiste. L'air ambiant pénètre à la température T_1 et il est comprimé adiabatiquement à la température T_2 . De la chaleur est
- 35 introduite par addition de carburant afin qu'une température T_3 soit atteinte, et le gaz chaud est détendu adiabatiquement à la valeur T_4 . Les relations entre la pression, le volume,

le rapport de compression, la température et la chaleur spécifique sont les suivantes :

$$\text{Vol}_1/\text{Vol}_2 = R_c$$

$$T_2/T_1 = R_c^{(1-G)}$$

5

$$P_2/P_1 = R_c$$

La chaleur H ajoutée par combustion du carburant donne une température T_3 telle que

$$H = T_3 - T_2$$

10 et la pression de crête est

$$P_3 = P_2 (T_3/T_2).$$

Le rapport de détente est habituellement égal au rapport de compression R_c (sans turbine d'échappement) et ainsi, la température T_4 des gaz d'échappement dépend

15 de la température de crête T_3 sous la forme

$$T_3/T_4 = T_2/T_1 = R_c^{(G-1)}$$

On considère maintenant les pertes dues à la profondeur de pénétration. On suppose qu'une fraction de 40 % de la chaleur à la température T_3 est conservée dans la paroi cylindrique du piston au moment de la combustion. On a donc $T'_3 = 0,6 T_3$, et les nouvelles valeurs de P , T , P' et T' , sont :

$$P_3' = (0,6 T_3/T'_2) P_2$$

et la température d'échappement devient.

25
$$T_4' = 0,6 T_3 R_c^{(1-G)}$$

On suppose maintenant que la perte de chaleur de 40 % vers la paroi est telle que la moitié revient dans les gaz pendant l'admission et la moitié est perdue dans l'eau de refroidissement. En d'autres termes, l'onde thermique due à la profondeur de pénétration thermique se répartit également entre le flux entrant et le flux sortant de chaleur. Il faut noter qu'une partie du chauffage des gaz admis a lieu après le début de la combustion et provoque une perte mécanique décrite précédemment, mais on suppose par raison de simplicité qu'elle est plus petite que le chauffage initial avant la fermeture de la soupape ou du clapet d'admission et le début de la course de compression. La compression commence alors

avec les conditions

$$T_1' = T_1 + 0,2 T_3$$

$$P_1' = P_1$$

- 5 et les conditions après compression deviennent

$$T_2' = T_1' R_c^{(G-1)} = (T_1 + 0,2 T_3) R_c^{(G-1)}.$$

la même quantité de carburant est brûlée, si bien que

$$T_3' = T_2' + (T_3 - T_2)$$

et

10
$$P_3' = P_2 (T_3'/T_2').$$

Une perte de 40 % a encore lieu, mais il s'agit d'une plus grande quantité passant dans la paroi puisque T_3' est supérieur à T_3 . A chaque cycle suivant, T_3'' est supérieur à

- 15 T_3' , qui est supérieur à T_3 , etc. Cette séquence de température croissante doit être limitée par des effets secondaires.

- On calcule maintenant des valeurs pour un moteur diesel avec $R_c = 16$, $T_3 = 2T_2$, si bien que la chaleur ajoutée est telle que $H = T_2$. Cette relation correspond à un mélange combustible stoechiométrique à 26 %. On a alors les relations

$$T_2 = T_1 R_c^{(G-1)} = 3 T_1$$

$$T_1' + 0,2 T_3 = T_1 + 0,4 T_2 = 2,2 T_1$$

si bien que

25
$$T_2' = 2,2 T_2$$

et

$$T_3' = T_2' + T_2 = 3,2 T_2 = 1,6 T_3.$$

La température des gaz d'échappement devient alors

$$T_4' = 0,6 T_3' R_c^{(1-G)} = 0,96 T_4.$$

- 30 Il s'agit de la valeur prévue de la température d'échappement sans la perte de chaleur de 40 %, et le travail effectué est plus faible. En d'autres termes, les températures augmentent d'un rapport 1,6 par cycle et la pression maximale

$$P_3' = (1,6/2,2) P_3 = 0,73 P_2$$

- 35 diminue suivant un facteur 0,73 à chaque cycle. En conséquence, une plus grande quantité de chaleur est perdue et moins de travail utile est exécuté à chaque cycle jusqu'à ce

qu'un autre effet de limitation apparaisse. Un tel effet est dû à ce que la température T_2 , du gaz admis comprimé, devient supérieure à $0,6 T_3$, c'est-à-dire la température du gaz de combustion refroidi par la paroi. Dans ce cas, la perte de chaleur pendant la course de compression limite la perte de chaleur ultérieure car la paroi est déjà préchauffée. Si la température T_3 reste alors la même, par exemple égale à $1,6 T_3$, et si la perte de chaleur dans la profondeur de pénétration change à 20 % de T_3 (20 % supplémentaires sont perdus à partir de T_2), la température T_4 des gaz d'échappement augmente à $1,2 T_4$ et 20 % de l'énergie utile possible sont perdus dans les gaz d'échappement plutôt que dans l'eau de refroidissement. Naturellement, ces relations sont très compliquées et une analyse avec des calculs très détaillés doit être exécutée afin qu'elle permette des prédictions précises ; cependant, l'analyse qui précède suffit pour donner le sens dans lequel ces pertes doivent être corrigées. Le sens de ces pertes permet de montrer pourquoi le moteur diesel peut avoir un meilleur rendement lorsque le rapport de compression est encore accru, par exemple de 16 à 20. On observe (Taylor, 1966) que le rendement ou le travail utile restent constants en fonction du rapport de compression pour les valeurs supérieures à 16. La raison de ce comportement est que, lorsque le rapport de compression augmente, la perte de chaleur augmente parce que le volume mort, à la fin de la course, devient plus mince si bien que le rapport surface/volume devient plus grand et les pertes de chaleur augmentent.

On considère maintenant la réalisation d'un moteur diesel. L'invention permet la réalisation d'une configuration de moteur diesel qui réduit beaucoup :

- 1) la perte thermique vers les parois,
- 2) la perte due au retard de l'obtention du rapport de compression pendant la combustion,
- 3) les pertes dues à la masse des parties mobiles.

La configuration obtenue combine les avantages de l'écoulement presque laminaire et de l'utilisation de cylindres séparés (à deux temps) pour la suralimentation, la

la combustion et la détente.

On choisit un rapport global de compression de 20/1. Le premier cylindre de suralimentation a un rapport volumique de 5/1. En conséquence, le cylindre de combustion
 5 a un rapport volumique de 4/1 si bien que le rapport résultant de compression est de 20/1. La première détente dans le cylindre de combustion correspond au même rapport volumique de 4/1. Si la combustion provoque un doublement de la température et donc de la pression, le cylindre de détente doit avoir un
 10 rapport volumique tel que

$$5 \times 2^{1/6} = 8,2/1$$

si bien que la pression des gaz d'échappement est réduite à la pression atmosphérique ambiante.

Les avantages sont les suivants :

15 1. Le piston et le cylindre de suralimentation subissent une pression inférieure à la pression maximale pendant la combustion, d'un rapport $1/(2 \times 4^G) = 1/14 = 7 \%$. Il peut donc être réalisé sous une forme moins résistante, avec une plus courte longueur de jupe de piston, une course
 20 plus courte et un plus grand diamètre.

2. Le cylindre de combustion, pour une course de même longueur, a un diamètre plus faible selon la relation $5^{-1/2} = 1/2,24 = 45 \%$, ou la section du piston peut être réduite d'un facteur 1/5. En conséquence, la force maximale
 25 appliquée au piston et à la culasse est inférieure dans le même rapport, c'est-à-dire 1/5, à celle d'un cylindre d'un moteur diesel classique de même puissance et de même course. En conséquence, la masse et le frottement sont réduits d'un même rapport.

30 3. Le rapport de compression du cylindre de combustion est seulement de 4/1 et on suppose une course de longueur $4r$ soit deux diamètres. Si la longueur de la lumière est de $0,5r$ (deux courses), la course de compression ou de détente a une longueur de 3,5 rayons. La compression de crête
 35 peut correspondre à un grand angle de calage de manivelle. Par exemple, on considère que la combustion a lieu dans une plage de rapport de compression de 16/1 à 20/1 et à 16/1,

soit 67 % à 70 % à 67 % du rendement idéal. Ces chiffres correspondent à un rapport de compression dans le cylindre de combustion de 3,2 à 4 à 3,2. L'angle total de calage correspondant à ses déplacements est de 54° , soit 1/6 fois
5 environ le cycle. Cette valeur est supérieure à celle d'un moteur diesel équivalent à un seul cylindre et deux temps pour lequel R_c passe de 16/1 à 20/1 et à 16/1, correspondant à 24° soit une réduction de la durée de 2,25 fois. En conséquence, la perte de compression pendant le temps de combustion est
10 réduite d'une manière correspondante.

4. La configuration du cylindre et du piston de combustion pendant la période de compression de crête et de combustion (16/1 à 20/1 à 16/1) correspond sensiblement à la longueur d'un rayon. Il s'agit du jeu moyen de la culasse
15 pendant la combustion pour un rapport de compression de 3,5 et une course ayant une longueur de 3,5 rayons. En conséquence, le rapport surface/volume est favorable pour la réduction des pertes de chaleur vers les parois d'un facteur $(1 + r/z) = 5$ par rapport au cas d'un jeu moyen d'un cylindre classique
20 unique ayant un rayon 1/9 pour un rapport de compression de 20/1.

5. Le cylindre de détente peut être supérieur au cylindre de suralimentation si bien que les gaz d'échappement peuvent être "sur-détendus", c'est-à-dire en réalité convena-
25 blement détendus, si bien que tout le travail utile peut être extrait des gaz d'échappement. Cette sur-détente des gaz d'échappement indique que les gaz sont détendus jusqu'à la pression atmosphérique d'admission. Normalement, la pression des gaz d'échappement est comprise entre 2 et 2,5 fois la
30 pression d'admission et l'énergie du gaz est soit utilisée de façon peu efficace, avec un rendement de 50 % dans une turbine d'échappement ou un dispositif de suralimentation, soit totalement perdue. Le cylindre séparé d'échappement permet une sur-détente convenable et donne aussi les avantages
35 d'une plus petite dimension et d'un plus petit rapport de compression du cylindre de combustion.

6. Enfin, la conception soignée des lumières

permet la réduction de l'échange de chaleur turbulent avec les parois, qui est habituellement grand, par formation d'un tourbillon axial à écoulement presque laminaire dans chaque cylindre. Il faut que la transmission des gaz de
5 chaque volume s'effectue dans des conditions quasi-statiques et que, en conséquence, la perte de charge au niveau des soupapes soit très faible.

On considère maintenant les cylindres séparés pour la suralimentation, la combustion et l'échappement.
10 La raison primordiale de l'utilisation de trois cylindres séparés et la limitation du rapport de compression du cylindre de combustion a une valeur suffisamment faible pour que la configuration du piston pendant la combustion soit sensiblement la celle d'un cylindre "droit", c'est-à-dire
15 dont la longueur est égale au rayon afin qu'un tourbillon axial à écoulement presque laminaire puisse réduire efficacement les pertes de chaleur vers les parois. La réduction des pertes par compression pendant le temps de combustion et la réduction de la masse sont des avantages supplémentaires.
20 En outre, deux cylindres supplémentaires et des soupapes complexes doivent être ajoutés. Le principal travail utile est récupéré dans le cylindre d'échappement. Cette énergie mécanique est supérieure à celle du cylindre de combustion d'une quantité qui correspond au rapport des températures
25 $(8,2)^{(G-1)}$ à $(3,5)^{(G-1)}$ soit $2,32/1,65$ ou $1,41$ fois. En conséquence, les pertes de chaleur dans le cylindre de combustion sont réduites dans une certaine mesure par rapport au cylindre d'échappement. En conséquence, le cylindre de combustion doit être réalisé avec un certain compromis par
30 rapport aux conditions d'écoulement laminaire.

