



**DEMANDE DE BREVET**

PJ 7816

B07-3806FR -AxC/EVH

Société par actions simplifiée dite : **RENAULT s.a.s.**

**Système et procédé d'estimation de la pression en amont d'une turbine  
de turbocompresseur et moteur thermique associé**

Invention de : ABIDA Jamil  
SCHMITT Jean-Christophe

## **Système et procédé d'estimation de la pression en amont d'une turbine de turbocompresseur et moteur thermique associé**

La présente invention concerne un système et un procédé  
5 permettant d'estimer la pression en amont d'une turbine de  
turbocompresseur pour un moteur thermique de véhicule automobile, et  
en particulier un moteur du type Diesel, qui peut être équipé dans sa  
ligne d'échappement d'un dispositif de traitement des gaz  
d'échappement tel qu'un filtre à particules ou un piège à oxydes  
10 d'azote. L'invention concerne également un moteur thermique équipé  
d'un tel système.

Les moteurs à combustion interne pour véhicules automobiles  
et notamment les moteurs de type Diesel sont commandés au moyen  
d'un ensemble de capteurs et d'actionneurs et selon des lois de  
15 commande, ou stratégies logicielles, en fonction de paramètres de  
caractérisation ou de calibration contenus dans un calculateur  
embarqué dans le véhicule, généralement appelé « unité de commande  
électronique » (UCE). Les moteurs thermiques de ce type sont  
généralement équipés d'un turbocompresseur destiné à élever la  
20 pression de l'air admis dans le moteur. Le turbocompresseur comprend  
à cet effet un compresseur alimenté en air frais, monté sur un arbre  
mécanique commun avec une turbine qui est entraînée par les gaz  
d'échappement issus du moteur thermique. Le compresseur et/ou la  
turbine peuvent être du type à géométrie variable, ce qui permet  
25 d'adapter à chaque instant leurs performances au fonctionnement du  
moteur.

La détermination de la pression en amont de la turbine du  
turbocompresseur revêt une grande importance pour le contrôle d'un  
moteur équipé d'une turbine à géométrie variable. On utilise en effet  
30 cette valeur de pression, notamment pour améliorer le temps de  
réponse du turbocompresseur de suralimentation.

On utilise également cette valeur de pression pour calculer  
avec précision les pertes du moteur dues au pompage et en déduire la

valeur du couple effectif du moteur, c'est-à-dire le couple formé par le moteur, diminué des couples consommés par les différents organes périphériques tels qu'alternateur, compresseur de climatisation ou autres. Cela permet de garantir un fonctionnement sans à coups du

5 moteur.

Enfin, la connaissance précise de la pression en amont de la turbine, dont dépend la pression dans le collecteur d'échappement, permet de garantir la fiabilité des composants du moteur qui sont soumis à cette pression, tels que les soupapes d'échappement ou les

10 dispositifs d'actionnement du turbocompresseur.

La demande de brevet français 2 856 738 (Siemens) décrit un procédé pour détecter la contrepression des gaz d'échappement en amont d'une turbine de turbocompresseur pour moteur à combustion interne. Le procédé décrit utilise les champs caractéristiques de la

15 turbine et le bilan de puissance sur l'arbre mécanique du turbocompresseur. L'utilisation des champs caractéristiques de la turbine présente de nombreux inconvénients étant donné les dispersions de ces champs en fonction de la fabrication. D'autre part, le procédé décrit impose des opérations mathématiques difficiles à

20 implanter dans les calculateurs habituellement utilisés dans les véhicules automobiles. Enfin, le procédé décrit dans ce document suppose connue la valeur de la pression des gaz d'échappement en aval de la turbine, valeur qu'il utilise pour la détermination de la contrepression recherchée.

La demande de brevet français 2 853 693 (Renault) décrit un procédé d'estimation de la pression en amont de la turbine d'un turbocompresseur à géométrie variable. On utilise dans le procédé décrit, un bilan de masse des gaz d'échappement dans le collecteur d'échappement. Le procédé décrit nécessite une connaissance précise

25 de la géométrie de la turbine, c'est-à-dire de la position des ailettes de celle-ci. La pression en aval de la turbine peut ensuite être calculée à partir d'une valeur mesurée de la température en aval de la turbine en

30 tenant compte de la perte de charge après la turbine.

