



*gfw*

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re the Patent Application of :  
 Severinsky et al : Examiner: David Dunn  
 Serial No.: 10/382,577 : Group Art Unit: 3616  
 Filed: March 7, 2003 : Att. Dkt.: PAICE201.DIV  
 For: Hybrid Vehicles :

**AMENDMENT**

Hon. Commissioner for Patents  
 P. O. Box 1450  
 Alexandria VA 22313-1450

Transmitted herewith is an amendment in the above -  
 identified application.

\_\_\_ A check for the additional claim fee of \$ 0 as calculated  
 below is enclosed for this amendment.

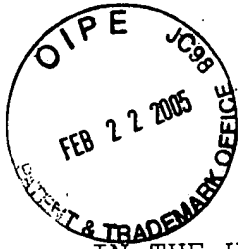
\_\_\_ The Commissioner is hereby authorized to charge any  
 underpayment (or to credit overpayment) to our Deposit Account  
 No. 04-0401. A duplicate copy of this sheet is attached.

						LARGE ENTITY	
TOTAL	CLAIMS	CLAIMS	PRESENT	EXTRA	ADDITIONAL	RATE	
CLAIMS		PREVIOUSLY	EXTRA				
		PAID FOR					
TOTAL	41	126	=	0	Extra	x 18	\$ .00
INDEP.	2	11	=	0	Extra	x 88	\$ .00
						TOTAL:	\$ .00

Respectfully submitted,

2/18/05  
 Dated

Michael de Angeli  
 Reg. No. 27,869  
 60 Intrepid Lane  
 Jamestown, RI 02835  
 401-423-3190



IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re the Patent Application of :  
: Severinsky et al : Examiner: David Dunn  
: Serial No.: 10/382,577 : Group Art Unit: 3616  
: Filed: March 7, 2003 : Att.Dkt.:PAICE201.DIV  
: For: Hybrid Vehicles :  
  
Hon. Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria VA 22313-1450

**AMENDMENT**

Sir:

In response to the Office Action mailed December 3, 2004, and setting a shortened statutory period for response to expire on March 3, 2005, kindly amend the above-identified Application as follows:

Amend the claims (claims 71 - 141 having been renumbered by the Examiner as claims 82 - 142, respectively) to appear as follows:

Claims 16 - 81 (canceled).

--82. (Amended) A hybrid vehicle, comprising:

an internal combustion engine controllably coupled to road wheels of said vehicle;

a first electric motor connected to said engine and operable to start the engine responsive to a control signal;

a second electric motor connected to road wheels of said vehicle, and operable as a motor, to apply torque to said wheels to propel said vehicle, and as a generator, for accepting torque from at least said wheels for generating current;

a battery, for providing current to said motors and accepting charging current from at least said second motor; and

a controller for controlling the flow of electrical and mechanical power between said engine, first and second motors, and wheels,

wherein said controller starts and operates said engine when torque produced by said engine ~~to propel the vehicle or~~ to propel the vehicle and/or to drive either one or both said electric motor(s) to charge said battery is at least equal to a setpoint (SP) above which said engine torque is efficiently produced, and wherein the torque produced by said engine when operated at said setpoint (SP)

is substantially less than the maximum torque output (MTO) of said engine.--

--83. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein said controller monitors patterns of vehicle operation over time and varies said setpoint SP accordingly.--

--84. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein said controller monitors the road load (RL) on the vehicle RL over time, and controls transition between propulsion of said vehicle by said motor(s) to propulsion by said engine responsive to RL reaching SP, such that said transition occurs only when  $RL > SP$  for at least a predetermined time, or when  $RL > SP2$ , wherein  $SP2 > SP$ .--

--85. (Amended) The vehicle of claim ~~83~~ 84, wherein said controller further controls transition from propulsion of said vehicle by said engine to propulsion by said motor(s) such that said transition occurs only when  $RL < SP$  for at least a predetermined time.--

--86. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein said setpoint SP may be varied by said controller as a function of engine speed.--

--87. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein said setpoint SP is at least approximately 30% of the maximum torque output of the engine when normally-aspirated (MTO).--

--88. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein said vehicle is operated in a plurality of operating modes responsive to the value for the road load (RL) and said setpoint SP, both expressed as percentages of the maximum torque output of the engine when normally-aspirated (MTO), and said operating modes include:

a low-load mode I, wherein said vehicle is propelled by torque provided by said second electric motor in response to energy supplied from said battery ~~bank~~, while  $RL < SP$ ,

a highway cruising mode IV, wherein said vehicle is propelled by torque provided by said internal combustion engine, while  $SP < RL < MTO$ , and

an acceleration mode V, wherein said vehicle is propelled by torque provided by said internal combustion engine and by torque provided by either or both electric motor(s) in response to energy supplied from said battery ~~bank~~, while  $RL > MTO$ .--

--89. (Amended) The vehicle of claim ~~87~~ 88, wherein the combination of said engine and said first motor is disengaged from said wheels during operation in mode I and engaged during operation in modes IV and V.--

--90. (Amended) The vehicle of claim ~~87~~ 88, wherein said operating modes further include a low-speed battery charging mode II, entered while  $RL < SP$  and the state of charge of the battery ~~bank~~ is below a predetermined level, and during which said vehicle is propelled by torque provided by said second electric motor in response to energy supplied from said battery ~~bank~~, and wherein said

battery bank is simultaneously charged by supply of electrical energy from said first electric motor, being driven by torque in excess of SP by said internal combustion engine, the combination of said engine and said first motor being disengaged from said wheels during operation in mode II.--

--91. (Amended) The vehicle of claim ~~87~~ 88, wherein the controller may control transition of the operating mode from operation in mode I directly to operation in mode V where a rapid increase in the torque to be applied to the wheels of the vehicle as desired by the operator is detected. --

