

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4073490号  
(P4073490)

(45) 発行日 平成20年4月9日(2008.4.9)

(24) 登録日 平成20年2月1日(2008.2.1)

(51) Int.Cl. F 1  
**F 1 6 H 61/02 (2006.01)** F 1 6 H 61/02  
 F 1 6 H 59/14 (2006.01) F 1 6 H 59:14  
 F 1 6 H 59/24 (2006.01) F 1 6 H 59:24

請求項の数 10 (全 9 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平10-503715                  (86) (22) 出願日 平成9年5月31日(1997.5.31)                  (65) 公表番号 特表平11-513106                  (43) 公表日 平成11年11月9日(1999.11.9)                  (86) 国際出願番号 PCT/DE1997/001094                  (87) 国際公開番号 W01998/000658                  (87) 国際公開日 平成10年1月8日(1998.1.8)                  審査請求日 平成16年5月31日(2004.5.31)                  (31) 優先権主張番号 19626241.0                  (32) 優先日 平成8年6月29日(1996.6.29)                  (33) 優先権主張国 ドイツ(DE)                  (31) 優先権主張番号 19710919.5                  (32) 優先日 平成9年3月15日(1997.3.15)                  (33) 優先権主張国 ドイツ(DE)</p>	<p>(73) 特許権者                  ローベルト ボツシュ ゲゼルシャフト                  ミット ベシユレンクテル ハフツング                  ドイツ連邦共和国 D-70442 シュ                  ツツトガルト ポストファッハ 3002                  20                  (74) 代理人                  弁理士 矢野 敏雄                  (74) 代理人                  弁理士 山崎 利臣                  (74) 代理人                  弁理士 久野 琢也                  (74) 代理人                  弁護士 ラインハルト・アインゼル</p> <p style="text-align: right;">最終頁に続く</p>
--	--

(54) 【発明の名称】 ギヤ伝動装置において変速比を変更するための装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ギヤ伝動装置において変速比を変更するための装置であって、  
 変速比の変更中に慣性質量が加速または減速され、変速比を変更するために少なくとも2つの選択可能な異なるストラテジーが設けられている形式の装置において、  
 機関出力トルクを表す第1の値 ( $M_{mot}$ ) と、慣性質量を加速または減速するための必要トルクを表す第2の値 ( $M_{schwunug}$ ) が検出され、  
 検出された第1の値 ( $M_{mot}$ ) と検出された第2の値 ( $M_{schwunug}$ ) との比較に依存して前記ストラテジーが選択される、  
 ことを特徴とする装置。

【請求項 2】

比較的小さな変速比への変更(シフトアップ)または比較的大きな変速比への変更(シフトダウン)が存在するかが変更形態として検出され、  
 ストラテジーの1つが検出された変更形態に依存して選択される、請求項1記載の装置。

【請求項 3】

検出された第1の値 ( $M_{mot}$ ) と検出された第2の値 ( $M_{schwunug}$ ) との比較に依存して、  
 エンジンブレーキ動作が存在するか、またはトラクション動作が存在するかが識別され、  
 識別されたトラクション動作またはエンジンブレーキ動作に応じて適切なストラテジーが  
 選択される、請求項1または2記載の装置。

## 【請求項 4】

第 2 の値 ( $M_{schwung}$ ) を検出するために、変速比変更に対する持続時間 ( $T_{schalt}$ ) が設定される、請求項 1 記載の装置。

## 【請求項 5】

第 2 の値 ( $M_{schwung}$ ) を検出するために、機関回転数および / または伝動装置入力回転数 ( $N_T$ ) の、変速比変更前後間の差 ( $N$ ) を検出する、請求項 4 記載の装置。

## 【請求項 6】

第 2 の値 ( $M_{schwung}$ ) を検出するために、前記検出された差 ( $N$ ) を所定の持続時間 ( $T_{schalt}$ ) および慣性質量の慣性モーメント、および / または車両機関と伝動装置との間に配置されたトルクコンバータの慣性モーメントと結合する、請求項 5 記載の装置。

10

## 【請求項 7】

検出された第 1 の値 ( $M_{mot}$ ) と検出された第 2 の値 ( $M_{schwung}$ ) との比較に所定のヒステリシス ( $M_{hysl}$ 、 $M_{hysr}$ ) を設ける、請求項 1 記載の装置。

