

12

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

22 Date de dépôt : 21.11.05.

30 Priorité : 25.11.04 DE 102004056894.4.

43 Date de mise à la disposition du public de la
demande : 26.05.06 Bulletin 06/21.

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

60 Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

71 Demandeur(s) : ROBERT BOSCH GMBH Gesellschaft
mit beschränkter Haftung — DE.

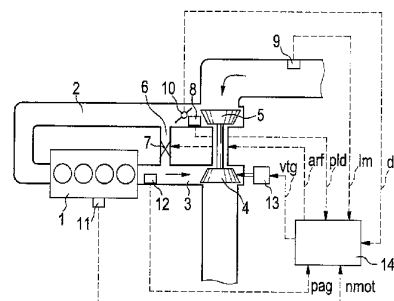
72 Inventeur(s) : ROSIN ULRICH, BLEILE THOMAS et
SCHEIDT MICHAEL.

73 Titulaire(s) :

74 Mandataire(s) : CABINET HERRBURGER.

54 PROCÉDE ET DISPOSITIF DE REGULATION DE LA PRESSION D'ADMISSION D'UN MOTEUR A
COMBUSTION INTERNE.

57 Procédé de régulation de la pression d'admission d'un
moteur à combustion interne (1) comportant au moins deux
turbocompresseurs de gaz d'échappement (4, 5, 20; 25, 30,
35), comprenant un premier organe de réglage (13; 40; 45)
pour régler la pression d'admission d'un premier turbocom-
presseur de gaz d'échappement (4, 5, 20) et un second or-
gane de réglage (50) pour régler la pression d'admission
d'un second turbocompresseur de gaz d'échappement (25,
30, 35). En fonction de la contre-pression réelle des gaz
d'échappement (pag) régnant dans le canal des gaz
d'échappement (3) à la sortie du moteur à combustion in-
terne (1), on détermine une première grandeur de réglage pour
le premier organe de réglage (13; 40; 45) et une seconde
grandeur de réglage pour le second organe de réglage (50).



Domaine de l'invention

La présente invention concerne un procédé et un dispositif de régulation de la pression d'admission d'un moteur à combustion interne comportant au moins deux turbocompresseurs de gaz d'échappement, comprenant un premier organe de réglage pour régler la pression d'admission d'un premier turbocompresseur de gaz d'échappement et un second organe de réglage pour régler la pression d'admission d'un second turbocompresseur de gaz d'échappement.

Un tel montage comportant deux turbocompresseurs de gaz d'échappement est déjà connu dans le cadre de la suralimentation à plusieurs étages.

Etat de la technique

Selon les documents DE 41 07 693 A1 ou EP 04 54 943 A1, la régulation de la pression d'admission se fait en général avec un régulateur qui forme une grandeur de réglage en fonction de la déviation entre une pression d'admission de consigne et une pression d'admission réelle. Cette grandeur de réglage est soit utilisée (voir le document DE 41 07 693 A1) pour commander une soupape de dérivation de la turbine du turbocompresseur dans le canal des gaz d'échappement, soit pour régler les aubes directrices d'une turbine à géométrie variable (voir le document EP 04 54 943 A1).

Les exigences concernant les moteurs en particulier les gaz d'échappement et la consommation sont de plus en plus importantes. Un turbocompresseur de gaz d'échappement à géométrie variable de la turbine permet grâce au réglage des aubes directrices de la turbine de s'adapter au point de fonctionnement actuel du moteur. Cette technique diminue une mise en oeuvre retardée du turbocompresseur de gaz d'échappement (le trou du turbo) et améliore en même temps le rendement du moteur. Dans les phases d'accélération, on a souvent de forts dépassements de la pression d'admission qui sollicitent très fortement la mécanique du turbocompresseur. De plus, une fermeture trop importante de la géométrie variable de la turbine en phase d'accélération peut se traduire par une contre-pression de gaz d'échappement particulièrement importante influençant de façon négative la dynamique et le rendement du moteur.

Le document DE 10010978 A1 décrit un dispositif de régulation de la pression d'admission d'un moteur à combustion interne équipé d'un turbocompresseur de gaz d'échappement dont le canal des gaz d'échappement du moteur comporte une turbine à géométrie variable, la régulation de la pression d'admission se fait par le réglage de la géométrie de la turbine. Un régulateur forme en fonction de la contre-pression des gaz d'échappement régnant dans le canal des gaz d'échappement en amont de la turbine, une grandeur de réglage pour la géométrie de la turbine. Cela permet de résoudre de manière satisfaisante les problèmes décrits ci-dessus dans le cas d'un moteur à combustion interne à suralimentation à plusieurs niveaux.

But de l'invention

La présente invention a pour but de développer un procédé et un dispositif de régulation de la pression d'admission du type défini ci-dessus garantissant que même dans le cas d'un moteur à combustion interne ayant une suralimentation à plusieurs niveaux, en cas de changement de charge qui suit aussi rapidement que possible l'évolution de la valeur de consigne de la pression de charge, et en cas de dépassement de la pression de consigne d'alimentation, on protège le turbocompresseur de gaz d'échappement contre toutes sollicitations trop élevées.

Exposé et avantages de l'invention

A cet effet, l'invention concerne un procédé de régulation de la pression d'admission d'un moteur à combustion interne du type défini ci-dessus, caractérisé en ce qu'en fonction de la contre-pression réelle des gaz d'échappement régnant dans le canal des gaz d'échappement à la sortie du moteur à combustion interne, on détermine une première grandeur de réglage pour le premier organe de réglage et une seconde grandeur de réglage pour le second organe de réglage.

L'invention concerne également un dispositif de régulation de la pression d'admission d'un moteur à combustion interne équipé d'au moins deux turbocompresseurs de gaz d'échappement comme indiqué ci-dessus, caractérisé en ce qu'un régulateur détermine en fonction de la contre-pression réelle des gaz d'échappement régnant dans le canal des gaz d'échappement à la sortie du moteur à combus-

tion interne, une première grandeur de réglage pour le premier organe de réglage et une seconde grandeur de réglage pour le second organe de réglage.

La contre-pression des gaz d'échappement réagit beaucoup plus rapidement que la pression d'admission en réponse à une modification du comportement du chemin de régulation par exemple une variation de la vitesse de rotation, une variation de charge, une variation du recyclage des gaz d'échappement ou des perturbations par exemple dans le système d'actionnement. Si selon l'invention la contre-pression des gaz d'échappement est également utilisée pour un moteur à combustion interne à suralimentation à plusieurs étages pour déduire les grandeurs d'actionnement, une suralimentation à plusieurs étages aura une réaction très rapide pour la régulation de la pression d'admission à une variation de la pression d'admission de consigne, prédéfinie. La pression d'admission de consigne, prédéfinie peut être réglée sans offrir de dépassement de niveau. Le turbocompresseur de gaz d'échappement peut ainsi être protégé contre le sur-régime.