--92. (Amended) The vehicle of claim ~~87~~ 88, further comprising a turbocharger operatively and controllably coupled to said internal combustion engine for being operated and thereby increasing the maximum torque output of said internal combustion engine to more than MTO when desired, and wherein said controller controls selection of the operational mode of said vehicle between a low-load mode I, a cruising mode IV, an acceleration mode V, and a sustained high-power turbocharged mode VI, in response to monitoring the instantaneous torque requirements (RL) of the vehicle over time.--

--93. (Amended) The vehicle of claim ~~91~~ 92, wherein said controller controls said vehicle to operate in said modes as follows:

in said low load mode I while  $RL < SP$ , in said highway cruising mode IV while  $SP < RL < MTO$ , in said acceleration

mode V while  $RL > MTO$  for less than a predetermined time T, and in said sustained high-power turbocharged mode VI while  $RL > MTO$  for more than a predetermined time T.--

--94. (Amended) The vehicle of claim ~~92~~ 93, wherein said time T is controlled responsive to the state of charge of the battery ~~bank~~.--

--95. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein the controller may accept operator input of a desired cruising speed, and thereafter controls the instantaneous torque output by said internal combustion engine and by either or both motor(s) in accordance with variation in RL so as to maintain vehicle speed substantially constant.--

--96. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein regenerative charging of the battery ~~bank~~ is performed when the instantaneous torque output by the internal combustion engine  $> RL$ , when RL is negative, or when braking is initiated by the operator.--

--97. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein the total torque available at the road wheels from said internal combustion engine is no greater than the total torque available from said first and second electric motors combined.--

--98. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein the engine and first electric motor are controllably coupled to a first set of road wheels of said vehicle and

said second electric motor is coupled to a second set of road wheels of said vehicle.--

--99. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, further comprising a variable-ratio transmission disposed between said engine and said motors and the wheels of said vehicle.--

--100. (Amended) The hybrid vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein said engine is rotated before starting such that its cylinders are heated by compression of air therein.--

--101. (Amended) The hybrid vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein the rate of change of torque produced by said engine is limited, such that combustion of fuel within said engine can be controlled to occur substantially at the stoichiometric ratio, and wherein if said engine is incapable of supplying the instantaneous torque required, the additional torque required is supplied by either or both of said motor(s).--

--102. (Amended) The hybrid vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein said engine is controllably coupled to road wheels of said vehicle by a clutch.--

--103. (Amended) The vehicle of claim ~~81~~ 82, wherein said engine can be operated at torque output levels less than SP under abnormal and transient conditions, ~~e.g., in order to allow~~ said conditions comprising starting and stopping of the engine ~~or to provide~~ and provision of torque to satisfy drivability or safety considerations.--



--104. (Amended) A method of control of a hybrid vehicle, said vehicle comprising an internal combustion engine capable of efficiently producing torque at loads between a lower level SP and a maximum torque output MTO, a battery bank, and one or more electric motors being capable of providing output torque responsive to supplied current, and of generating electrical current responsive to applied torque, said engine being controllably connected to wheels of said vehicle for applying propulsive torque thereto and to said at least one motor for applying torque thereto, said method comprising the steps of:

determining the instantaneous torque RL required to propel said vehicle responsive to an operator command;

monitoring the state of charge of said battery bank;

employing said at least one electric motor to propel said vehicle when the torque RL required to do so is less than said lower level SP;

employing said engine to propel said vehicle when the torque RL required to do so is between said lower level SP and MTO;

employing both said at least one electric motor and said engine to propel said vehicle when the torque RL required to do so is more than MTO; and

employing said engine to propel said vehicle when the torque RL required to do so is less than said lower level SP and using the torque between RL and SP to drive said at least one electric motor to charge said battery when the state of charge of said battery bank indicates the desirability of doing so; and

wherein the torque produced by said engine when operated at said setpoint (SP) is substantially less than the maximum torque output (MTO) of said engine.--

--105. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, comprising the further step of employing said controller to monitor patterns of vehicle operation over time and vary said setpoint SP accordingly.--

--106. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, comprising the further step of employing said controller to monitor RL over time, and to control transition between propulsion of said vehicle by said motor(s) to propulsion by said engine such that said transition occurs only when  $RL > SP$  for at least a predetermined time, or when  $RL > SP2$ , wherein SP2 is a larger percentage of MTO than SP.--

--107. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, comprising the further step of employing said controller to monitor RL over time, and to control transition between propulsion of said vehicle by said engine to propulsion by said motor(s) such that said transition occurs only when  $RL < SP$  for at least a predetermined time.--

--108. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, comprising the further step of operating said controller to accept operator input of a desired cruising speed, said controller thereafter controlling the instantaneous engine torque output and operation of said motor(s) to supply additional torque as needed in accordance with variation in

RL to maintain the speed of said vehicle substantially constant.--

--109. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, wherein said vehicle is operated in a plurality of operating modes responsive to the values for the road load RL and said setpoint SP, said operating modes including:

a low-load mode I, wherein said vehicle is propelled by torque provided by said second electric motor in response to energy supplied from said battery ~~bank~~, while  $RL < SP$ ,

a highway cruising mode IV, wherein said vehicle is propelled by torque provided by said internal combustion engine, while  $SP < RL < MTO$ , and

an acceleration mode V, wherein said vehicle is propelled by torque provided by said internal combustion engine and by torque provided by either or both electric motor(s) in response to energy supplied from said battery ~~bank~~, while  $RL > MTO$ .--

--110. (Amended) The method of claim ~~108~~ 109, wherein said setpoint SP is at least approximately 30% of MTO.--