On considère d'abord le dessin du cylindre de combustion. On a décrit précédemment le cylindre idéal de compression ou de détente à écoulement laminaire. La lumière d'admission se trouve à la partie supérieure de la paroi
35 du cylindre, elle a une longueur égale à $r/2$ et elle permet un écoulement azimuthal et radial laminaire lent. Cette soupape à paroi coulissante est difficilement étanche et le

refroidissement est difficile aux températures très élevées de 1500°C et aux pressions très élevées de 125 bars observées pendant la combustion. Cependant, Ricardo (1953) a montré qu'un moteur diesel à deux temps et à soupape coulissante ou à tiroir pouvait fonctionner convenablement, mais, dans le cas considéré, l'air d'admission a une température accrue (300°C). En outre, la purge est beaucoup favorisée par un écoulement axial dans le cylindre, du bas vers le haut. On considère donc selon l'invention que le cylindre de combustion est analogue à celui d'un moteur diesel à deux temps dans lequel l'admission reçoit un gaz de suralimentation (compression 5/1, pression 10/1) dans les lumières annulaires habituelles disposées à la partie inférieure de la course. Ces lumières ont une longueur égale à $r/2$, c'est-à-dire la même que la lumière de la soupape à boisseau, et permet une aspiration sur 83°. Les gaz d'échappement sortent par une soupape centrée axialement dans la culasse.

On considère maintenant le dessin du cylindre d'échappement. Comme la pression des gaz d'échappement quitte le cylindre de combustion correspond sensiblement au double de la pression de l'air admis, une partie de la période de la course, vers le bas, doit être utilisée pour la mise de cette pression accrue à la valeur de la pression d'admission de gaz suralimentés. D'autre part, le gaz introduit doit être transféré au cylindre de combustion et doit faire sortir les gaz d'échappement. Selon l'invention, l'opération est réalisée par un écoulement presque laminaire, les lumières d'admission et d'échappement étant ouvertes en même temps. En conséquence, les pressions sont toutes égales.

Comme le volume varie pendant le temps de descente du piston d'échappement, l'air admis et les gaz d'échappement se détendent pendant le transfert. La pression commence à la pression des gaz d'échappement de la course de combustion. En conséquence, l'air admis doit être surcomprimé par rapport à la valeur moyenne de suralimentation lorsque la lumière d'admission s'ouvre. Le volume combiné de gaz du cylindre de combustion et du volume de stockage de gaz de

suralimentation se détend adiabatiquement lorsque le piston d'échappement descend et lorsque les gaz d'échappement sont remplacés par de l'air frais admis qui se détend à la valeur de la pression de suralimentation pendant l'admission.

- 5 On considère deux procédés permettant ce phénomène. Le premier ne peut pas être utilisé car le temps disponible est trop court. Comme cette opération doit être une détente adiabatique dans le cylindre d'échappement, l'angle de calage de la manivelle du cylindre d'échappement, 10 pour une détente avec un rapport 2/1 de pression du gaz d'échappement, devient le temps de l'opération. Ce temps est le temps nécessaire pour que le cylindre d'échappement passe de la partie supérieure de la course à un volume fractionnaire égal à $(1/8,2)(1,2) = 0,0743$. Pour une longueur de course du 15 piston d'échappement égale à celle du cylindre de combustion, l'angle de calage correspondant est alors tel que $\arccos(1-2(0,0743)) = 32$ degrés. Ensuite, le cylindre d'échappement doit recevoir un volume égal des gaz d'échappement purgés à pression constante, c'est-à-dire à la pression de l'air 20 de suralimentation pendant un angle tel que $(1-4(0,0743)) = 45$ degrés. La différence de calage est de 13 degrés. Elle correspond au temps de déplacement des gaz d'échappement hors du cylindre de combustion par l'air de suralimentation. Ce temps est trop court et il faudrait que le cylindre de surali- 25 mentation transmette toute sa charge à pression constante pendant un temps inférieur au temps nécessaire de balayage.
- On considère maintenant le volume contenant le gaz de suralimentation. Le dispositif de suralimentation permet la résolution de ce problème par transmission de son air à une pression 30 égale au double de la pression d'admission, dans un volume intermédiaire. Ainsi, pendant l'établissement de l'échappement, la perte de charge d'un facteur 2 a lieu dans le volume combiné du volume de stockage, du cylindre de combustion et de la course initiale du cylindre d'échappement. Simultanément, 35 une charge complète d'air de suralimentation est aspiré dans le cylindre de combustion. Le cylindre de suralimentation recharge le volume de stockage intermédiaire (adiabatiquement)

à la pression d'origine égale au double de la pression d'admission. Le volume de stockage est alors égal à
 $(1/(2^{1/G} - 1)) = 1,56$ fois le volume du cylindre de combustion.

- 5 L'aspiration a lieu alors sur un angle de calage du piston d'échappement tel que

$$\arccos(1 - 2(1,56/R_{c-\text{échap.}})) (1/2)p^{1/G} = 40^\circ$$

Ce temps peut se trouver avantageusement au milieu de l'ouverture de la lumière d'aspiration du cylindre de combustion

- 10 de 83 degrés si bien que les lumières d'admission sont presque totalement ouvertes (88 %) pendant la détente, l'admission et la purge. Il faut aussi considérer l'épaisseur des lumières d'admission dans le cylindre de combustion, donnant une faible vitesse de l'air et en conséquence de faible perte
 15 de chaleur. On suppose une épaisseur fractionnaire de matière pour les lumières d'aspiration de 20 % si bien que la section efficace d'aspiration est

$$(1 - 0,2) (0,80) (\pi r^2) = 0,7 \pi r^2.$$

La masse volumique moyenne des gaz admis est d'environ

- 20 $(1 - 1/2(1 - 2^{-1/G})) = 0,8$ par rapport à la masse volumique finale, et la section efficace est d'environ 87 % de la section du piston de combustion. Le temps fractionnaire d'admission, comparé à mi-course, est $(2/ \pi) (40/180)$, et la vitesse radiale d'admission est donc :

- 25 $(2/ \pi) (1/\text{section efficace}) (180/40) = 3,3$ (vitesse du piston).

On choisit la vitesse azimutale du tourbillon axial à 1,5 fois les vitesses radiales d'admission. Ce rapport est déterminé par l'angle des épaisseurs jouant le rôle d'ailettes.

- 30 Dans ce cas, le gaz subit environ 4 rotations pendant la compression et une même rotation pendant la détente (ce facteur étant égal au rapport du produit de la vitesse et de la durée de la course à la circonférence). L'échange de chaleur doit être de 10 à 15 % pourvu que le carburant soit
 35 brûlé dans la fraction massique interne de 25 % du tourbillon axial (pour une combustion stoechiométrique à 25 %).

On considère maintenant la purge. L'air

suralimenté introduit est "lourd" par rapport aux produits de combustion. En conséquence, l'air admis est plus froid et a un moment angulaire supérieur à celui des gaz d'échappement. Il est plus froid car il n'a pas encore subi la combustion et il a un moment angulaire accru car il n'a pas encore tourbillonné au contact des parois. En conséquence, il a tendance à pénétrer au contact de la paroi externe du cylindre sous forme d'une couche mince, en déplaçant et chassant les gaz d'échappement plus chauds vers la région interne, et en conséquence, vers la soupape d'échappement qui se trouve à mi-rayon. Le $1/8$ interne de la masse des gaz d'échappement ($1/4$ en volume et $1/2$ en masse volumique) a tendance à être faiblement turbulent étant donné le moment de la pulvérisation de carburant. L'interaction avec le gaz plus froid admis est donc favorisée, de même que l'entraînement vers la soupape d'échappement. Si le résidu de gaz d'échappement est trop important, c'est-à-dire si la purge est mauvaise, il est simple de réduire la dimension de la soupape d'échappement au tiers du rayon, 5 % seulement alors de la masse des gaz d'échappement pouvant rester. Le tourbillon axial, dans le cas d'une soupape d'échappement, a donc naturellement tendance à assurer une purge efficace. Ricardo (1954) a constaté que la purge posait un problème lors de l'introduction d'un "tourbillon" dans les gaz d'admission, c'est-à-dire lorsque le moment angulaire de rotation est élevé. En effet, la lumière d'échappement se trouvait aussi au niveau de la paroi périphérique du cylindre au lieu d'être proche de l'axe. Les gaz admis chassaient alors les gaz d'échappement vers l'axe, à distance de la lumière périphérique si bien que la purge était mauvaise.

On considère maintenant le dessin d'un moteur diesel. Sur la figure 10, trois pistons 201, 202 et 203 de suralimentation, de combustion et d'échappement sont entraînés par un vilebrequin 204 et des manivelles 205, 206, 207 dans des cylindres 208, 209, 210 respectivement. L'admission du cylindre 208 de suralimentation a un clapet à boisseau 211 formant une paroi du cylindre, commandé par des cames 212 du

vilebrequin 204. Ces cames 212 déplacent le clapet 211 de manière qu'il ouvre et ferme une lumière annulaire 213 permettant l'aspiration d'air d'une chambre annulaire 214, avec une circulation circulaire créée par un passage de

5 diffuseur ayant des ailettes 215 d'alignement. La rotation provoque la formation d'un tourbillon axial 216 (voir figure 11) dans le cylindre de suralimentation. La section importante 13 de la lumière d'aspiration et le tourbillon axial 216 provoquent un faible échange de chaleur avec la paroi du

10 cylindre 208 si bien que l'air est comprimé adiabatiquement et quitte le cylindre par une soupape 217 d'échappement à ressort à lame qui est disposée sous une forme semi-circulaire dans la culasse 218 afin que les gaz du tourbillon axial quittent le cylindre à peu près au milieu du rayon et dans la

15 direction générale de l'écoulement en rotation. L'air suralimenté est comprimé 8,2 fois à environ 20 bars, et il est transmis par un conduit 219 à la chambre 220 qui contient un volume d'air comprimé (suralimenté) égal à 1,56 fois le volume du cylindre 209. Les parois du conduit 219 et de la

20 chambre sont isolées ou revêtues d'une céramique 221 qui réduit les pertes de chaleur.

Lors du fonctionnement, la pression de l'air dans le cylindre 208 et le volume 220 est égale à la pression dans le cylindre 209 de combustion juste avant

25 la libération des gaz d'échappement et est aussi égale à la pression dans le cylindre 210 en même temps si bien que les trois pressions sont égales. Le piston 202 découvre juste la lumière inférieure 222 du cylindre 209 et la soupape d'échappement 223 dans la culasse 224. Les gaz sont alors

30 transférés (figure 11) du volume 220 à la chambre 225 par le conduit 226 pratiquement à pression constante et adiabatiquement, si bien qu'une très faible turbulence est formée. Lorsque la pression a été réduite d'un facteur 2 de 20 bars à 10 bars par détente due au déplacement du piston 203 dans

35 le cylindre 210, le cylindre de combustion reçoit de l'air frais de suralimentation et la soupape 223 se ferme. L'air suralimenté est alors piégé dans le cylindre 209 par les

segments supérieurs du piston 202 qui recouvrent la lumière 222 d'admission. Celle-ci ouvre sur 360° dans le cylindre et comporte de nombreuses ailettes placées à 60° environ par rapport au rayon du cylindre si bien que le gaz introduit forme le tourbillon axial avantageux. Le rapport des pressions du gaz de suralimentation est égal à 5/1 correspondant au rapport des sections des cylindres 208 et 209. La compression supplémentaire de l'air dans le cylindre 209 correspond à un rapport 4/1 avant injection du carburant si bien que le rapport total de compression est de 20/1. Du carburant est injecté dans la chambre par un injecteur 228 de type classique commandé par une pompe normale à carburant (non représentée) entraînée par le vilebrequin 204 du moteur.