La demande de brevet US 2003/0 188 531 (Wright) décrit un procédé permettant une estimation de la pression en amont de la turbine d'un turbocompresseur à partir de formulations empiriques de la pression en amont de la turbine dépendant de différentes variables de l'environnement du moteur thermique sans toutefois prendre en compte les effets de l'altitude. De plus, il n'est pas prévu de monter un dispositif de traitement dans la ligne d'échappement du moteur.

Dans tous ces documents de l'état de la technique, on ne retrouve donc aucun moyen simple et fiable pour estimer la pression régnant en amont d'une turbine de turbocompresseur. Or, il est important de pouvoir disposer de moyens d'estimation fiables et robustes pour cette pression en amont de la turbine afin de s'affranchir de l'utilisation d'un capteur de pression. En effet, un tel capteur est difficile à implanter et présente un coût important et des performances médiocres.

L'estimation de la valeur de la pression en amont de la turbine présente de multiples difficultés. On connaît en effet différentes caractéristiques de fonctionnement du turbocompresseur et notamment des courbes caractéristiques donnant le taux de détente de la turbine en fonction de différents paramètres tels que le débit des gaz traversant la turbine, la vitesse de rotation du turbocompresseur, la position des ailettes distributrices et le rendement adiabatique de la turbine. Toutefois, il est difficile d'utiliser dans un calculateur embarqué sur un véhicule automobile de telles données sous forme de tableaux à entrées multiples. La position des ailettes d'une turbine à géométrie variable ne peut pas être estimée de façon fiable et la mesure de cette position nécessite un capteur spécifique qui entraîne à nouveau des coûts non négligeables et des difficultés d'implantation. Enfin, le rendement de la turbine est une grandeur de caractérisation obtenue sur un banc d'essai qui traduit mal le fonctionnement réel de la turbine dans l'environnement du moteur.

La présente invention a donc pour objet de permettre une estimation fiable par des moyens simples de la pression régnant en amont de la turbine d'un turbocompresseur.

L'invention a également pour objet de permettre un diagnostic du fonctionnement d'un capteur de la pression en amont de la turbine. On peut également envisager d'utiliser la valeur estimée de la pression en amont de la turbine obtenue selon la présente invention pour  
5 remplacer la valeur fournie par un éventuel capteur de pression monté en amont de la turbine en cas de défaillance de ce capteur.

Dans un mode de réalisation, un système d'estimation de la pression en amont d'une turbine de turbocompresseur pour moteur thermique de véhicule automobile, comprend des moyens pour mesurer  
10 ou estimer le débit, la pression et la température de l'air alimentant le turbocompresseur, la pression et la température de l'air comprimé en aval du compresseur, la température des gaz d'échappement issus du moteur et alimentant la turbine, et la pression en aval de la turbine et le débit du carburant injecté dans le moteur.

Le système comprend en outre des moyens pour calculer le taux de détente de la turbine à partir d'une grandeur représentative de la variation relative de température entre l'entrée et la sortie de la turbine et pour en déduire la pression en amont de la turbine.  
15

L'introduction de cette grandeur permet de faciliter la détermination de la pression en amont de la turbine en simplifiant les calculs et en permettant une meilleure utilisation d'une unité électronique embarquée sur un véhicule automobile. De plus, on obtient ainsi une estimation à la fois robuste et précise de la pression en amont de la turbine. Cela permet de s'affranchir d'un capteur de pression.  
20

Le système peut comprendre également des moyens pour calculer l'énergie échangée au sein du compresseur et des moyens pour calculer la puissance fournie sur l'axe du turbocompresseur en tenant compte de la puissance dissipée sous forme de chaleur.  
25

La puissance dissipée sous forme de chaleur peut comprendre la chaleur due aux frottements et la chaleur absorbée par le carter de la turbine.  
30

Le système peut encore comprendre des moyens pour calculer le débit des gaz d'échappement traversant la turbine.