--111. (Amended) The method of claim ~~108~~ 109, comprising the further step of decoupling said engine from said wheels during operation in mode I and coupling said engine to said wheels during operation in modes IV and V.--

--112. (Amended) The method of claim ~~108~~ 109, wherein said controller further controls said vehicle to operate in a low-load battery charging mode II, entered

while  $RL < SP$  and the state of charge of the battery bank is below a predetermined level, during which said vehicle is propelled by torque provided by said second motor in response to energy supplied from said battery bank, and wherein said battery bank is simultaneously charged by supply of electrical energy from said first motor being operated as a generator and being driven by torque at least equal to  $SP$  provided by said internal combustion engine, said engine being decoupled from said wheels during operation in mode II.--

--113. (Amended) The method of claim ~~108~~ 109, comprising the further step of operating said controller to monitor  $RL$  over time, and to control the operating mode to change from operation in mode I directly to operation in mode V where a rapid increase in the torque to be applied to the wheels as desired by the operator is detected.--

--114. (Amended) The method of claim ~~108~~ 109, wherein said hybrid vehicle further comprises a turbocharger being operatively and controllably coupled to said internal combustion engine for being operated and thereby increasing the maximum torque output of said internal combustion engine to more than  $MTO$  when desired, and wherein according to said method, said controller controls selection of the operational mode of said vehicle between a low-load mode I, a cruising mode IV, an acceleration mode V, and a sustained high-power turbocharged mode VI, in response to monitoring the instantaneous torque requirements ( $RL$ ) of the vehicle over time.--

--115. (Amended) The method of claim ~~113~~ 114, wherein said controller controls said vehicle to operate in said modes as follows:

in said low load mode I while  $RL < SP$ , wherein  $SP$  is a setpoint expressed as a predetermined percentage of  $MTO$ , in said highway cruising mode IV while  $SP < RL < MTO$ , in said acceleration mode V while  $RL > MTO$  for less than a predetermined time  $T$ , and in said sustained high-power turbocharged mode VI while  $RL > MTO$  for more than a predetermined time  $T$ .--

--116. (Amended) The method of claim ~~114~~ 115, wherein said time  $T$  is controlled responsive to the state of charge of the battery ~~bank~~.--

--117. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, comprising the further step of performing regenerative charging of the battery ~~bank~~ when the engine's instantaneous torque output  $> RL$ , when  $RL$  is negative, or when braking is initiated by the operator.--

--118. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, wherein said hybrid vehicle further comprises a variable-ratio transmission disposed between said engine and said motors and the wheels of said vehicle, said transmission being operable responsive to a control signal from said controller.--

--119. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, wherein a clutch connects a first output shaft of or driven by said engine and/or first motor with a second output shaft of or

driven by said second motor connected to said wheels, and wherein the speeds of said engine and/or first motor and of said second motor are controlled such that when said clutch is engaged the speeds of the first and second output shafts are substantially equal, whereby said shafts may be connected by a non-slipping clutch.-

--120. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, wherein the rate of change of torque output by said engine is limited, such that combustion of fuel within said engine can be controlled to occur substantially at the stoichiometric ratio, and wherein if said engine is incapable of supplying the instantaneous torque required, the additional torque required is supplied by either or both of said motor(s).--

--121. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, wherein said engine is rotated before starting such that its cylinders are heated by compression of air therein.--

--122. (Amended) The method of claim ~~103~~ 104, wherein said engine can be operated at torque output levels less than SP under abnormal and transient conditions, ~~e.g.,~~ said conditions comprising in order to allow starting and stopping of the engine or to provide and provision of torque to satisfy drivability or safety considerations.--

Claims 123 - 142 (Canceled).

## REMARKS

Claims 82 - 122 (renumbered from claims 81 - 121 by the Examiner, prior to issue of the Office Action) have been further amended hereby, to correct dependency errors resulting from the claim renumbering, and to further and unobviously define the invention claimed with respect to the prior art, as discussed further below. Claims 16 - 81 and 123 - 142 have been canceled, of course without prejudice to their presentation in further application(s), in response to the Examiner's "undue multiplicity" rejection. The claims have also been amended in response to the Examiner's Sect. 112 objections.

More specifically, with respect to the Sect. 112 objections, "battery bank", where used, has been amended to "battery", for consistency. It was also noted that mode VI, in which a turbocharger is employed for sustained operation of the engine above MTO (its normally-aspirated maximum torque output) had been referred to inconsistently as a "turbocharged" and a "sustained high-power" mode; for consistency, both terms are now employed to characterize mode VI. See claims 92 and 93, and 114 and 115.

Thus claims 82 and 104 are the only remaining independent claims. These have both been amended to recite that the engine is run when it is loaded (either by the vehicle's propulsion requirement, the battery charging load, or both) in excess of a setpoint SP, which is now defined to be "substantially less than the maximum torque output (MTO) of said engine". It is respectfully submitted

that this recitation clearly and patentably distinguishes over the references relied upon.

It is of course admitted that the language "... substantially less than the maximum torque output of said engine" is not mathematically precise. It is respectfully submitted that some imprecision is permissible here in view of the fact that such minimum values are stated in the specification (see for example, page 68, line 29 of the application) to be typically at least 30% of MTO (though this figure is repeatedly stated to be exemplary only; see page 72, lines 6 - 10) and normally not in excess of 50% of MTO (see page 72, line 9). Note also that "MTO" as used herein refers to the engine's maximum torque output (in normally-aspirated mode, when a turbocharger is also provided) at or near its rated top RPM. It is also within the scope of the invention to employ the engine efficiently by loading it at a lower RPM; the specification at page 88, lines 6 - 10 gives the example of sizing the generator to load the engine to 70% of its maximum output at 1200 - 1500 RPM. Given these examples it is respectfully submitted that this language is adequately definite to define the invention and to satisfy 35 USC Sect. 112.