Lorsque le carburant est pulvérisé en fines gouttelettes 227 (voir figure 12) dans le tourbillon axial 229 au niveau de l'axe, par l'injecteur 228, le cône de gouttelettes est confiné à la région axiale jusqu'à centrifugation radiale vers les parois du cylindre. La combustion du carburant se maintient dans la région centrale du tourbillon et seules les gouttelettes imbrûlées ont tendance à s'échapper radialement vers des régions de combustion préalables par de l'oxygène disponible. La combustion progresse donc radialement vers l'extérieur jusqu'à ce que le carburant soit brûlé. Les produits chauds de combustion restent séparés de la paroi 209 et seuls le piston 202 et la culasse 223 sont exposés au gaz chaud sur une région limitée. L'invention met en oeuvre le tourbillon à écoulement presque laminaire pour la réduction de la combustion au seul volume axial central du cylindre et pour la réduction du transfert de chaleur entre le gaz de travail et les parois.

La soupape tubulaire 223 d'échappement est de forme cylindrique particulière comme représenté sur la figure 10 dans un mode réalisation et sur la figure 12 dans un autre mode de réalisation. Sur la figure 10, le clapet ou soupape est commandé par une came en tête 230 et un arbre 231 et elle glisse sur la partie cylindrique centrale 232 portée par l'arbre 231 ; elle est refroidie

par de l'eau circulant dans des passages 233 si bien que la température élevée des gaz d'échappement de 1100°C ne provoque pas une surchauffe de la soupape. En outre, l'ouverture annulaire au milieu du rayon permet au tourbillon axial 227 de quitter la chambre avec une turbulence minimale provoquée dans le conduit 234. Celui-ci est revêtu d'une céramique ou d'une autre isolation à température élevée afin que la conduction de la chaleur soit réduite. Le conduit 234 est court et a un faible volume correspondant à un faible pourcentage du volume du cylindre 210 si bien que la seule soupape comprise entre les cylindres de combustion et d'échappement est la soupape 223.

Les gaz d'échappement pénètrent dans le cylindre 210, en provenance du conduit 234, par une lumière 236 qui est inclinée de 60° environ par rapport au rayon de manière que le tourbillon axial 237 se forme. La soupape 223 se ferme lorsque le piston 203 se trouve au 1/5 de sa course après le point mort haut. Cette fermeture a lieu lorsque le gaz d'échappement s'est détendu de 20 bars à 10 bars. Le piston d'échappement se déplace alors à 40 % de sa vitesse maximale si bien que la section de la lumière d'aspiration 236 correspond au 1/10 de la section du piston et le gaz qui est introduit se déplace à 4 fois la vitesse maximale du piston. La rotation est égale à $\pi/2$ soit 1/4 de tour en direction azimutale étant donné la section de la lumière égale à 1/10 fois la section du piston.

Le piston 203 continue alors la détente des gaz d'échappement pour un rapport volumique total de 8,2/1 si bien que la pression atteint la valeur de la pression atmosphérique à la fin de la course. Une soupape 238 d'échappement a la même configuration que la soupape 224 du cylindre 209. Elle est ouverte par une came 239 entraînée par un arbre 231 qui est le même que celui de la lumière d'échappement du cylindre de combustion. La soupape 238 reste ouverte jusqu'à ce que le piston 203 se trouve juste avant le point mort haut. L'angle d'avance de la lumière d'échappement est tel que les gaz piégés sont

comprimés jusqu'à 20 bars dans le cylindre 209 juste avant l'ouverture des lumières 222 et 224. Les gaz d'échappement sortent par le diffuseur 241 et la lumière 242 d'échappement.

Comme l'indique la figure 12, la partie
5 250 de la chambre de combustion qui se trouve près de la culasse, comme la partie de la chambre d'échappement, peut être supportée dans la soupape 252 par des pattes 254 qui passent dans des fentes 256 de la soupape, et celle-ci peut être commandée par un culbuteur 258 par l'intermédiaire
10 d'un poussoir 260 porté par la soupape.

La figure 14 représente les diagrammes de calage, c'est-à-dire la synchronisation relative des pistons et des soupapes. A partir du point mort haut du piston 201, la soupape 211 se trouve à 90° en avant et est prête à
15 s'ouvrir. Le piston 202 se trouve à 138° avant l'ouverture de la soupape 224 et le piston 202 découvre les lumières inférieures 222 d'aspiration. Le piston 203 est aussi au point mort haut. A un moment ultérieur de 82° , les lumières 222 se ferment et, à 180° , la lumière 213 se ferme. La compression a lieu dans les deux cylindres 208 et 209. A 20° environ
20 avant le point mort haut du cylindre 202, l'injection de carburant commence, et elle provoque le déclenchement des processus de combustion, puis de la détente.

On considère maintenant des moteurs à
25 cycle d'Otto. Comme indiqué précédemment, un tel moteur (c'est-à-dire à essence et carburateur) est habituellement réalisé afin que la turbulence induite soit maximale. Lorsque la tête ou la partie supérieure du piston est réalisée avec un volume rentrant de petit diamètre et lorsque le jeu
30 compris entre le rayon externe du piston et la culasse est faible, les gaz sont repoussés dans le volume rentrant. On peut considérer qu'il s'agit d'un "giclage" car le gaz est repoussé dans le petit volume rentrant si bien qu'il provoque une turbulence à la fin de la course. Le but de cette turbulence, comme indiqué précédemment, est d'assurer un mélange
35 constant du mélange air-carburant au contact des parois avec la région interne plus chaude afin que la combustion soit plus complète et qu'une moindre quantité d'imbrûlés provoque une

pollution. Cependant, la turbulence accroît les pertes de chaleur.

On a déjà considéré un moteur diesel dans lequel le carburant est introduit au niveau de l'axe du tourbillon laminaire si bien que le carburant n'atteint pas les parois et le rendement de combustion est accru. Dans le moteur diesel, le carburant est injecté tardivement, juste au moment nécessaire à la combustion. Dans le moteur à cycle d'Otto, le carburant et l'air peuvent être mélangés préalablement et un mélange air-carburant est alors au contact des parois ou, inversement, les moteurs à injection de carburant permettent la formation d'une charge stratifiée. Si le carburant est injecté suivant l'axe du tourbillon laminaire avant la partie supérieure de la course, il se mélange à l'air uniquement à l'extérieur d'un rayon prédéterminé, fixé par la dimension des gouttelettes, la vitesse du tourbillon et la vitesse d'évaporation. La stratification résultante doit être suffisante pour qu'elle empêche le mélange air-carburant de parvenir aux parois externes. Dans ce cas, la quantité de mélange combustible au contact des parois est faible ou nulle et il ne faut aucune turbulence pour que la combustion soit complète. Un certain "tourbillonnement" est parfois provoqué par la configuration des soupapes de la culasse afin qu'un tourbillon axial soit formé dans les moteurs à injection de carburant à cycle d'Otto, mais la vitesse d'induction est si élevée, par des lumières de faible section, et le défaut d'uniformité est si grand que le courant résultant, bien qu'il forme un tourbillon, mélange néanmoins de manière poussée le carburant et l'air vers les parois périphériques, et une turbulence est nécessaire à une combustion totale. Au contraire, selon l'invention, l'injection de carburant est réalisée dans le tourbillon presque laminaire et une très faible quantité de carburant atteint l'air au contact des parois périphériques froides. La combustion a donc lieu dans la partie interne du tourbillon, riche en carburant. Le mélange combustible au contact de la culasse et de la tête du piston au centre du tourbillon est au contact de surfaces

qui restent chaudes puisqu'elles ne sont pas refroidies par le glissement du film d'huile. On considère donc un moteur à quatre temps à cycle d'Otto à injection de carburant et à tourbillon axial laminaire dans lequel on prévoit certaines
5 pertes par conduction de la chaleur mais, grâce au tourbillon axial laminaire, la perte de chaleur est réduite et les pertes de combustion et en conséquence la formation de polluants à partir de la paroi, sont réduites.

Le cycle est un cycle classique à quatre
10 temps et la compression et la combustion ont lieu dans le même cylindre que dans le moteur diesel précité à trois cylindres. Le rapport réduit de compression (par exemple 8/1) du cycle d'Otto évite dans une certaine mesure une telle réalisation.

15 Une réalisation plus efficace peut comprendre un dispositif de suralimentation car le volume final comprimé est plus favorable (plus grand jeu près de la culasse) et est proportionnel au rapport de suralimentation mais même sans suralimentation, le tourbillon axial laminaire
20 réduit notablement les pertes de chaleur car la combustion est maintenue à distance des parois latérales.

On considère donc un moteur à quatre temps à cycle d'Otto.

Les figures 15 et 16 représentent un
25 piston 301 placé dans un cylindre 302 et entraîné par un vilebrequin suivant un cycle à quatre temps, par l'intermédiaire d'une manivelle 303 et d'un axe de piston 304. Le piston est représenté au point mort haut juste au moment où a lieu la combustion, avec l'espace mort 305 laissé entre
30 la tête lisse du piston et la culasse 306. Ce jeu ou espace 305 a une dimension de $R/4$ (R étant le diamètre du piston) si bien que, pour une longueur de course égale au diamètre du piston ou $2R$, cet espace 305 égal à $R/4$ correspond à un rapport de compression de 8/1 d'un cycle normal d'Otto.
35 Le volume comprimé est limité par la soupape ou le clapet à boisseau 307 qui peut se déplacer dans des espaces prévus dans le cylindre inférieur et dans la culasse 306. Ces espaces

comme décrit par Ricardo (1953) se règlent automatiquement si bien que la soupape 307 se dilate sous l'action de la chaleur jusqu'à un contact glissant parfait avec la paroi externe qui extrait alors la chaleur et limite la dilatation.

- 5 La soupape 307 est disposée entre le piston 301 et un volume perdu 310 formé dans la paroi du cylindre. Ce volume est tel qu'il peut être nul et en conséquence il joue le rôle d'un siège de soupape, ou il peut être plus grand si bien que les gaz piégés ne sont pas comprimés et sont projetés.
- 10 La soupape 307 est repoussée élastiquement en position d'ouverture et elle est commandée par deux cames 311, et elle peut être déplacée par des culbuteurs comme indiqué sur la figure 13. La partie 312 de culasse, à l'intérieur de la soupape, est supportée par un arbre à came, mais
- 15 peut aussi être supportée comme indiqué sur la figure 13.

- Au point mort haut, au début de la course d'admission, la soupape est ramenée en retrait et ouvre la lumière 314 en communication avec la chambre 315 qui permet l'admission d'air sous forme d'un tourbillon axial
- 20 formé grâce à l'énergie cinétique de l'air admis et dirigé par les ailettes 316 dans les entrées 320 d'air du diffuseur.

- La culasse 306 a un injecteur 317 de carburant, une bougie d'allumage 318 et une soupape d'échappement 319. L'injecteur est d'un type totalement
- 25 classique et il est monté axialement si bien que la pulvérisation de carburant est symétrique axialement et forme une charge stratifiée tourbillonnaire. La bougie 318 doit avoir une surface d'allumage au niveau de la culasse 306 afin qu'elle perturbe le moins possible le courant tourbil-
- 30 lonnaire. De telles bougies sont du type utilisé dans les avions. De manière analogue, la face inférieure de la soupape 319 doit être lisse afin qu'elle ne perturbe pas le tourbillon. La soupape 319 est commandée par une came 321.

- 35 La figure 16 représente le piston 301, la culasse 306 et les chambre 315 sous forme de deux diffuseurs. Les ailettes 316 forment un tourbillon 324

d'aspiration et un tourbillon axial interne 325. La section d'aspiration des diffuseurs au niveau des ailettes 316 est égale au tiers de la section du piston si bien que le tourbillon a une vitesse sensiblement égale à quatre fois celle du piston, dans la partie de plus petit rayon de celui-ci. En conséquence, la vitesse radiale d'aspiration, du double de la vitesse du piston, est encore inférieure (de la moitié environ) à celle du tourbillon axial et celui-ci prédomine dans l'écoulement et empêche la formation d'un tourbillon annulaire ou radial.

Le calage est identique à celui de tous les moteurs à quatre temps et on ne l'a pas représenté puisqu'il est bien connu. La seule petite différence porte sur la forme de la came d'ouverture et de fermeture de la soupape 307. La section de la lumière dépend du degré d'ouverture de la soupape. Cette section doit être proportionnelle à la vitesse du piston, si bien que le rapport des vitesses radiales et azimutales reste constant pendant l'aspiration.