Ainsi, de façon avantageuse, à partir de la différence ou déviation entre la pression d'alimentation de consigne et la pression réelle de charge, un premier régulateur détermine une contre-pression de consigne des gaz d'échappement et à partir de la déviation entre la contre-pression de consigne des gaz d'échappement et d'une valeur mesurée ou évaluée de la contre-pression réelle des gaz d'échappement, un second régulateur fournit les grandeurs de régulation de l'organe de réglage. La régulation de la pression d'admission se fait ainsi avec une régulation combinée de la pression des gaz d'échappement et une répartition de la sortie du régulateur entre plusieurs organes de réglage. On réalise ainsi une réaction rapide de la régulation de pression d'alimentation suivant une variation de la pression d'admission de consigne prédéfinie, pour une alimentation à plusieurs niveaux par comparaison avec une suralimentation à un niveau et cela en réduisant au minimum les frais supplémentaires.

Il est en outre avantageux de limiter la contre-pression de consigne des gaz d'échappement à une plage prédéfinie. Ainsi, les composants du moteur à combustion interne pour le cas d'une suralimen-

tation à plusieurs étages et les contre-pressions de gaz d'échappement plus élevées qui se produisent par comparaison avec ceux d'une suralimentation à un étage sont protégés efficacement.

Dessins

- 5 La présente invention sera décrite ci-après à l'aide d'un exemple de réalisation représenté dans les dessins dans lesquels :
- la figure 1 est une vue schématique d'un moteur à combustion interne équipé d'un turbocompresseur de gaz d'échappement selon l'état de la technique,
 - 10 - la figure 2 montre un diagramme fonctionnel de la régulation de la pression d'admission dans le cas d'une suralimentation à un étage également selon l'état de la technique,
 - la figure 3 est une vue schématique d'un moteur à combustion interne à deux turbocompresseurs de gaz d'échappement,
 - 15 - la figure 4 est un diagramme fonctionnel de la régulation de la pression d'admission dans le cas d'une suralimentation à plusieurs étages,
 - la figure 5 montre une première courbe caractéristique d'un élément de répartition,
 - 20 - la figure 6 montre une seconde courbe caractéristique de l'élément de répartition.

Description du mode de réalisation

Selon le document DE 10010978 A1, on connaît une suralimentation à un étage :

- 25 La figure 1 montre un moteur à combustion interne 1 comportant une conduite 2 et un canal des gaz d'échappement 3. Une turbine 4 équipe le canal des gaz d'échappement 3 et un compresseur 5 la conduite 2, la turbine et le compresseur faisant partie du turbocompresseur. Le moteur à combustion interne 1 peut également être équipé
- 30 d'un canal de recyclage des gaz d'échappement 6 reliant le canal des gaz d'échappement 3 la conduite d'admission 2. Le canal de recyclage des gaz d'échappement 6 est équipé d'une soupape commandée 7. La conduite d'admission 2 comporte un capteur de pression 8 pour mesurer la pression d'admission pld et un débitmètre massique d'air 9 pour mesurer la masse d'air aspiré lm. De plus, la conduite d'admission 2 est
- 35

équipée d'un volet d'étranglement 10. Un capteur 11 saisit le régime moteur n_{mot} du moteur à combustion interne et un capteur de pression 12 du canal des gaz d'échappement 3 mesure la contre-pression réelle des gaz d'échappement p_{ag} en amont de la turbine 4. Il est prévu
 5 un organe de réglage 13 agissant sur la géométrie de la turbine c'est-à-dire réglant les aubes directrices de la turbine. Cet actionneur ou organe de réglage 13 reçoit une grandeur de réglage vtg d'un appareil de commande 14. Pour obtenir la grandeur de réglage vtg pour la géométrie de la turbine et une grandeur de réglage arf pour la soupape de re-
 10 cyclage des gaz d'échappement, l'appareil de commande 14 utilise comme grandeurs d'entrée le régime moteur n_{mot} , la position du volet d'étranglement dk , la masse d'air aspiré lm , la pression d'admission p_{ld} et la contre-pression réelle des gaz d'échappement p_{ag} .

Le diagramme fonctionnel de la figure 2 décrit de manière
 15 plus précise comment l'appareil de commande 14 forme la grandeur de réglage vtg pour la géométrie de la turbine à partir des grandeurs d'entrée indiquées. A partir du régime moteur n_{mot} , de la position du volet d'étranglement dk qui représentent la demande du conducteur ainsi qu'à partir des éventuels autres paramètres de fonctionnement
 20 non représentés du moteur, un processeur PZ détermine une pression d'admission de consigne p_{lds} . L'obtention de cette pression d'admission de consigne p_{lds} ne sera pas détaillée ici car elle fait partie de l'état de la technique. A un autre point de combinaison V1 on détermine la déviation Δp_{ld} entre la pression d'admission de consigne p_{lds} et une pression d'admission p_{ld} . La valeur de la déviation Δp_{ld} de la pression de
 25 l'alimentation est appliquée à un premier régulateur R1 (par exemple un régulateur PI c'est-à-dire proportionnel-intégral ou un régulateur PID c'est-à-dire un régulateur proportionnel-intégral-différentiel). La grandeur de sortie fournie par le premier régulateur R1 correspond ainsi à la
 30 contre-pression de consigne de gaz d'échappement p_{ags} dans le canal des gaz d'échappement 3. A un second point de combinaison V2, on détermine la déviation Δp_{ag} entre la contre-pression de consigne de gaz d'échappement p_{ags} et la contre-pression réelle des gaz d'échappement p_{ag} . La valeur de déviation Δp_{ag} de la contre-pression des gaz d'échappement est appliquée à un second régulateur R2 qui forme fi-
 35

nalement la grandeur de réglage vtg pour la géométrie variable de la turbine.