It is respectfully submitted that this language is also sufficient to distinguish over Frank patent 6,054,844, which the Examiner relied upon in rejecting claims 82, 88 - 90, 95, 96, 99, 100, 102 and 103 under 35 USC Sect. 102, and claims 101 and 123 under Sect. 103. Frank clearly intends operation of the engine thereof near MTO at all times. More specifically, Frank states at col. 12, lines 20



- 24 that it is an object of his invention to "always operate [the engine] at wide open throttle or along the best efficiency (ideal speed/torque) operating line..." Frank thus teaches specifically away from operating the engine when loaded to above a setpoint which is substantially less than MTO, as claimed.

It is acknowledged that Frank goes on to say that the engine could be operated "in accordance with any other desired operating characteristics" (lines 25 - 26). This is literally broad enough to include applicants' operation above a setpoint, of course. However, Frank's broad statement again fails to teach the invention as claimed.

Furthermore, Frank does not teach operating the engine when it is loaded to a given degree, as claimed, but solely in response to the operator's pressing of one or other of the accelerator and brake pedals. See Fig. 8, and the discussion thereof at cols. 8 - 11. The Examiner appears to agree on this point, since claims 87 and 110, specifying that the setpoint SP is 30% of MTO, were indicated to contain allowable subject matter. That indication is gratefully acknowledged. However, especially in view of the statements made throughout the specification that this figure is somewhat arbitrary, it is respectfully submitted that to thus limit the independent claims would be unduly limiting of the applicants' invention, and that claims 82 and 104 as amended above correctly define the invention.

The Mayrhoefler et al paper was relied upon by the Examiner in rejecting claims 82, 88 - 90, 96, 104, 108, 109, and 117 under 35 USC 102, and claims 101 and 120 under

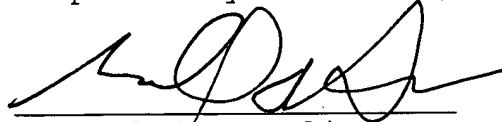
Sect. 103. The amendments made above to independent claims 82 and 104 distinguish over Mayrhoefler in the same manner in which they distinguish over Frank, as above. Specifically, Mayrhoefler shows a hybrid vehicle that is intended to be operated as an electric car in low-emission (urban and environmentally sensitive) areas, so that the IC engine is to be started, presumably responsive to a signal from the operator, when the vehicle leaves such an area. The engine's operation "is intended to be steady-state" (page 189) and a planetary gearbox is provided to operate as a continuously-variable transmission (page 191). Thus Mayrhoefler clearly fails to disclose or suggest a vehicle in which the engine is operated when loaded by the combination of propulsive and battery-charging loads, to at least a setpoint SP which is substantially less than MTO, as claimed.

A Second Supplemental Information Disclosure Statement is being filed herewith, making of record a number of new references that have come to applicants' attention as a result of prosecution of corresponding foreign applications and further searching, and the Examiner is respectfully requested to consider these new references and to indicate in the file of the application that he has done so.

It is thus respectfully submitted that the claims as amended distinguish over the references cited, and a Notice of Allowance is therefore earnestly solicited.

Dated: 2/17/05

Respectfully submitted,



Michael de Angeli  
Reg. No. 27,869  
60 Intrepid Lane  
Jamestown, RI 02835  
401-423-3190



IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re the Patent Application of :  
: Severinsky et al : Examiner: David Dunn  
: Serial No.: 10/382,577 : Group Art Unit: 3616  
: Filed: March 7, 2003 : Att.Dkt.:PAICE201.DIV  
: For: Hybrid Vehicles

Hon. Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria VA 22313-1450

**SECOND SUPPLEMENTAL INFORMATION DISCLOSURE STATEMENT**

Listed on attached PTO-1449 forms are a number of documents that have come to applicants' attention since the filing of the Supplemental Information Disclosure Statement filed in this application on May 28, 2004. Applicants' thus making these documents of record should not be deemed a concession that they are necessarily available as prior art as defined by 35 USC Sect. 102. The Examiner is respectfully requested to consider these newly-cited documents and to indicate that he has done so in the file of this application.

The relevance of the newly-cited documents to the present invention is summarized as follows:

Japanese Patent Application Publication 7-54983 (Nakagawa et al) (provided with noncertified translation) shows controlling the shifting of an automatic transmission. The usual method is described as controlling the ratio based on detected engine load and vehicle speed,

following a predetermined shift pattern. Prior art shows detecting increase in loading, e.g., "uphill running", if the speed drops below shift boundary line while the throttle opening is over a predetermined value. This is stated to be workable only under limited circumstances. This invention calculates a "running load coefficient KFUKA" which is then smoothed and used to correct the predetermined shift pattern.

From paragraph 10, "[T]he running load coefficient KFUKA is calculated according to an equation  $KFUKA=2-(b/a)$  when the detected vehicle speed 'b' is lower than the standard loaded-vehicle speed 'a', and according to an equation  $KFUFA=a/c$  when the detected vehicle speed 'c' is higher than the standard value 'a' ". This is mathematically inconsistent, since both "b" and "c" are the "detected vehicle speed". Further, it is clear that KFUKA is a running load coefficient, that is, a correction factor somehow responsive to variation in running load, not the running load itself.

