

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6830485号
(P6830485)

(45) 発行日 令和3年2月17日(2021.2.17)

(24) 登録日 令和3年1月28日(2021.1.28)

(51) Int.Cl.

F I

F O 2 D 45/00 (2006.01)

F O 2 D 45/00 3 6 6

F O 2 D 45/00 3 6 8 S

F O 2 D 45/00 3 6 2

F O 2 D 45/00 3 6 4 A

F O 2 D 45/00 3 7 0

請求項の数 4 (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願2018-527081 (P2018-527081)
 (86) (22) 出願日 平成28年11月24日(2016.11.24)
 (65) 公表番号 特表2019-501324 (P2019-501324A)
 (43) 公表日 平成31年1月17日(2019.1.17)
 (86) 国際出願番号 PCT/FR2016/053070
 (87) 国際公開番号 WO2017/093638
 (87) 国際公開日 平成29年6月8日(2017.6.8)
 審査請求日 令和1年8月13日(2019.8.13)
 (31) 優先権主張番号 1561870
 (32) 優先日 平成27年12月4日(2015.12.4)
 (33) 優先権主張国・地域又は機関
 フランス (FR)

(73) 特許権者 507308902
 ルノー エス. ア. エス.
 RENAULT S. A. S.
 フランス国 エフ-92100 ブローニ
 ユービヤンクール, ケル ガロ 13-
 15
 13-15 Quai Le Gallo
 , F-92100 Boulogne-B
 illancourt, France
 (74) 代理人 110002077
 園田・小林特許業務法人
 (72) 発明者 タロン, ヴァンサン
 フランス国 69007 リヨン, リュ
 ミッシュェル フェリザ 16

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動車両内燃機関のシリンダの燃焼室内に封入される質量を推定する方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

シリンダ内圧力を測定するための手段、参照位置に対してのクランク軸角度を測定する
 ための手段、および燃焼室冷却材の温度を測定するための手段が備えられた自動車両の内
 燃機関について、当該内燃機関のシリンダの燃焼室内に封入される質量を推定するための
 方法であって、

前記内燃機関の回転速度を前記クランク軸角度の測定値から決定するステップと、

前記内燃機関の負荷を決定するステップと

を含み、更に、

前記シリンダの弁が全閉されて燃料の最初の噴射の前に、

前記シリンダの体積を、前記クランク軸角度の関数として決定するステップと、

壁での熱損失に関する校正パラメータを、前記内燃機関の回転速度の関数であるマップ
 の関数として決定するステップと、

前記シリンダ内のモデリングされる温度を、前記燃焼室内の圧力および温度の非線形無
 次元モデルを使用して、前記シリンダ内圧力の測定値、シリンダ内の気体に対する比気体
 定数、前記シリンダ内の気体の一定体積での比熱、前記燃焼室の体積、および前記壁での
 熱損失に関する校正パラメータの関数として決定するステップと、

前記シリンダ内に封入される質量に対する推定値を、前記シリンダ内のモデリングされ
 る温度、および前記シリンダ内圧力の測定値の関数として決定するステップと

を含むことを特徴とする方法。

10

20

【請求項 2】

前記非線形無次元モデルを求解するために、スライディングオブザーバが使用される、請求項 1 に記載の方法。

【請求項 3】

前記壁での熱損失に関する校正パラメータのマップは、W o s c h n i の相関を適用することにより、前記壁での熱損失の測定値、シリンダ温度の測定値、およびシリンダ冷却材温度の関数として、テストベッド上であらかじめ決定される、請求項 1 または 2 に記載の方法。

【請求項 4】

前記シリンダ内に封入される質量は、前記シリンダ内のモデリングされる温度、前記シリンダ内圧力の測定値、前記シリンダの体積、および、前記シリンダに収容される気体に対する比気体定数の関数として決定される、請求項 1 から 3 のいずれか一項に記載の方法。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明の技術分野は、内燃機関管理である。

