



(11) **EP 4 285 016 B1**

(12) **FASCICULE DE BREVET EUROPEEN**

(45) Date de publication et mention
de la délivrance du brevet:

11.12.2024 Bulletin 2024/50

(21) Numéro de dépôt: **22701583.1**

(22) Date de dépôt: **21.01.2022**

(51) Classification Internationale des Brevets (IPC):
F02M 25/08 ^(2006.01) **F02D 41/00** ^(2006.01)

(52) Classification Coopérative des Brevets (CPC):
F02M 25/0836; F02D 41/003; F02D 41/004;
F02D 41/0042; F02D 41/0045; F02D 2200/0602;
F02D 2200/0606; F02M 25/089

(86) Numéro de dépôt international:
PCT/EP2022/051296

(87) Numéro de publication internationale:
WO 2022/161859 (04.08.2022 Gazette 2022/31)

(54) **DISPOSITIF ET PROCÉDÉ DE PURGE D'UN FLUX DE GAZ CHARGÉ EN VAPEURS
D'HYDROCARBURES**

VORRICHTUNG UND VERFAHREN ZUM SPÜLEN EINES MIT KOHLENWASSERSTOFFDÄMPFEN
BELADENEN GASSTROMS

DEVICE AND METHOD FOR PURGING A GAS STREAM CHARGED WITH HYDROCARBON
VAPOURS

(84) Etats contractants désignés:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(30) Priorité: **28.01.2021 FR 2100806**

(43) Date de publication de la demande:
06.12.2023 Bulletin 2023/49

(73) Titulaire: **Vitesco Technologies GmbH**
93055 Regensburg (DE)

(72) Inventeurs:
• **GROUSSARD, Aurélien**
31100 Toulouse (FR)

• **COLLET, Thierry**
31100 Toulouse (FR)
• **EJARQUE, Benoit**
31100 Toulouse (FR)

(74) Mandataire: **Vitesco Technologies**
Landsberger Straße 187 - Haus D
80687 München (DE)

(56) Documents cités:
EP-A2- 0 879 950 WO-A1-2018/162038
DE-A1- 102017 210 768 DE-A1- 102017 223 277
DE-A1- 102018 220 403 FR-A1- 2 961 264

EP 4 285 016 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la publication de la mention de la délivrance du brevet européen au Bulletin européen des brevets, toute personne peut faire opposition à ce brevet auprès de l'Office européen des brevets, conformément au règlement d'exécution. L'opposition n'est réputée formée qu'après le paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description**[Domaine technique]**

5 **[0001]** L'invention concerne le traitement des vapeurs d'hydrocarbures dans un véhicule automobile et plus particulièrement un dispositif de purge des vapeurs d'hydrocarbures dans un moteur thermique de véhicule automobile. L'invention trouve notamment son application dans les véhicules hybrides et dans les véhicules à moteur thermique pur. Dans tout le texte, le terme « carburant » se rapporte avantagement à au moins un hydrocarbure.

10 **[Etat de la technique antérieure]**

[0002] Dans un véhicule automobile à moteur thermique, le carburant stocké dans le réservoir nécessite une mise à l'air libre permettant à la fois d'évacuer les vapeurs émises par le carburant et de faire entrer l'air dans le réservoir lorsque le niveau du carburant diminue. Il s'avère ainsi nécessaire de réguler la pression des gaz contenus dans le
15 réservoir afin d'éviter les fortes variations de pression qui pourraient provoquer des dommages aussi bien matériels que corporels. Pour ce faire, une solution connue consiste à former un orifice d'échappement dans le bouchon de fermeture du réservoir afin d'évacuer ces vapeurs d'hydrocarbures directement à l'extérieur du véhicule tout en laissant pénétrer l'air dans le réservoir pour égaliser la pression. Un tel rejet de ces vapeurs d'hydrocarbures dans l'atmosphère présente l'inconvénient majeur de polluer l'environnement de manière importante. Or, de tels rejets deviennent de moins en moins
20 souhaitables et possibles aujourd'hui au regard des différentes législations qui deviennent de plus en plus restrictives en la matière et dont certaines imposent de limiter drastiquement les émissions de vapeurs d'hydrocarbures dans l'atmosphère.

[0003] D'autres dispositifs et procédés de purge sont connus de DE 10 2017 210768 A1, DE 10 2017 223277 A1, WO 2018/162038 A1 ou encore DE 10 2018 220403 A1 par exemple.

25 **[0004]** Aussi, afin de limiter la pollution, il est de nos jours connu d'installer un dispositif filtrant dans le système d'admission de carburant du véhicule. Un tel dispositif est relié, d'une part, au réservoir et, d'autre part, à l'extérieur du véhicule. Dans une solution connue, ce dispositif comprend un filtre de dégazage à charbon dénommé ci-après « filtre absorbant » (communément désigné sous l'anglicisme de « canister » par l'homme du métier) qui permet d'absorber les vapeurs d'hydrocarbures issues du réservoir de sorte que les émanations de carburant évacués dans l'atmosphère
30 par le dispositif d'évacuation le soient sous forme d'un gaz significativement purifié des composants polluants contenus dans les vapeurs d'hydrocarbures.

[0005] Cependant, un tel filtre absorbant présente une capacité d'absorption limitée, appelée charge maximale du filtre. On dit alors que le filtre absorbant est « plein » ou « rempli » ou bien qu'il est saturé. Dans ce cas, le filtre ne peut plus retenir les vapeurs d'hydrocarbures qui s'échappent alors dans l'atmosphère. Plus généralement, que le filtre
35 absorbant soit saturé ou non, il est caractérisé à un instant donné par sa charge qui correspond au pourcentage de masse de carburant stocké dans ledit filtre par rapport à sa valeur de saturation, c'est-à-dire par rapport à sa charge maximale.

[0006] Afin de limiter les dégagements nocifs de carburant dans l'atmosphère à saturation du filtre, il est nécessaire de le purger régulièrement, de préférence avant qu'il ne soit saturé en vapeurs d'hydrocarbures. Pour cela, le dispositif
40 est relié au moteur thermique du véhicule de manière à permettre l'injection des vapeurs d'hydrocarbures absorbées par le filtre directement dans les chambres de combustion des cylindres du moteur en fonctionnement afin de les brûler. Autrement dit, le filtre absorbant est régulièrement chargé par les vapeurs d'hydrocarbures provenant du réservoir puis le calculateur de contrôle moteur le décharge épisodiquement dans les chambres de combustion des cylindres du moteur thermique lorsque ledit moteur est en fonctionnement.

45 **[0007]** L'acheminement des vapeurs d'hydrocarbures du filtre vers le moteur thermique est réalisé dans un circuit de purge via une vanne de purge qui permet de mettre sous vide ledit circuit de purge. Cependant, avec l'avènement des technologies de véhicules hybrides, il s'avère de plus en plus difficile de purger les vapeurs d'hydrocarbures du filtre car la mise sous vide du circuit de purge s'avère plus difficile dans un véhicule hybride. En effet, dans un véhicule hybride, le moteur thermique est utilisé préférentiellement dans les hauts régimes requis. Or, à haut régime, le papillon
50 d'admission d'air est ouvert, ce qui diminue la dépression dans le circuit de purge. En outre, du fait de ce mode de fonctionnement, il y a de moins en moins de moments disponibles pendant lesquels le moteur thermique fonctionne pour réaliser la purge, ce qui peut entraîner des rejets de vapeurs d'hydrocarbures dans l'atmosphère, le filtre étant plus souvent saturé sans possibilité de purge.

55 **[0008]** Une solution connue pour résoudre ce problème consiste à utiliser une pompe radiale, appelée pompe de purge active, entre le filtre et le moteur afin de faire circuler les vapeurs d'hydrocarbures dans le circuit de purge jusqu'au moteur. Ce faisant, il est nécessaire de compenser la quantité de vapeurs d'hydrocarbures introduite dans les cylindres du moteur avec un volume d'air correspondant afin de respecter le rapport stœchiométrique air-carburant nécessaire à la bonne combustion du mélange dans le moteur thermique.

[0009] Dans une solution existante, il est connu d'estimer la concentration en vapeur d'hydrocarbures du flux de gaz circulant entre le filtre et le moteur et de contrôler l'introduction dudit flux dans les cylindres du moteur dans la proportion correspondant au rapport stoechiométrique en fonction de ladite concentration.

[0010] Bien évidemment, toute erreur de contrôle du flux implique une déviation relativement au rapport stoechiométrique qui entraîne une variation de la concentration en vapeur d'hydrocarbures du filtre absorbant impactant l'estimation de ladite concentration en vapeur d'hydrocarbures en temps réel. Ainsi, la concentration estimée en vapeur d'hydrocarbures peut varier entre 0 et 200 % alors qu'en pratique, la concentration réelle en vapeur d'hydrocarbures ne peut pas dépasser 80 %. Il en résulte que le contrôle du flux est erroné et dévie dès lors que toute erreur de contrôle se produit. Le système demeure toutefois relativement stable car le contrôle est réalisé en boucle fermée par l'intermédiaire d'une sonde à oxygène (appelée sonde lambda) placée dans le circuit des gaz d'échappement du moteur. Cependant, un tel contrôle s'avère lent en regard de la fréquence rapide des injections. Il est donc important de pouvoir estimer précisément la concentration en vapeurs d'hydrocarbures.