## 【請求項 8】

ヒステリシス ( $M_{hysl}$ 、 $M_{hysr}$ ) を検出された変更形式に依存して設定する、請求項 2 または 7 記載の装置。

## 【請求項 9】

第 1 の値 ( $M_{mot}$ ) として、瞬時の機関出力トルクを表す値に基づいて予測機関出力トルク ( $M_{mot,pr}$ ) を求める、請求項 1 記載の装置。

## 【請求項 10】

予測機関出力トルク ( $M_{mot,pr}$ ) を求めるために、機関負荷および / または機関負荷の変化を表す値を検出し、ここで機関負荷の変化は所定の予測時間 ( $t_{prae}$ ) 内に検出し、および / または

20

車両機関のスロットルバルブ前後の圧力変化および / または温度変化を表す値 ( $T$  および  $p$ ) を検出し、検出された機関回転数 ( $N_{mot}$ ) および検出された機関スロットルバルブの位置 ( $\quad$ ) から求められる負荷信号 ( $\quad / N_{mot}$ ) を検出された値 ( $T$  および  $p$ ) により補正する、請求項 1 記載の装置。

## 【発明の詳細な説明】

従来の技術

本発明は、請求項 1 の上位概念による、ギヤ伝動装置において変速比を変更するための装置から出発する。

30

EP - A 1 0 0 0 1 2 9 8 (米国特許 4 2 2 8 7 0 0 号に相当) により公知の従来技術から、オートマチックギヤ伝動装置ギヤシフトの際に相應のギヤ切換弁を、エンジンブレーキ動作かまたは機関のトラクション動作かに依存して制御することが公知である。識別されたトラクション動作またはエンジンブレーキ動作をギヤ切換形態 (シフトアップまたはシフトダウン) と結合することにより、切換ストラテジーを次のように選択することができる。すなわち、機関回転数が新たな伝動ギヤ段にできるだけギヤをいたわり快適に適合できるように選択することができる。とりわけ、切換過程の開始にあたり所要のギヤ切換弁の切り換えが正に交差するように行うことが考えられる。すなわち、負荷時シフトアップおよびエンジンブレーキ時シフトダウンの場合は切換過程の開始時に、エンジンブレーキ時シフトアップおよび負荷時シフトダウンの場合は切換過程の終了時に行われる。

40

DE - OS 4 2 3 2 9 7 4 (GP - PS 2 2 7 1 1 9 8 に相当) および DE - OS 4 2 3 9 7 1 1 から、いわゆる間接的機関トルクを機関回転数、機関負荷、点火角度、点火フェードアウト段、および機関回転数と機関負荷と機関温度と負荷 (例えばエアコン・コンプレッサ) とに依存する損失トルクから推定するモデルが公知である。DE - OS 4 4 0 7 4 7 5 では、この間接的機関トルクを推定する機関トルクモデルにラムダ依存性、すなわち燃料 - 空気混合気の依存性が補充される。この刊行物からはまた、各動作時点で瞬時の機関出力トルクを正確に計算することが公知である。

本発明の課題は、ギヤ伝動装置において変速比を変更する際に、正確かつ簡単に切り換えストラテジーを選択できるようにすることである。

50

この課題は請求項 1 に記載の構成によって解決される。

#### 発明の利点

すでに述べたように本発明は、ギヤ伝動装置において変速比を変更するための装置から出発するものであり、このギヤ伝動装置では変速比の変更中に慣性質量が加速または減速される。この慣性質量は実質的に機関要素とコンバータからなり、例えばシフトダウン過程の際には加速し、シフトアップ過程の際には減速しなければならない。変速比を変更するために少なくとも 2 つの選択可能な異なるストラテジーが設けられている。

本発明で重要な点は、まず機関出力トルクを表す第 1 の値と、慣性質量の加速または減速のために必要なトルクを表す第 2 の値とを検出することである。次に変速比を変更するために上記のストラテジーの 1 つが、検出された第 1 の値と第 2 の値との比較に依存して選

10

択される。すでに述べたように従来技術から、変速比を変更するための種々異なる切り換えストラテジーを、車両機関の識別されたエンジンプレーキ動作またはトラクション動作に応じて選択することが公知である。ここでこのエンジンプレーキ動作とトラクション動作の識別は瞬時に検出されたスロットルバルブ角度に依存して行われる。しかしこの方法は不正確であり適用が比較的面倒である。本発明は、ギヤ切換を開始すべき時にエンジンプレーキ切り換えであるか、またはトラクション切り換えであるかを非常に正確に識別できるという利点を有する。さらに本発明の装置は比較的簡単に適用することができる。さらに機関制御部の他の機能、例えば触媒器の加熱に本発明のエンジンプレーキ/トラクション識別が影響を及ぼすことはない。