En conséquence, l'ouverture de la soupape doit être proportionnelle au sinus de l'angle de calage de la manivelle. Il s'agit de la came la plus simple à réaliser et elle correspond simplement à un cercle décentré. De cette manière, le moment angulaire et le moment radial du tourbillon axial restent constants pendant la course d'aspiration et la circulation méridienne ou radiale est minimale. La perte de chaleur est alors minimale.

On considère maintenant un moteur à cycle d'Otto à deux temps.

On complète la description d'utilisation du principe de la turbulence réduite ou de l'écoulement presque laminaire qui améliore le rendement des machines volumétriques adiabatiques par description d'un moteur à cycle d'Otto à deux temps, ayant une aspiration à tourbillon axial presque laminaire et des parois lisses, c'est-à-dire une culasse et une tête de piston lisses. Dans le moteur à deux temps, la culasse est la même que dans le moteur à quatre temps, mais l'admission s'effectue à la partie infé-

rieure de la course. Dans le cas d'un tourbillon axial à écoulement laminaire, les lumières inférieures ont une forme particulière donnant un moment angulaire, c'est-à-dire un tourbillonnement, au courant admis correspondant à l'angle
5 des nervures des lumières inférieures et en outre, une ouverture de la lumière inférieure est suffisamment proche afin que la dimension des tourbillons formés par les nervures pendant l'aspiration soit réduite. Plus précisément, le côté du cylindre tourné vers les nervures représente obliga-
10 toirement une discontinuité très nette dans le courant d'aspiration et ce courant, lorsqu'il passe au niveau des nervures, contient des tourbillons dont la dimension est à peu près égale à la moitié de l'épaisseur des nervures. Ces tourbillons, comme ils ne doivent pas perturber essentiel-
15 lement le courant formé, doivent être petits par rapport à la dimension du tourbillon axial principal. Comme ce tourbillon a une dimension caractéristique correspondant au rayon, l'espacement des nervures doit être faible par rapport au rayon du cylindre. Ainsi, cet espacement doit être égal au
20 $1/6$ environ du rayon, c'est-à-dire que la totalité de la section de la lumière comporte 36 nervures. En outre, celles-ci doivent être inclinées suivant un angle caractéristique de 45 à 60° par rapport au rayon. Si le moteur est suralimenté, la pression différentielle entre l'admission et l'échappement
25 doit être telle que l'admission et la purge ont lieu à pression presque constante si bien que des bouffées de surpression à l'admission ne provoquent pas une vitesse trop élevée dans le courant d'admission. Le carter est souvent utilisé pour une petite compression préalable de l'air d'admission et
30 dans ce cas le volume du carter doit être suffisamment grand pour que la compression préalable ne soit pas trop élevée. Cette expression "trop élevée" indique dans ce cas une valeur de l'ordre de 10 à 20% si bien que le volume du carter doit être d'environ 5 à 10 fois le volume balayé. Le courant
35 d'admission est suffisamment proche de la vitesse du piston pour permettre un écoulement faiblement turbulent ou presque laminaire.

On se réfère maintenant à la figure 17

qui représente un piston 401 placé dans un cylindre 402 et entraîné par un vilebrequin, suivant un cycle à deux temps, par une manivelle 403 et un axe de piston 404. Le piston 401 est représenté alors qu'il est prêt à recouvrir les nervures 5 405 de la lumière d'aspiration à la partie inférieure, après introduction de l'air suivant un diagramme 406 formant un tourbillon axial. Un peu plus tard 10 à 60° environ après, du carburant est injecté par l'injecteur 407 et forme une pulvérisation centrifuge qui s'évapore comme décrit précédem- 10 ment. Le mélange combustible est alors enflammé par la bougie d'allumage 409 qui se trouve à ras de la surface et, ultérieurement, après la détente mais avant l'ouverture des lumières inférieures, la soupape 408 d'échappement s'ouvre. L'arbre à came, la came et le culbuteur ainsi que la pompe d'injection 15 de carburant sont de types classiques dans ces machines. Les nervures 405 et le diffuseur 411 qui dirigent l'air d'admission en formant le tourbillon sont analogues à ceux du moteur à quatre temps et sont représentés en coupe partielle et en plan sur la figure 18. L'air de la volute 411 peut être 20 aspiré dans le carter ou une réalisation plus efficace peut comprendre un dispositif séparé de suralimentation. Cependant, le courant d'admission doit être introduit sur 360° de circonférence et la chute de pression au niveau de la lumière d'entrée doit être faible afin que la vitesse du courant 25 introduit corresponde à la vitesse du piston comme indiqué précédemment.

Dans les petits moteurs à deux temps, la vitesse est élevée, de l'ordre du 1/10 au 1/5 de la vitesse du son, si bien que la différence de pression à l'aspiration 30 est relativement grande, comprise entre environ le 1/30 et le 1/10 de la pression atmosphérique. Le diagramme d'écoulement est relativement peu important et des différences élevées de pression sont permises. En conséquence, dans le 35 cas des moteurs à deux temps, le tourbillon axial presque laminaire peut être plus facilement appliqué à de petits moteurs à grande vitesse.

En conclusion, l'invention concerne toute une catégorie de machines volumétriques qui permettent une maîtrise excellente de l'écoulement de la chaleur du gaz de travail et des organes qui limitent son volume. Le rendement
5 thermique des machines est alors nettement accru. Le transfert turbulent de chaleur peut être supprimé par création d'un écoulement presque laminaire et régulier, surtout dans un tourbillon stable qui tire avantage de la symétrie du volume de délimitation.

10 L'obtention d'un transfert de chaleur extrêmement faible nécessite que, à tout moment, les vitesses des turbulences induites soient faibles par rapport à la vitesse de déplacement et que le parcours total du gaz de travail au contact d'une paroi corresponde à une distance
15 faible par rapport à 50 largeurs de canal environ. Il s'agit de la distance de parcours du fluide au contact d'une paroi lisse, avec un nombre élevé de Reynold, nécessaire à l'obtention d'un courant véritablement turbulent. La réalisation de lumière convenable d'aspiration et l'utilisation d'un faible
20 déplacement assurent l'obtention d'un écoulement presque laminaire. Ces différentes caractéristiques permettent la réalisation de diverses machines telles que (1) une machine de compression-détente à palettes articulées convenant à une pompe à chaleur pour automobile, (2) un compresseur d'air
25 adiabatique, (3) un moteur diesel ayant des fonctions séparées de compression préalable, de compression postérieure, de compression et de prédétente, puis de détente postérieure à l'échappement, exécutées dans trois cylindres séparés, et (4) des moteurs à deux et quatre temps à cycle d'Otto,
30 de préférence avec injection de carburant.

Le rendement calorifique de ces machines peut, dans certains cas, être multiplié par deux par rapport aux machines actuelles. En effet, jusqu'à présent, on n'a pas
35 considéré explicitement que le transfert de chaleur des gaz aux parois était très sensible à la turbulence induite. Les ouvrages anciens, par exemple ceux de Ricardo (1954) et de Taylor (1966) ne considèrent même qu'à peine l'écoulement

turbulent dans les moteurs. Des mesures et des modèles récents montrent sans ambiguïté les diagrammes d'écoulement turbulent qui sont formés. La relation entre ces écoulements, les pertes de chaleur, le rendement thermique résultant et
5 enfin les mesures correctrices nécessaires constituent le fondement de l'invention.

Bien entendu, diverses modifications peuvent être apportées par l'homme de l'art aux dispositifs qui viennent d'être décrits uniquement à titre d'exemples non
10 limitatifs sans sortir du cadre de l'invention.

REVENDEICATIONS

1.Appareil volumétrique de compression ou de détente d'un gaz, caractérisé en ce qu'il comprend un dispositif (91,92,93) délimitant une chambre de volume
5 variable; destiné à assurer la compression ou la détente, au moins un passage d'admission débouchant à une lumière (96) dans la chambre et transmettant le gaz à celle-ci, le passage d'entrée ayant une configuration et une dimension telles qu'il assure un écoulement presque laminaire du gaz dans la chambre,
10 si bien qu'il réduit notablement le débit de chaleur transmis aux parois qui délimitent la chambre et provenant de ces parois.

2. Appareil selon la revendication 1, caractérisé en ce que la chambre de volume variable est
15 délimitée par un piston (91) mobile dans un cylindre (92), et le passage d'entrée a une section comprise entre la moitié de la section du piston et cette même section.

3. Appareil selon la revendication 2, caractérisé en ce que le passage d'entrée est placé sur
20 360° autour de l'extrémité supérieure du cylindre, et délimite une chambre, et l'appareil comprend en outre une soupape à boisseau (95) mobile devant la lumière entre les positions d'ouverture et de fermeture.

4. Appareil selon la revendication 3, caractérisé en ce que la chambre délimitée par le passage
25 d'entrée est destinée à transmettre le gaz dans la chambre de volume variable avec une composante de vitesse tangentielle au cylindre de manière qu'un tourbillon axial soit formé et qu'il ne puisse pas se former un tourbillon radial qui
30 pourrait provoquer un échange de chaleur.

5. Appareil selon la revendication 4, formant un moteur à cycle d'Otto, caractérisé en ce qu'il comprend en outre un dispositif (317) d'introduction d'un
carburant dans le cylindre (302) pratiquement suivant l'axe
35 de celui-ci afin que le carburant et la combustion soient localisés au moins en partie dans une région distante des parois du cylindre, alors que la combustion est favorisée

5. 6. Appareil selon l'une des revendications 4 et 5, caractérisé en ce qu'il comprend un vilebrequin (32) couplé au piston et destiné à déplacer celui-ci dans le cylindre, et un dispositif d'accouplement de la soupape à boisseau (307) au vilebrequin afin qu'elle soit commandée en synchronisme avec le déplacement alternatif du piston.

8. Moteur diesel à deux temps, caractérisé en ce qu'il comprend un ensemble piston-cylindre (201,211) de suralimentation, un ensemble piston-cylindre (202,209) de combustion qui reçoit le gaz du cylindre de suralimentation et assure sa combustion, et un ensemble piston-cylindre (203, 210) d'échappement qui reçoit les gaz d'échappement du cylindre de combustion, le rapport de compression dans le cylindre de suralimentation étant supérieur à celui du cylindre de combustion et étant compris entre environ 3/1 et 8/1, le rapport de compression dans le cylindre de combustion étant de l'ordre de 3/1 à 4/1 environ, le rapport total de compression étant de l'ordre d'environ 16/1 à 20/1, et le cylindre d'échappement (210) a un rapport volumique de détente compris entre environ 6/1 et 9/1 afin que les gaz d'échappement soient détendus à une pression proche de la pression atmosphérique.

30 9. Moteur selon la revendication 8,
caractérisé en ce que le cylindre (211) de suralimentation
comporte une lumière d'admission (213) placée sur 360°
autour de la partie supérieure, et il comporte en outre une
soupape à boisseau (208) mobile devant la lumière d'admission
35 et une chambre sous pression (214) destinée à transmettre
un gaz à la lumière d'admission avec une composante circonfé-
rentielle de vitesse afin qu'un tourbillon axial se forme

avec un écoulement presque laminaire dans le cylindre de suralimentation.

10. Moteur selon la revendication 9, caractérisé en ce qu'il comprend en outre des conduits isolés (219) d'évacuation et une chambre isolée (220) de stockage destinée à contenir l'air chauffé de suralimentation afin qu'un déplacement et une purge quasi-statique du cylindre de combustion puissent être réalisés ultérieurement, le volume de la chambre de stockage étant compris entre environ 1 et 6 fois le volume balayé dans le cylindre de combustion.

11. Moteur selon l'une quelconque des revendications 8 à 10, caractérisé en ce que le cylindre de combustion (209) a une lumière d'entrée (225) proche de la partie inférieure de la course et communiquant avec le cylindre de suralimentation par des diffuseurs destinés à créer un tourbillon axial dans le cylindre de combustion.