[0011] La concentration en vapeur d'hydrocarbures peut être estimée à partir de la différence de pression en entrée et en sortie de la pompe de purge active. Cette différence de pression dépend de la vitesse de rotation de la pompe et de la densité des gaz circulant dans la pompe. La vitesse de rotation de la pompe étant fixée par le besoin de débit de purge pouvant être absorbé par le moteur, celle-ci peut donc varier très rapidement, par exemple de 10 000 à 60 000 tours par minute en 1 seconde et de 60 000 à 10 000 tours par minute en 2 secondes. Ce changement de vitesse implique un changement du point de fonctionnement, modifiant à la fois la pression et la température et donc la densité des gaz due à la compression adiabatique de la pompe radiale. Or, cette densité est aussi fonction de la pression ambiante (i.e. la pression de l'air atmosphérique entrant dans le filtre absorbant), de la température du flux de gaz et de la concentration en vapeurs d'hydrocarbures. Ainsi, il est nécessaire de connaître précisément les valeurs de la pression ambiante et de la température du flux de gaz afin de déterminer, à partir de la différence de pression et donc de la densité, la concentration en vapeurs d'hydrocarbures en vue de corriger les paramètres d'injection le plus rapidement et précisément possible, une telle correction d'injection étant par exemple appliquée toutes les 20 ms.

[0012] La pression ambiante est mesurée à l'aide d'un capteur de pression monté sur le circuit de purge ou fournie par un autre capteur connecté au contrôle moteur, par exemple près de la pompe de purge active. Dans les solutions existantes, la température est mesurée à l'aide d'un capteur placé avant ou après la pompe de purge active et utilisant un capteur de température passif de type CTN pour « Coefficient de Température Négatif ». Or, avec cette technologie, le temps de réponse de la mesure de température dépend de la vitesse du flux de gaz, qui varie par exemple entre 0 et 80 l/min, et peut donc s'avérer particulièrement long. Par exemple, le temps de réponse peut être de l'ordre de 25 secondes lorsque la vitesse du flux est nulle et de l'ordre de 5 secondes lorsque la vitesse du flux est de 80 l/min. D'autres capteurs de température, de type thermocouple, peuvent être utilisés. Toutefois, le temps de réponse de ces capteurs dépend de leur technologie intrinsèque dont le coût augmente de manière inversement proportionnelle à leur temps de réponse. Aussi, les capteurs thermocouples à réponse rapide sont utilisés dans les laboratoires et sont trop onéreux pour être utilisés dans des véhicules automobiles produits en grande série. Dans tous les cas, les temps de réponse des capteurs de température à bas coût utilisés dans l'industrie automobile s'avèrent trop importants pour permettre une estimation précise de la concentration en vapeurs d'hydrocarbures en temps réel et permettre un contrôle précis et rapide du flux de gaz entrant dans les cylindres du moteur au même instant. Il s'avère donc avantageux de proposer une solution permettant de remédier au moins en partie à ces inconvénients.

[Exposé de l'invention]

[0013] L'un des buts de l'invention est d'estimer la température du flux de gaz circulant dans le circuit de purge de manière précise et rapide. Un autre but de l'invention est de mesurer de manière précise la concentration en vapeurs de carburant du flux de gaz circulant dans le circuit de purge. Un autre but de l'invention est de contrôler de manière précise le débit du flux de gaz purgé entrant dans les cylindres du moteur.

[0014] A cette fin, l'invention a tout d'abord pour objet un dispositif de purge des vapeurs d'un carburant stocké dans un réservoir d'un véhicule automobile hybride ou thermique, ledit véhicule comprenant un moteur thermique et un réservoir de stockage d'un carburant destiné à être brûlé dans ledit moteur, ledit dispositif comprenant :

- un filtre absorbant apte à filtrer les vapeurs générées par le carburant stocké dans ledit réservoir sous forme d'hydrocarbures,
- un circuit dit « de purge » relié au filtre absorbant et destiné à être relié au moteur et comprenant :
 - o une pompe, de préférence radiale (ou centrifuge), apte à permettre la circulation d'un flux de gaz contenant des vapeurs d'hydrocarbures du filtre absorbant vers le moteur,
 - o un capteur de pression dit « amont » placé en amont de la pompe,
 - o un capteur de pression dit « aval » placé en aval de la pompe,

o au moins un capteur de température configuré pour mesurer la température du flux de gaz, de préférence placé au moins en amont de la pompe,
 o une vanne de purge configurée pour basculer entre une position ouverte, dans laquelle ladite vanne de purge permet la circulation du flux de gaz du filtre absorbant vers le moteur et une position fermée dans laquelle le filtre absorbant est isolé du moteur,

- un module de contrôle configuré pour, dans un mode de purge :

o recevoir les mesures du capteur de pression amont et du capteur de pression aval,
 o calculer la différence de pression du flux de gaz entre l'entrée et la sortie de la pompe à partir des mesures de pression amont et aval reçues,
 o recevoir les mesures de température du capteur de température, la vitesse de rotation de la pompe et la température interne de la pompe,
 o déterminer le débit massique du flux de gaz à partir de la vitesse de rotation de la pompe reçue,
 o déterminer la contribution de la compression adiabatique du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la différence de pression calculée et de la mesure de température du flux de gaz reçue,
 o déterminer la contribution de la convection du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la mesure de température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue,
 o déterminer la contribution de la conduction du flux à la température du flux de gaz à partir du débit massique du flux de gaz déterminé, de la température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue,
 o estimer la température du flux de gaz circulant dans le circuit de purge à partir des contributions de compression adiabatique, de convection et de conduction déterminées,
 o calculer la concentration en vapeurs de carburant du flux à partir de la température estimée, aux mesures de pression reçues et à la vitesse de rotation de la pompe reçue,
 o commander la vanne de purge afin de contrôler le débit du flux entrant dans les cylindres du moteur en fonction de la concentration calculée en respectant le rapport stoechiométrique de la combustion du mélange air-carburant relatif audits cylindres.

[0015] L'utilisation des contributions de compression adiabatique, de convection et de conduction permet avantageusement de contrôler de manière fiable, rapide et précise le débit du flux de gaz dans les cylindres du moteur afin de respecter le rapport stoechiométrique du moteur, sans dépendre de la latence des capteurs.

[0016] Selon l'invention, la contribution de la compression adiabatique du flux de gaz à la température dudit flux de gaz T_{Flow_Adb} est déterminée selon l'équation suivante :

$$T_{Flow_Adb} = T_{Inlet} * \frac{P_{Flow}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{Inlet}}$$

où T_{Inlet} est la température du flux de gaz reçue du capteur de température de flux en amont de la pompe, P_{Flow} est la pression du flux de gaz reçue du capteur de pression aval, P_{Inlet} est la pression du flux de gaz mesurée par le capteur de pression amont, et γ est la constante des gaz parfaits, en considérant γ constant sur la plage de température et de pression considéré,

la contribution de la convection du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la mesure de température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue est déterminée selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Conv} = HeatFac_{Conv} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $HeatFac_{Conv}$ représente l'échange de chaleur par convection et radiation entre le matériau de la pompe et le flux de gaz, T_{Body} est la température du corps de la pompe qui correspond à la température interne de la pompe et T_{Inlet} est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux,

et la contribution de la conduction (ou absorption) du flux à la température du flux de gaz à partir du débit massique

du flux de gaz déterminé, de la température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue est déterminée selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Cond} = \dot{Q}_{flow} * HeatFac_{Cond} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $\dot{Q}_{flow}$ est le débit massique du flux de gaz traversant la pompe (en kg/h), $HeatFac_{Cond}$ l'échange de chaleur par conduction entre le matériau de la pompe et le flux de gaz, T_{Body} est la température interne de la pompe et T_{Inlet} est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux,

et dans lequel le module de contrôle calcule alors une estimation de la température du flux de gaz circulant dans le circuit de purge à partir des contributions de compression adiabatique, de convection et de conduction déterminées selon l'équation suivante :

$$T_{Flow} = T_{Flow_Adb} + \Delta T_{Flow_Conv} + \Delta T_{Flow_Cond}$$

[0017] Selon un aspect de l'invention, le module de contrôle est configuré pour calculer la concentration en vapeurs de carburant du flux à partir de la température estimée selon l'équation suivante :

$$HC_vol_{gas} = \frac{\rho_{gas} - \rho_{air}}{\rho_{but} - \rho_{air}}$$

où ρ_{gas} est la densité du gaz dans la pompe, ρ_{air} est la densité de l'air à la pression et température dans la pompe et ρ_{but} est la densité du butane à la pression et température dans la pompe.

[0018] Avantageusement, la pompe radiale est une pompe électrique.

[0019] Avantageusement encore, le capteur de température est placé en entrée et / ou en sortie de la pompe.