Japanese Patent Application Publication 4-244568  
(Onishi et al) (provided with noncertified translation) -  
Shifting of an automatic transmission is controlled responsive to a predictive program that calculates the torque to be available after shifting. Running load is employed in this calculation. It is stated to be determined as follows:

"(0022) The running load estimating means 101 now multiplies the torque converter output torque  $T_t$  by the gear ratio "r" to calculate the torque  $T_m$  generated at the wheels, and calculates the running load  $T_L$  based on the

relational formula  $T_L = T_m - M \cdot r_w \cdot \alpha$  from the vehicle mass  $M$ , the effective wheel radius  $r_w$  and the acceleration  $\alpha$ . The flow of this calculation shown in FIG. 6.

"(0023) In FIG. 6,

Step 601: Reading of the respective data of vehicle speed  $V_{SP}$  and engine rotational speed  $N$ , gear ratio "r" an acceleration  $\alpha$  is performed.

Step 602: the turbine rotational speed  $N_t$  is calculated by the following formula:

$$N_t = V_{SP}/120\pi/r_w \cdot r \times 1000$$

Step 603: Torque converter or rotational ratio "e" is calculated and pump torque coefficient  $\tau$  and torque ratio "t" are searched.

$$e = N_t/N, \tau = f_1(e), t = f_2(e)$$

Step 604: Pump torque  $T_p$  and turbine torque  $T_t$  are calculated.

$$T_p = \tau \cdot (N/1000)^2. T_t = t \cdot T_p$$

Step 605: Calculation of torque  $T_m$ .  $T_m = T_p \cdot r$

Step 606: Calculation of running load  $T_L$ .  $T_L = T_m - M \cdot r \cdot \alpha$ .

This makes no sense. In particular, it is clear that the idea is to correct the torque at the wheels  $T_m$  by the factor  $M \cdot r \cdot \alpha$  to reach the running load, but calculating  $M \cdot r \cdot \alpha$  does not yield a torque in units of kg-m, but a value in  $\text{kg} - \text{m}^2/\text{sec}^2$ .

In any event it is clear that neither reference refers remotely to hybrid vehicles, much less controlling operating modes thereof responsive to road load.

US Patent 6,067,801 (Harada) is based on Japanese application 9-329430. The disclosure is directed to reducing driveline shock occasioned upon shutting off the engine in a hybrid by loading it using one of the two motor/generators. Road load per se is not discussed; mode switching is discussed only inferentially, e.g., "...at the time when the engine is not required, for example, during a reduction of the speed or a downslope run, the hybrid vehicle stops operation of the engine 150 and runs only

with the motor MG2" (col. 9, lines 40 - 43). Harada states nothing of relevance to operating the engine when loaded to above a setpoint SP.

However, this reference is generally relevant in that it acknowledges that the engine can be loaded by the battery charging load as well as the loading required for vehicle propulsion (col. 1, lines 15 - 17), that the engine can be shut off when not needed (as noted, col. 9, lines 40 - 43) and that it should be operated at an efficient operating point (same). The vehicle's power requirements, including power for acceleration, for charging, and for auxiliaries, is calculated, and a decision made whether the engine is required. Engine activation is based on vehicle speed, or the necessity of battery charging (col. 10, line 41 - col. 11, line 18). The engine is run at low power levels (col. 12, line 49), and idling is permitted (col. 11, line 65). The engine can be motored to warm it up prior to starting (col. 12, line 17). It is noted that for a given output power requirement it is more efficient to run the engine at lower RPM and higher torque than at higher RPM and lower torque output (col. 13, lines 34 - 45). The minimum RPM of the engine in the loaded state is maintained greater than in the non-loaded state, in order to allow gentle variation in torque applied to the motor MG1 during mode changes, avoiding rough operation (col. 16, lines 17 - 38), not so as only to operate the engine when loaded to the point of efficient operation. Most of the topologies shown involve the usual planetary gearset for combining the torque from the engine and two motors, but an embodiment is shown in Fig. 12 which avoids the planetary gearbox and first motor in favor of a "clutch motor MG3" which includes first and second rotors that function as an

electromagnetic coupling (col. 18, lines 43 - 56). A series hybrid version, in which the engine never transmits torque directly to the wheels, is shown in Fig. 13.

Japanese Patent Application Publication 11-122712 (Morita et al) (provided with partial noncertified translation) shows a hybrid with a traction motor and engine propelling the vehicle; a second motor drives the ancillaries and starts the engine (there is no suggestion that this second motor is used to charge the battery), so the topology is effectively a single-motor hybrid with a separate starter. The invention is essentially to disengage a clutch connecting the engine and wheels upon braking, so that the engine can be shut off; when braking ends, the starter is used to motor the engine, and when the accelerator is then applied fuel is supplied and the engine started. Mode shifting is thus performed strictly in accordance with the operation of the accelerator and brake pedals.

Japanese Patent Application Publication 11-113956 (Hisamura) (provided with partial noncertified translation) shows a control device for a continuously variable transmission. The slope of the road being driven on is determined by a calculation employing the actual torque being supplied and the vehicle speed and acceleration. The "flatland" required torque is calculated and compared to the actual torque, to determine the slope of the road, and the transmission ratio adjusted accordingly.

Japanese Unexamined Patent Publication 11-82260 (Tsuzuki et al) (supplied without translation) - Topology



includes engine, first clutch, motor/generator, second clutch, and automatic transmission, and wheels, in that order. In order to reduce shock upon engine starting, the second clutch is opened and left open until the engine and motor/generator are synchronized. This would be completely useless, since power flow to the wheels would be interrupted, seriously impacting drivability. Moreover, this would occur under acceleration, just when it would be most annoying and possibly even unsafe.

Japanese Unexamined Patent Publication 11-82261 (Tsuzuki et al) (supplied without translation) is closely related to the above Tsuzuki patent application. According to notes provided by our searcher, this simply adds the idea of providing a starter on the engine. This would suffer the same drivability problem.