12. Moteur selon l'une quelconque des revendications 8 à 11, caractérisé en ce que le rayon et la course du cylindre de combustion (209) sont sensiblement égaux si bien que le volume mort dans la chambre de combustion, pendant la combustion, est important et les pertes de chaleur sont réduites.

13. Moteur selon la revendication 12, caractérisé en ce que la culasse (224) du cylindre de combustion est pratiquement lisse, et le moteur comprend en outre une soupape d'échappement du cylindre de combustion qui est pratiquement coaxiale avec l'axe du cylindre, et un dispositif d'injection de carburant pratiquement le long de l'axe du cylindre, si bien que le tourbillon axial n'est pratiquement pas perturbé mais la combustion est facilitée par centrifugation des gouttelettes de carburant vers des régions dans lesquelles l'air n'a pas été épuisé en oxygène.

14. Moteur selon la revendication 12, caractérisé en ce que la culasse (224) du cylindre de combustion est pratiquement lisse, et il comprend en outre un dispositif (228) d'injection de carburant pratiquement le long de l'axe du cylindre de combustion, et une soupape d'échappe-

ment (223) du cylindre de combustion, placée dans la culasse sensiblement à mi-chemin entre l'axe et la paroi du cylindre, afin qu'elle permette une purge plus complète.

15 12 et 13, caractérisé en ce que la soupape d'échappement (223) comporte un boisseau cylindrique qui coulisse le long de surfaces refroidies de guidage formées dans la culasse du cylindre de combustion, si bien qu'un transfert de chaleur important assure le refroidissement de la soupape.

10 16. Moteur selon la revendication 8, caractérisé en ce qu'il comprend en outre un canal d'échappement (234) faisant communiquer les cylindres de combustion et d'échappement, le canal d'échappement étant à parois lisses et isolées thermiquement, un diffuseur étant destiné à trans-
15 mettre les gaz d'échappement du cylindre de combustion au cylindre de détente des gaz d'échappement de manière qu'un écoulement presque laminaire sous forme d'un tourbillon axial soit formé dans le cylindre d'échappement.

20 17. Moteur selon la revendication 16, caractérisé en ce que le cylindre d'échappement (210) a un orifice annulaire d'échappement disposé sensiblement à la moitié du rayon du cylindre et dont la largeur est égale à la moitié du rayon du cylindre.

25 18. Moteur à cycle d'Otto à quatre temps, caractérisé en ce qu'il comprend un ensemble piston-cylindre (301,302), une lumière d'admission (314) dans le cylindre placée tout autour de la circonférence de la partie supérieure du cylindre et ayant une hauteur qui ne dépasse pas la moitié environ du rayon du cylindre et qui est insensiblement égale
30 à la longueur de la course divisée par le rapport de compression, et une soupape à boisseau (307) mobile devant la lumière d'admission entre des positions d'ouverture et de fermeture.

35 19. Moteur selon la revendication 18, caractérisé en ce qu'il comprend un passage destiné à transmettre l'air à la lumière d'admission (314) avec une composante circonférentielle de vitesse de l'ordre d'une ou deux fois

la vitesse radiale d'admission de manière qu'un tourbillon axial se forme dans le cylindre.

20. Moteur selon la revendication 19, caractérisé en ce qu'il comprend un dispositif (317) d'injection de carburant dans le cylindre de combustion près de l'axe de celui-ci, afin qu'une charge stratifiée soit formée et réduise à la fois la circulation de la chaleur et la fraction de polluants des gaz relativement froids et imbrûlés au contact des parois du cylindre.

21. Moteur selon l'une quelconque des revendications 18 à 20, caractérisé en ce qu'il comprend une bougie d'allumage (318) placée près de l'endroit d'injection du carburant et ayant des surfaces d'électrodes qui sont sensiblement au niveau de la surface de la culasse si bien que le frottement du tourbillon axial sur la surface de la culasse est réduit.

22. Moteur selon l'une quelconque des revendications 18 à 20, caractérisé en ce qu'il comprend en outre une soupape d'échappement (319) ayant une surface tournée du côté de combustion qui est lisse et sensiblement au niveau de la surface de la culasse afin que le frottement contre le courant de gaz formé dans le cylindre soit réduit, la soupape étant placée à peu près au milieu du rayon afin que l'évacuation des gaz d'échappement soit facilitée.

23. Moteur à cycle d'Otto à deux temps, caractérisé en ce qu'il comprend une lumière d'aspiration ouverte sur 360° et ayant une hauteur égale à peu près à la moitié du rayon du cylindre et placée près de la partie supérieure du piston (401) à la partie inférieure de la course de celui-ci, et une chambre (411) d'alimentation débouchant par la lumière et ayant des ailettes (416) faisant un angle d'environ 45 à 60° avec la direction radiale afin que la formation d'un tourbillon axial à écoulement presque laminaire d'air d'admission et de purge soit formée et pénètre à la partie inférieure de la course du piston.

24. Moteur selon la revendication 23, caractérisé en ce qu'il comprend un dispositif de suralimentation destiné à comprimer préalablement l'air d'admission

et de purge transmis par la lumière d'admission dans le cylindre.

25. Moteur selon l'une des revendications 23 et 24, caractérisé en ce que la chambre d'alimentation (411) et la lumière d'admission ont une dimension et une configuration telle que l'air d'admission et de purge est introduit avec une composante circonférentielle de vitesse comprise entre environ 1 et 2 fois la composante radiale de la vitesse.

26. Moteur selon l'une des revendications 23 et 24, caractérisé en ce qu'il comprend en outre un dispositif (407) placé dans la culasse et destiné à injecter du carburant dans le cylindre à un emplacement proche de l'axe du tourbillon axial, afin qu'une charge stratifiée dans laquelle peu de carburant atteint les gaz relativement froids qui sont au contact de la paroi du cylindre, soit formée.

27. Moteur selon la revendication 26, caractérisé en ce qu'il comprend en outre une bougie d'allumage (409) placée dans la culasse près de l'injecteur de carburant et ayant des surfaces d'électrodes qui se trouvent pratiquement au niveau de la surface de la culasse afin que la perturbation du tourbillon axial à écoulement presque laminaire soit limité et que les gaz d'échappement puissent s'écouler librement.

28. Compresseur de gaz destiné à transmettre un gaz ou de l'air comprimé d'une manière pratiquement adiabatique, caractérisé en ce qu'il comprend un ensemble piston-cylindre (91,92,93), une lumière d'admission (96) placée sur 360° autour de l'extrémité supérieure du cylindre, une soupape à boisseau (95) mobile devant la lumière d'admission, un dispositif destiné à conduire l'air vers la lumière d'admission avec une composante importante de vitesses circonférentiellement au cylindre afin que la formation d'un tourbillon axial à écoulement presque laminaire d'air ou de gaz admis soit formée et réduise au minimum la transmission de la chaleur entre l'air ou le gaz et les

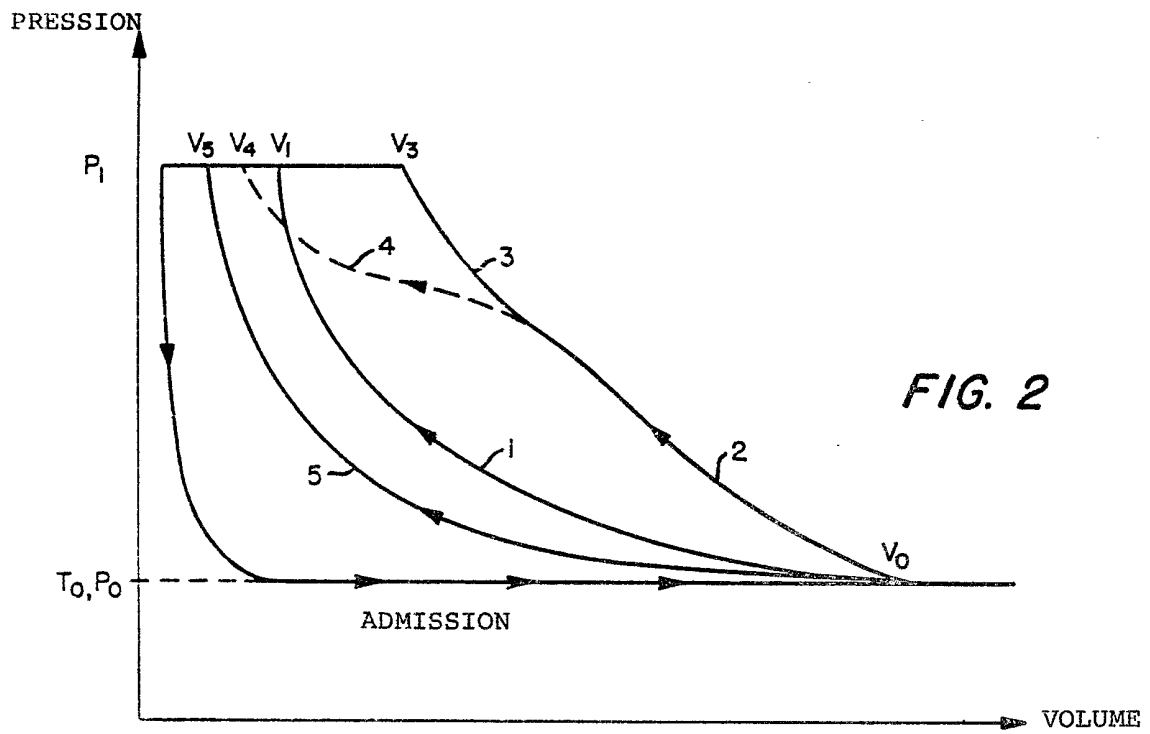
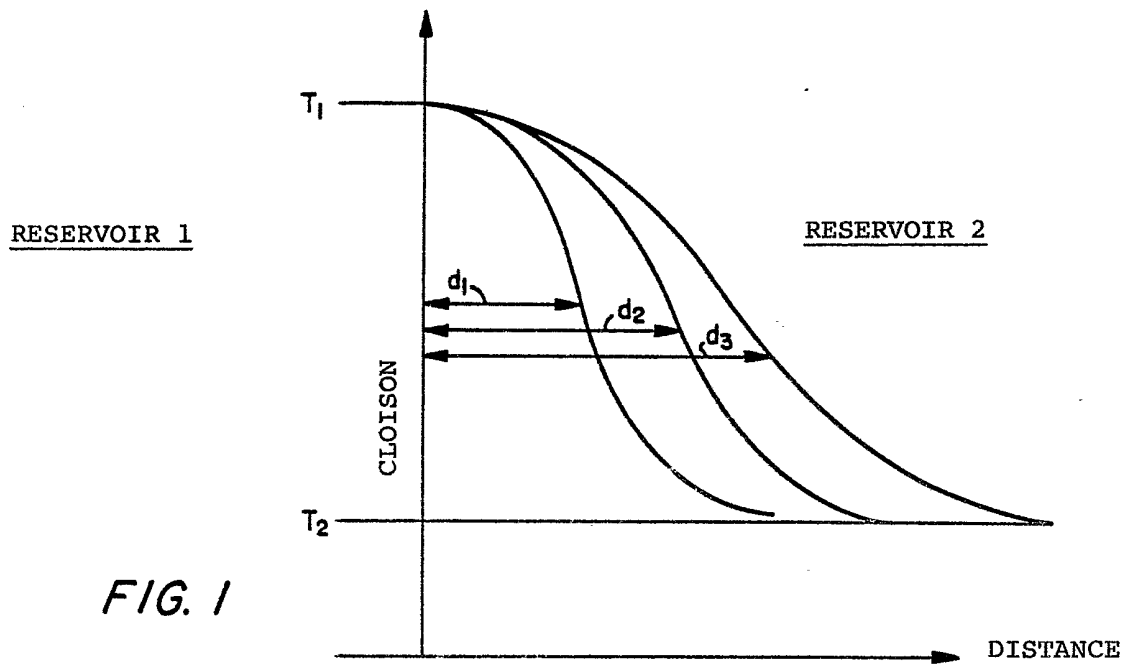
parois du cylindre, au moins une soupape à lame placée dans la culasse (93) et destinée à l'enlèvement du gaz ou de l'air dans la direction du courant tourbillonnaire, et un passage de distribution d'air ou de gaz comprimés, isolé 5 et formé dans la culasse.