【背景技術】

【0002】

20

汚染制御基準によって、自動車両製造者は、特に、汚染物質排出物、特に窒素酸化物 NO_x を推定および制御するために、軽油機関およびガソリン機関での燃焼の質をより良好に制御するための新しい戦略を開発することを余儀なくされている。

【0003】

NO_x を推定するための 1 つの解決策は、所定の車両についてふさわしい標準品である、シリンダ圧力センサを使用することである。このセンサを使用すると、シリンダ内の圧力を、あらゆる時点で知ることが可能である。残念ながら、窒素酸化物 NO_x の形成は、シリンダ内の温度による、次数 1 の関数として変動する。気体混合物の温度 (T) は、シリンダ圧力 (P)、および、シリンダ内に封入される質量 (m) が知られるならば、完全気体の状態方程式 ($P * V = m * r * T$) を適用することにより、第 1 近似まで決定され得る。体積 (V) は、クランク軸角度の幾何学的関数であり、 R は、完全気体定数である。

30

【0004】

今は、燃焼室内に封入される質量に対するセンサは存在しない。

【0005】

この封入される質量は従来では、充填マップを使用して推定されるが、これらのマップは、汚染物質排出物を推定することの目的に対して十分には正確でない。

【0006】

さらには、排気ラインに適合させられ得る、汚染物質排出物センサ、特に、窒素酸化物 NO_x のセンサが存在する。しかしながら、そのようなセンサのコストは、この解決策が経済的に現実的ではないということを意味するものである。

40

【0007】

さらには、文書 WO 2009047412 および F 2945320 で説明されているように、シリンダ圧力 P_{cyl} センサを伴う窒素酸化物 NO_x 推定器を使用することにより、ただし、封入される質量を推定することなく、窒素酸化物排出物を推定することが可能である。

【0008】

あるいは、さらには、シリンダ圧力センサを伴うバージョンより高価でない、シリンダ圧力 P_{cyl} センサを伴わない NO_x 推定器を使用することが可能である。そのような推定器は、例えば、文書 WO 2015/059034 で説明されている。

50

【 0 0 0 9 】

しかしながら、両方の事例では、排出される窒素酸化物 NO_x の推定値は、今日の汚染制御基準を満たすのに十分には、確固たるもの、および正確ではない。

【 発 明 の 概 要 】

【 0 0 1 0 】

それゆえに、温度、および、窒素酸化物 NO_x の生み出される量を決定するように、シリンダ圧力を測定することにより、シリンダ内に封入される質量を決定するための方法に対する必要性が存在する。

【 0 0 1 1 】

本発明の主題は、自動車両内燃機関のシリンダの燃焼室内に封入される質量を推定するための方法であって、自動車両内燃機関は、シリンダ内の圧力を測定するための手段、参照位置に対してのクランク軸角度を測定するための手段、および燃焼室冷却材の温度を測定するための手段を備える。方法は、機関の回転速度がクランク軸角度の測定値から決定されるステップと、機関負荷が決定されるステップとを含む。

10

【 0 0 1 2 】

方法はさらには、以下のステップを含む。シリンダの弁が全閉されるとき、および、燃料の最初の噴射の前に、

シリンダの体積が、クランク軸角度の関数として決定されるステップと、

壁での熱損失に関連付けられる較正パラメータが、機関の回転速度の関数であるマップの関数として決定されるステップと、

20

シリンダ内のモデリングされる温度が、燃焼室内の圧力および温度の非線形無次元モデルを使用して、シリンダ圧力の測定値、シリンダ内の気体に対する比気体定数、シリンダ内の気体の一定体積での比熱、燃焼室の体積、および、壁での熱損失に関連付けられる較正パラメータの関数として決定されるステップと、

シリンダ内に封入される質量が決定されるステップ。

【 0 0 1 3 】

非線形無次元モデルを求解するために、スライディングオブザーバが使用されうる。

【 0 0 1 4 】

壁での熱損失に関連付けられる較正パラメータのマップは、 $W o s c h n i$ の相関を適用することにより、壁での熱損失の測定値の、シリンダ温度の測定値の、および、シリンダ冷却材温度の関数として、テストベッド上であらかじめ決定されうる。