[0020] De préférence, le module de contrôle est configuré pour déterminer un instant de fin de purge des vapeurs d'hydrocarbures, pour fermer la vanne de purge et pour commander la pompe afin que ladite pompe fonctionne, dans un mode dit « hors-purge », à un régime minimum prédéterminé. En effet, en absence de phase de purge (i.e. pas de débit), si la turbine continue à tourner à très haute vitesse, par exemple 60 000 tr/min, le flux d'air sur les pales de la pompe devient instable, générant des efforts importants sur l'axe de rotation et sur la turbine. Si ce mode de fonctionnement se prolonge, il entraîne un vieillissement précoce de la pompe. Il faut donc réduire la vitesse de rotation de la pompe pour que les instabilités disparaissent. Si le capteur de température est placé loin de la sortie de la pompe, par exemple à une distance supérieure à 10 cm, la chaleur ne se propage pas ou très difficilement vers le capteur car il n'y a pas de débit entraînant le temps de réaction du capteur est trop long, par exemple supérieur à 30 secondes. Dans ce cas, la température dans la pompe ne peut donc pas être calculée à partir de l'information de température fournie par le capteur placé en aval de la pompe. Un modèle doit être utilisé à la place de la valeur du capteur. Dans ce cas, la température en sortie de pompe sera équivalente à la température due à la compression adiabatique. Si le capteur de température est placé proche à la sortie de la pompe, par exemple à une distance inférieure à 10 cm, la chaleur générée par la pompe se propage jusqu'au capteur et la valeur de température du capteur peut être utilisée à la place de la valeur du modèle. De plus, comme il n'y a pas de débit, la chaleur générée par la pompe est refoulée à l'entrée de la pompe. Par conséquent, la température à travers la pompe est presque homogène et la température d'entrée est alors égale à la température de la contribution adiabatique.

[0021] L'invention concerne également un véhicule automobile comprenant un dispositif tel que présenté précédemment, un moteur thermique comprenant au moins un cylindre et un réservoir de stockage d'un carburant destiné à être brûlé dans ledit au moins un cylindre du moteur.

[0022] L'invention concerne également un procédé de contrôle du débit d'un flux de gaz circulant dans un dispositif de purge tel que présenté précédemment, ledit procédé, mis en oeuvre par le module de contrôle dudit dispositif de purge, comprenant les étapes de :

- réception d'au moins une mesure de la pression du flux en amont de la pompe,
- réception d'au moins une mesure de la pression du flux en aval de la pompe,
- calcul de la différence de pression du flux entre l'entrée et la sortie de la pompe,
- réception d'au moins une mesure de température du capteur de température de flux,
- réception d'au moins une mesure de la vitesse de rotation de la pompe et de la température interne de la pompe,

- détermination du débit massique du flux de gaz à partir de la vitesse de rotation de la pompe reçue,
- détermination de la contribution de la compression adiabatique du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la différence de pression calculée et de la mesure de température du flux de gaz reçue,
- détermination de la contribution de la convection du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la mesure de température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue,
- détermination de la contribution de la conduction du flux à la température du flux de gaz à partir du débit massique du flux de gaz déterminé, de la température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue,
- estimation de la température du flux de gaz circulant dans le circuit de purge à partir des contributions de compression adiabatique, de convection et de conduction déterminées,
- calcul de la concentration en vapeurs de carburant du flux à partir de la température estimée,
- commande de la vanne de purge afin de contrôler le débit du flux entrant dans les cylindres du moteur en fonction de la concentration calculée en respectant le rapport stoechiométrique de la combustion du mélange air-carburant relatif audits cylindres.

[0023] Selon l'invention, la contribution de la compression adiabatique du flux de gaz à la température dudit flux de gaz T_{Flow_Adb} est déterminée selon l'équation suivante :

$$T_{Flow_Adb} = T_{Inlet} * \frac{P_{Flow}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{Inlet}}$$

où T_{Inlet} est la température du flux de gaz reçue du capteur de température de flux, P_{Flow} est la pression du flux de gaz reçue du capteur de pression aval, P_{Inlet} est la pression du flux de gaz mesurée par le capteur de pression amont, et γ est la constante des gaz parfaits, en considérant γ constant sur la plage de température et de pression considéré,

la contribution de la convection du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la mesure de température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue est déterminée selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Conv} = HeatFac_{Conv} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $HeatFac_{Conv}$ représente l'échange de chaleur par convection et radiation entre le matériau de la pompe et le flux de gaz, T_{Body} est la température interne de la pompe et T_{Inlet} est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux et la contribution de la conduction du flux à la température du flux de gaz à partir du débit massique du flux de gaz déterminé, de la température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue est déterminée selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Cond} = \dot{Q}_{flow} * HeatFac_{Cond} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $\dot{Q}_{flow}$ est le débit massique du flux de gaz traversant la pompe, $HeatFac_{Cond}$ l'échange de chaleur par conduction entre le matériau de la pompe et le flux de gaz, T_{Body} est la température interne de la pompe et T_{Inlet} est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux, et dans lequel le module de contrôle calcule alors une estimation de la température du flux de gaz circulant dans le circuit de purge à partir des contributions de compression adiabatique, de convection et de conduction déterminées selon l'équation suivante :

$$T_{Flow} = T_{Flow_Adb} + \Delta T_{Flow_Conv} + \Delta T_{Flow_Cond}$$

[0024] De manière avantageuse, le calcul de la concentration en vapeurs de carburant du flux à partir de la température estimée est réalisé selon l'équation suivante :

$$HC_{vol_{gas}} = \frac{\rho_{gas} - \rho_{air}}{\rho_{but} - \rho_{air}}$$

où ρ_{gas} est la densité du gaz dans la pompe, ρ_{air} est la densité de l'air à la pression et température dans la pompe et ρ_{but} est la densité du butane à la pression et température dans la pompe.

[0025] Selon un aspect de l'invention, le procédé comprend en outre les étapes, mise en oeuvre par le module de contrôle, de détermination d'un instant de fin de purge des vapeurs d'hydrocarbures, de fermeture de la vanne de purge et de commande de la pompe afin que ladite pompe fonctionne, dans un mode dit « hors-purge », à un régime minimum prédéterminé.

[0026] L'invention concerne également un produit programme d'ordinateur caractérisé en ce qu'il comporte un ensemble d'instructions de code de programme qui, lorsqu'elles sont exécutées par un ou plusieurs processeurs, configurent le ou les processeurs pour mettre en oeuvre un procédé tel que présenté précédemment.

[Description des dessins]

[0027] D'autres caractéristiques et avantages de l'invention apparaîtront encore à la lecture de la description qui va suivre. Celle-ci est purement illustrative et doit être lue en regard des dessins annexés sur lesquels :

[Fig. 1] La **figure 1** illustre schématiquement une forme de réalisation du véhicule selon l'invention.

[Fig. 2] La **figure 2** illustre schématiquement un mode de réalisation du procédé selon l'invention.

[Description des modes de réalisation]

[0028] Le dispositif selon l'invention est destiné à être monté dans un véhicule et permet à la fois l'évaporation des vapeurs du carburant stocké dans le réservoir d'un véhicule automobile hybride ou thermique et la purge des vapeurs d'hydrocarbures générées par ledit carburant par combustion dans le moteur.

[0029] On a représenté à la figure 1 un tel véhicule 1. Le véhicule 1 comprend un dispositif 10 selon l'invention, un moteur 20 thermique et un réservoir 30 de stockage d'un carburant destiné à être brûlé dans ledit moteur 20. Le moteur comprend de manière connue des cylindres (non représentés) permettant de mélanger le carburant et de l'air afin d'en permettre la combustion.

[0030] Le dispositif 10 comprend un filtre absorbant 110, un circuit dit « de purge » 120 et un module de contrôle 130.

[0031] Le filtre absorbant 110 permet de filtrer les vapeurs générées par le carburant stocké dans ledit réservoir 30 sous forme d'hydrocarbures. A cette fin, le filtre absorbant 110 est relié au réservoir 30 via un conduit 31.

[0032] Le filtre absorbant 110 est relié à l'extérieur du véhicule (l'air atmosphérique) par un conduit 111 dans lequel est montée une vanne d'air 112. La vanne d'air 112 est configurée pour basculer entre une position ouverte, dans laquelle la vanne d'air 112 permet l'échappement des gaz filtrés par le filtre absorbant 110 vers l'extérieur, et une position fermée dans laquelle le dispositif 10 est isolé de l'extérieur du véhicule 1. La vanne d'air 112 est optionnelle et peut être utilisée pour faire de la détection de fuite.

[0033] Le filtre absorbant 110 est également relié aux cylindres du moteur 20 via le circuit de purge 120.

[0034] Le circuit de purge 120 relie le filtre absorbant 110 aux cylindres du moteur 20 du véhicule 1 et comprend une pompe 121 radiale (ou centrifuge), un capteur de pression dit « amont » 122, un capteur de pression dit « aval » 123, un capteur de température de flux 124 et une vanne de purge 125.

[0035] La pompe 121 radiale, qui est de préférence une pompe électrique, est apte à permettre la circulation d'un flux de gaz contenant des vapeurs d'hydrocarbures dans le circuit de purge 120, du filtre absorbant 110 jusqu'au moteur 20. La pompe 121 est également apte à mesurer sa vitesse de rotation et sa température interne, notamment pour éviter les surchauffes de son moteur électrique et de son électronique, et à envoyer ces mesures au module de contrôle.

[0036] Le capteur de pression amont 122 est monté en amont de la pompe 121 et est apte à mesurer la pression du flux de gaz circulant entre le filtre absorbant 110 et la pompe 121.

[0037] Le capteur de pression aval 123 est monté en aval de la pompe 121 et est apte à mesurer la pression du flux de gaz circulant entre la pompe 121 et la vanne de purge 125. De préférence, le capteur de pression aval 123 utilise un modèle de pression basé sur l'admission d'air dans le moteur après le filtre à air pour déterminer et fournir la température du flux de gaz au niveau dudit capteur de pression aval 123.