29. Machine à palettes articulées, destinées à assurer une compression ou une détente presque parfaitement adiabatique d'un gaz, caractérisée en ce qu'elle comprend un carter (72), un rotor (67) portant des 10 palettes articulées (63-65), un passage d'admission débouchant dans une zone de compression-détente de la machine délimitée par le rotor et le carter, et un passage d'évacuation partant de la zone de compression-détente, les deux passages ayant, sur leur longueur, des sections telles qu'un 15 courant presque laminaire, à une vitesse correspondant sensiblement à celle des palettes du rotor, est entretenue dans les passages si bien que l'échange de chaleur entre le gaz et le rotor, les palettes et les parois du carter de la machine est réduit.

20 30. Machine selon la revendication 29, caractérisé en ce que les parois du carter (72) qui sont au contact du gaz sont formées d'une matière possédant une faible conductibilité thermique, afin que la transmission de la chaleur dans les parois soit réduite et que le court- 25 circuit thermique formé par les parois soit minimal.

31. Pompe à chaleur à cycle de Brayton, caractérisé en ce que la machine de compression (81) et la machine de détente (86) sont des machines à palettes articulées selon l'une des revendications 29 et 30.

30 32. Pompe à chaleur selon la revendication 31, caractérisée en ce qu'elle comprend en outre un dispositif comportant un accouplement isolé d'arbre et une isolation du boîtier afin que la machine de compression et la machine de détente soient isolées et que le court-circuit thermique 35 entre les machines de compression et de détente soit minimal.



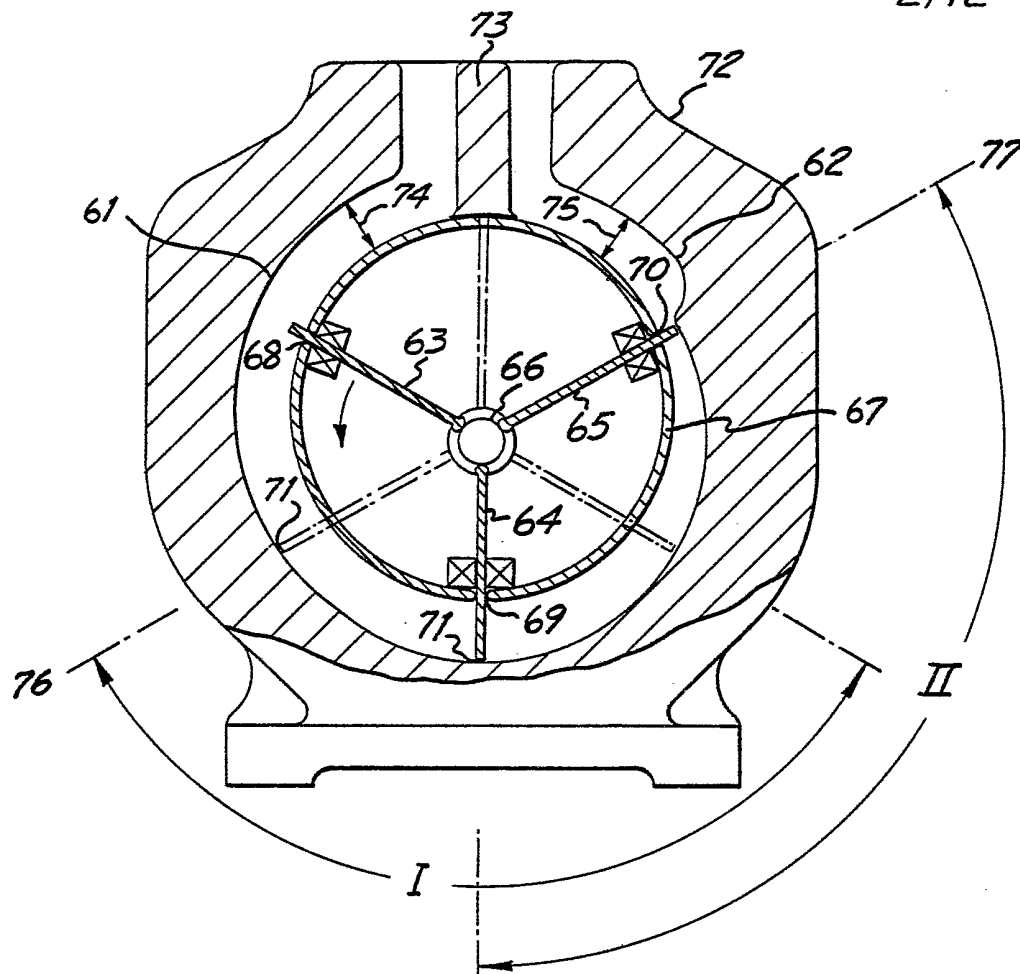


FIG. 3

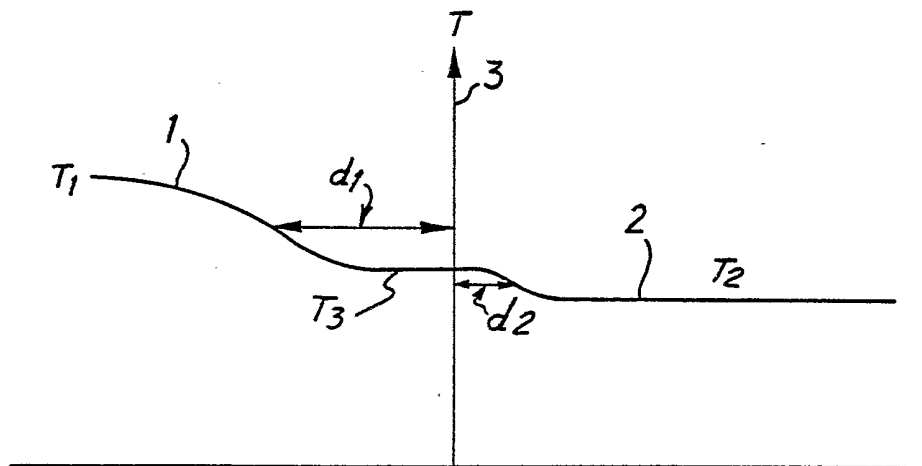


FIG. 4

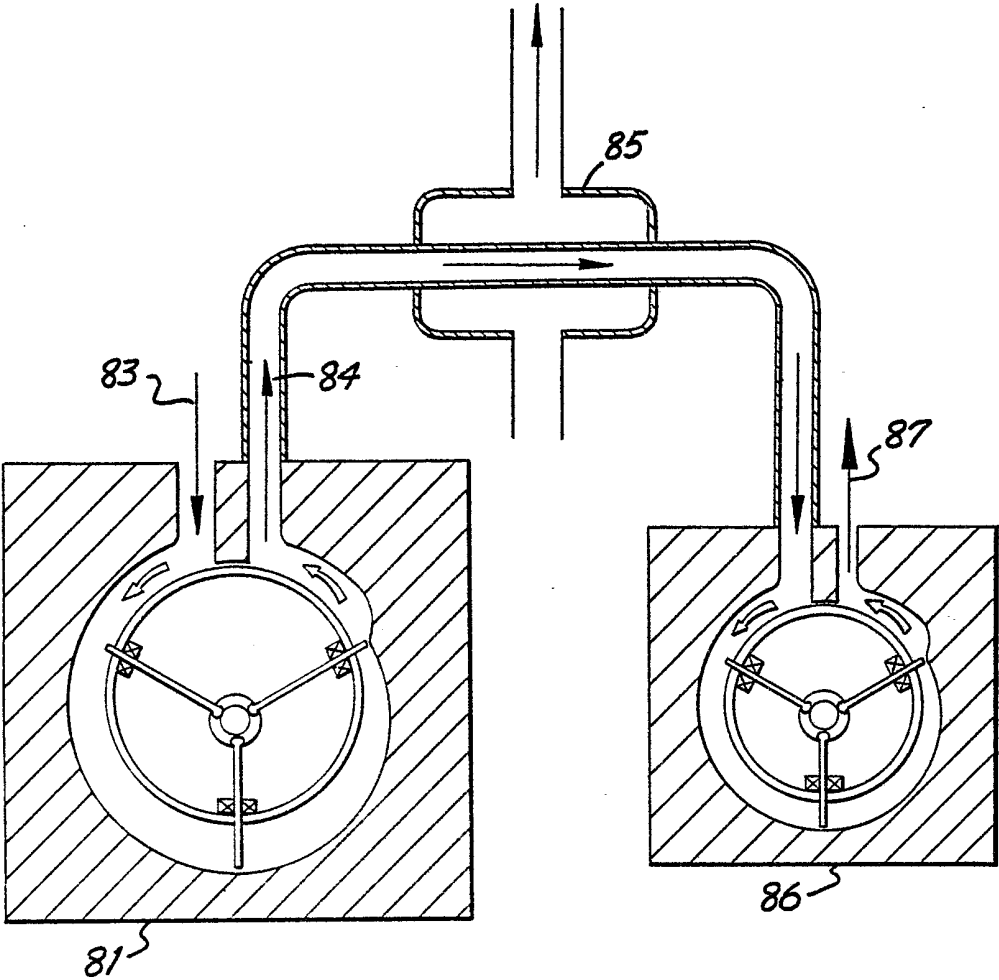
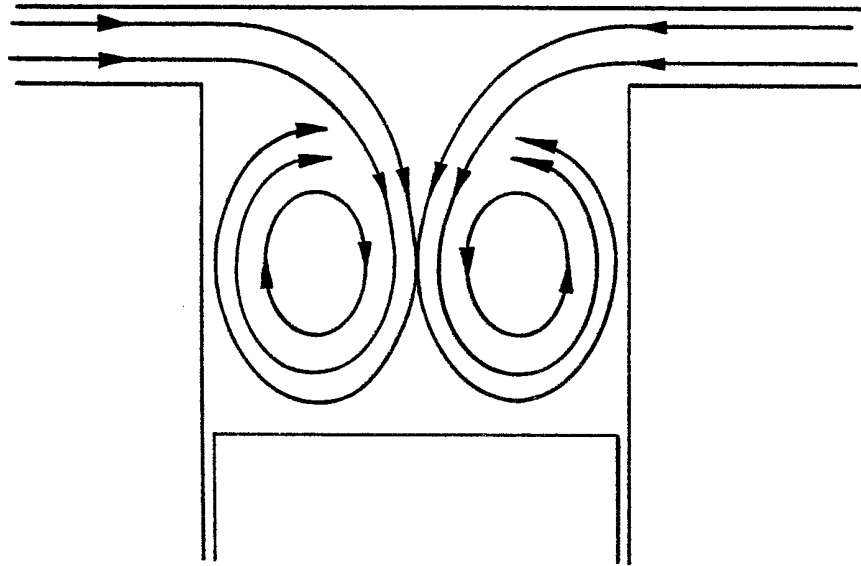
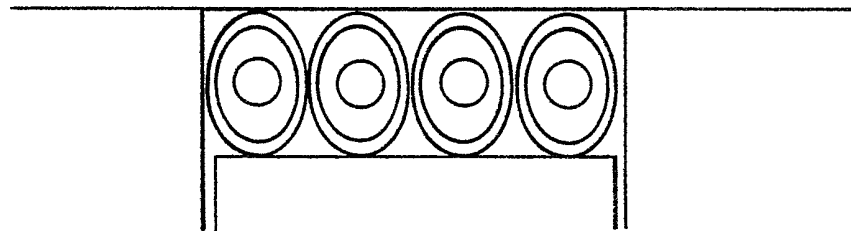
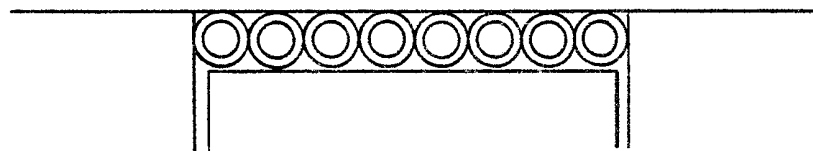