According to our German searcher, German applications 198 38 853, 102 60 435, and 198 14 402, (all supplied without translations) describe methods for starting the engines of single motor hybrids.

Fiala US patent 4,411,171 shows a single-motor hybrid wherein the engine is connected through a first clutch to one side of a flywheel; a second clutch on the other side of the flywheel allows the flywheel to be locked to the output shaft, for direct drive, or to serve as the sun gear of a planetary gearbox. The planet carrier is connected to the output shaft, and the ring gear to a single motor/generator. The flywheel can also be locked, which provides an electric-car mode. The vehicle must be stopped to allow starting of the engine (col. 3, line 55), so

clearly the vehicle must be operated in distinct low speed (electric car) and high-speed hybrid modes. The engine is to be used to start the vehicle from a standing stop by using some of the engine's torque to drive the motor/generator, i.e., the motor/generator acts as a brake (col. 5, lines 1 - 7), with the planetary gearbox thus decoupling the engine from the output shaft.

Maeda U.S. patent 3,620,323 shows a hybrid vehicle in which the engine is intended to be operated at full throttle at all times; see the abstract, col. 1, lines 37 - 38, col. 5, lines 13 - 15.

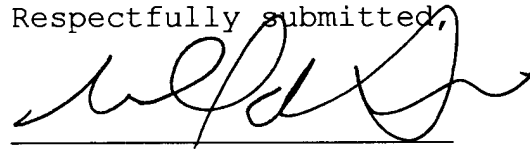
Tabata et al U. S. Patent 6,317,665 is directed to control of a lock-up clutch in a hybrid vehicle so as to smooth transitions between operation in motor-drive and engine-drive modes. Tabata et al patent 6,183,389 is also directed to control of operation of lock-up clutches. Finally, Tabata patent 5,887,670 is also directed to smoothing transitions.

Hagiwara patent 5,565,711 is the US equivalent to a Japanese patent document cited against a Japanese application claiming priority from the same basic application as the present application. The Hagiwara patent relates to specifics of the connection of the individual batteries in a battery bank. No claims are pending in this application which are drawn to this aspect of the invention.

Again, the Examiner is respectfully requested to consider these documents, and to indicate that he has done so in the file of the application.

Dated: 2/17/05

Respectfully submitted,



---

Michael de Angeli  
Reg. No. 27,869  
60 Intrepid Lane  
Jamestown, RI 02835  
401-423-3190



INFORMATION DISCLOSURE CITATION IN AN APPLICATION	DOCKET NUMBER	PAICE201.DIV	APPLICATION NUMBER	10/382,577
	APPLICANT	Severinsky et al		
	FILING DATE	3/7/2003	GROUP ART UNIT	3616

**U.S. PATENT DOCUMENTS**

EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	NAME	CLASS	SUBCLAS	FILING DATE
	6 0 6 7 8 0 1	5/2000	Harada et al			
	4 4 1 1 1 7 1	10/1983	Fiala			
	3 6 2 0 3 2 3	5/1968	Maeda			
	6 3 1 7 6 6 5	11/2001	Tabata et al			
	6 1 8 3 3 8 9	2/2001	Tabata et al			
	5 5 6 5 7 1 1	10/1996	Hagiwara			

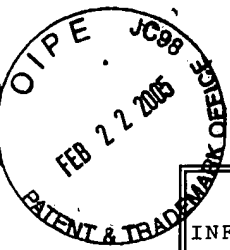
**FOREIGN PATENT DOCUMENTS**

DOCUMENT NUMBER	DATE	COUNTRY	CLASS	SUBCLASS	TRANSLATION	
					YES	NO
7 5 4 9 8 3	2/1995	Japan			X	
4 2 4 4 6 5 8	9/1992	Japan			X	
11 0 8 2 2 6 1	3/1999	Japan				X
11 1 2 2 7 1 2	4/1999	Japan			<i>partial</i>	
62 1 1 3 9 5 6	5/1987	Japan			<i>partial</i>	

**OTHER DOCUMENTS** (Including Author, Title, Date, Pertinent Pages, Etc)


EXAMINER	DATE CONSIDERED
----------	-----------------

EXAMINER: Initial if citation considered, whether or not citation is in conformance with MPEP §609; Draw line through citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to the applicant.



INFORMATION DISCLOSURE CITATION IN AN APPLICATION	DOCKET NUMBER	PAICE201.DIV	APPLICATION NUMBER	10/382,577
	APPLICANT	Severinsky et al		
	FILING DATE 3/7/2003	GROUP ART UNIT	361	

**U.S. PATENT DOCUMENTS**

EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	NAME	CLASS	SUBCLASS	FILING DATE	
						YEAR	MONTH

**FOREIGN PATENT DOCUMENTS**

DOCUMENT NUMBER	DATE	COUNTRY	CLASS	SUBCLASS	TRANSLATION	
					YES	NO
11 0 8 2 2 6 0	3/1999	Japan				X
19 8 3 8 8 5 3	8/1998	Germany				X
19 8 1 4 4 0 2	3/1998	Germany				X

**OTHER DOCUMENTS** (Including Author, Title, Date, Pertinent Pages, Etc)


EXAMINER	DATE CONSIDERED
----------	-----------------

EXAMINER: Initial if citation considered, whether or not citation is in conformance with MPEP § 609; Draw line through citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to the applicant.

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-054983

(43)Date of publication of application : 28.02.1995

(51)Int.Cl.