20

本発明の有利な実施例では、変速比変更の変更形態として比較的小さな変速比への変更（シフトアップ過程）が存在するか、または比較的大きな変速比への変更（シフトダウン過程）が存在するかが検出され、ストラテジーがこの検出された変更形態に依存して選択される。この実施例は、本発明のトルク比較の他に付加的に、変更形態を切り換えストラテジーの選択のために利用することを目的とする。本発明による、検出された第 1 と第 2 の値の比較に依存して、エンジンプレーキ過程またはトラクション過程の存在が識別され、識別されたトラクション動作またはエンジンプレーキ動作に応じて適切な切り換えストラテジーが選択される。

慣性質量の加速または減速に必要なトルクを表す第 2 の値を検出するために、変速比変更のための持続時間を設定することができる。この場合は第 2 の値（慣性質量の加速または減速のための必要トルク）を検出するために、変速比変更前後での機関回転数および/またはトランスミッション入力回転数の差が検出される。このように検出された差は、所定の持続時間および慣性質量の慣性モーメントと、および/または車両機関とトランスミッションとの間に配置されたトルクコンバータの慣性モーメントと、前記必要トルクを形成するために結合される。

30

本発明の別の有利な構成では、検出された第 1 の値（機関出力トルク）と検出された第 2 の値（慣性質量の加速または減速のための必要トルク）との比較に所定のヒステリシスが設けられる。このヒステリシスは検出された変更形態（シフトアップ過程またはシフトダウン過程）に依存して設定することができる。

ギヤ切換過程を開始すべきとき、機関出力トルクはこの時点では正確には、実際にギヤ切換過程が存在するときの機関出力トルクには対応しない。このことはとりわけ、伝動装置クラッチにおいて液圧を形成しないしは低減する際のデッドタイムによるものである。切り換えストラテジーを正確に選択するためにはこの理由から、将来を表す機関出力トルクが所望される。これは伝動装置クラッチにおける液圧の形成しないしは減少の際のデッドタイムを補償するためである。この理由から有利な実施例では、機関出力に対する第 1 の値として予測的機関出力トルクが検出される。ここで予測は切換過程の開始時に存在する瞬時の機関出力トルクに基づいて行われる。実際の切換過程時の機関出力トルクである予測的機関出力トルクを検出するために、この予測的機関出力トルクは瞬時の負荷信号およびスロットルバルブ角度に依存するパラメータから予測することができる。

40

予測的機関出力トルクを求めるために、機関負荷および/または機関回転数を表す値を検

50

出すことができる。とりわけ、所定の予測時間内の機関負荷変化を検出するようにすることができる。

択一的に、車両機関のスロットルバルブ前の圧力変化および温度変化を表す値を検出することができる。この場合はとくに、検出された機関回転数および検出されたスロットルバルブ位置から求められた負荷信号を検出された値により補正する。従ってこの実施例では、予測的機関出力トルクを求めるために、スロットルバルブ位置および機関回転数から算出され、スロットルバルブ前の圧力と温度により補正された機関負荷信号が使用される。さらなる有利な構成は従属請求項に記載されている。

図面

図1 a から図1 d は本発明の種々異なる実施例のブロック回路図である。図2 は本発明のフローチャートを示し、図3 に示された線図はヒステリシス特性の説明に用いる。

10

実施例

本発明を以下種々の実施例に基づいて説明する。

冒頭に述べた特許願 DE - OS 4 2 3 9 7 1 1 および DE - OS 4 2 3 2 9 7 4 には、間接的機関トルク  $M_{i_{mot,ist}}$  を機関回転数、機関負荷、点火角度および停止段に依存して推定するためのモデルが記載されている。さらに損失トルク  $M_{mot,verl}$  を機関回転数、機関負荷、機関温度並びに負荷（例えばエアコン・コンプレッサ）に依存して検出することが公知である。冒頭に述べた DE - OS 4 4 0 7 4 7 5 では、間接的機関トルクを推定するための機関トルクモデルにいわゆるラムダ依存性が補充される。このことは、間接的機関トルクを推定するために燃料・空気組成も考慮することを意味する。機関出力トルク  $M_{mot}$ （ギヤトランスミッションの場合はクラッチトルクとも称する）、上記の機関損失トルクを間接的機関トルクから次式のように減算することによって得られる：