Selon un autre aspect de l'invention, il est proposé un procédé d'estimation de la pression en amont d'une turbine de turbocompresseur pour moteur thermique de véhicule automobile, dans lequel on mesure ou on estime certaines grandeurs caractéristiques du fonctionnement du turbocompresseur et du moteur, on calcule le taux de détente de la turbine à partir d'une grandeur représentative de la variation relative de température entre l'entrée et la sortie de la turbine et on en déduit la pression en amont de la turbine.

Selon un mode de mise en œuvre, on calcule l'énergie échangée au sein du compresseur et on calcule la puissance fournie sur l'axe du turbocompresseur en tenant compte de la puissance dissipée sous forme de chaleur.

La présente invention sera mieux comprise à l'étude d'un mode de réalisation et de mise en œuvre pris à titre d'exemple nullement limitatif, et illustré par les dessins annexés, sur lesquels :

- la figure 1 illustre schématiquement l'architecture générale d'un moteur à combustion interne selon l'invention, de type Diesel équipé d'un turbocompresseur et comportant un filtre à particules dans sa ligne d'échappement ; et
- la figure 2 illustre schématiquement un mode de mise en œuvre d'un procédé d'estimation de la pression en aval de la turbine selon l'invention.

Tel qu'illustré sur la figure 1, le moteur thermique 1 est alimenté en air comprimé par la conduite d'admission 2 qui est reliée au collecteur d'admission 3. Du carburant est injecté par des injecteurs 4 prévus sur chacun des cylindres 5 du moteur 1. Les gaz d'échappement issus du moteur 1 repris par le collecteur d'échappement 6 sont véhiculés par la conduite d'échappement 7 jusqu'à la turbine à géométrie variable 8 d'un turbocompresseur référencé 9 dans son ensemble. Le turbocompresseur 9 comprend également un compresseur 10 monté sur un même arbre mécanique 11 que la turbine 8. L'air frais pénétrant par la conduite 12 traverse tout d'abord un filtre à air 13 puis un débitmètre 14 qui permet de mesurer

le débit d'air admis dans le moteur  $Q_{\text{air}}$ . Sur la conduite 12, en aval du débitmètre 14, sont disposés dans l'exemple illustré un capteur 15 qui mesure la température de l'air admis  $T_{\text{air}}$  et un capteur 16 qui mesure la pression de l'air admis, en l'espèce sensiblement la pression atmosphérique  $P_{\text{atm}}$ . Les différentes valeurs mesurées par les capteurs 14, 15 et 16 sont amenées par des connexions 17, 18 et 19 à l'entrée d'une unité électronique de commande UCE référencée 20 qui reçoit également, par une connexion 4a, une information sur la quantité de carburant injecté  $Q_{\text{inj}}$ . L'air comprimé par le compresseur 10 est amené par une conduite 21 sur un échangeur de chaleur 22 qui permet un refroidissement de l'air comprimé.

L'air comprimé refroidi passe par un volet d'admission 25 qui permet de réguler son débit et qui est monté dans la conduite d'admission 2. Un capteur 26 disposé dans l'exemple illustré en amont du volet d'admission 25 mesure la pression  $P_2$  de l'air comprimé à la sortie du compresseur 10. La valeur mesurée est amenée par la connexion 27 à l'entrée de l'unité de contrôle électronique 20.

Afin de réduire la quantité de polluants dans les gaz d'échappement, il est prévu dans l'exemple illustré comme cela est habituel une recirculation partielle des gaz d'échappement à l'admission du moteur 1. A cet effet, une conduite de dérivation 28 est branchée sur la conduite d'échappement 7. Les gaz d'échappement transitant par la conduite de dérivation 28 traversent une vanne commandée 29 qui permet la régulation de la quantité de gaz d'échappement recyclés dits « EGR ». Un échangeur de chaleur 30 est en outre monté dans une conduite de by-pass 31 comportant une vanne de by-pass 32. Selon la position de cette vanne de by-pass 32, il est possible de faire passer les gaz d'échappement recyclés soit à travers le refroidisseur 30, soit directement par la conduite de dérivation 28. Les gaz d'échappement recyclés après avoir traversé la vanne EGR 29 sont amenés directement dans la conduite d'admission 2 où ils sont mélangés à l'air comprimé provenant du compresseur 10.