[0038] Le capteur de température de flux 124 est monté dans cet exemple en amont de la pompe 121 et est configuré pour mesurer la température du flux de gaz circulant entre le filtre absorbant 110 et la pompe 121. Dans une autre forme de réalisation, le capteur de température de flux 124 pourrait être monté en aval de la pompe 121. Dans une autre forme de réalisation, le dispositif 10 pourrait comprendre deux capteurs de température : un en aval et un en amont de la

pompe 121 pour améliorer la précision du modèle de température.

[0039] La vanne de purge 125 est configurée pour basculer entre une position ouverte, dans laquelle ladite vanne de purge 125 permet la circulation du flux de gaz du filtre absorbant 110 vers le moteur 20 et une position fermée dans laquelle le filtre absorbant 110 est isolé du moteur 20. La vanne de purge 125 est apte à être contrôlée par le module de contrôle 130 en ouverture ou en fermeture, notamment dans plusieurs positions d'ouverture afin de permettre d'injecter le flux de gaz provenant du filtre absorbant 110 dans les cylindres à différents débits.

[0040] Le module de contrôle 130 est configuré pour contrôler la pompe 121, notamment le régime de fonctionnement de ladite pompe 121.

[0041] Le module de contrôle 130 est configuré pour recevoir les mesures du capteur de pression amont 122 et du capteur de pression aval 123.

[0042] Le module de contrôle 130 est configuré pour calculer la différence de pression du flux de gaz entre l'entrée et la sortie de la pompe 121 à partir des mesures de pression amont et aval reçues du capteur de pression amont 122 et du capteur de pression aval 123.

[0043] Le module de contrôle 130 est configuré pour recevoir les mesures de température du capteur de température de flux 124.

[0044] Le module de contrôle 130 est configuré pour déterminer périodiquement, de préférence à une fréquence élevée (i.e. en continu), le débit massique du flux de gaz traversant la vanne de purge 125 et la pompe 121. Le flux de gaz traversant la pompe 121 étant le même que le flux de gaz traversant la vanne de purge 125, le débit massique du flux de gaz peut être déterminé à partir d'un modèle prédéfini utilisant comme entrées la pression du flux de gaz mesurée par le capteur de pression aval 123, la température du flux de gaz à l'entrée de la vanne de purge 125, la température du flux de gaz à la sortie de la vanne de purge 125 et la position d'ouverture de la vanne de purge 125. A cette fin, des capteurs de températures (non représentés) peuvent être disposés de part et d'autre de la vanne de purge 125 ou bien par un modèle indépendant basé sur les caractéristiques électrique de la vanne de purge 125 ou bien par l'information de température qui peut aussi être fournie par le capteur de pression 123 ou bien par un modèle utilisant le modèle de la température aval de la pompe 121 de manière connue en soi. De préférence, ces trois dernières informations sont combinées pour améliorer la précision en fonction des modes d'utilisation. L'information de position d'ouverture de la vanne de purge 125 peut être reçue de la vanne de purge 125 ou bien déterminée par le module de contrôle 130, par exemple en utilisant un modèle basé sur la commande d'ouverture de la vanne de purge 125 en prenant en compte le temps d'ouverture et de fermeture de la vanne de purge 125, un tel modèle étant connu en soi.

[0045] Le module de contrôle 130 est configuré pour recevoir des mesures de la température interne de la pompe 121 du véhicule 1, par exemple via un bus de communication de données de type CAN.

[0046] Le module de contrôle 130 est configuré pour déterminer la contribution de la compression adiabatique du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la différence de pression calculée et de la mesure de température du flux de gaz reçue.

[0047] Le module de contrôle 130 est configuré pour déterminer la contribution de la convection du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la mesure de température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe 121.

[0048] Le module de contrôle 130 est configuré pour déterminer la contribution de la conduction du flux à la température du flux de gaz à partir du débit massique du flux de gaz déterminé, de la température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe 121.

[0049] Le module de contrôle 130 est configuré pour estimer la température du flux de gaz circulant dans le circuit de purge 120 à partir des contributions de compression adiabatique, de convection et de conduction déterminées.

[0050] Le module de contrôle 130 est configuré pour calculer la concentration en vapeurs de carburant du flux à partir de la température estimée.

[0051] Le module de contrôle 130 est configuré pour, dans un mode dit « de purge », commander la vanne de purge 125 fin de contrôler le débit du flux entrant dans les cylindres du moteur 20 en fonction de la concentration calculée en respectant le rapport stœchiométrique de la combustion du mélange air-carburant relatif audits cylindres.

[0052] Le module de contrôle 130 comprend un processeur apte à mettre en oeuvre un ensemble d'instructions permettant de réaliser ces fonctions.

Mise en oeuvre

[0053] On considère en prérequis que le dispositif fonctionne tout d'abord en mode hors-purge. Lorsque le module de contrôle détermine qu'il est nécessaire de réaliser une purge du filtre absorbant (mode de purge), le module de contrôle 130 commande la pompe 121 pour que la pompe 121 fonctionne à régime prédéterminé, par exemple minimal, et ouvre la vanne de purge 125.

[0054] Lorsque le flux de gaz chargé en vapeurs d'hydrocarbures circule du filtre absorbant 110 en direction du moteur 20 à travers le circuit de purge 120, le capteur de pression amont 122 et le capteur de pression aval 123 mesurent

périodiquement la pression du flux de gaz et envoient leurs mesures au module de contrôle 130 (respectivement étapes E1 et E2). Le module de contrôle 130 calcule alors la différence de pression du flux entre l'entrée et la sortie de la pompe 121 à partir des valeurs courantes de pressions reçues du capteur de pression amont 122 et du capteur de pression aval 123 (étape E3).

[0055] Parallèlement, le capteur de température de flux 124 mesure également périodiquement la température du flux de gaz et envoie ses mesures au module de contrôle 130 (étape E4).

[0056] Parallèlement, le module de contrôle 130 reçoit également dans une étape E5 la vitesse de rotation de la pompe 121 et la température interne de la pompe 121, envoyées directement par la pompe 121, par exemple via un bus de communication de données du véhicule 1.

[0057] Le module de contrôle 130 détermine ensuite le débit massique du flux de gaz à partir de la vitesse de rotation de la pompe 121 et des valeurs de pression et température de part et d'autre de la vanne de purge 125 (étape E6). La vitesse de rotation de la pompe permet de caractériser la section de passage de l'air dans la vanne de purge 125, cette section étant utilisée pour calculer le débit massique de manière connue en soi. Les valeurs de pression et de températures de part et d'autre de la vanne de purge 125 peuvent être établies à partir d'un modèle prédéfini stocké dans une zone mémoire du module de contrôle 130 peut être utilisé, ce modèle se présentant sous la forme d'une table ayant pour entrées la pression atmosphérique ambiante et le débit d'air entrant dans le moteur.

[0058] Le module de contrôle 130 détermine ensuite :

la contribution de la compression adiabatique du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la différence de pression calculée et de la mesure de température du flux de gaz reçue (étape E7),

la contribution de la convection du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la mesure de température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe 121 reçue (étape E8),

la contribution de la conduction du flux à la température du flux de gaz à partir du débit massique du flux de gaz, de la température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue (étape E9).

[0059] En théorie, les calculs nécessitent la valeur de température du corps de la pompe 121 plutôt que la température interne de la pompe 121. La pompe 121 comprend un capteur interne permettant de mesurer la température interne mais pas la température du corps de pompe 121. Cependant, la température interne de la pompe 121 et la température du corps de la pompe 121 ne sont pas rigoureusement identiques, mais leurs dynamiques sont similaires. La température interne de la pompe 121 est donc une bonne image de la température du corps de la pompe 121.

[0060] La contribution de la compression adiabatique du flux de gaz à la température dudit flux de gaz T_{Flow_Adb} est déterminée selon l'équation suivante :

$$T_{Flow_Adb} = T_{Inlet} * \frac{P_{Flow}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{Inlet}}$$

où T_{Inlet} est la température du flux de gaz reçue du capteur de température de flux, P_{Flow} est la pression du flux de gaz reçue du capteur de pression aval 123 et P_{Inlet} est la pression du flux de gaz mesurée par le capteur de pression amont 122 et γ est la constante des gaz parfaits qui vaut entre 1, 2 et 1,4 selon les gaz considérés.

[0061] La contribution de la convection du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la mesure de température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe 121 reçue est déterminée selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Conv} = HeatFac_{Conv} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $HeatFac_{Conv}$ représente l'échange de chaleur par convection et radiation entre le matériau de la pompe et le flux de gaz, T_{Body} est la température interne de la pompe 121 et T_{Inlet} est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux 124.

[0062] La contribution de la conduction du flux à la température du flux de gaz à partir du débit massique du flux de gaz, de la température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe 121 reçue est déterminée

selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Cond} = \dot{Q}_{flow} * HeatFac_{Cond} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $\dot{Q}_{flow}$ est le débit massique du flux de gaz traversant la pompe, HeatFacCond représente l'échange de chaleur par conduction entre le matériau de la pompe 121 et le flux de gaz, TBody est la température interne de la pompe 121 et Tinlet est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux 124.

[0063] Le module de contrôle 130 calcule alors dans une étape E10 une estimation de la température du flux de gaz circulant dans le circuit de purge 120 à partir des contributions de compression adiabatique, de convection et de conduction déterminées selon l'équation suivante :

$$T_{Flow} = T_{Flow_Adb} + \Delta T_{Flow_Conv} + \Delta T_{Flow_Cond}$$

Une fois la température estimée, le module de contrôle 130 calcule dans une étape E11 la concentration en vapeurs de carburant du flux de gaz à partir de la température estimée selon la formule suivante :

$$HC_vol_{gas} = \frac{\rho_{gas} - \rho_{air}}{\rho_{but} - \rho_{air}}$$

où ρ_{gas} est la densité du gaz dans la pompe 121, ρ_{air} est la densité de l'air à la pression et température dans la pompe 121 et ρ_{but} est la densité du butane à la pression et température dans la pompe 121.