20

$$M_{mot} = M_{i_{mot,ist}} - M_{mot,verl} \quad (1)$$

図1 a から図1 d は本発明の種々の構成の概略的ブロック回路図である。ここで同じブロックには同じ参照符号が付してある。

車両機関 101 は機関制御部 109 により制御ないしは調整される。機関回転数  $N_{mot}$  は回転数センサ 102 により検出される。車両機関 101 とオートマチックトランスミッション 105 との間に設けられたトルクコンバータ 103 はクラッチ 103 a の閉鎖によって橋絡することができる。伝動装置 105 のトランスミッション入力回転数  $N_T$  は回転数センサ 104 により測定される。トランスミッション出力回転数  $N_{ab}$  は回転数センサ 106 により検出され、ブロック 107 に概略的に示した車輪にさらに伝達される。

30

伝動装置 105 の切換過程は切換弁 105' により操作される。この切換弁は伝動装置制御装置 108 から切り換えストラテジー  $S_t$  によって操作される。シフトアップ過程およびシフトダウン過程は一般的に、伝動装置制御部 108 で機関負荷（図示せず）およびトランスミッション出力回転数  $N_{ab}$  に依存して操作される。さらに伝動装置制御部 108 は機関回転数  $N_{mot}$  およびトランスミッション入力回転数  $N_T$ 、並びに機関トルク  $N_{mot}$  を機関制御部 109 から受け取る。

シフトダウン過程の間、車両機関がトラクション動作しているときは機関回転数は車両機関により直接高められる。シフトダウン過程前後の回転数差  $N$  は、コンバータクラッチ 103 a が閉じている場合、新たなギヤ  $i_{neu}$  と元のギヤ  $i_{alt}$  との間のギヤ比変化から求められる：

40

$$N = N_{mot,alt} \times (i_{neu} / i_{alt} - 1) \quad (2)$$

ここで：

$N$ ：切換過程前後の機関回転数の差

$N_{mot,alt}$ ：元の同期点を去る前の機関回転数

$i_{neu}$ ：新たなギヤの変速比

$i_{alt}$ ：元のギヤの変速比。

コンバータクラッチ 103 a が開放している場合は、式(2)をさらに相応に、切換過程前後のコンバータスリップ（機関回転数とトランスミッション入力回転数との比）だけ補正しなければならない。

50

機関回転数  $N_{mot}$  が元のギヤ段の同期点から新たなギヤ段の同期点まで上昇すべき時間を  
切替時間  $T_{schalt}$  とする。これにより慣性質量の目標加速度が得られる：

$$N / dt = N / T_{schalt} \quad (3)$$

慣性質量を加速するための必要トルク  $M_{schwung}$  は次式により得られる：

$$M_{schwung} = \quad \times (2 \quad * dN / dt) \quad (4)$$

ここで は、慣性質量の慣性モーメントとトルクコンバータの慣性モーメントとの和である。

本発明ではシフトダウンに対して切り換えストラテジー “トラクション” が識別されるのは、機関出力トルク  $M_{mot}$  が慣性モーメントを加速するための必要トルク  $M_{schwung}$  よりも大きいときである。この場合は切り換えストラテジー “トラクション時シフトダウン” が  
10 選択される。

機関出力トルク  $M_{mot}$  が必要トルク  $M_{schwung}$  より小さければ、“エンジンブレーキ” が識別され、切り換えストラテジー “エンジンブレーキ時シフトダウン” が選択される。機関出力トルク  $M_{mot}$  の検出の際には、ギヤ切替中の機関トルク低減、いわゆるトランスミッション制御機関介入は考慮されないままである。

以下の式 (5) では本発明の比較の他にさらに、トルクヒステリシスがシフトダウンに対するエンジンブレーキ/トラクション識別の際の処理される。

$M_{mot} > M_{schwung}$  : “トラクション時シフトダウン”

$M_{mot} < (M_{schwung} - M_{hysr})$  : “エンジンブレーキ時シフトダウン” (5)  
20 )