Les gaz d'échappement issus du moteur et véhiculés par la conduite d'échappement 7 sont amenés à l'entrée de la turbine 8 dans

laquelle ils cèdent de l'énergie, ce qui permet d'entraîner en rotation l'arbre 11 commun au compresseur 10 qui se trouve ainsi également entraîné en rotation.

5 Un capteur 35 mesure la température  $T_{avt}$  en amont de la turbine 8 dans la conduite d'échappement 7. La valeur mesurée est amenée par la connexion 36 à l'entrée de l'unité de contrôle électronique 20.

10 Dans la ligne d'échappement 37 qui est reliée à la sortie de la turbine 8, se trouvent montés différents dispositifs de post-traitement des gaz d'échappement. Dans l'exemple illustré, on a prévu un pré-catalyseur 39, suivi d'un filtre à particules catalytique 40 et d'un dispositif silencieux 41.

15 Selon les cas, il est possible de disposer dans la ligne d'échappement 37 immédiatement en amont du filtre à particules 40, un capteur de pression 42 pour mesurer la pression  $P_{Fap}$  des gaz d'échappement en amont du filtre à particules, valeur qui est amenée à l'unité de contrôle électronique 20 par la connexion 42a.

20 On comprendra que le fonctionnement du moteur 1 ainsi que la commande des différents organes tels que le volet d'admission 25, la vanne EGR 29, la vanne de by-pass 32 ou la position des ailettes de la turbine à géométrie variable sont contrôlés par l'unité de contrôle électronique par des connexions non représentées sur la figure. De la même manière, l'unité de contrôle électronique comprend des moyens capables de détecter l'état de charge du filtre à particules 40 et

25 d'initier une phase de régénération de ce filtre par combustion des particules qui s'y trouvent piégées. Une telle phase de régénération peut par exemple être obtenue en modifiant le fonctionnement du moteur thermique dans le but d'élever la température et/ou la richesse des gaz d'échappement traversant le filtre à particules 40.

30 Pour diverses opérations nécessaires au fonctionnement du moteur, il est nécessaire de disposer comme on l'a vu précédemment, de la valeur de la pression en amont de la turbine, c'est-à-dire dans la conduite d'échappement 7. Cette valeur peut être utilisée en particulier pour le contrôle du moteur et la commande du turbocompresseur, ou

encore, si un capteur de pression est prévu dans la conduite d'échappement 7, pour diagnostiquer un fonctionnement correct de ce capteur de pression.

5 Selon un mode de réalisation de l'invention, pour l'estimation de la pression en amont de la turbine, on calcule tout d'abord, par les moyens logiciels contenus dans l'unité de contrôle électronique 20, l'énergie échangée par le compresseur. A cet effet, on suppose que la transformation subie par l'air qui traverse le compresseur se fait de manière isentropique. Ainsi, l'énergie échangée  $U_{comp}$  entre le  
10 compresseur et l'air s'exprime en fonction du débit d'air  $Q_{air}$  mesuré par le capteur 14, de la capacité calorifique de l'air  $C_{p_{air}}$  et de la différence de température entre la sortie et l'entrée du compresseur.

$$U_{comp} = Q_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_2 - T_{air}) \quad \text{équation 1}$$

15

La température  $T_2$  en sortie du compresseur est obtenue par calcul à partir de la pression atmosphérique  $P_{atm}$  telle que mesurée par le capteur 16, de la pression de suralimentation en sortie du compresseur 10 telle que mesurée par le capteur 26 et référencée  $P_2$ ,  
20 du rapport des chaleurs massiques  $\gamma$ , de la température de l'air  $T_{air}$  telle que mesurée par le capteur 15 et du rendement adiabatique du compresseur noté  $\eta_{comp}$ .

$$T_2 = \frac{T_{air}}{\eta_{comp}} \left[ \left( \frac{P_2}{P_{atm}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad \text{équation 2}$$

25

En combinant les équations 1 et 2, on obtient :

$$U_{comp} = \frac{Q_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot T_{air}}{\eta_{comp}} \left[ \left( \frac{P_2}{P_{atm}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad \text{équation 3}$$