La pression d'admission pld peut se mesurer à l'aide du capteur de pression 8 dans la conduite d'admission 2 ou s'obtenir
5 comme valeur évaluée de la pression d'admission réelle par le processeur PZ en partant de différents paramètres de fonctionnement du moteur à combustion interne. Le trait en pointillé de la figure 2 indique que la pression d'admission pld est une valeur évaluée fournie par le processeur PZ. La contre-pression réelle des gaz d'échappement pag
10 peut être une valeur de mesure fournie par le capteur de pression 12 installé dans le canal des gaz d'échappement 3. Mais la contre-pression réelle des gaz d'échappement pag peut également être une valeur évaluée par le processeur PZ à partir de paramètres de fonctionnement du moteur à combustion interne. La ligne en trait interrompu reliant le
15 processeur PZ au second point de combinaison V2 signifie que la contre-pression réelle des gaz d'échappement pag est une valeur évaluée, calculée par le processeur PZ. Le calcul des valeurs évaluées pour la pression d'admission pld et pour la contre-pression réelle des gaz d'échappement pag ne sera pas détaillé ici car il s'agit également de
20 l'application de procédés connus selon l'état de la technique.

En fermant la géométrie de la turbine on augmente la contre-pression réelle des gaz d'échappement pag dans le canal des gaz d'échappement 3 en amont de la turbine 4 et ainsi l'énergie couplée dans la turbine 4. Cela augmente la vitesse de rotation du turbocompresseur et en même temps aussi la pression d'admission pld dans la
25 conduite 2. Dans le cas où il y a un recyclage des gaz d'échappement comme le montre la figure 1, les gaz d'échappement peuvent arriver dans la conduite d'admission par l'ouverture de la soupape 7 dans le canal de recyclage des gaz d'échappement 6 si la contre-pression réelle des gaz d'échappement pag est supérieure à la pression d'admission
30 pld. Si l'on ouvre la soupape de recyclage des gaz d'échappement, on diminue la contre-pression réelle des gaz d'échappement pag et ainsi on diminue également la pression d'admission pld dans la conduite d'admission 2.

L'invention repose sur la considération que la contre-pression réelle des gaz d'échappement p_{ag} réagit beaucoup plus rapidement à un réglage de la géométrie de la turbine que la pression d'admission p_{ld} . La pression d'admission p_{ld} répond seulement avec un retard correspondant à la constante de temps du turbocompresseur de gaz d'échappement. Ainsi, la dynamique du régulateur de la pression d'alimentation est principalement limitée par le moment d'inertie du turbocompresseur de gaz d'échappement. La constante de temps correspondante est toutefois beaucoup plus grande que la constante de temps de certaines perturbations qui agissent sur le système à cause du comportement variable dans le temps du chemin de régulation, de l'ouverture et de la fermeture de la soupape de recyclage des gaz d'échappement 7 ou à cause de défauts dans l'appareillage de guidage de la turbine 4. Les perturbations de l'appareil de guidage de la turbine, les variations de la course de la soupape de recyclage des gaz d'échappement 7 ou les variations du point de fonctionnement du moteur à combustion interne se répercutent très directement sur la contre-pression réelle des gaz d'échappement p_{ag} et peuvent être ainsi compensées très rapidement dans le circuit de régulation inférieur à l'aide du régulateur R2. Le circuit de régulation supérieur comprenant le régulateur R1 doit fonctionner plus lentement que le circuit de régulation inférieur comportant le régulateur R2. Comme la pression d'admission p_{ld} est de toute façon plus inerte que la contre-pression réelle des gaz d'échappement p_{ag} , cette condition est automatiquement remplie.

Pour un faible débit massique à travers le moteur à combustion interne 1, même en mode stationnaire du moteur à combustion interne 1, le couple maximum possible ou la puissance maximale possible par le moteur à combustion interne 1 sont limités par la pression d'admission maximale possible.

Pour améliorer la dynamique et le comportement en réponse du moteur à combustion interne et augmenter la pression d'admission maximale possible, on peut combiner les uns à la suite des autres plusieurs turbocompresseurs de gaz d'échappement pour assurer une suralimentation étagée. Ces turbocompresseurs peuvent différer les uns des autres par la pression d'admission qu'ils génèrent.

Selon l'invention, dans le cas d'un moteur à combustion interne à suralimentation à plusieurs étages, notamment équipé d'au moins deux turbocompresseurs de gaz d'échappement, en fonction de la contre-pression réelle des gaz d'échappement p_{ag} régnant dans le canal des gaz d'échappement 3 à la sortie du moteur à combustion interne 1, on détermine une première grandeur de réglage pour un premier organe de réglage, une seconde grandeur de réglage pour un second organe de réglage et le cas échéant au moins une autre grandeur de réglage pour au moins un autre organe de réglage. Dans le cas de la suralimentation du moteur à combustion interne par exemple à l'aide de deux turbocompresseurs de gaz d'échappement, on règle ainsi la pression d'admission d'un premier turbocompresseur de gaz d'échappement à l'aide d'un premier organe de réglage et la pression d'admission d'un second turbocompresseur de gaz d'échappement à l'aide d'un second organe de réglage. La figure 3 montre une vue schématique du moteur à combustion interne 1 équipé de deux turbocompresseurs de gaz d'échappement. La vue schématique de la figure 3 est une extension de la vue schématique de la figure 1 complétée par un turbocompresseur de gaz d'échappement, supplémentaire. A la figure 1, on a utilisé les mêmes références que précédemment pour désigner les mêmes éléments.

A la différence de la figure 1, dans le schéma de la figure 3, il n'y a plus de canal de recyclage des gaz d'échappement 6 équipé de la soupape de commande 7 car cette fonction de l'invention est sans importance. Une autre différence dans le montage de la figure 3 et celui de la figure 1 est que dans celui de la figure 3, il y a un turbocompresseur de gaz d'échappement, supplémentaire. La seconde turbine 25 installée en aval de la première turbine 4 dans le canal des gaz d'échappement 3 entraîne par un second arbre 30 un second compresseur 35 installé en amont du premier compresseur 5 dans la conduite d'admission 2. La seconde turbine 25, l'arbre 30 et le second compresseur 35 constituent un second turbocompresseur de gaz d'échappement alors que la première turbine 4, le premier compresseur 5 et le premier arbre 20 reliant la première turbine 4 au premier compresseur 5 constituent le premier turbocompresseur de gaz d'échappement. Le débitmètre

massique d'air 9 est installé dans la conduite d'admission 2 en amont du second compresseur 35.