ここで  $M_{hysr}$  は、シフトダウンに対するエンジンブレーキ/トラクション識別の際のトルクヒステリシスである。

シフトアップの際は、機関出力トルク  $M_{mot}$  が必要トルク  $M_{schwung}$  (式4参照) よりも小さいときに伝送装置制御部に対してエンジンブレーキストラテジーが用いられる。この場合必要トルク  $M_{schwung}$  は負である：

$M_{mot} < M_{schwung}$  : “エンジンブレーキ時シフトアップ”

$M_{mot} > (M_{schwung} + M_{hysr})$  : “トラクション時シフトアップ” (6)

ここで  $M_{hysr}$  は、シフトアップに対するエンジンブレーキ/トラクション識別の際のトルクヒステリシスである。

上に述べた、切り換えストラテジーを検出するための方法は図2に示されている。  
30

ここではステップ201でパラメータ  $F_{HYSH}$  と  $F_{HYSR}$  が値ゼロにセットされる。ステップ202では、現在の切替過程がシフトアップ過程であるか否かが判定される。シフトアップ過程でなければステップ203で、シフトアップ過程が意図されているか否かが判定される。ここでシフトアップ過程が意図されていなければ、明らかに切替過程は意図されておらず、これに基づいて再びステップ201に戻る。

ステップ203でシフトダウン過程の意図されていることが検出されると、ステップ204でパラメータ  $F_{HYSR}$  が値ゼロを有しているか否かが検出される。値ゼロを有していればステップ205で、機関出力トルク  $M_{mot}$  が必要トルク  $M_{schwung}$  より大きいか否かが検査される。大きければ、ステップ206 (パラメータ  $F_{HYSR}$  が値1にセットされる) を経てステップ214で切り換えストラテジー  $S_t$  “トラクション時シフトダウン” が選択される。  
40 大きくなければ、ステップ207 (パラメータ  $F_{HYSR}$  が値ゼロにセットされる) を経てステップ209で切り換えストラテジー  $S_t$  “エンジンブレーキ時シフトダウン” が選択される。

ステップ204で、パラメータ  $F_{HYSR}$  が (先行するステップ206で) 値1を有していることが検出されると、ステップ208で、機関出力トルク  $M_{mot}$  が必要トルク  $M_{schwung}$  から上記のヒステリシス値  $M_{hysr}$  を減算したものより大きいか否かが検査される。大きければステップ206 (パラメータ  $F_{HYSR}$  が値1にセットされる) を経てステップ214で切り換えストラテジー  $S_t$  “トラクション時シフトダウン” が選択される。大きくなければ、ステップ207 (パラメータ  $F_{HYSR}$  が値ゼロにセットされる) を経てステップ209で切り換えストラテジー  $S_t$  “エンジンブレーキ時シフトダウン” が選択される。  
50

ステップ202で、シフトアップ過程が意図されていると検出されると、ステップ210でパラメータF\_HYSHが値ゼロを有しているか否かが判定される。値ゼロを有していればステップ211で、機関出力トルクM<sub>mot</sub>が必要トルクM<sub>schwung</sub>より小さいか否かが検査される。小さければ、ステップ213(パラメータF\_HYSHが値1にセットされる)を経てステップ215で切り換えストラテジーSt“エンジンプレーキ時シフトアップ”が選択される。小さくなければ、ステップ212(パラメータF\_HYSHが値ゼロにセットされる)を経てステップ216で切り換えストラテジー“トラクション時シフトアップ”が選択される。

ステップ210で、パラメータF\_HYSH(先行するステップ213で)値1を有していることが検出されると、ステップ213で機関出力トルクM<sub>mot</sub>が必要トルクM<sub>schwung</sub>から上記のヒステリシス値M<sub>hysr</sub>を減算したものより小さいか否かが検査される。小さければ、ステップ213(パラメータF\_HYSHが値1にセットされる)を経てステップ215で切り換えストラテジーSt“エンジンプレーキ時シフトアップ”が選択される。小さくなければステップ212(パラメータF\_HYSHが値ゼロにセットされる)を経てステップ216で切り換えストラテジーSt“トラクション時シフトアップ”が選択される。