[0064] Ensuite, le module de contrôle 130 commande la vanne de purge 125 dans une étape E12 afin de contrôler le débit du flux entrant dans les cylindres du moteur 20 en fonction de la concentration calculée en respectant le rapport stœchiométrique de la combustion du mélange air-carburant relatif audits cylindres.

[0065] Ce contrôle peut être effectué par exemple à partir d'une table stockée dans une zone mémoire accessible au module de contrôle 130 et dans laquelle sont stockées des correspondances entre la concentration en vapeur d'hydrocarbure du flux de gaz et l'ouverture de la vanne de purge 125, ces correspondances permettant de respecter le rapport stœchiométrique du moteur 20.

[0066] Lorsque le module de contrôle 130 détermine que le mode de purge est terminé (étape E13), il ferme la vanne de purge 125 (étape E14) et commande la pompe 121 (étape E15) pour éviter le vieillissement prématuré du ou des matériaux constituant la pompe 121, par exemple en commandant la pompe 121 à son régime minimum.

[0067] L'invention permet donc avantageusement de contrôler de manière simple, fiable et précise le débit du flux de gaz dans les cylindres du moteur 20 afin de respecter le rapport stœchiométrique du moteur 20.

Revendications

1. Dispositif (10) de purge des vapeurs d'un carburant stocké dans un réservoir d'un véhicule (1) automobile hybride ou thermique, ledit véhicule (1) comprenant un moteur (20) thermique et un réservoir (10) de stockage d'un carburant destiné à être brûlé dans ledit moteur (20), ledit dispositif comprenant :

- un filtre absorbant (110) apte à filtrer les vapeurs générées par le carburant stocké dans ledit réservoir (10) sous forme d'hydrocarbures,

- un circuit (120) dit « de purge » relié au filtre absorbant et destiné à être relié au moteur (20) et comprenant :

- o une pompe (121) apte à permettre la circulation d'un flux de gaz contenant des vapeurs d'hydrocarbures du filtre absorbant (110) vers le moteur (20),

- o un capteur de pression dit « amont » (122) placé en amont de la pompe (121),

- o un capteur de pression dit « aval » (123) placé en aval de la pompe (121),

- o un capteur de température de flux (124) configuré pour mesurer la température du flux de gaz,

- o une vanne de purge (125) configurée pour basculer entre une position ouverte, dans laquelle ladite vanne

de purge permet la circulation du flux de gaz du filtre absorbant (110) vers le moteur (20) et une position fermée dans laquelle le filtre absorbant (110) est isolé du moteur (20),

- un module de contrôle (130) configuré pour, dans un mode de purge :

- recevoir les mesures du capteur de pression amont (122) et du capteur de pression aval (123),
- calculer la différence de pression du flux de gaz entre l'entrée et la sortie de la pompe (121) à partir des mesures de pression amont et aval reçues,
- recevoir les mesures de température du capteur de température de flux (124), la vitesse de rotation de la pompe (121) et la température interne de la pompe (121),
- déterminer le débit massique du flux de gaz à partir de la vitesse de rotation de la pompe (121) reçue,
- déterminer la contribution de la compression adiabatique du flux de gaz à la température dudit flux de gaz T_{Flow_Adb} , à partir de la différence de pression calculée et de la mesure de température du flux de gaz reçue, et selon l'équation suivante :

$$T_{Flow_Adb} = T_{Inlet} * \frac{P_{Flow}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{Inlet}}$$

où T_{Inlet} est la température du flux de gaz reçue du capteur de température de flux, P_{Flow} est la pression du flux de gaz reçue du capteur de pression aval (123), P_{Inlet} est la pression du flux de gaz mesurée par le capteur de pression amont (122) et γ la constante des gaz parfaits,

- déterminer la contribution de la convection du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la mesure de température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe (121) reçue, selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Conv} = HeatFac_{Conv} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $HeatFac_{Conv}$ représente l'échange de chaleur par convection et radiation entre le matériau de la pompe (121) et le flux de gaz, T_{Body} est la température interne de la pompe (121) et T_{Inlet} est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux (124),

- déterminer la contribution de la conduction du flux à la température du flux de gaz à partir du débit massique du flux de gaz déterminé, de la température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe (121) reçue, selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Cond} = \dot{Q}_{flow} * HeatFac_{Cond} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $\dot{Q}_{flow}$ est le débit massique du flux de gaz traversant la pompe (121), $HeatFac_{Cond}$ l'échange de chaleur par conduction entre le matériau de la pompe (121) et le flux de gaz, T_{Body} est la température interne de la pompe (121) et T_{Inlet} est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux (124),

- estimer la température du flux de gaz circulant dans le circuit de purge à partir des contributions de compression adiabatique, de convection et de conduction déterminées, selon l'équation suivante :

$$T_{Flow} = T_{Flow_Adb} + \Delta T_{Flow_Conv} + \Delta T_{Flow_Cond}$$

- calculer la concentration en vapeurs de carburant du flux à partir de la température estimée, aux mesures de pression reçues et à la vitesse de rotation de la pompe reçue,
- commander la vanne de purge (125) afin de contrôler le débit du flux entrant dans les cylindres du moteur (20) en fonction de la concentration calculée en respectant le rapport stœchiométrique de la combustion du mélange air-carburant relatif audits cylindres.

2. Dispositif (10) selon la revendication 1, dans lequel le module de contrôle (130) est configuré pour déterminer un instant de fin de purge des vapeurs de carburant, pour fermer la vanne de purge (125) et pour commander la pompe

(121) afin que ladite pompe (121) fonctionne, dans ce mode dit « hors-purge », à un régime minimum prédéterminé.

3. Dispositif (10) selon la revendication 1 ou 2, dans lequel le module de contrôle (130) est configuré pour calculer la concentration en vapeurs de carburant du flux à partir de la température estimée selon l'équation suivante :

$$HC_{vol_{gas}} = \frac{\rho_{gas} - \rho_{air}}{\rho_{but} - \rho_{air}}$$

où ρ_{gas} est la densité du gaz dans la pompe (121), ρ_{air} est la densité de l'air à la pression et température dans la pompe (121) et ρ_{but} est la densité du butane à la pression et température dans la pompe (121).

4. Véhicule (1) automobile comprenant un dispositif (10) selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, un moteur (20) thermique comprenant au moins un cylindre et un réservoir (30) de stockage d'un carburant destiné à être brûlé dans ledit au moins un cylindre du moteur (20).

5. Procédé de contrôle du débit d'un flux de gaz circulant dans un dispositif (10) de purge selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, ledit procédé, mis en oeuvre par le module de contrôle (130) dudit dispositif, comprenant les étapes de :

- réception (E1) d'au moins une mesure de la pression du flux en amont de la pompe (121),
- réception (E2) d'au moins une mesure de la pression du flux en aval de la pompe (121),
- calcul (E3) de la différence de pression du flux entre l'entrée et la sortie de la pompe (121),
- réception (E4) d'au moins une mesure de température du capteur de température de flux (124),
- réception (E5) d'au moins une mesure de la vitesse de rotation de la pompe (121) et de la température interne de la pompe (121),
- détermination (E6) du débit massique du flux de gaz à partir de la vitesse de rotation de la pompe (121) reçue,
- détermination (E7) de la contribution de la compression adiabatique du flux de gaz à la température dudit flux de gaz T_{Flow_Adb} , à partir de la différence de pression calculée et de la mesure de température du flux de gaz reçue, selon l'équation suivante :

$$T_{Flow_Adb} = T_{Inlet} * \frac{P_{Flow}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{Inlet}}$$

où T_{Inlet} est la température du flux de gaz reçue du capteur de température de flux, P_{Flow} est la pression du flux de gaz reçue du capteur de pression aval, P_{Inlet} est la pression du flux de gaz mesurée par le capteur de pression amont (122) et γ la constante des gaz parfaits,

- détermination (E8) de la contribution de la convection du flux de gaz à la température dudit flux de gaz à partir de la mesure de température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue, selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Conv} = HeatFac_{Conv} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $HeatFac_{Conv}$ représente l'échange de chaleur par convection et radiation entre le matériau de la pompe (121) et le flux de gaz, T_{Body} est la température interne de la pompe (121) et T_{Inlet} est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux (124),

- détermination (E9) de la contribution de la conduction du flux à la température du flux de gaz à partir du débit massique du flux de gaz déterminé, de la température du flux de gaz reçue et de la mesure de température interne de la pompe reçue, selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{Flow_Cond} = \dot{Q}_{flow} * HeatFac_{Cond} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

où $\dot{Q}_{flow}$ est le débit massique du flux de gaz traversant la pompe (121), $HeatFac_{Cond}$ l'échange de chaleur par

conduction entre le matériau de la pompe (121) et le flux de gaz, T_{Body} est la température interne de la pompe (121) et T_{Inlet} est la température du flux de gaz mesurée par le capteur de température de flux (124),
 - estimation (E10) de la température du flux de gaz circulant dans le circuit de purge à partir des contributions de compression adiabatique, de convection et de conduction déterminées, selon l'équation suivante :

$$T_{Flow} = T_{Flow_Adb} + \Delta T_{Flow_Conv} + \Delta T_{Flow_Cond}$$

- calcul (E11) de la concentration en vapeurs de carburant du flux à partir de la température estimée,
 - commande (E12) de la vanne de purge afin de contrôler le débit du flux entrant dans les cylindres du moteur (20) en fonction de la concentration calculée en respectant le rapport stœchiométrique de la combustion du mélange air-carburant relatif audits cylindres.