Le montage des autres capteurs selon le schéma de la figure 3 correspond à celui de la figure 1. Figure 3, à la différence de la figure 1, il est prévu également un radiateur d'air d'admission 60 installé entre le premier compresseur 5 et le capteur de pression 8 dans la conduite d'admission 2 pour refroidir de nouveau l'air comprimé. Cela est particulièrement avantageux dans le cas d'une suralimentation à plusieurs étages car par comparaison avec une suralimentation à un étage, on a une pression d'admission plus élevée et ainsi une température d'air d'admission plus élevée. Pour le fonctionnement de l'invention, le radiateur d'air d'admission 60 n'intervient pas. De plus, la figure 3 montre à la différence de la figure 1 un distributeur 65 qui répartit l'air frais de la conduite d'admission 2 entre les différents cylindres du moteur à combustion interne 1. Chacun des deux turbocompresseurs de gaz d'échappement participe à la pression d'admission pld mesurée par le capteur de pression 8 en aval du radiateur d'air d'admission 60 et du premier compresseur 5 dans la conduite d'admission 2. La participation du premier turbocompresseur de gaz d'échappement à la pression d'admission pld est appelée pression d'admission du premier turbocompresseur de gaz d'échappement et la participation du second turbocompresseur de gaz d'échappement à la pression d'admission pld est appelée pression d'admission du second turbocompresseur de gaz d'échappement. Selon l'exemple de réalisation de la figure 3, le premier turbocompresseur de gaz d'échappement constitue un turbocompresseur de gaz de d'échappement haute pression et le second turbocompresseur de gaz de d'échappement le turbocompresseur de gaz d'échappement basse pression. Cela signifie que le premier turbocompresseur de gaz d'échappement travail à un niveau de pression plus élevé que le second turbocompresseur de gaz d'échappement.

Une autre différence entre le montage au schéma de la figure 3 et celui de la figure 1 est que la pression d'admission du premier turbocompresseur de gaz d'échappement de la figure 3 ne se règle pas par action sur la géométrie de la première turbine 4, mais par la com-

mande d'une première soupape de dérivation 40 installée dans un premier canal de dérivation 70 contournant la turbine 4 dans le canal des gaz d'échappement 3. Cette commande se fait également par l'appareil de commande 14. En plus ou en variante, comme cela est représenté en trait interrompu à la figure 3, la pression d'admission du premier turbocompresseur de gaz d'échappement peut également se régler par la commande d'une seconde soupape de dérivation 45 installée dans un second canal de dérivation 75 contournant le premier compresseur 5 de la conduite d'admission 2. Pour le second turbocompresseur de gaz d'échappement selon la figure 3, le réglage de la pression d'admission correspondante se fait par la commande d'une troisième soupape de dérivation 50 installée dans un troisième canal de dérivation 80 contournant la seconde turbine 25 installée dans le canal des gaz d'échappement 3. La commande des soupapes de dérivation 40, 45, 50 se fait ainsi chaque fois à l'aide de l'appareil de commande 14. Pour le reste, le montage de la figure 3 correspond à celui de la figure 1.

Le fonctionnement de l'invention sera décrit ci-après de manière plus détaillée à l'aide du diagramme fonctionnel de la figure 4. Ce diagramme fonctionnel représente un dispositif 55 selon l'invention pour la mise en oeuvre du procédé de l'invention. Le diagramme fonctionnel de la figure 4 peut être réalisé sous la forme d'un programme et/ou d'un circuit dans l'appareil de commande 14. Le diagramme fonctionnel de la figure 4 correspond pour l'essentiel au diagramme fonctionnel de la figure 2 et représente un régulateur de pression d'admission avec régulation subordonnée de la contre-pression réelle des gaz d'échappement contre-pression réelle des gaz d'échappement pag. A la figure 4, on a utilisé les mêmes références pour désigner les mêmes éléments que dans les figures précédentes et notamment comme à la figure 2. Selon l'invention, dans le cas du diagramme fonctionnel de la figure 4, il est prévu de répartir la sortie du régulateur entre plusieurs actionneurs ou organes de réglage. Dans la suite, on décrira les différences entre le diagramme fonctionnel de la figure 4 et celles du diagramme fonctionnel de la figure 2. La contre-pression de consigne de gaz d'échappement dans le canal des gaz d'échappement 3 utilisée comme grandeur de sortie du premier régulateur R1 devient une option

et comme représenté à la figure 4, cette grandeur est fournie à un organe de limitation 85 qui limite sa valeur vers le bas à une valeur minimale prédéfinie MN et/ou vers le haut à une valeur maximale prédéfinie MX.

5 La valeur minimale prédéfinie MN et la valeur maximale prédéfinie MX sont données de manière fixe dans l'appareil de commande 14 et peuvent être obtenues par exemple par application sur un banc d'essai de façon que dans la plage délimitée par la valeur minimale
10 prédéfinie MN et la valeur maximale prédéfinie MX pour la contre-pression de consigne de gaz d'échappement pags, les composants du moteur à combustion interne 1 soient suffisamment protégés contre l'usure voire contre la destruction. Cela est particulièrement avantageux pour une suralimentation à plusieurs étages du moteur à combustion
15 interne 1 car on rencontre naturellement des contre-pression de gaz d'échappement de niveau plus élevé que dans le cas d'une suralimentation à un étage. C'est pourquoi, dans le cas de la suralimentation à plusieurs étages, la limitation de la contre-pression des gaz d'échappement prend de l'importance pour protéger le moteur. A la sortie de l'élément de limitation 85, on a ainsi une contre-pression de consigne limitée des
20 gaz d'échappement pagsb appliquée au second point de combinaison V2. Ainsi, au second point de combinaison V2, on retranche la contre-pression réelle des gaz d'échappement pag de la contre-pression de consigne limitée des gaz d'échappement pagsb si bien qu'à la sortie du second point de combinaison V2, on obtient comme décrit à la figure 2, la
25 valeur de déviation Δp_{ag} de la contre-pression des gaz d'échappement. Ce signal est ensuite fourni au second régulateur R2.

Une autre différence entre le diagramme fonctionnel de la figure 4 et le diagramme fonctionnel de la figure 2 est que dans celui de la figure 4, la sortie du second régulateur R2 est appliquée à un élément
30 de répartition 90. Cet élément répartit la sortie au signal de sortie du second régulateur R2 entre plusieurs actionneurs ou organes de réglage. Dans le présent exemple de réalisation, l'élément de répartition ou répartiteur 90 répartit le signal de sortie du second régulateur R2 entre un premier actionneur sous la forme d'une première soupape de
35 dérivation 40 et un second actionneur sous la forme d'une troisième

soupape de dérivation 50. L'élément de répartition 90 peut être par exemple réalisé de la manière suivante : l'élément de répartition 90 comporte une première courbe caractéristique pour la première soupape de dérivation 40 et une seconde courbe caractéristique pour la troisième soupape de dérivation 50. Les grandeurs d'entrée pour les deux courbes caractéristiques sont constituées chaque fois par le signal de sortie du second régulateur R2. Le signal de sortie de la première courbe caractéristique est le signal de commande destiné à la première soupape de dérivation 40 par exemple sous la forme d'un premier rapport de travail de commande. Le signal de sortie de la seconde courbe caractéristique est alors un signal de commande pour la troisième soupape de dérivation 50 par exemple sous la forme d'un second rapport de travail.