慣性質量を加速させるための必要トルクM<sub>schwung</sub>は式2, 3および4に従って算出される。

図3に示されたフローチャートはヒステリシスM<sub>hysr</sub>とM<sub>hysr</sub>の作用を明瞭に示している。

推定された機関出力トルクM<sub>mot</sub>は瞬時に車両機関で実現された出力トルクを表す。しかし本発明のエンジンプレーキ/トラクション識別に対しては将来を予測する機関出力トルクが所望される。これは伝動装置クラッチでの液圧の形成ないしは減少の際のデッドタイムを補償するためである。ここでは機関出力トルクを予測するための3つの手段を示す。

手段1:

間接的機関トルクを計算するのに使用される充填信号t<sub>1</sub>の将来を予測する:

$$t_{1,pr} = t_1 + (t_{prae} * dt_{1w} / dt) \quad (7)$$

ここで:

t<sub>1</sub>: 瞬時充填信号

t<sub>1,pr</sub>: 予測された充填信号

t<sub>prae</sub>: 予測時間水平線

t<sub>1w</sub>: スロットルバルブ角度(θ<sub>DK</sub>)および機関回転数(N<sub>mot</sub>)から所定の関数F(θ<sub>DK</sub>, N<sub>mot</sub>)に従い算出された代替充填信号

dt<sub>1w</sub>/dt: 代替充填信号の勾配。

このようにして計算された充填信号t<sub>1,pr</sub>は、冒頭に述べた従来技術からそれ自体公知の間接的機関トルクの計算および実際の機関出力トルクM<sub>mot</sub>の計算に、t<sub>1</sub>の代わりに使用される。予測水平線t<sub>prae</sub>は切り換えの形態に依存する(例えばギヤ切換が2速から3速へ行われるか、または3速から2速へ行われるか)。

この実施例は図1cに示されている。式7で必要なパラメータは機関制御部109”からブロック111に供給される。予測水平線t<sub>prae</sub>はブロック111に伝動装置制御部108から切り換え形態に応じて供給される。式7に従って予測充填信号が算出され、これに基づいて冒頭に述べた従来技術から公知のモデルを用いてブロック112で機関出力トルクM<sub>mot</sub>が、伝動装置105で実際にギヤ切換が行われる時点で計算される。

手段2:

瞬時に算出された実際機関出力トルクM<sub>mot,ist</sub>(上に述べた伝動装置機関介入なし)に補正項が付加される。

$$M_{mot,pr} = M_{mot,ist} + (M_{i,opt} / t_1) * dt_{1w} / dt * t_{prae} \quad (8)$$

ここで:

M<sub>mot,pr</sub>: 予測時間水平線t<sub>prae</sub>だけ将来を予測する機関出力トルク

M<sub>i,opt}/t<sub>1</sub>: 充填率変化毎の間接的伝動装置入力トルクないしは間接的機関出力トルクの変化</sub>

10

20

30

40

50

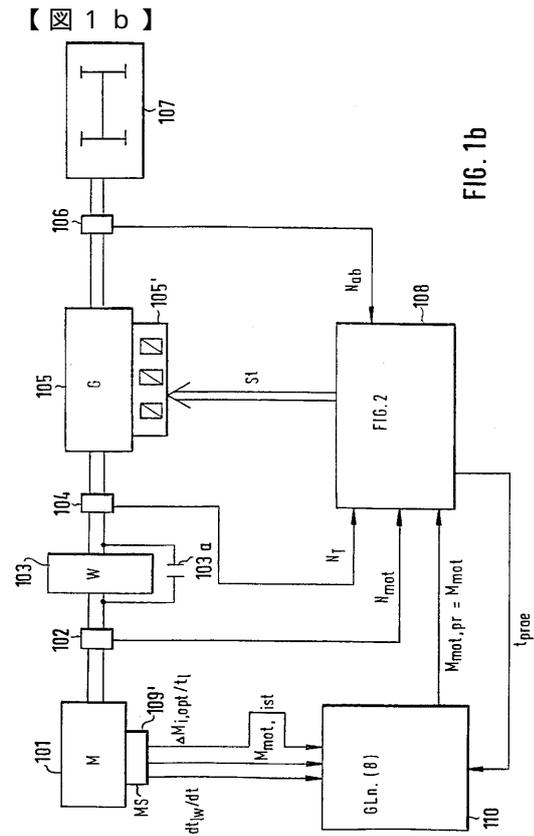
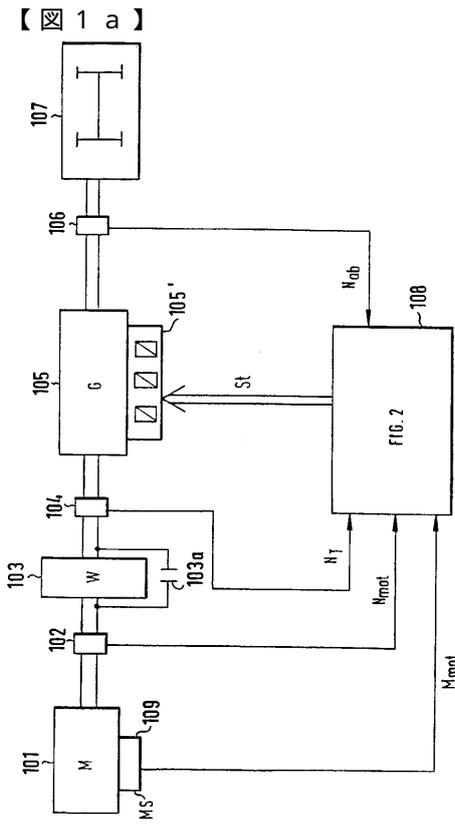
$t_{1w}$  : スロットルバルブ角度 ( $\theta_{DK}$ ) および機関回転数 ( $N_{mot}$ ) から所定の関数  $F(\theta_{DK}, N_{mot})$  に従い計算された代替充填率