6. Procédé selon la revendication 5, comprenant en outre les étapes, mise en oeuvre par le module de contrôle, de détermination (E13) d'un instant de fin de purge des vapeurs de carburant, de fermeture (E14) de la vanne de purge (125) et de commande (E15) de la pompe (121) afin que ladite pompe (121) fonctionne, dans ce mode dit « hors-purge », à un régime minimum prédéterminé.

7. Procédé selon la revendication 5 ou 6, dans lequel le calcul de la concentration en vapeurs de carburant du flux à partir de la température estimée est réalisé selon l'équation suivante :

$$HC_vol_{gas} = \frac{\rho_{gas} - \rho_{air}}{\rho_{but} - \rho_{air}}$$

où ρ_{gas} est la densité du gaz dans la pompe (121), ρ_{air} est la densité de l'air à la pression et température dans la pompe (121) et ρ_{but} est la densité du butane à la pression et température dans la pompe (121).

8. Produit programme d'ordinateur **caractérisé en ce qu'il** comporte un ensemble d'instructions de code de programme qui, lorsqu'elles sont exécutées par un ou plusieurs processeurs, configurent le ou les processeurs pour mettre en oeuvre un procédé selon l'une quelconques des revendications 5 à 7.

Patentansprüche

1. Vorrichtung (10) zum Spülen der Dämpfe eines Kraftstoffs, der in einem Tank eines Hybrid- oder Verbrennungskraftfahrzeugs (1) gespeichert ist, wobei das Fahrzeug (1) einen Verbrennungsmotor (20) und einen Tank (10) zur Speicherung eines Kraftstoffs, der dazu bestimmt ist, im Motor (20) verbrannt zu werden, umfasst, wobei die Vorrichtung umfasst:

- ein Absorptionsfilter (110), das geeignet ist, die Dämpfe zu filtern, die von dem Kraftstoff erzeugt werden, der im Tank (10) in Form von Kohlenwasserstoffen gespeichert ist,
 - einen so genannten Spülkreislauf (120), der mit dem Absorptionsfilter verbunden ist und dazu bestimmt ist, mit dem Motor (20) verbunden zu werden, und umfasst:

o eine Pumpe (121), die geeignet ist, das Strömen eines Gasstroms, der Kohlenwasserstoffdämpfe des Absorptionsfilters (110) enthält, zum Motor (20) zu ermöglichen,
 o einen sogenannten "stromaufwärtigen" Drucksensor (122), der stromaufwärts der Pumpe (121) angeordnet ist,
 o einen sogenannten "stromabwärtigen" Drucksensor (123), der stromabwärts der Pumpe (121) angeordnet ist,
 o einen Gasstrom-Temperatursensor (124), der dafür ausgelegt ist, die Temperatur des Gasstroms zu messen,
 o ein Spülventil (125), das dafür ausgelegt ist, zwischen einer geöffneten Position, in der das Spülventil das Strömen des Gasstroms vom Absorptionsfilter (110) zum Motor (20) ermöglicht, und einer geschlossenen Position, in der das Absorptionsfilter (110) vom Motor (20) getrennt ist, umzuschalten,

- ein Steuermodul (130), das dafür ausgelegt ist, in einem Spülmodus:

o die Messwerte des stromaufwärtigen Drucksensors (122) und des stromabwärtigen Drucksensors (123) zu empfangen,
 o die Druckdifferenz des Gasstroms zwischen dem Einlass und dem Auslass der Pumpe (121) aus den empfangenen Messwerten des stromaufwärtigen und stromabwärtigen Drucks zu berechnen,
 o die Temperaturmesswerte des Gasstrom-Temperatursensors (124), die Drehzahl der Pumpe (121) und die Innentemperatur der Pumpe (121) zu empfangen,
 o den Massendurchsatz des Gasstroms aus der empfangenen Drehzahl der Pumpe (121) zu bestimmen,
 o den Beitrag der adiabatischen Kompression des Gasstroms zur Temperatur dieses Gasstroms T_{Flow_Adb} aus der berechneten Druckdifferenz und dem empfangenen Temperaturmesswert des Gasstroms zu bestimmen, und zwar gemäß der folgenden Gleichung:

$$T_{Flow_Adb} = T_{Inlet} * \frac{P_{Flow}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{Inlet}}$$

wobei T_{Inlet} die vom Gasstrom-Temperatursensor empfangene Temperatur des Gasstroms ist, P_{Flow} der vom stromabwärtigen Drucksensor (123) empfangene Druck des Gasstroms ist, P_{Inlet} der vom stromaufwärtigen Drucksensor (122) gemessene Druck des Gasstroms ist und γ die Gaskonstante ist,
 o den Beitrag der Konvektion des Gasstroms zur Temperatur dieses Gasstroms aus dem empfangenen Temperaturmesswert des Gasstroms und dem empfangenen Messwert der Innentemperatur der Pumpe (121) gemäß der folgenden Gleichung zu bestimmen:

$$\Delta T_{flow_Conv} = HeatFac_{Conv} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

wobei $HeatFac_{Conv}$ den Wärmeaustausch durch Konvektion und Strahlung zwischen dem Material der Pumpe (121) und dem Gasstrom darstellt, T_{Body} die Innentemperatur der Pumpe (121) ist und T_{Inlet} die von dem Gasstrom-Temperatursensor (124) gemessene Temperatur des Gasstroms ist,
 o den Beitrag der Wärmeleitung des Gasstroms zur Temperatur des Gasstroms aus dem bestimmten Massendurchsatz des Gasstroms, der empfangenen Temperatur des Gasstroms und dem empfangenen Messwert der Innentemperatur der Pumpe (121) gemäß der folgenden Gleichung zu bestimmen:

$$\Delta T_{Flow_Cond} = \dot{Q}_{flow} * HeatFac_{Cond} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

wobei $\dot{Q}_{flow}$ der Massendurchsatz des die Pumpe (121) durchquerenden Gasstroms ist, $HeatFac_{Cond}$ der Wärmeaustausch durch Wärmeleitung zwischen dem Material der Pumpe (121) und dem Gasstrom ist, T_{Body} die Innentemperatur der Pumpe (121) ist und T_{Inlet} die von dem Gasstrom-Temperatursensor (124) gemessene Temperatur des Gasstroms ist,
 o die Temperatur des in dem Spülkreislauf strömenden Gasstroms aus den bestimmten Beiträgen der adiabatischen Kompression, der Konvektion und der Wärmeleitung gemäß der folgenden Gleichung zu schätzen:

$$T_{flow} = T_{flow_Adb} + \Delta T_{Flow_Conv} + \Delta T_{Flow_Cond}$$

o die Konzentration der Kraftstoffdämpfe im Gasstrom aus der geschätzten Temperatur, den empfangenen Druckmesswerten und der empfangenen Drehzahl der Pumpe zu berechnen,
 o das Spülventil (125) anzusteuern, um die Durchflussmenge des in die Zylinder des Motors (20) eintretenden Gasstroms in Abhängigkeit von der berechneten Konzentration zu steuern, unter Einhaltung des stöchiometrischen Verhältnisses der Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches in Bezug auf die Zylinder.

2. Vorrichtung (10) nach Anspruch 1, wobei das Steuermodul (130) dafür ausgelegt ist, einen Endzeitpunkt des Spülens der Kraftstoffdämpfe zu bestimmen, das Spülventil (125) zu schließen und die Pumpe (121) anzusteuern, damit die Pumpe (121) in diesem "Nicht-Spül-Modus" mit einer vorbestimmten minimalen Drehzahl arbeitet.
3. Vorrichtung (10) nach Anspruch 1 oder 2, wobei das Steuermodul (130) dafür ausgelegt ist, die Konzentration der

Kraftstoffdämpfe im Gasstrom aus der geschätzten Temperatur gemäß der folgenden Gleichung zu berechnen:

$$HC_{vol_{gas}} = \frac{\rho_{gas} - \rho_{air}}{\rho_{but} - \rho_{air}}$$

wobei ρ_{gas} die Dichte des Gases in der Pumpe (121) ist, ρ_{air} die Dichte der Luft bei dem Druck und bei der Temperatur in der Pumpe (121) ist und ρ_{but} die Dichte von Butan bei dem Druck und bei der Temperatur in der Pumpe (121) ist.

4. Kraftfahrzeug (1), welches eine Vorrichtung (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, einen Verbrennungsmotor (20), der mindestens einen Zylinder umfasst, und einen Tank (30) zur Speicherung eines Kraftstoffs, der dazu bestimmt ist, in dem mindestens einen Zylinder des Motors (20) verbrannt zu werden, umfasst.