30

【 0 0 1 5 】

シリンダ内に封入される質量は、シリンダ内のモデリングされる温度、シリンダ圧力の測定値、シリンダの体積、および、シリンダに収容される気体に対する比気体定数の関数として決定されうる。

【 0 0 1 6 】

さらに、本発明の趣意、特徴、および利点は、単に非制限的な例ということで与えられる、後に続く説明を読むことから明らかになるであろう。

【 発 明 を 実 施 す る た め の 形 態 】

【 0 0 1 7 】

40

燃焼室内に封入される質量を推定するための方法は、燃焼室内の圧力および温度の動態を説明する 0 D モデルに基づく。式の、後に続く系が、このモデルを例解する。

$$\begin{aligned} \dot{p}_{cyl} = & \frac{r}{V(t)c_v} dm_{h_{int}}(t) - \frac{r}{V(t)c_v} dm_{h_{ext}}(t) - \left(\frac{r}{c_v} + 1 \right) \frac{dV(t)}{V(t)} p_{cyl}(t) + \frac{r}{V(t)c_v} dm_{h_{comb}}(t) \\ & - \frac{r}{V(t)c_v} \delta Q_{par}(t) \end{aligned} \quad (式1)$$

$$\begin{aligned} \dot{T}_{cyl} = & r \frac{dV(t)}{V(t)c_v} T_{cyl}(t) - r \frac{T_{cyl}(t)}{c_v V(t)p_{cyl}(t)} \delta Q_{par}(t) + r \frac{T_{cyl}(t)}{c_v V(t)p_{cyl}(t)} dm_{h_{int}}(t) - r \frac{T_{cyl}(t)}{c_v V(t)p_{cyl}(t)} dm_{h_{ext}}(t) \\ & + r \frac{T_{cyl}(t)}{c_v V(t)p_{cyl}(t)} dm_{h_{comb}}(t) - r \frac{T_{cyl}^2(t)}{c_v V(t)p_{cyl}(t)} \dot{m}_{cyl}(t) \end{aligned} \quad (式2)$$

ここで、

p_{cyl} : 燃焼室内の圧力、

T_{cyl} : 燃焼室内の温度、

r : シリンダ内の気体に対する比気体定数、

c_v : 一定体積での比熱容量、

V : 燃焼室の体積 (クランク軸角度: シータの関数である幾何学的パラメータ)、

$$dm_{h_{int}}$$

: 吸気に関連付けられるエンタルピーの変化のレート、

$$dm_{h_{ext}}$$

: 排気に関連付けられるエンタルピーの変化のレート、

$$dm_{h_{comb}}$$

: 燃焼に関連付けられるエンタルピーの変化のレート、

m_{cyl} : 燃焼室内の質量、および、

δQ_{par} : 壁損失である。

【0018】

封入される質量は、シリンダに、後に続く式により説明される完全気体法則を適用することにより、式(1)および(2)から推定され得る。

$$m_{cyl}(t) = \frac{p_{cyl}(t)V(t)}{rT_{cyl}(t)} \quad (式3)$$

【0019】

それゆえに、封入される質量を推定することの問題は、式2での温度 T_{cyl} を、 p_{cyl} の測定値から推定することの問題であると表現され得る。確認されうるように、式1および式2の系は、観測レベルで管理するのが困難な、きわめて複雑な系である。この理由で、機関の所定の段階のみが、温度を、推定することをより容易にするために考慮される。

【0020】

それゆえに、後に続く想定が適用される。

- ・弁が全閉される間の時間の区間のみが、考慮に入れられる。
- ・質量は、弁の全閉と、燃料の最初の噴射との間に推定される。

【0021】

これらの想定によって、エンタルピーの変化のレートに関連付けられる項を無視することが可能になり、そのことにより、温度を推定することの問題が、著しく単純化されることが可能となる。