30 La vitesse de rotation du turbocompresseur 9 est obtenue à l'aide du champ de caractéristiques du compresseur. A partir de cette

donnée, il convient encore de calculer la puissance fournie par la turbine 8 sur l'axe 11 du turbocompresseur en tenant compte de la puissance dissipée sous forme de chaleur. En effet, la puissance échangée entre la turbine 8 et le compresseur 10 sur l'axe 11 du turbocompresseur subit un certain nombre de pertes. En premier lieu, de l'énergie mécanique d'inertie est emmagasinée par la masse en mouvement de rotation. On peut exprimer cette puissance dissipée par inertie sous la forme de :

$$E_1 = K_1 \cdot \Omega \cdot \frac{d\Omega}{dt} \quad \text{équation 4}$$

où  $K_1$  est un coefficient d'inertie et  $\Omega$  est la vitesse de rotation du turbocompresseur.

Une partie de la puissance échangée est également dissipée par des frottements visqueux de l'axe 11 du turbocompresseur 9 sur ses paliers de support. La puissance dissipée sous forme de chaleur sur ces paliers peut s'exprimer de la façon suivante :

$$E_2 = K_2 \cdot \Omega^2 \quad \text{équation 5}$$

où  $K_2$  est un coefficient de frottement et  $\Omega$  la vitesse de rotation du turbocompresseur.

On notera que le coefficient de frottement  $K_2$  peut dépendre de la température de l'huile ou du liquide de refroidissement utilisé pour refroidir le turbocompresseur. On peut affiner la modélisation par des tableaux de correspondance fournissant des valeurs du coefficient de frottement  $K_2$  en fonction de la température de l'huile et/ou de la température de l'eau de refroidissement.

Enfin, une partie de la puissance échangée est dissipée sous la forme de chaleur stockée au sein des différents éléments et du carter de la turbine 8. On peut exprimer cette puissance dissipée sous la forme :

$$E_3 = K_3 \cdot \left( T_{avt}(i) - \frac{1}{\tau} \int_{i-\tau}^i T_{avt}(t) \cdot dt \right) \quad \text{équation 6}$$

où  $K_3$  est un coefficient d'inertie thermique,  
 et  $\tau$  est un coefficient de filtrage de la mesure de la  
 5 température  $T_{avt}$ .

A partir de ces différentes valeurs de dissipation de la  
 puissance, on peut en déduire la puissance provenant de la turbine :

$$U_{turb} = U_{comp} + (E_1 + E_2 + E_3) \quad \text{équation 7}$$

10

On considère ensuite le débit traversant la turbine selon la  
 formule réduite couramment utilisée par l'homme du métier, et qui  
 permet d'obtenir la valeur du débit traversant la turbine à partir de  
 pressions et de températures de référence ( $P_{ref}$  et  $T_{ref}$ ) qui sont des  
 15 caractéristiques connues du turbocompresseur. On a en effet :

$$(Qturb)_{réduit}(i) = Qturb(i) \cdot \frac{P_{avt}(i-1)}{P_{ref}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{T_{avt}(i)}{T_{ref}}}} \quad \text{équation 8}$$

Où (i) signifie la valeur de calcul à un instant et (i-1) la valeur  
 de calcul à l'instant précédent.

20

La valeur du débit de la turbine  $Qturb$  dépend du bilan des  
 débits à l'entrée et à la sortie du moteur, exprimé par la formule :

$$Q_{air} + Q_{inj} + Q_{egr} = Qturb + Q_{egr} \quad \text{équation 9}$$

25

$Q_{air}$  est le débit massique d'air frais admis dans le moteur et  
 déterminé, par exemple au moyen d'une mesure par le débitmètre 14  
 monté dans la conduite 12.

$Q_{inj}$  est le débit massique du carburant injecté dans le moteur estimé à partir d'une valeur de consigne calculée dans l'unité de contrôle électronique 20.

5  $Q_{egr}$  est le débit des gaz d'échappement recyclés à l'admission du moteur.