5. Verfahren zur Steuerung der Durchflussmenge eines Gasstroms, der in einer Vorrichtung (10) zum Spülen nach einem der Ansprüche 1 bis 3 strömt, wobei das Verfahren, das durch das Steuermodul (130) der Vorrichtung durchgeführt wird, die Schritte umfasst:

- Empfangen (E1) mindestens eines Messwertes des Drucks des Gasstroms stromaufwärts der Pumpe (121),
- Empfangen (E2) mindestens eines Messwertes des Drucks des Gasstroms stromabwärts der Pumpe (121),
- Berechnen (E3) der Druckdifferenz des Gasstroms zwischen dem Einlass und dem Auslass der Pumpe (121),
- Empfangen (E4) mindestens eines Temperaturmesswertes des Gasstrom-Temperatursensors (124),
- Empfangen (E5) mindestens eines Messwertes der Drehzahl der Pumpe (121) und der Innentemperatur der Pumpe (121),
- Bestimmen (E6) des Massendurchsatzes des Gasstroms aus der empfangenen Drehzahl der Pumpe (121),
- Bestimmen (E7) des Beitrags der adiabatischen Kompression des Gasstroms zur Temperatur dieses Gasstroms T_{Flow_Adb} aus der berechneten Druckdifferenz und dem empfangenen Temperaturmesswert des Gasstroms gemäß der folgenden Gleichung:

$$T_{Flow_Adb} = T_{Inlet} * \frac{P_{Flow}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{Inlet}}$$

wobei T_{Inlet} die vom Gasstrom-Temperatursensor empfangene Temperatur des Gasstroms ist, P_{Flow} der vom stromabwärtigen Drucksensor empfangene Druck des Gasstroms ist, P_{Inlet} der vom stromaufwärtigen Drucksensor (122) gemessene Druck des Gasstroms ist und γ die Gaskonstante ist,

- Bestimmen (E8) des Beitrags der Konvektion des Gasstroms zur Temperatur dieses Gasstroms aus dem empfangenen Temperaturmesswert des Gasstroms und dem empfangenen Messwert der Innentemperatur der Pumpe gemäß der folgenden Gleichung:

$$\Delta T_{flow_Conv} = HeatFac_{Conv} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

wobei $HeatFac_{Conv}$ den Wärmeaustausch durch Konvektion und Strahlung zwischen dem Material der Pumpe (121) und dem Gasstrom darstellt, T_{Body} die Innentemperatur der Pumpe (121) ist und T_{Inlet} die von dem Gasstrom-Temperatursensor (124) gemessene Temperatur des Gasstroms ist,

- Bestimmen (E9) des Beitrags der Wärmeleitung des Gasstroms zur Temperatur des Gasstroms aus dem bestimmten Massendurchsatz des Gasstroms, der empfangenen Temperatur des Gasstroms und dem empfangenen Messwert der Innentemperatur der Pumpe gemäß der folgenden Gleichung:

$$\Delta T_{Flow_Cond} = \dot{Q}_{flow} * HeatFac_{Cond} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

wobei $\dot{Q}_{flow}$ der Massendurchsatz des die Pumpe (121) durchquerenden Gasstroms ist, $HeatFac_{Cond}$ der Wärmeaustausch durch Wärmeleitung zwischen dem Material der Pumpe (121) und dem Gasstrom ist, T_{Body} die Innentemperatur der Pumpe (121) ist und T_{Inlet} die von dem Gasstrom-Temperatursensor (124) gemessene Temperatur des Gasstroms ist,

- Schätzen (E10) der Temperatur des in dem Spülkreislauf strömenden Gasstroms aus den bestimmten Bei-

trägen der adiabatischen Kompression, der Konvektion und der Wärmeleitung gemäß der folgenden Gleichung:

$$T_{flow} = T_{flow_Adb} + \Delta T_{Flow_Conv} + \Delta T_{Flow_Cond}$$

- Berechnen (E11) der Konzentration der Kraftstoffdämpfe im Gasstrom aus der geschätzten Temperatur,
- Ansteuern (E12) des Spülventils, um die Durchflussmenge des in die Zylinder des Motors (20) eintretenden Gasstroms in Abhängigkeit von der berechneten Konzentration zu steuern, unter Einhaltung des stöchiometrischen Verhältnisses der Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches in Bezug auf die Zylinder.

6. Verfahren nach Anspruch 5, welches außerdem die durch das Steuermodul durchgeführten Schritte des Bestimmens (E13) eines Endzeitpunkts des Spülens der Kraftstoffdämpfe, des Schließens (E14) des Spülventils (125) und des Ansteuerns (E15) der Pumpe (121), damit die Pumpe (121) in diesem "Nicht-Spül-Modus" mit einer vorbestimmten minimalen Drehzahl arbeitet, umfasst.

7. Verfahren nach Anspruch 5 oder 6, wobei das Berechnen der Konzentration der Kraftstoffdämpfe im Gasstrom aus der geschätzten Temperatur gemäß der folgenden Gleichung erfolgt:

$$HC_{vol_{gas}} = \frac{\rho_{gas} - \rho_{air}}{\rho_{but} - \rho_{air}}$$

wobei ρ_{gas} die Dichte des Gases in der Pumpe (121) ist, ρ_{air} die Dichte der Luft bei dem Druck und bei der Temperatur in der Pumpe (121) ist und ρ_{but} die Dichte von Butan bei dem Druck und bei der Temperatur in der Pumpe (121) ist.

8. Computerprogrammprodukt, **dadurch gekennzeichnet, dass** es eine Menge von Programmcodeanweisungen aufweist, die, wenn sie von einem oder mehreren Prozessoren ausgeführt werden, den oder die Prozessoren dafür konfigurieren, ein Verfahren nach einem der Ansprüche 5 bis 7 durchzuführen.

Claims

1. Device (10) for purging the vapours of a fuel stored in a tank of a hybrid or combustion-engine motor vehicle (1), said vehicle (1) comprising a combustion engine (20) and a tank (10) for storing a fuel that is intended to be burned in said engine (20), said device comprising:

- an absorbent filter (110), which can filter the vapours generated by the fuel stored in said tank (10) in the form of hydrocarbons;
- a circuit (120) referred to as "purging" circuit, which is connected to the absorbent filter, intended to be connected to the engine (20) and comprises:

- o a pump (121), which can allow a stream of gas containing hydrocarbon vapours to circulate from the absorbent filter (110) towards the engine (20);
- o a pressure sensor (122) referred to as "upstream" pressure sensor and placed upstream of the pump (121);
- o a pressure sensor (123) referred to as "downstream" pressure sensor and placed downstream of the pump (121);
- o a stream temperature sensor (124) configured to measure the temperature of the stream of gas;
- o a purging valve (125) configured to switch between an open position, in which said purging valve allows the stream of gas to circulate from the absorbent filter (110) towards the engine (20), and a closed position in which the absorbent filter (110) is isolated from the engine (20);

- a control module (130), which is configured, in a purging mode, to:

- o receive the measurements from the upstream pressure sensor (122) and from the downstream pressure sensor (123) ;
- o calculate the pressure difference of the stream of gas between the inlet and the outlet of the pump (121) based on the upstream and downstream pressure measurements received;
- o receive the temperature measurements from the stream temperature sensor (124), the speed of rotation

of the pump (121), and the internal temperature of the pump (121) ;

o determine the mass flow rate of the stream of gas based on the speed of rotation received for the pump (121) ;

o determine the contribution of the adiabatic compression of the stream of gas to the temperature of said stream of gas T_{Flow_Adb} , based on the pressure difference calculated and on the measurement received for the temperature of the stream of gas, and according to the following equation:

$$T_{Flow_Adb} = T_{Inlet} * \frac{P_{Flow}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{Inlet}}$$

where T_{Inlet} is the temperature of the stream of gas received from the stream temperature sensor, P_{Flow} is the pressure of the stream of gas received from the downstream pressure sensor (123), P_{Inlet} is the pressure of the stream of gas measured by the upstream pressure sensor (122), and γ is the ideal gas constant;

o determine the contribution of the convection of the stream of gas to the temperature of said stream of gas based on the measurement received for the temperature of the stream of gas and on the measurement received for the internal temperature of the pump (121), according to the following equation:

$$\Delta T_{Flow_Conv} = HeatFac_{Conv} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

where $HeatFac_{Conv}$ represents the exchange of heat by convection and radiation between the material of the pump (121) and the stream of gas, T_{Body} is the internal temperature of the pump (121), and T_{Inlet} is the temperature of the stream of gas measured by the stream temperature sensor (124);

o determine the contribution of the conduction of the stream to the temperature of the stream of gas based on the mass flow rate determined for the stream of gas, on the temperature received for the stream of gas, and on the measurement received for the internal temperature of the pump (121), according to the following equation:

$$\Delta T_{Flow_Cond} = \dot{Q}_{flow} * HeatFac_{Cond} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

where $\dot{Q}_{flow}$ is the mass flow rate of the stream of gas passing through the pump (121), $HeatFac_{Cond}$ is the exchange of heat by conduction between the material of the pump (121) and the stream of gas, T_{Body} is the internal temperature of the pump (121), and T_{Inlet} is the temperature of the stream of gas measured by the stream temperature sensor (124);

o estimate the temperature of the stream of gas circulating in the purging circuit based on the adiabatic compression, convection and conduction contributions determined, according to the following equation:

$$T_{Flow} = T_{Flow_Adb} + \Delta T_{Flow_Conv} + \Delta T_{Flow_Cond}$$

o calculate the concentration of fuel vapours of the stream based on the temperature estimated, at the pressure measurements received, and at the speed of rotation received for the pump;

o control the purging valve (125) in order to control the flow rate of the stream entering the cylinders of the engine (20) according to the concentration calculated, while respecting the stoichiometric ratio of the combustion of the air-fuel mixture relative to said cylinders.