Dans le cas le plus simple, les deux courbes caractéristiques peuvent être implémentées comme cela sera décrit ci-après. Si le second régulateur R2 demande une pression d'admission de consigne plds dans une plage comprise entre 50 % et 100 % de la pression d'admission réglable, maximale possible, alors la seconde courbe caractéristique donne dans cette plage un signal d'actionnement à la troisième soupape de dérivation 50 selon lequel la troisième soupape de dérivation 50 est complètement fermée et le second rapport de travail assurant la commande est dans ce cas égal à zéro. En revanche, la première soupape de dérivation 40 est commandée par le premier rapport de travail de façon à convertir la pression d'admission de consigne plds souhaitée dans la plage décrite uniquement en modifiant le degré d'ouverture de la première soupape de dérivation 40. On peut prévoir que pour la pression d'admission de consigne plds demandée, qui correspond à la pression d'admission maximale qu'il est possible de régler, la première courbe caractéristique donne un signal de commande à la première soupape de dérivation 40 par lequel cette première soupape de dérivation 40 est complètement fermée c'est-à-dire que le premier rapport de travail de commande est dans ce cas égal à zéro.

Jusqu'à la valeur de 50 % de la pression d'admission maximale qu'il est possible de régler pour la pression d'admission de consigne plds souhaitée, la première courbe caractéristique augmente alors en continu le premier rapport de travail jusqu'à l'ouverture com-

plète de la première soupape de dérivation 40. Cela signifie que pour une pression d'admission de consigne p_{lds} prédéfinie qui correspond à 50 % de la pression d'admission maximale réglable, la première soupape de dérivation 40 est complètement ouverte alors que la troisième

5 soupape de dérivation 50 est encore complètement fermée. Pour la pression d'admission de consigne p_{lds} prédéfinie qui est inférieure à 50 % de la pression d'admission maximale qu'il est possible de régler, la première courbe caractéristique fournit alors toujours la valeur zéro pour le premier rapport de travail de sorte que dans cette plage, la première

10 soupape de dérivation 40 est complètement ouverte. En revanche, si pour une pression d'admission de consigne p_{lds} que l'on souhaite régler, dans une plage comprise entre zéro et 50 % de la pression d'admission maximale qu'il est possible de régler, la seconde courbe caractéristique donne un rapport de travail de commande qui partant de la fermeture totale de la troisième soupape de dérivation 50 pour 50 %

15 de la pression d'admission maximale réglable, pour la pression d'admission de consigne p_{lds} , on augmente en continu de zéro jusqu'à la valeur maximale, la troisième soupape de dérivation 50 étant complètement ouverte de sorte que la pression d'admission de consigne p_{lds} que l'on souhaite régler est nulle. La figure 5 montre la première courbe caractéristique correspondant à ce cas. Les ordonnées représentent le premier rapport de travail de commande et les abscisses la pression d'admission de consigne p_{lds} demandée par le second régulateur R2. La pression d'admission maximale qu'il est possible de régler porte la référence p_{lmax} . Si la pression d'admission de consigne p_{lds} prédéterminée est comprise entre zéro et $p_{lmax}/2$, alors le premier rapport de travail de commande se situe à 100 %. Il est maximum de sorte que la première

20 soupape de dérivation 40 est complètement ouverte. Pour une pression d'admission de consigne p_{lds} prévue, comprise entre $p_{lmax}/2$ et p_{lmax} , on aura le premier rapport de commande d'une valeur de 100 % pour $p_{lmax}/2$ jusqu'à la valeur zéro qui diminue de manière linéaire jusqu'à la valeur p_{lmax} . Ainsi, pour $p_{lds} = p_{lmax}$ la première soupape de dérivation 40 sera complètement fermée.

La figure 6 montre la seconde courbe caractéristique. Les

35 ordonnées représentent le second rapport de travail et les abscisses la

pression d'admission de consigne pression d'admission de consigne
plds. Pour une pression d'admission de consigne $p_{lds} = 0$, le second
rapport de travail est égal 100 % c'est-à-dire qu'il est maximum de sorte
que la troisième soupape de dérivation 50 est alors complètement ou-
verte. Entre la valeur $p_{lds} = 0$ jusqu'à $p_{lds} = p_{lmax}/2$, le second rapport
de travail diminuera de manière linéaire de 100 % jusqu'à zéro. La va-
leur zéro du second rapport de travail est atteinte alors pour
 $p_{lds} = p_{lmax}/2$. Pour une pression d'admission de consigne p_{lds} prédé-
finie comprise entre $p_{lmax}/2$ et p_{lmax} , le second rapport de travail sera
= 0 et la troisième soupape de dérivation 50 sera complètement fermée.
Le second rapport de travail est représenté à la figure 6 sous la réf-
érence AT2 et le premier rapport de travail est représenté à la figure 5
sous la référence AT1.

La pression d'admission maximale réglable p_{lmax} peut se
déterminer par exemple sur un banc d'essai et être enregistrée en mé-
moire comme valeur fixe, prédéfinie dans l'appareil de commande 14.

Pour le reste, la fonction du diagramme de la figure 4 cor-
respond à celle du diagramme fonctionnel de la figure 2 notamment du
point de vue de la fonction du processeur PZ. Dans le diagramme fonc-
tionnel de la figure 4, il n'est pas indispensable de fournir au proces-
seur PZ les grandeurs de réglage pour la première soupape de
dérivation 40 et pour la troisième soupape de dérivation 50 car ces
grandeurs ne sont pas nécessaires pour déterminer la pression d'ad-
mission de consigne p_{lds} , la pression d'admission p_{ld} et la contre-
pression réelle des gaz d'échappement p_{ag} .