La valeur du débit de la turbine peut être exprimée de la manière suivante :

$$Q_{turb} = Q_{air} + Q_{inj} \quad \text{équation 10}$$

10

Par ailleurs, le taux de détente de la turbine PiT peut être défini à partir de la valeur du débit de la turbine réduit et d'une grandeur H par la formule :

$$15 \quad PiT = f(H, Q_{turb_{réduit}}) \quad \text{équation 11}$$

La grandeur H qui permet, selon l'invention, une modélisation particulièrement simple de l'estimation de la pression en amont de la turbine, peut être déduite de l'expression de l'énergie mise en jeu par la détente des gaz d'échappement dans la turbine selon la formule :

20

$$U_{turb} = -Q_{turb} \cdot C_{p_{GB}} \cdot \eta_{turb} \cdot T_{avt} \left[ \left( \frac{P_{avt}}{P_{apt}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad \text{équation 12}$$

25 où  $C_{p_{GB}}$  est la chaleur spécifique des gaz d'échappement,  $\eta_{turb}$  est le rendement de la turbine,  $T_{avt}$  est la température en amont de la turbine telle que mesurée par le capteur 35.

$P_{apt}$  est la pression en aval de la turbine définie par la formule :

$$P_{apt} = P_{Fap} + K_4 \cdot Q_{turb} \quad \text{équation 12a}$$

Où  $P_{\text{Fap}}$  est la pression en amont du filtre à particules 40 mesurée par le capteur 42, et  $K_4$  est un coefficient caractéristique de la perte de charge due au précatalyseur 39.

5 Les champs caractéristiques pour une turbine à géométrie variable comportent généralement cinq variables par point de fonctionnement, à savoir :

- le débit turbine réduit  $Q_{\text{turbréduit}}$ ,
- le taux de détente  $P_iT$ ,
- la position des ailettes de la turbine à géométrie variable,
- 10 - le rendement isentropique de la détente,
- la vitesse de rotation du turbocompresseur.

Afin de cartographier le fonctionnement de la turbine dans un champ à deux dimensions plus facile à utiliser pour le contrôle du moteur, la présente invention définit une grandeur  $H$  permettant de caractériser au mieux le point de fonctionnement. En effet, à partir de l'équation 10, et en supposant que l'énergie fournie par le gaz à la turbine  $U_{\text{turb}}$  soit connue, on définit la grandeur  $H$  par la formule :

$$20 \quad H = -\eta_{\text{turbine}} \left[ \left( \frac{P_{\text{avt}}}{P_{\text{apt}}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - 1 \right] = \frac{U_{\text{turb}}}{Q_{\text{turb}} \cdot C_{p_{GB}} \cdot T_{\text{avt}}} \quad \text{équation 13}$$

On notera que la turbine est le siège d'une détente considérée comme isentropique corrigée par le rendement de la turbine. La température en aval de la turbine peut alors s'exprimer de la façon suivante :

$$25 \quad T_{\text{apt}} = T_{\text{avt}} \left( 1 - \eta_{\text{turb}} \left( 1 - \left( \frac{P_{\text{avt}}}{P_{\text{apt}}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \right) \quad \text{équation 14}$$

Si l'on intègre l'expression de  $H$  telle que définie par l'équation 11 dans cette équation 12, on obtient :

30

$$H = \frac{T_{avt} - T_{apt}}{T_{avt}} \quad \text{équation 15}$$

5 Il ressort de cette équation que la grandeur H représente la variation relative de température entre l'entrée et la sortie de la turbine.

L'estimation de la pression en amont de la turbine  $P_{avt}$  est alors obtenue directement à partir du taux de détente PiT par la formule :

$$10 \quad P_{avt} = P_{iT} \cdot P_{apt} \quad \text{équation 16}$$

On comprend que l'introduction de la grandeur intermédiaire H permette une modélisation plus aboutie et surtout nettement plus simple à effectuer.

15 Grâce au système d'estimation selon l'invention, il est possible de ne pas utiliser de capteur pour mesurer la pression en amont de la turbine, ce qui simplifie considérablement l'architecture générale du système de commande du moteur.