【0022】

それゆえに、式1および式2は、後に続くように再度定式化され得る。

$$\dot{p}_{cyl} = - \left(\frac{r}{c_v} + 1 \right) \frac{dV(t)}{V(t)} p_{cyl}(t) - \frac{r}{V(t)c_v} \delta Q_{par}(t) \quad (式4)$$

$$\dot{T}_{cyl} = r \frac{dV(t)}{V(t)c_v} T_{cyl}(t) - r \frac{T_{cyl}(t)}{c_v V(t)p_{cyl}(t)} \delta Q_{par}(t) \quad (式5)$$

10

20

30

40

50

【 0 0 2 3 】

並行して、壁損失 $\delta Q_{p a r}$ は、次式により与えられる W o s c h n i の近似を使用し
てモデリングされる。

$$\delta Q_{p a r}(t) = A_w w p_{c y l}(t) (k_1 T_{c y l}(t) - k_0 T_w) \quad (\text{式 6})$$

ここで、

A_w : 伝熱面積、

w : rad / s での機関の回転速度、

T_w : 壁温度、

k_0 および k_1 : 較正パラメータである。

【 0 0 2 4 】

壁温度 T_w は、冷却材温度と実質的に等しいと考えられるということに注目されたい。

【 0 0 2 5 】

W o s c h n i の相関は、文献から知られている。式 6 により与えられる壁損失 $\delta Q_{p a r}$ を、式 4 および式 5 に代入することにより、後続く系を得る。

$$\dot{p}_{cyl} = \left[-\left(\frac{r}{c_v} + 1 \right) \frac{dV(t)}{V(t)} + r \frac{k_0 A_w w}{V(t) c_v} T_w(t) \right] p_{cyl}(t) - r \frac{k_1 A_w w}{V(t) c_v} p_{cyl}(t) T_{cyl}(t) \quad (\text{式 7})$$

$$\dot{T}_{cyl} = \left[r \frac{dV(t)}{V(t) c_v} + r \frac{k_0 A_w T_w w}{c_v V(t)} \right] T_{cyl}(t) - r \frac{k_1 A_w w}{c_v V(t)} T_{cyl}^2(t) \quad (\text{式 8})$$

【 0 0 2 6 】

確認され得るように、式 7 および式 8 の系は、それでもなお、非線形性およびパラメトリック変動が原因で、求解するにはかなり複雑である。

【 0 0 2 7 】

それゆえに、提案は、燃焼室内の温度を推定するために、スライディングモード観測戦略（非線形戦略）を使用することであり、その戦略によって、封入される質量を推定することが可能になる。

【 0 0 2 8 】

そのことを行うために、燃焼室内の温度を推定するために後続くようなスライディングモードオブザーバ（文献から知られている技法）が使用される。

$$\dot{\hat{p}}_{cyl} = a_1(t) p_{cyl}(t) - b_1(t) \hat{T}_{cyl}(t) + \lambda_1 \operatorname{sgn}(p_{cyl}(t) - \hat{p}_{cyl}(t)) \quad (\text{式 9})$$

$$\dot{\hat{T}}_{cyl} = a_2(t) \tilde{T}_{cyl}(t) - b_2(t) \tilde{T}_{cyl}^2(t) + \lambda_2 \operatorname{sgn}(\tilde{T}_{cyl}(t) - \hat{T}_{cyl}(t)) \quad (\text{式 10})$$

上式で、

$$\begin{aligned} a_1(t) &= -\left(\frac{r}{c_v} + 1 \right) \frac{dV(t)}{V(t)} + r \frac{k_0 A_w w}{V(t) c_v} T_w(t), b_1 = r \frac{k_1 A_w w}{V(t) c_v} p_{cyl}(t) \\ a_2(t) &= r \frac{dV(t)}{V(t) c_v} + r \frac{k_0 A_w T_w w}{c_v V(t)}, b_2(t) = r \frac{k_1 A_w w}{c_v V(t)} \end{aligned} \quad (\text{式 11})$$