En variante, les deux courbes caractéristiques peuvent
être adaptées également différemment dans l'élément de répartition 90
en particulier on pourrait également prévoir une plage pour la pression
d'admission de consigne p_{lds} dans laquelle les deux courbes caractéris-
tiques fournissent les rapports de travail de commande AT1, AT2 diffé-
rents de zéro et de 100 %. En outre, on peut également commander
plus de deux organes de réglage ou d'actionnement à partir de l'élément
de répartition 90 et pour chaque organe de réglage ou d'actionnement,
l'élément de répartition 90 contient une courbe caractéristique corres-
pondante pour former le signal de commande approprié suivant la pres-

sion d'admission de consigne plds à régler. Ainsi, comme décrit à la figure 3, on pourrait en plus utiliser la seconde soupape de dérivation 45 comme organe de réglage. En outre, en plus ou en remplacement des organes de réglage ou d'actionnement décrits, on pourrait également
5 utiliser l'organe de réglage 13 de la figure 1 pour influencer la géométrie de la première turbine 4 et/ou un organe de réglage pour influencer la géométrie de la seconde turbine 25. De plus, on pourrait en outre ou en variante utiliser une soupape de dérivation dans le canal de dérivation contournant le second compresseur 35 de la conduite d'admission 2
10 comme organe de réglage. L'important pour l'invention est d'avoir au moins deux turbocompresseurs de gaz d'échappement avec chaque fois au moins un organe de réglage dans chacun des turbocompresseurs de gaz d'échappement ainsi utilisés en fonction de la contre-pression réelle des gaz d'échappement pag régnant dans le canal des gaz d'échappement 3 à la sortie du moteur à combustion interne 1, pour commander
15 cet organe de réglage avec une grandeur de réglage correspondante.

Dans le présent exemple on a supposé que le second régulateur R2 selon le diagramme fonctionnel de la figure 4 fournit une valeur de la pression d'admission de consigne plds à l'élément de répartition 90 et qu'à partir de cette pression, cet élément forme selon les
20 deux courbes caractéristiques des figures 5 et 6, respectivement le premier rapport de travail AT1 et le second rapport de travail AT2. A la place d'une valeur de la pression d'admission de consigne plds déterminée en fonction de la valeur de déviation Δ_{pag} de la contre-pression des gaz d'échappement, on peut également prévoir que le second régulateur R2 fournisse une grandeur de sortie en corrélation avec la pression d'admission de consigne plds à l'élément de répartition 90, grandeur pour laquelle il est prévu de manière correspondante une valeur maximale et que comme décrit ci-dessus, cette valeur est convertie à l'aide
25 de deux courbes caractéristiques en un premier rapport de travail AT1 et un second rapport de travail AT2 pour assurer la commande. Pour distinguer la pression d'admission de consigne fournie par le second régulateur R2 par rapport à la pression d'admission de consigne plds fournie par le processeur PZ, la pression d'admission de consigne fournie par le second régulateur R2 porte la référence pression d'admission
30
35

de consigne plds' aux figures 4, 5 et 6. De plus l'élément de répartition 90 peut également être conçu de façon à faire partie du second régulateur R2.

5 La pression d'admission de consigne plds prédéfinie par le processeur PZ peut ainsi être parfaitement différente de la pression d'admission de consigne plds' fournie par le second régulateur R2. Dans la structure décrite de la régulation de pression d'admission selon la figure 2 ou selon la figure 4, pour les organes de réglage de la pression d'admission du premier turbocompresseur de gaz d'échappement ou de
10 réglage de la pression d'admission du turbocompresseur de gaz d'échappement, on peut utiliser des actionneurs pneumatiques ou des actionneurs électriques avec régulation de position.

REVENDEICATIONS

1°) Procédé de régulation de la pression d'admission d'un moteur à combustion interne (1) comportant au moins deux turbocompresseurs de gaz d'échappement (4, 5, 20 ; 25, 30, 35), comprenant un premier
5 organe de réglage (13, 40, 45) pour régler la pression d'admission d'un premier turbocompresseur de gaz d'échappement (4, 5, 20) et un second organe de réglage (50) pour régler la pression d'admission d'un second turbocompresseur de gaz d'échappement (25, 30, 35),
caractérisé en ce qu'
10 en fonction de la contre-pression réelle des gaz d'échappement (pag) régnant dans le canal des gaz d'échappement (3) à la sortie du moteur à combustion interne (1), on détermine une première grandeur de réglage pour le premier organe de réglage (13 ; 40 ; 45) et une seconde grandeur de réglage pour le second organe de réglage (50).

15 2°) Procédé selon la revendication 1,
caractérisé en ce qu'
à partir de la différence de pression d'admission (Δp_{ld}) entre une pression d'admission de consigne (p_{lds}) et une pression d'admission (p_{ld}),
20 un premier régulateur (R1) détermine une contre-pression de consigne de gaz d'échappement (p_{ags}), et
à partir de la différence contre-pression réelle des gaz d'échappement (Δp_{ag}) entre la contre-pression de consigne de gaz d'échappement (p_{ags})
et une contre-pression réelle des gaz d'échappement (pag) mesurée ou
25 évaluée, un second régulateur (R2) déduit les grandeurs de réglage pour les organes de réglage (13 ; 40 ; 45 ; 50).

3°) Procédé selon la revendication 1,
caractérisé en ce qu'
30 on limite la contre-pression de consigne de gaz d'échappement (p_{ags}) à une plage prédéfinie.

4°) Procédé selon la revendication 1,
caractérisé en ce qu'

avec la première grandeur de réglage, on influence la géométrie variable d'une turbine (4) du premier turbocompresseur de gaz d'échappement (4, 5, 20) ou la section d'ouverture d'une première dérivation (40) de la turbine (4) ou d'une seconde dérivation (45) d'un compresseur (5) du premier turbocompresseur de gaz d'échappement (4, 5, 20).

5°) Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'

avec la seconde grandeur de réglage, on influence la géométrie variable de la turbine (25) du second turbocompresseur de gaz d'échappement (25, 30, 35) ou on influence la section d'ouverture d'une troisième dérivation (50) autour de la turbine (25) ou d'une quatrième dérivation autour du compresseur (35) du second turbocompresseur de gaz d'échappement (25, 30, 35).

6°) Dispositif (55) pour réguler la pression d'admission d'un moteur à combustion interne (1) comportant au moins deux turbocompresseurs de gaz d'échappement (4, 5, 20 ; 25, 30, 35), un premier organe de réglage (13 ; 40 ; 45) permettant de régler la pression d'admission du premier turbocompresseur de gaz d'échappement (4, 5, 20) et un second organe de réglage (50) réglant la pression d'admission du second turbocompresseur de gaz d'échappement (25, 30, 35), caractérisé en ce qu'

un régulateur (R2) détermine en fonction de la contre-pression réelle des gaz d'échappement (pag) régnant dans le canal des gaz d'échappement (3) à la sortie du moteur à combustion interne (1), une première grandeur de réglage pour le premier organe de réglage (13 ; 40 ; 45) et une seconde grandeur de réglage pour le second organe de réglage (50).