FIG. 5

*FIG. 8A**FIG. 8B**FIG. 8C*

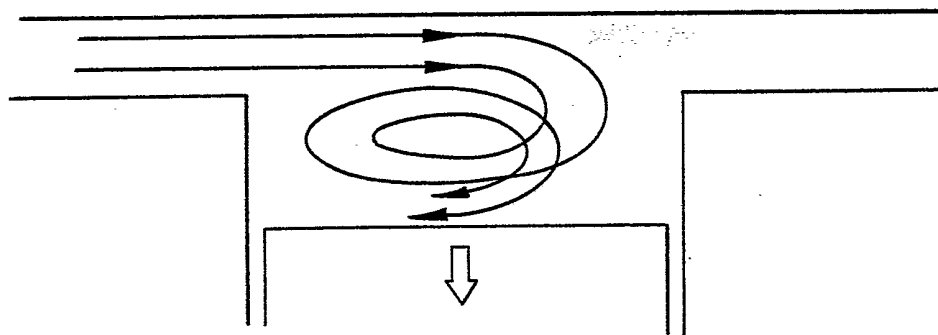


FIG. 9A

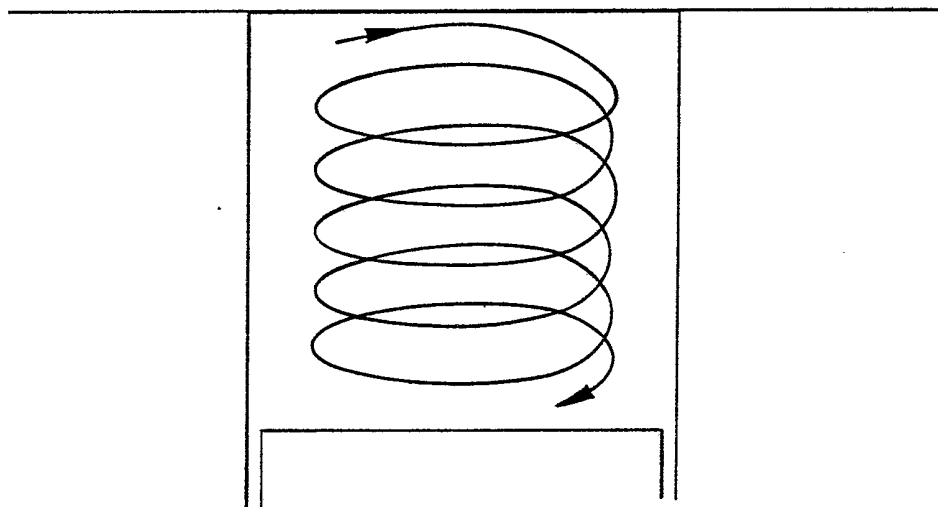


FIG. 9B

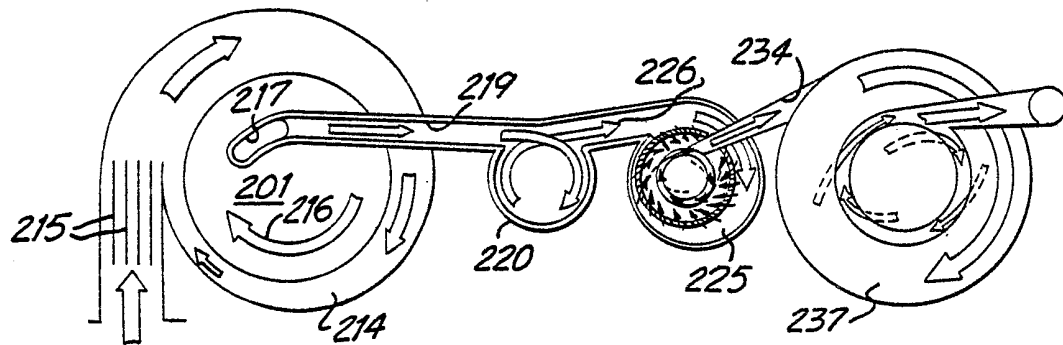


FIG. 11

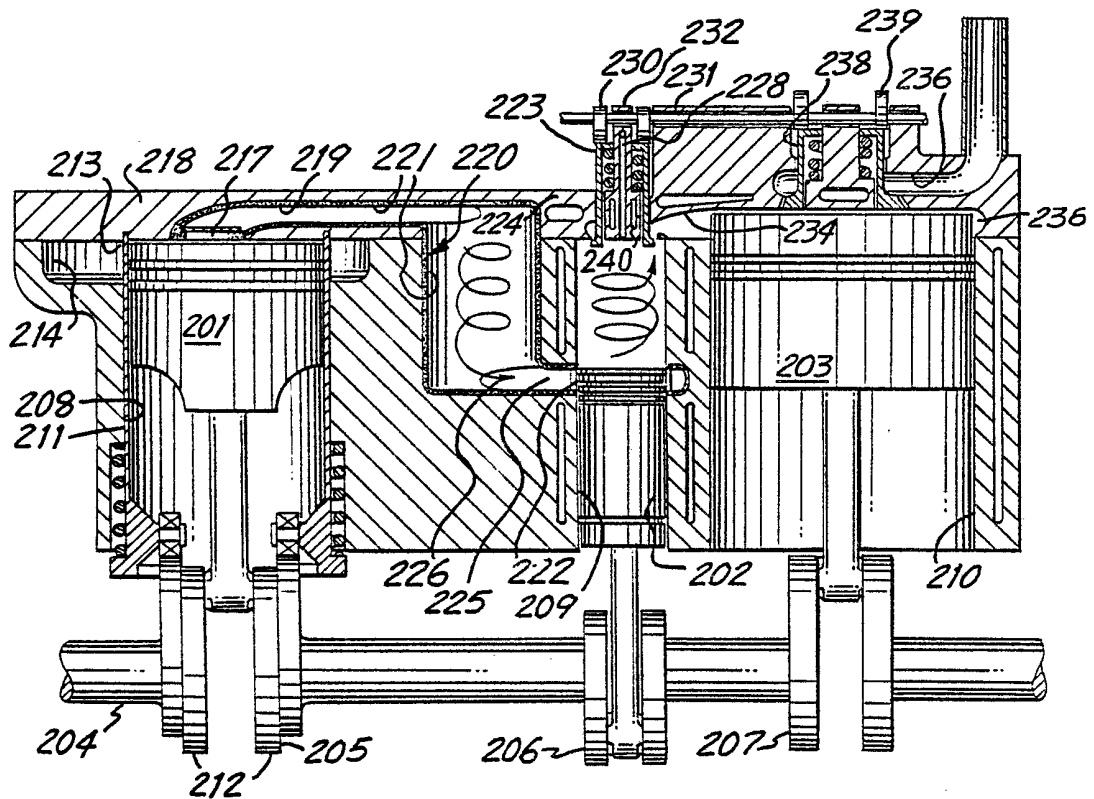
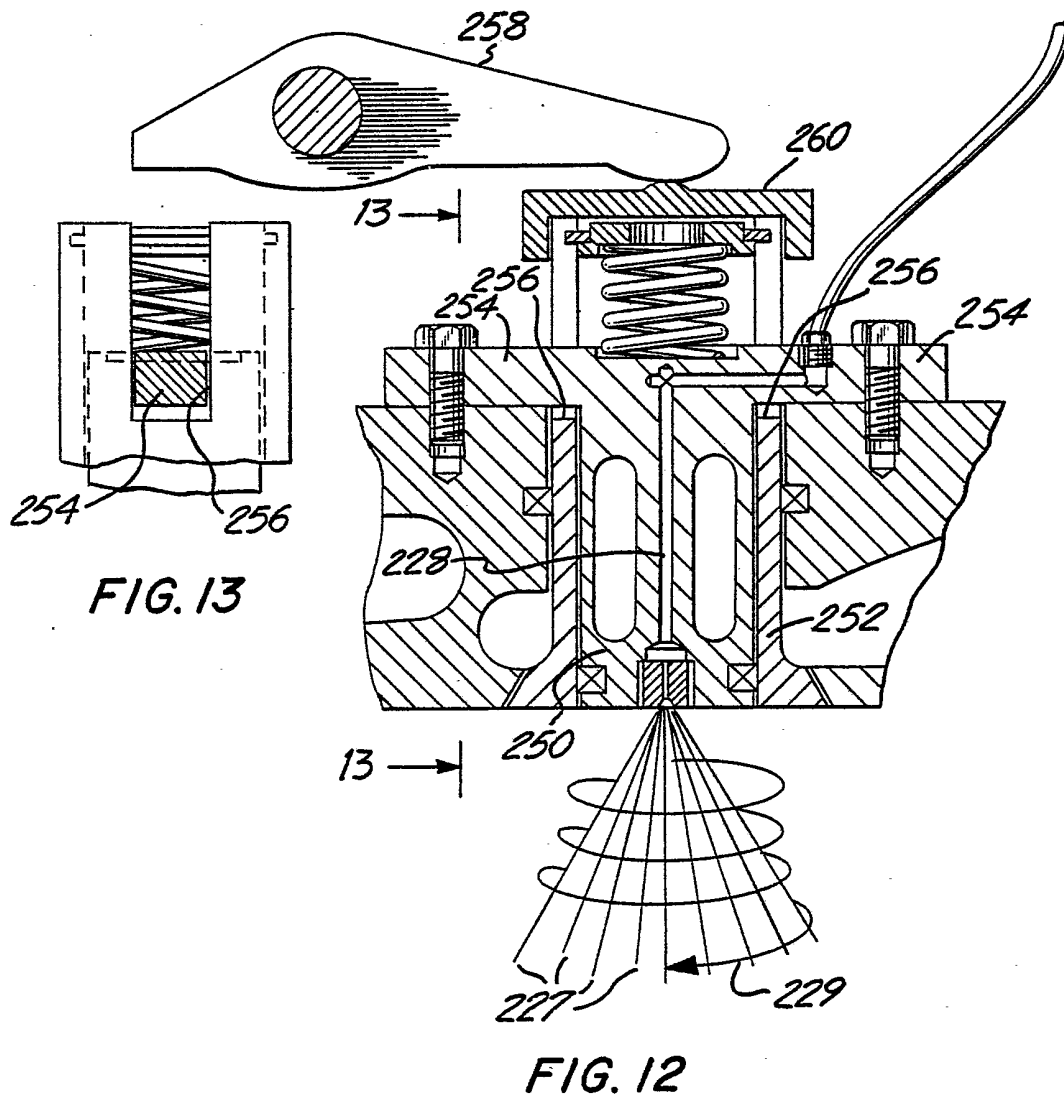
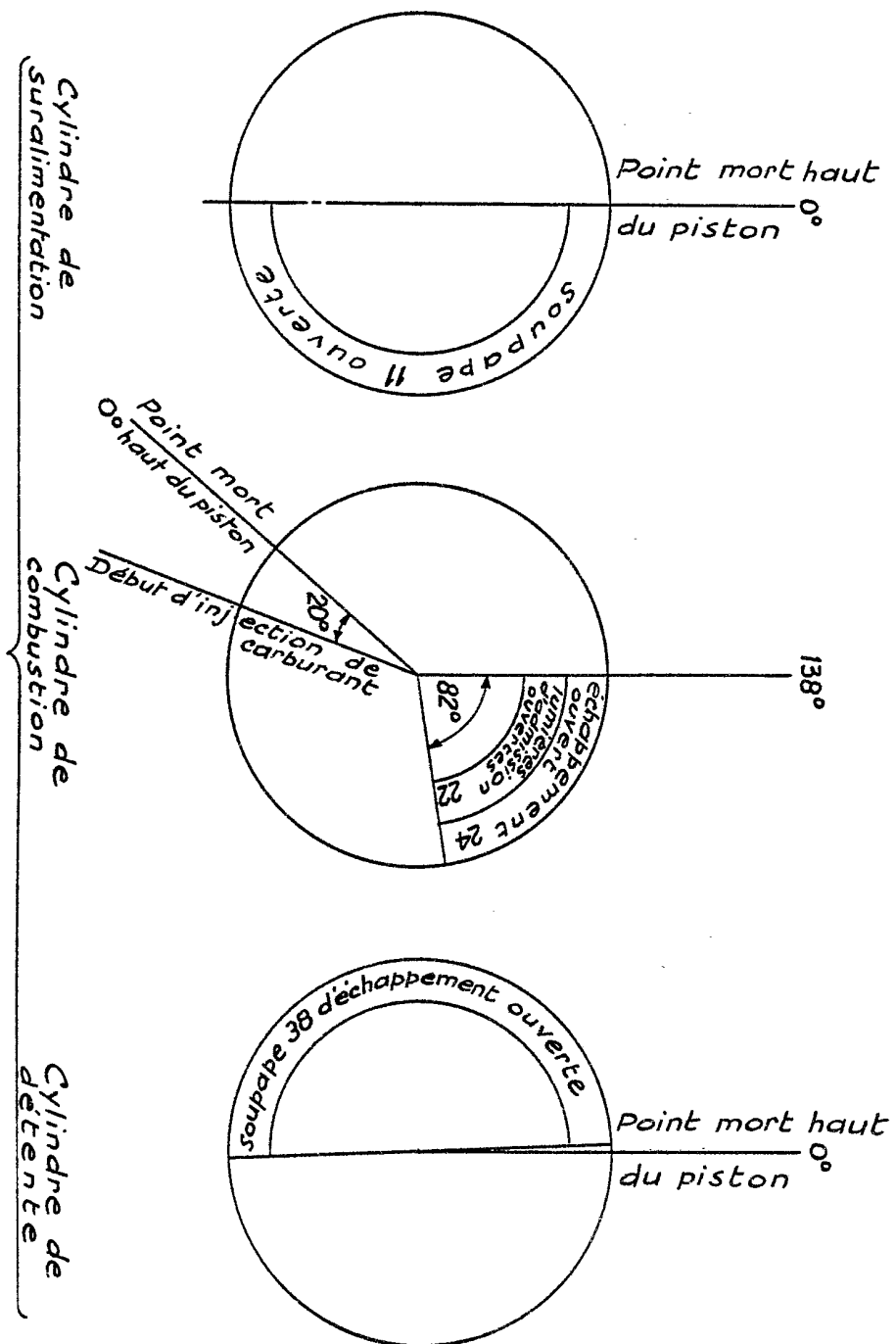