F16H 61/00  
F16H 61/10  
F16H 61/16  
// F16H 59:24  
F16H 59:44

(21)Application number : 05-205945

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 20.08.1993

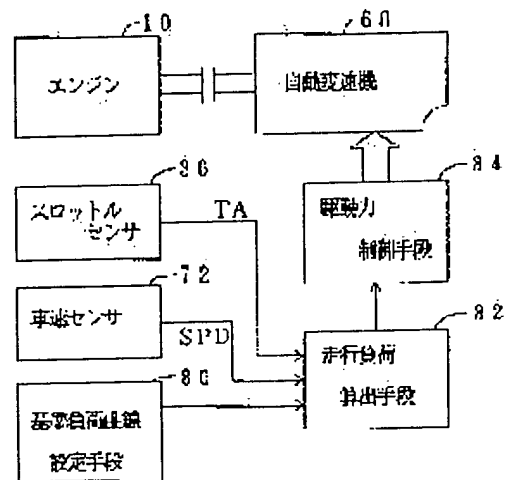
(72)Inventor : NAKAGAWA NORIHISA  
MATSUOKA HIROKI

## (54) DRIVING FORCE CONTROL DEVICE FOR CAR

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide a driving force control device for car which can present good operating characteristics irrespective of running load in the whole running ranges of the car.

CONSTITUTION: When the reference running load curve for the steady running condition of a car is set by a reference load curve setting means 80, a running load calculating means 82 calculates one by one the size of the running load factor KFUKASM by reference to the set curve, wherein the factor KFUKASM is expressed on the basis of the degree of throttle opening TA and the car speed SPD. A driving force control means 84 controls the gearing position of an automatic transmission 68 on the basis of the factor KFUKASM calculated from time to time and adjusts the driving force of the car. Accordingly the driving force is adjusted on the basis of the size of the actual running load over the whole running ranges of the car, so that good operating characteristics can be obtained in the whole running ranges of the car irrespective of varying running load due to the gradient of the road surface, etc.



### LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 20.05.1998

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

2962112

[Date of registration] 06.08.1999

[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平7-54983

(43)公開日 平成7年(1995)2月28日

(51)Int.Cl. <sup>9</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H 61/00		9240-3 J		
61/10		9240-3 J		
61/16	Z	9328-3 J		
// F 1 6 H 59:24				
59:44				

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 24 頁)

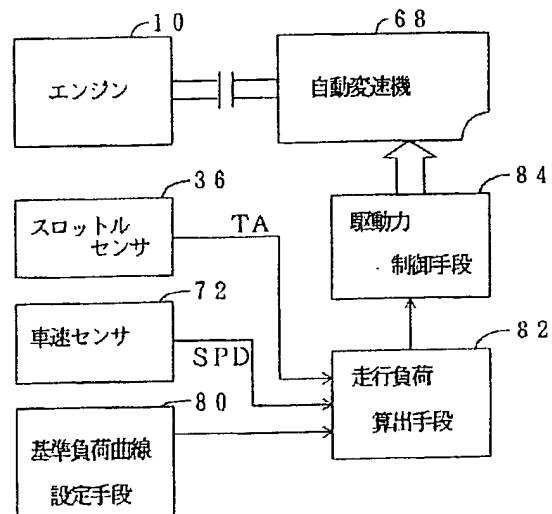
(21)出願番号	特願平5-205945	(71)出願人	000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地
(22)出願日	平成5年(1993)8月20日	(72)発明者	中川 徳久 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(72)発明者	松岡 広樹 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(74)代理人	弁理士 池田 治幸 (外2名)

(54)【発明の名称】 車両用駆動力制御装置

(57)【要約】

【目的】 車両の走行領域全域において走行負荷に拘わらず良好な運転性が得られる車両用駆動力制御装置を提供する。

【構成】 基準負荷曲線設定手段80により、車両の定常走行における基準走行負荷曲線が設定されると、走行負荷算出手段82により、スロットル弁開度TAおよび車速SPDに基づいて表される走行負荷係数KFUKASMの大きさが、上記基準走行負荷曲線を基準として逐次算出される。駆動力制御手段84により、上記逐次算出された走行負荷係数KFUKASMに基づいて自動変速機68のギヤ段が制御されて車両の駆動力が調節される。したがって、車両の走行領域全域にわたって、実際の走行負荷の大きさに基づいて前記車両の駆動力が調節されるので、路面傾度などによる走行負荷の変化に拘わらず車両の走行領域全域において良好な運転性が得られる。





【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンの出力が駆動輪へ伝達される車両において、該車両の駆動力を制御する駆動力制御装置であって、

前記車両の定常走行におけるエンジンの負荷量および車速により表される基準走行負荷曲線を設定する基準負荷曲線設定手段と、

エンジンの負荷量および車速に基づいて表される走行負荷の大きさを、前記基準走行負荷曲線を基準として逐次算出する走行負荷算出手段と、

該走行負荷算出手段により逐次算出された走行負荷に基づいて前記車両の駆動力を調節する駆動力制御手段とを、含むことを特徴とする車両用駆動力制御装置。

【請求項2】 前記走行負荷算出手段は、前記基準走行負荷曲線からエンジンの負荷量に基づいて基準走行負荷車速を決定する基準走行負荷車速決定手段と、車速と該基準走行負荷車速とに基づいて走行負荷に対応した走行負荷係数を逐次算出する走行負荷係数算出手段とを含み、該走行負荷係数を走行負荷として出力するものである請求項1の車両用駆動力制御装置。

【請求項3】 前記車両は、変速比が自動的に変化させられる自動変速機と、該自動変速機の変速比を予め設定された変速線からエンジンの負荷量および車速に基づいて制御する変速制御手段とを備えたものであり、前記駆動力制御手段は、前記走行負荷に基づいて該変速線を補正するものである請求項1または2の車両用駆動力制御装置。

【請求項4】 前記走行負荷が第1の判断基準値を超えたとき、前記自動変速機のシフトアップを禁止するシフトアップ禁止手段をさらに含むものである請求項3の車両用駆動力制御装置。