7°) Dispositif (55) selon la revendication 6, caractérisé en ce qu'

un premier régulateur (R1) détermine une contre-pression de consigne de gaz d'échappement (pags) à partir de la déviation pression d'admis-

sion (Δp_{ld}) entre une pression d'admission de consigne (p_{lds}) et une pression d'admission (p_{ld}), et

le second régulateur (R2) déduit à partir de la déviation contre-pression réelle des gaz d'échappement (Δp_{ag}) entre la contre-pression de consigne de gaz d'échappement (p_{ags}) et une contre-pression réelle des gaz d'échappement (p_{ag}) mesurée ou évaluée, les grandeurs de réglage pour l'organe de réglage (13 ; 40 ; 45 ; 50).

1 / 4

Fig. 1

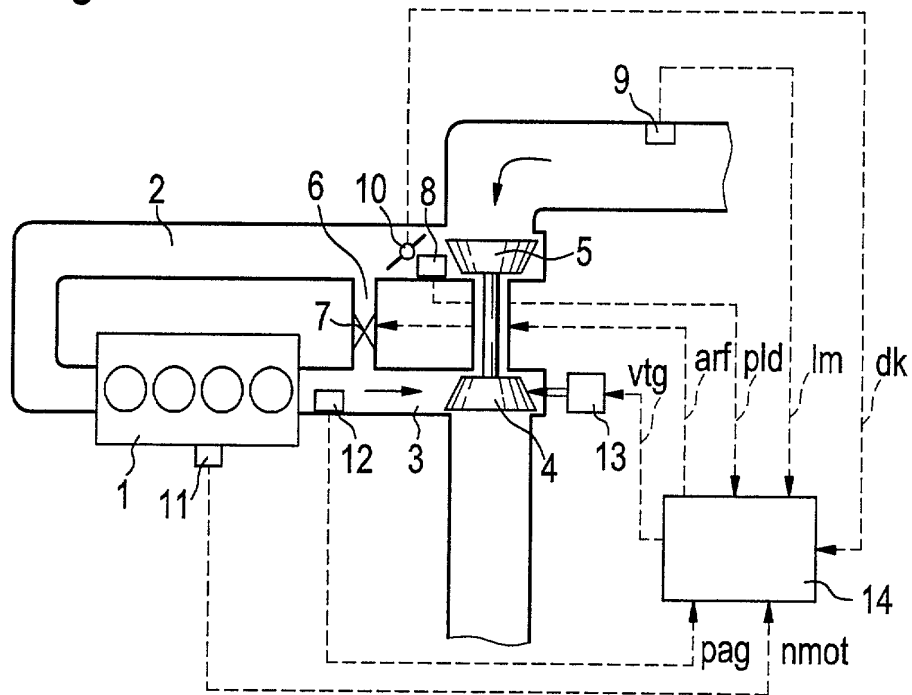
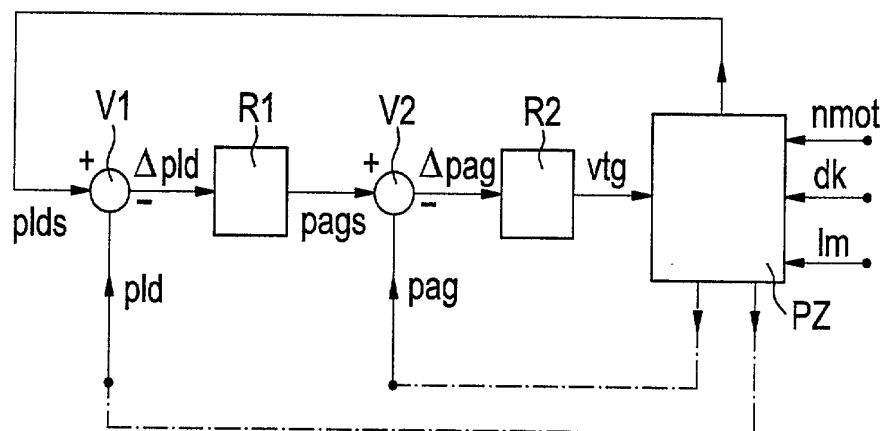