20 En se reportant à la figure 2, on note les différentes étapes d'un mode de mise en œuvre de l'invention. La première étape référencée 43 consiste à calculer l'énergie échangée dans le compresseur 10,  $U_{comp}$  au moyen de l'équation 3.

25 La deuxième étape 44 consiste à calculer la vitesse de rotation du turbocompresseur, par exemple à l'aide des champs caractéristiques du compresseur.

Puis, au cours de l'étape 45, on calcule les différents éléments de puissance dissipée sur l'axe du turbocompresseur  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $E_3$  à partir de la vitesse de rotation du turbocompresseur et en appliquant les équations 4, 5 et 6.

30 L'étape 46 permet le calcul de l'énergie fournie par la turbine  $U_{turb}$  à partir de l'énergie échangée sur le compresseur  $U_{comp}$  et des pertes de puissance  $E_1$ ,  $E_2$  et  $E_3$ , en appliquant l'équation 7.

L'étape 47 permet le calcul du débit ( $Q_{\text{turb}}$ ) réduit traversant la turbine, en appliquant l'équation 8 et en tenant compte de la valeur calculée pour la pression en amont de la turbine au pas de calcul précédent (i-1).

5 L'étape 48 permet le calcul de la grandeur H selon l'équation 15.

L'étape 49 permet le calcul du taux de détente de la turbine PiT selon l'équation 11.

10 L'étape 50 permet finalement le calcul de la pression en amont de la turbine,  $P_{\text{avt}}$  selon l'équation 16.

L'invention permet une estimation robuste et précise de la pression en amont de la turbine, notamment dans un moteur thermique du type Diesel suralimenté.

## REVENDICATIONS

1. Système d'estimation de la pression en amont d'une turbine (8) de turbocompresseur (9) pour moteur thermique de véhicule automobile, 5 comprenant des moyens pour mesurer ou estimer le débit ( $Q_{air}$ ), la pression ( $P_{atm}$ ) et la température ( $T_{air}$ ) de l'air alimentant le turbocompresseur, la pression ( $P_2$ ) de l'air comprimé en aval du compresseur, la température ( $T_{avt}$ ) des gaz d'échappement issus du moteur (1) et alimentant la turbine (8), la pression ( $P_{apt}$ ) en aval de la turbine et le débit ( $Q_{inj}$ ) du carburant 10 injecté dans le moteur, caractérisé par le fait qu'il comprend en outre des moyens pour calculer le taux de détente de la turbine (PiT) à partir d'une grandeur représentative (H) de la variation relative de température entre l'entrée et la sortie de la turbine et pour en déduire la pression en amont de la turbine.
- 15 2. Système selon la revendication 1, comprenant des moyens pour calculer l'énergie ( $U_{comp}$ ) échangée au sein du compresseur et des moyens pour calculer la puissance fournie sur l'axe du turbocompresseur en tenant compte de la puissance dissipée sous forme de chaleur.
- 20 3. Système selon la revendication 2, dans lequel la puissance dissipée sous forme de chaleur comprend la chaleur due aux frottements ( $E_2$ ) et la chaleur ( $E_3$ ) absorbée par le carter de la turbine.
- 25 4. Système selon l'une des revendications précédentes, comprenant des moyens pour calculer le débit des gaz d'échappement traversant la turbine.
- 30 5. Procédé d'estimation de la pression en amont d'une turbine de turbocompresseur pour moteur thermique de véhicule automobile, dans lequel on mesure ou on estime certaines grandeurs caractéristiques du fonctionnement du turbocompresseur et du moteur et caractérisé par le fait que l'on calcule le taux de détente de la turbine (PiT) à partir d'une grandeur (H) représentative de la variation relative de température entre l'entrée et la sortie de la turbine et on en déduit la pression en amont de la turbine.

6. Procédé selon la revendication 5, dans lequel on calcule l'énergie échangée au sein du compresseur et on calcule la puissance fournie sur l'axe du turbocompresseur en tenant compte de la puissance dissipée sous forme de chaleur.
- 5        7. Moteur thermique de véhicule automobile du type Diesel équipé d'un système d'estimation de la pression en aval d'une turbine de turbocompresseur selon l'une des revendications 1 à 4.



FIG.2