2. Device (10) according to Claim 1, wherein the control module (130) is configured to determine a time of end of purging of the fuel vapours, to close the purging valve (125), and to control the pump (121) such that said pump (121) operates, in this mode referred to as "non-purging" mode, at a predetermined minimum rate.
3. Device (10) according to Claim 1 or 2, wherein the control module (130) is configured to calculate the concentration of fuel vapours of the stream based on the temperature estimated, according to the following equation:

$$HC_{vol_{gas}} = \frac{\rho_{gas} - \rho_{air}}{\rho_{but} - \rho_{air}}$$

where ρ_{gas} is the density of the gas in the pump (121), ρ_{air} is the density of the air at the pressure and temperature in the pump (121), and ρ_{but} is the density of the butane at the pressure and temperature in the pump (121) .

4. Motor vehicle (1) comprising a device (10) according to any one of Claims 1 to 3, a combustion engine (20) comprising at least one cylinder and a tank (30) for storing a fuel that is intended to be burned in said at least one cylinder of the engine (20).

5. Method for controlling the flow rate of a stream of gas circulating in a purging device (10) according to any one of Claims 1 to 3, said method, which is implemented by the control module (130) of said device, comprising the steps of:

- receiving (E1) at least one measurement of the pressure of the stream upstream of the pump (121);
- receiving (E2) at least one measurement of the pressure of the stream downstream of the pump (121);
- calculating (E3) the pressure difference of the stream between the inlet and the outlet of the pump (121) ;
- receiving (E4) at least one temperature measurement from the stream temperature sensor (124);
- receiving (E5) at least one measurement of the speed of rotation of the pump (121) and of the internal temperature of the pump (121);
- determining (E6) the mass flow rate of the stream of gas based on the speed of rotation received for the pump (121);
- determining (E7) the contribution of the adiabatic compression of the stream of gas to the temperature of said stream of gas T_{Flow_Adb} , based on the pressure difference calculated and on the measurement received for the temperature of the stream of gas, according to the following equation:

$$T_{Flow_Adb} = T_{Inlet} * \frac{P_{Flow}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{Inlet}}$$

where T_{Inlet} is the temperature of the stream of gas received from the stream temperature sensor, P_{Flow} is the pressure of the stream of gas received from the downstream pressure sensor, P_{Inlet} is the pressure of the stream of gas measured by the upstream pressure sensor (122), and γ is the ideal gas constant;

- determining (E8) the contribution of the convection of the stream of gas to the temperature of said stream of gas based on the measurement received for the temperature of the stream of gas and on the measurement received for the internal temperature of the pump, according to the following equation:

$$\Delta T_{Flow_Conv} = HeatFac_{Conv} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

where $HeatFac_{Conv}$ represents the exchange of heat by convection and radiation between the material of the pump (121) and the stream of gas, T_{Body} is the internal temperature of the pump (121), and T_{Inlet} is the temperature of the stream of gas measured by the stream temperature sensor (124);

- determining (E9) the contribution of the conduction of the stream to the temperature of the stream of gas based on the mass flow rate determined for the stream of gas, on the temperature received for the stream of gas, and on the measurement received for the internal temperature of the pump, according to the following equation:

$$\Delta T_{Flow_Cond} = \dot{Q}_{flow} * HeatFac_{Cond} * (T_{Body} - T_{Inlet})$$

where $\dot{Q}_{flow}$ is the mass flow rate of the stream of gas passing through the pump (121), $HeatFac_{Cond}$ is the exchange of heat by conduction between the material of the pump (121) and the stream of gas, T_{Body} is the internal temperature of the pump (121), and T_{Inlet} is the temperature of the stream of gas measured by the stream temperature sensor (124);

- estimating (E10) the temperature of the stream of gas circulating in the purging circuit based on the adiabatic compression, convection and conduction contributions determined, according to the following equation:

$$T_{Flow} = T_{Flow_Adb} + \Delta T_{Flow_Conv} + \Delta T_{Flow_Cond}$$

- calculating (E11) the concentration of fuel vapours of the stream based on the temperature estimated;
- controlling (E12) the purging valve in order to control the flow rate of the stream entering the cylinders of the engine (20) according to the concentration calculated, while respecting the stoichiometric ratio of the combustion of the air-fuel mixture relative to said cylinders.

6. Method according to Claim 5, furthermore comprising the steps, which are implemented by the control module, of determining (E13) a time of end of purging of the fuel vapours, of closing (E14) the purging valve (125), and of controlling (E15) the pump (121) such that said pump (121) operates, in this mode referred to as "non-purging" mode, at a predetermined minimum rate.

7. Method according to Claim 5 or 6, wherein the concentration of fuel vapours of the stream based on the temperature estimated is calculated according to the following equation:

$$HC_{vol_{gas}} = \frac{\rho_{gas} - \rho_{air}}{\rho_{but} - \rho_{air}}$$

where ρ_{gas} is the density of the gas in the pump (121), ρ_{air} is the density of the air at the pressure and temperature in the pump (121), and ρ_{but} is the density of the butane at the pressure and temperature in the pump (121) .

8. Computer program product, **characterized in that** it comprises a set of program code instructions that, when they are executed by one or more processors, configure the one or more processors to implement a method according to any one of Claims 5 to 7.

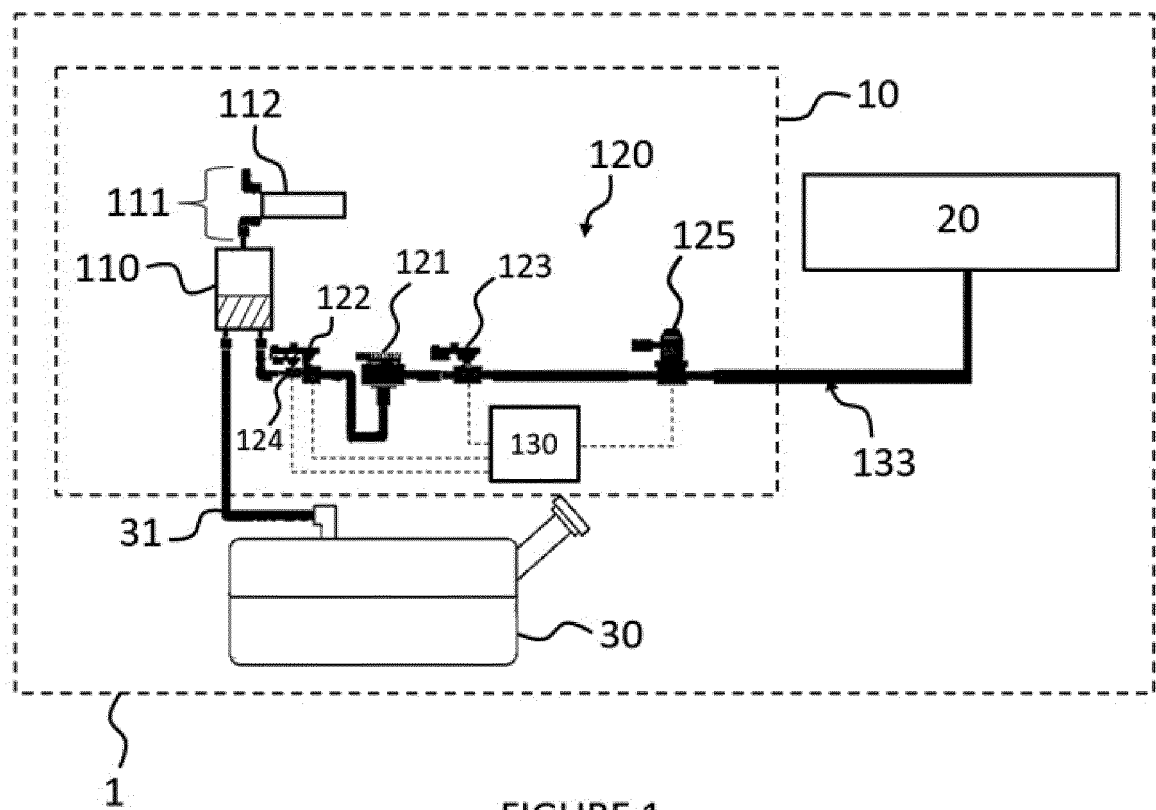


FIGURE 1

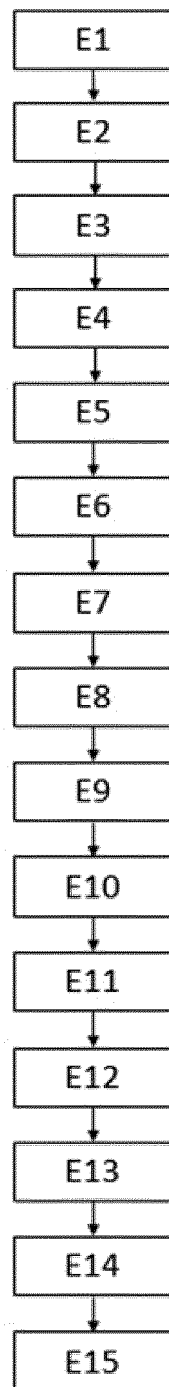


FIGURE 2

RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION

Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.

Documents brevets cités dans la description

- DE 102017210768 A1 **[0003]**
- DE 102017223277 A1 **[0003]**
- WO 2018162038 A1 **[0003]**
- DE 102018220403 A1 **[0003]**