Fig. 2



2/4

Fig. 3

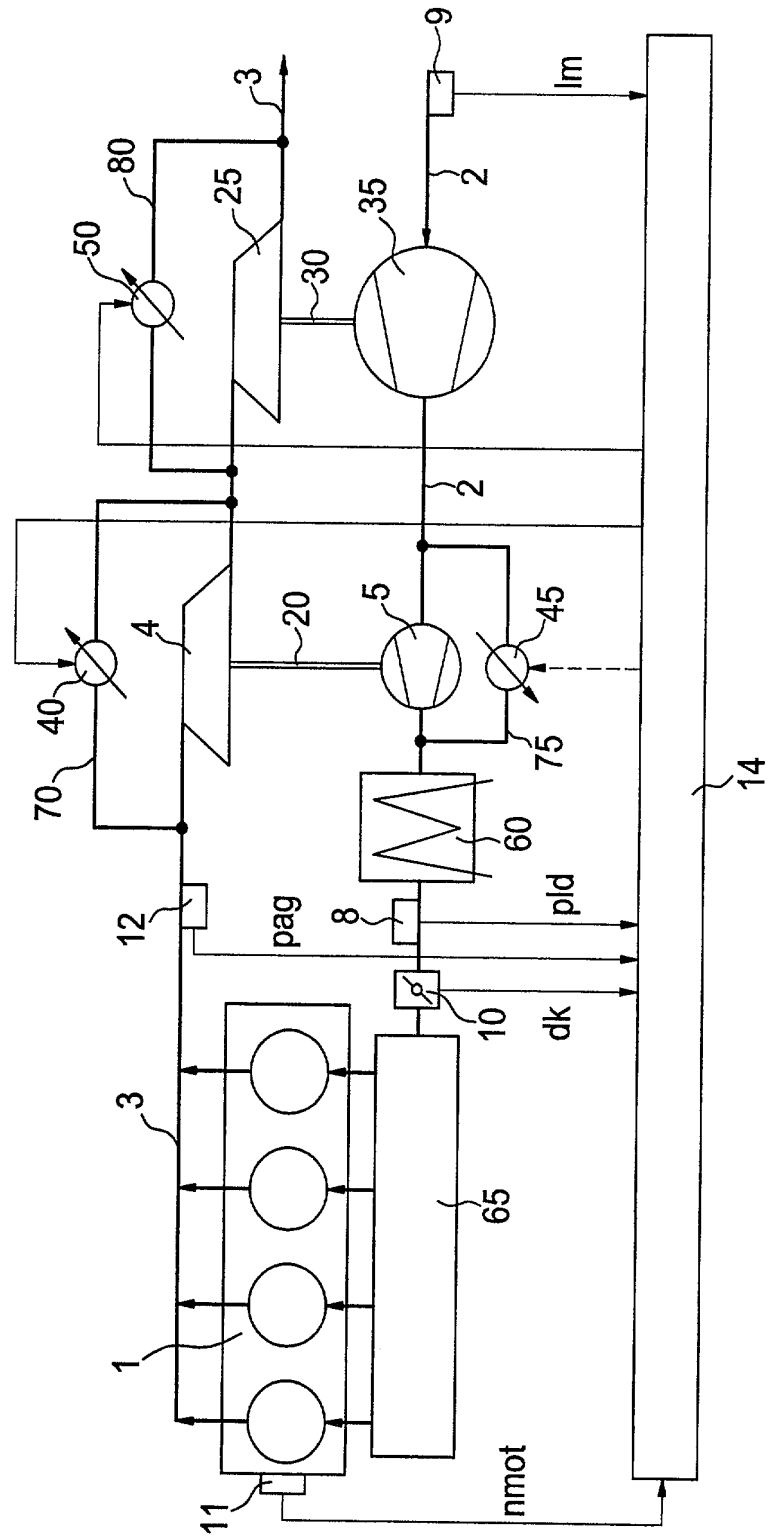
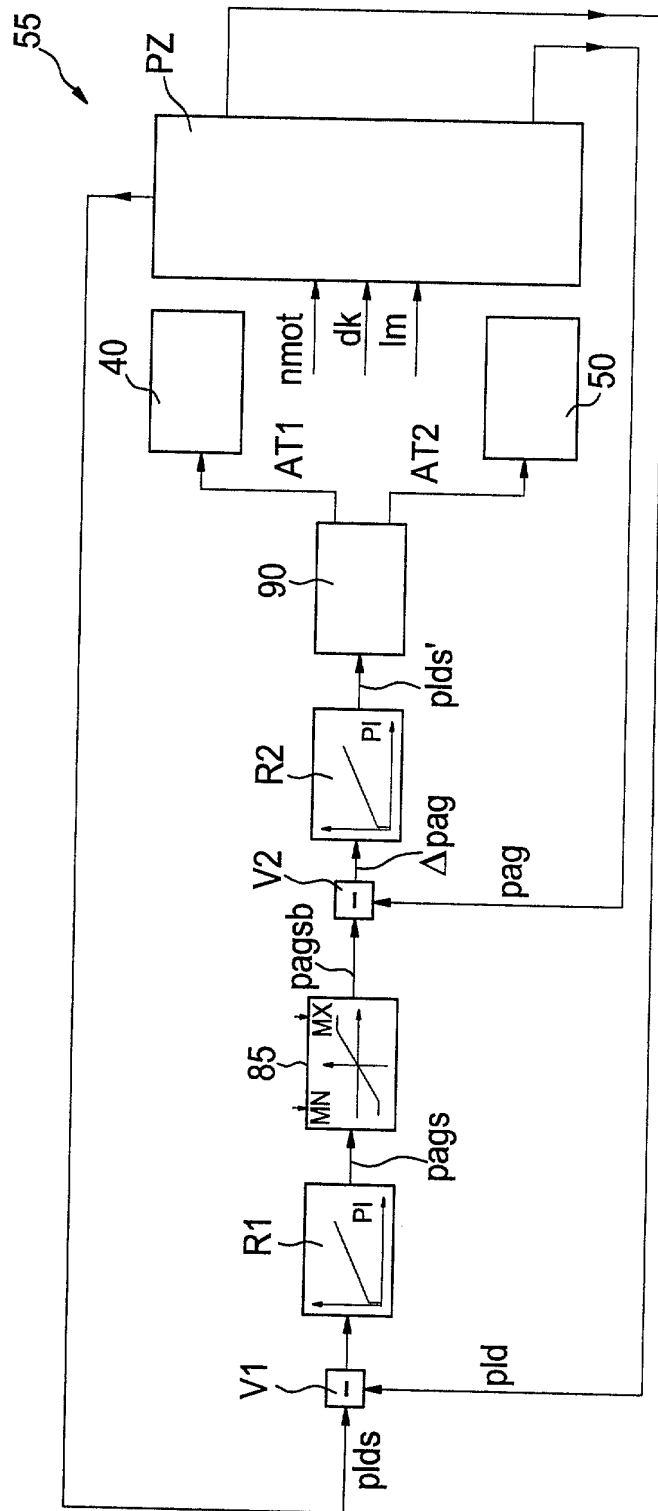


Fig. 4



4 / 4

Fig. 5

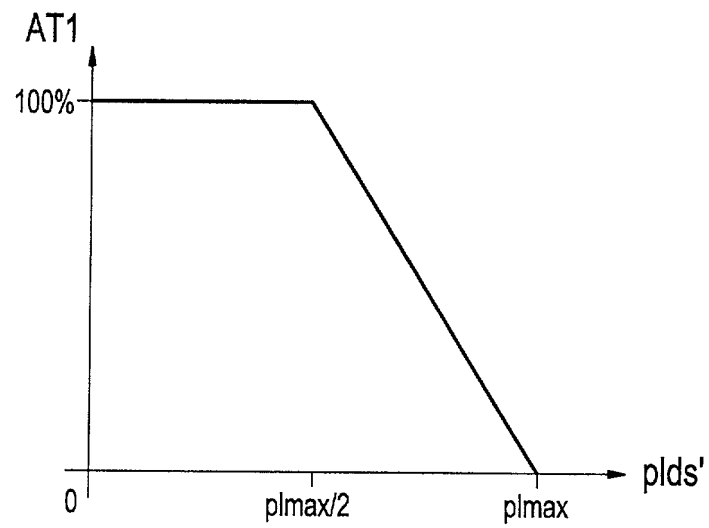


Fig. 6