であり、

$$\hat{p}_{cyl}$$

: 燃焼室内の圧力に対する推定される値、

$$\hat{T}_{cyl}(t)$$

: 燃焼室内の温度の推定される値、ならびに、

λ_1 および λ_2 : オブザーバパラメータであり、

モデリングされる温度

10

20

30

40

50

$$\tilde{T}_{cyl}(t)$$

は、後続くように規定される。

$$\tilde{T}_{cyl}(t) = \hat{T}_{cyl} + \frac{\lambda_1}{b_1(t)} \operatorname{sgn}(p_{cyl}(t) - \hat{p}_{cyl}(t)) \quad (\text{式12})$$

【 0 0 2 9 】

後続く条件が設定される。

$$|\lambda_1| > |b_1(t)(\tilde{T}_{cyl}(t) - \hat{T}_{cyl}(t))|, \lambda_1 > 0 \text{ および } \lambda_2 > 0 \quad (\text{式13})$$

10

【 0 0 3 0 】

式 1 3 の条件が満たされるならば、温度の推定値についての誤差が、ゼロに向かって漸近的に収束し、このことによって、封入される質量が推定されることが可能となるということが論証され得る。

【 0 0 3 1 】

パラメータ λ_1 および λ_2 は、式 1 3 の条件が充足される度に、オブザーバの収束のレートを調節するように較正され得る。

【 0 0 3 2 】

燃焼室内に封入される質量を推定するための方法は、後続くステップを含む。

【 0 0 3 3 】

第 1 のステップ 1 の間、シリンダ圧力 p_{cyl} 測定値、機関角度シータ、および、冷却材温度 T_w が決定される。

20

【 0 0 3 4 】

第 2 のステップの間、壁での熱損失に対するパラメータ k_0 および k_1 が、機関回転速度の関数としての、壁での熱損失のマップの関数として決定される。マップは、式 6 から、パラメータ k_0 および k_1 の較正により決定される。

【 0 0 3 5 】

第 4 のステップ 4 の間、シリンダ内のモデリングされる温度

$$\tilde{T}_{cyl}(t)$$

30

は、シリンダ内の測定される圧力 p_{cyl} の、パラメータ k_0 および k_1 の、壁での熱損失の、ならびに、シリンダに関係のある構造パラメータの関数である、シリンダ内の圧力および温度の 0 D モデルを使用して決定される。そのことを行うために、式 7 および式 8 が適用される。

【 0 0 3 6 】

第 5 のステップ 5 の間、シリンダ内に封入される質量は、式 3 を適用することにより、シリンダ内のモデリングされる温度

$$\tilde{T}_{cyl}(t)$$

の、シリンダ内の圧力 p_{cyl} の測定値の、機関角度シータの関数としてのシリンダの体積 $V(t)$ の、および、シリンダ内の気体に対する比気体定数 r の関数として決定される。

40

【 0 0 3 7 】

この方策では、シリンダ内に封入される質量は、開ループで、すなわち、燃焼室内の圧力 p_{cyl} の測定値についての、燃焼室内の温度 T_{cyl} のモデルの何らのループバックすることもなく推定される。そのことは、燃焼室内の温度の、およびそれゆえに、封入される質量の発散のおそれを生むので、代替案として、オブザーバパラメータ λ_1 および λ_2 に依存的なスライディングオブザーバを使用することにより、質量 m_{cyl} の推定値をより確固たるものにすることが可能である。式 9 および式 8 が次いで、式 7 および式 8 の代わりに適用される。パラメータ λ_1 および λ_2 は、オブザーバの収束のレートを調節す

50

るような方策で決定される。収束のより高いレートはオブザーバの安定性を妨げるので、パラメータの選択は、収束の速度と、安定性との間の折り合いの結果である。

フロントページの続き

(72)発明者 カスティーヨ, フェリペ
フランス国 3 8 0 0 0 グルノーブル, リュ ドゥ ラ マニャヌリ 2 9

審査官 小関 峰夫

(56)参考文献 特開 2 0 0 4 - 1 0 8 3 4 8 (J P , A)
特開 2 0 0 4 - 2 7 8 3 2 5 (J P , A)
特開 2 0 1 0 - 1 1 2 3 0 9 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F 0 2 D 4 5 / 0 0