FIG. 10

8/12



9/12



10/12

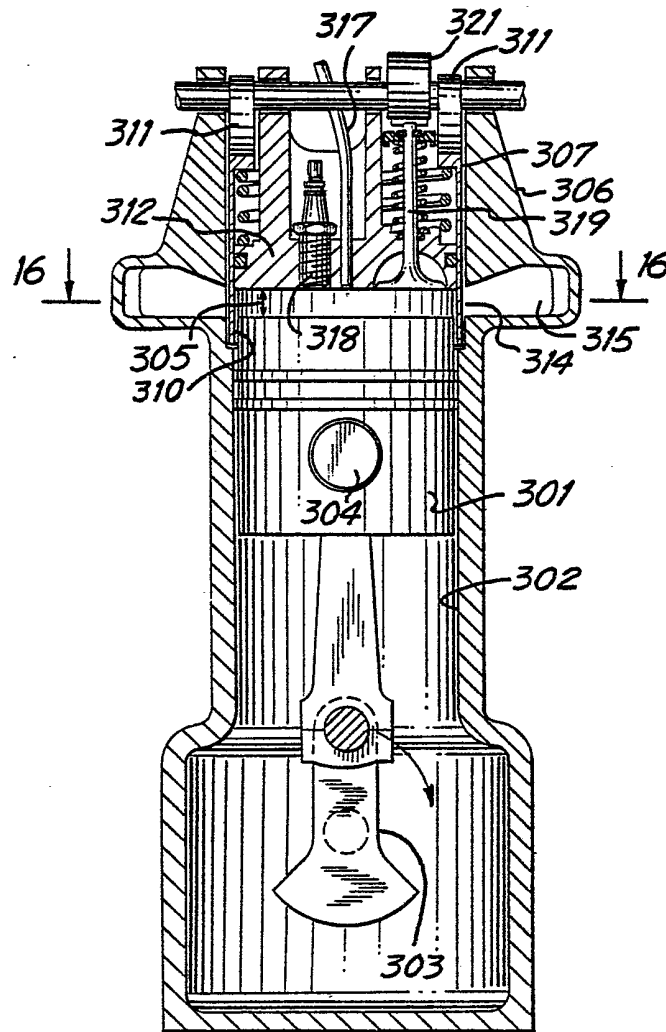


FIG. 15

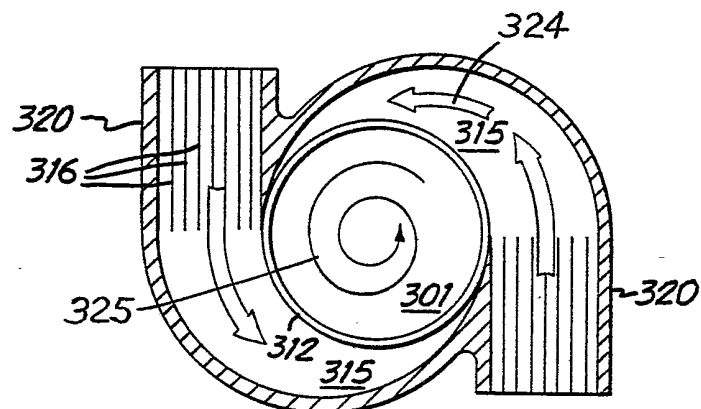


FIG. 16

11/12

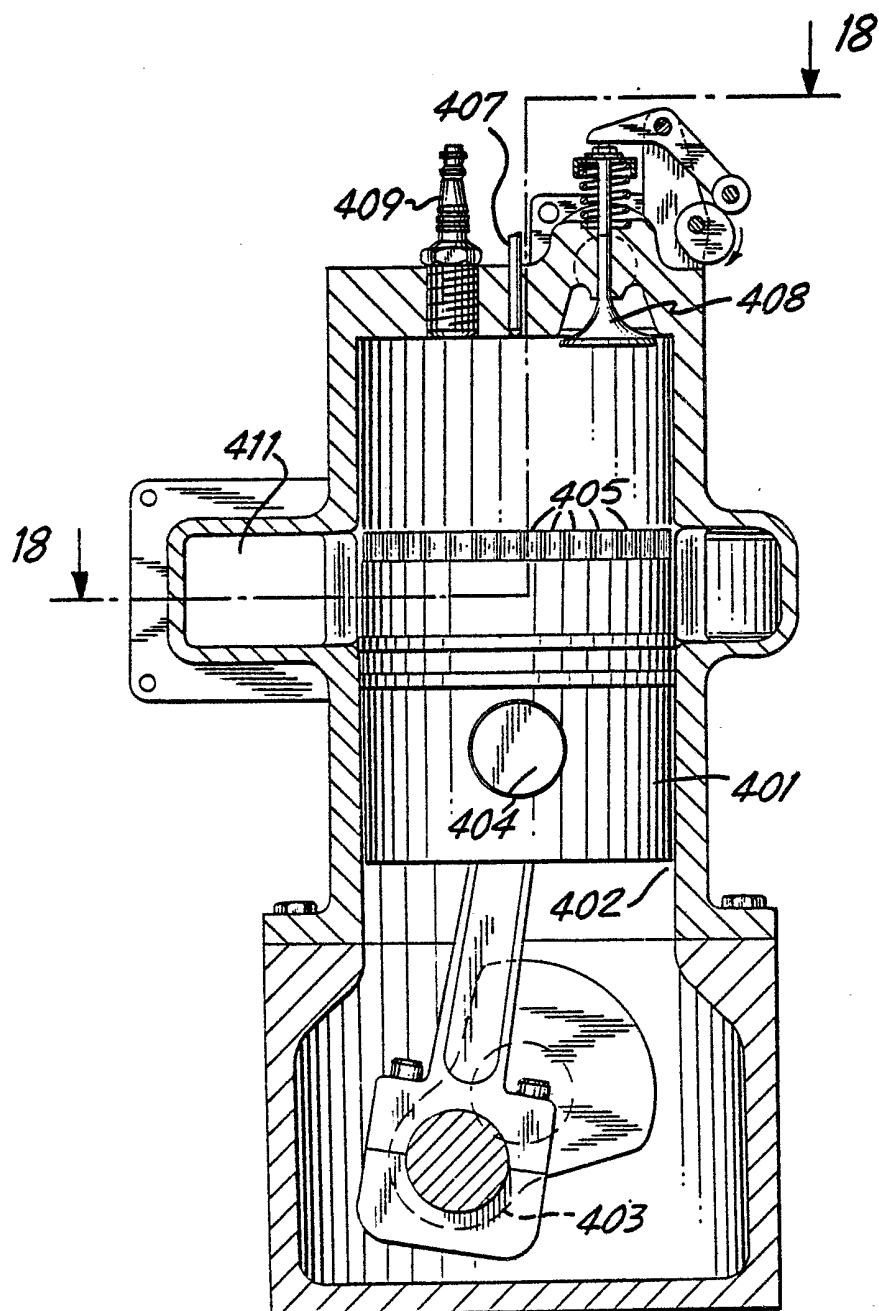


FIG. 17

12/12

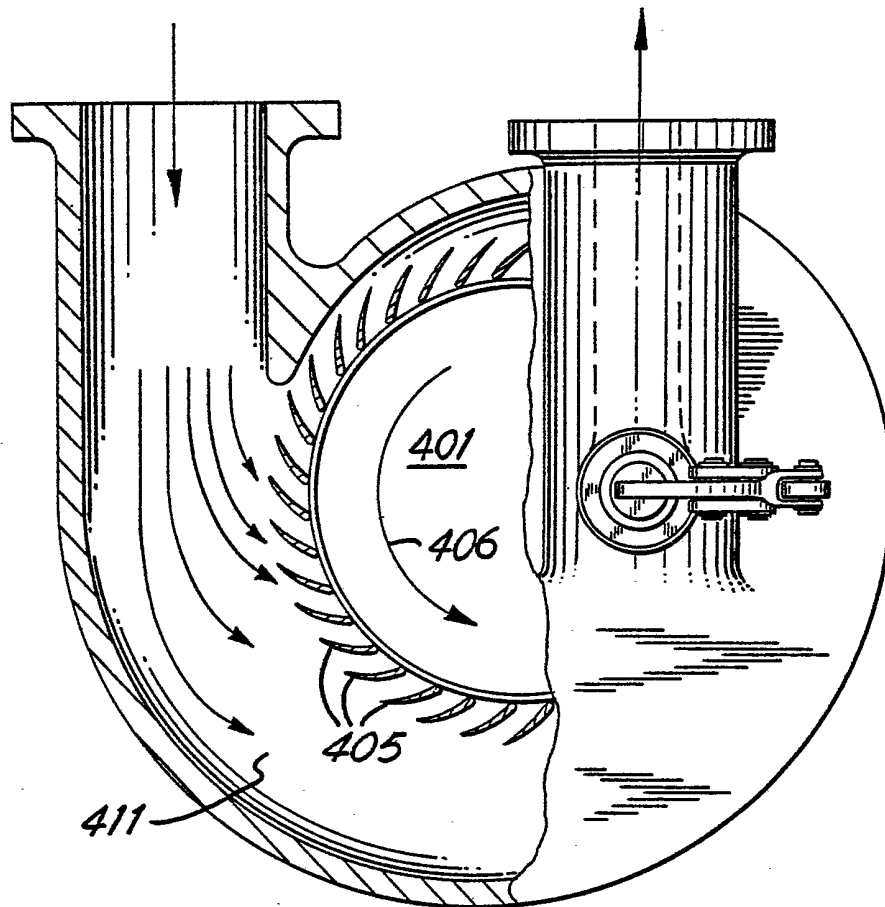


FIG. 18