$dt_{1w} / dt$  : 代替充填率の勾配

この手段は図 1 b に示されている。式 8 で必要なパラメータはブロック 110 に機関制御部 109' および伝動装置制御部 108 から供給される。このように補正された機関出力トルクは図 2 からわかるように、伝動装置制御部 108 で、エンブレキストラテジーまたはトラクションストラテジーの選択のために使用される。

手段 3 :

比較的簡単な手段が図 1 d に示されている。ここでは予測機関出力トルクを求めるために、代替充填信号  $t_{1w}$  が、スロットルバルブ前の圧力変化  $p$  と温度変化  $T$  を考慮して、先行する運転者希望トルクとして計算に用いられる。ここでは例えば、予測機関回転数を求めるために、スロットルバルブ位置および機関回転数から算出され、スロットルバルブ前の圧力と温度により補正された機関負荷信号が利用される。この変形実施例は比較的簡単であるが、予測見越し距離を可変選択できないという欠点を有する。



【図 1c】

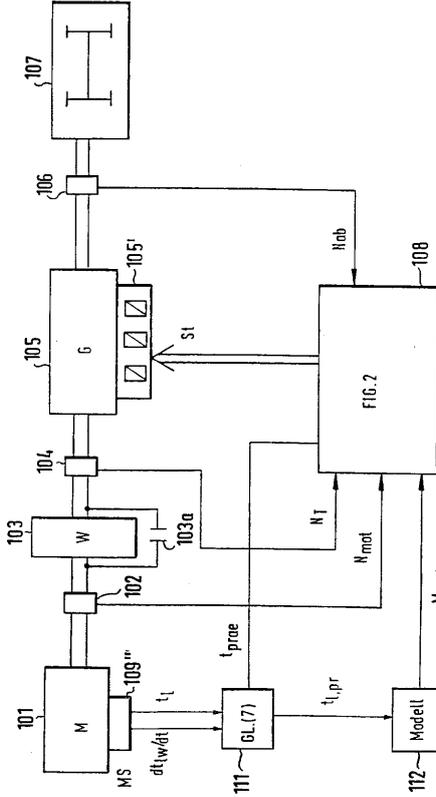


FIG. 1c

【図 1d】

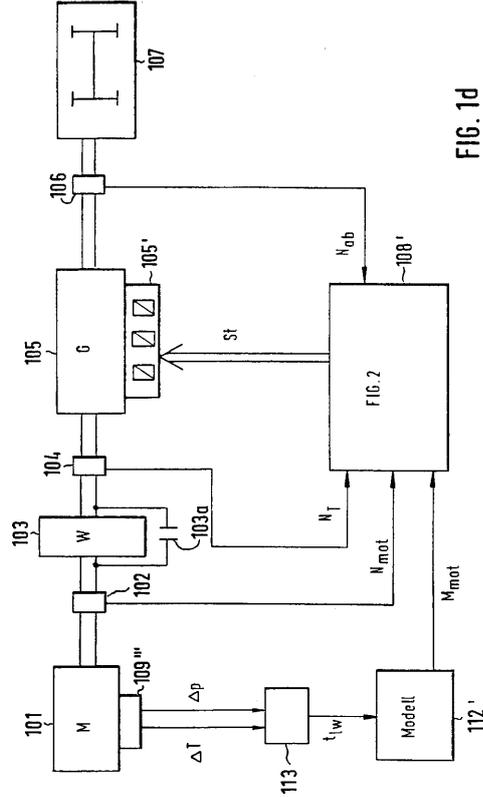


FIG. 1d

【図 2】

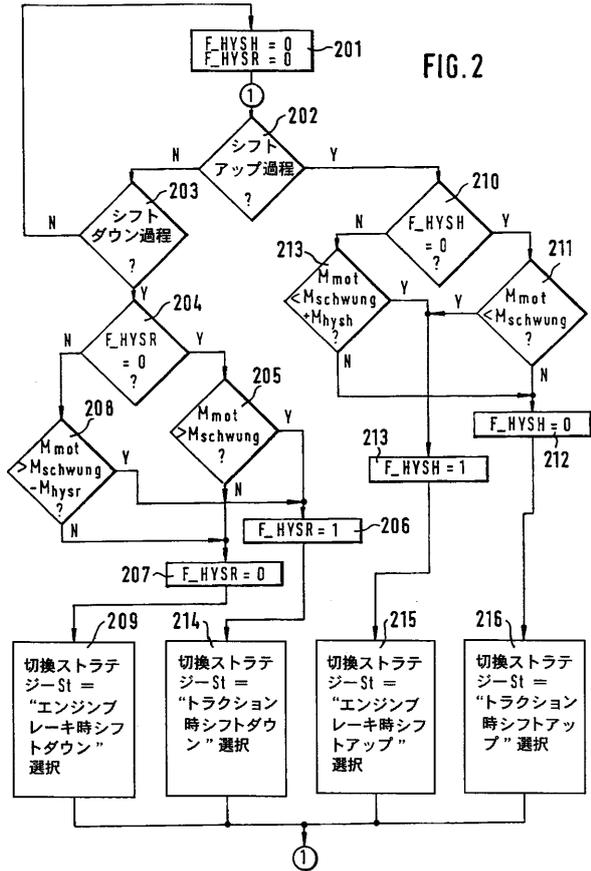


FIG. 2

【図 3】

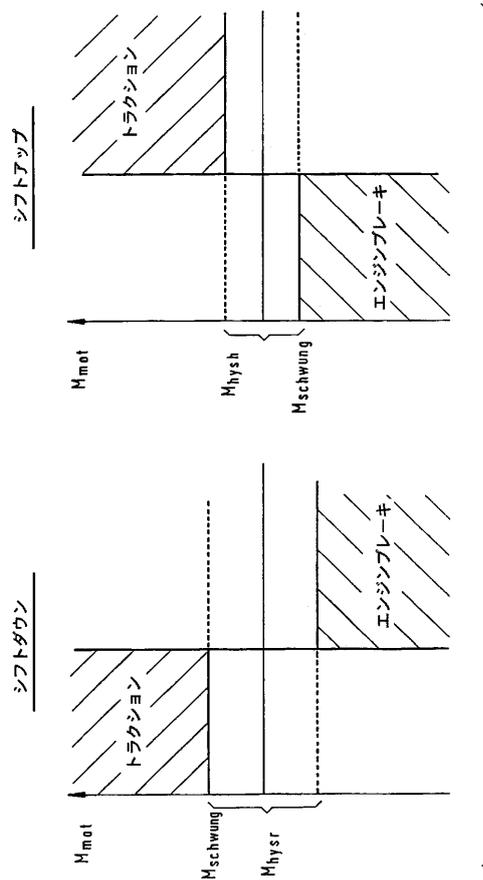


FIG. 3

---

フロントページの続き

(72)発明者 ホン ツァン

ドイツ連邦共和国 9 3 0 5 7 レーゲンスブルク ブランドルベルガー シュトラーセ 1 3 8

(72)発明者 ヘルムート デンツ

ドイツ連邦共和国 シュツツトガルト リンデンシュピューアシュトラーセ 1 8

審査官 富岡 和人

(56)参考文献 特開昭63-266256(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 61/02

F16H 59/14

F16H 59/24