【請求項5】 前記走行負荷が第2の判断基準値未満となったとき、前記自動変速機のシフトアップの禁止を解除するシフトアップ禁止解除手段を含むものである請求項4の車両用駆動力制御装置。

【請求項6】 前記シフトアップ禁止解除手段は、前記自動変速機のシフトアップの禁止中において、減速から加速への反転が所定回行われる毎に最高速ギヤ段へのシフトアップを実行すべきか否かを判断し、実行すべきであると判断される場合には該シフトアップの禁止を解除して該最高速ギヤ段へのシフトアップを実行するものである請求項5の車両用駆動力制御装置。

【請求項7】 前記シフトアップ禁止解除手段により用いられる前記第2の判断基準値を、シフトアップの禁止が開始されたときの走行負荷、またはシフトアップの禁止中に所定回の減速から加速への反転が検出されたときの走行負荷のうち、最新のものよりも所定値小さい値に設定する第2の判断基準値設定手段を含むものである請求項5または6の車両用駆動力制御装置。

【請求項8】 前記駆動力制御手段は、前記走行負荷算

出手段により算出された走行負荷が所定値未満且つエンジン負荷量が所定の判断基準値以下で加速度が所定の判断基準値以上であるとき、前記自動変速機をエンジンブレーキが作用するギヤ段へ優先的にシフトダウンさせるものである請求項3の車両用駆動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は車両用駆動力制御装置に係り、特に、車両の走行領域全体において走行負荷に拘わらず良好な運転性を得る技術に関するものである。

【0002】

【従来の技術】スロットル弁開度の調節や自動変速機の変速比の調節により車両の駆動力を制御する車両用駆動力制御装置が知られている。たとえば、変速比が自動的に変化させられる自動変速機を備えた車両では、予め設定された変速線図から実際のエンジン負荷量および車速に基づいて自動変速機の変速比を変化させ、車両の駆動力を適切な値とする変速制御装置が用いられている。このような変速制御装置の変速線図は通常最も頻度の高い平坦路での走行において運転性および燃費が両立するように設定されることから、登坂路走行では、駆動力が不足して良好な運転性が得られない傾向となる。

【0003】これに対し、特開昭62-180153号公報に記載されているように、スロットル弁開度が所定値を超えた領域において車速がシフトダウン線を高速側から低速側へ横切ったときに登坂走行であると判定し、シフトアップを禁止して低速段を保持するようにした変速制御装置が提案されている。これによれば、登坂走行であると判定された場合には、シフトアップが禁止されて車両の駆動力が高められるので、登坂走行での運転性が改善される。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の変速制御装置では、スロットル弁開度が所定値以上の領域において車速がシフトダウン線を高速側から低速側へ横切ったときのみ登坂走行が判定されることから、その他の走行領域においては車両の走行負荷の変化に基づく駆動力の改善が得られず、車両の走行領域全域にわたって良好な運転性が得られないという欠点があった。

【0005】本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、車両の走行領域全域において走行負荷に拘わらず良好な運転性が得られる車両用駆動力制御装置を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するための本発明の要旨とするところは、エンジンの出力が駆動輪へ伝達される車両において、その車両の駆動力を制御する駆動力制御装置であって、(a) 前記車両の定常走行におけるエンジンの負荷量および車速により表される

基準走行負荷曲線を設定する基準負荷曲線設定手段と、  
 (b) エンジンの負荷量および車速に基づいて表される走行負荷の大きさを、前記基準走行負荷曲線を基準として逐次算出する走行負荷算出手段と、(c) その走行負荷算出手段により逐次算出された走行負荷に基づいて前記車両の駆動力を調節する駆動力制御手段とを、含むことにある。

【0007】

【作用および発明の効果】このようにすれば、基準負荷曲線設定手段により、車両の定常走行におけるエンジンの負荷量および車速により表される基準走行負荷曲線が設定され、走行負荷算出手段により、エンジンの負荷量および車速に基づいて表される走行負荷の大きさが、上記基準走行負荷曲線を基準として逐次算出される。そして、駆動力制御手段により、その走行負荷算出手段により逐次算出された走行負荷に基づいて前記車両の駆動力が調節される。したがって、車両の走行領域全域にわたって、走行負荷の大きさに基づいて前記車両の駆動力が調節されるので、路面勾配などによる走行負荷の変化に拘わらず車両の走行領域全域において良好な運転性が得られるのである。

【0008】ここで、好適には、前記走行負荷算出手段は、前記基準走行負荷曲線からエンジンの負荷量に基づいて基準走行負荷車速を決定する基準走行負荷車速決定手段と、車速とその基準走行負荷車速とに基づいて走行負荷に対応した走行負荷係数KFUKAを逐次算出する走行負荷係数算出手段とを含み、その走行負荷係数KFUKAにより走行負荷を表すようにする。上記基準走行負荷および走行負荷を表すために、エンジン負荷量を表すスロットル弁開度を用いて基準走行負荷開度とし、実際のスロットル弁開度とその基準走行負荷開度とから走行負荷係数を算出することもできるが、このような場合には、スロットル弁開度は車速よりも変動が多く且つ速やかであるため、検出される走行負荷開度が加減速操作の影響を受けて不安定となるが、上記のようにすれば、車速とその基準走行負荷車速とに基づいて走行負荷係数を算出する場合には、上記加減速操作の影響が除去される利点がある。

【0009】また、上記走行負荷係数算出手段は、車速が前記基準走行負荷車速よりも低い場合と高い場合とでは、前記走行負荷係数KFUKAを算出する演算式を変更するように構成される。

【0010】たとえば、上記走行負荷係数算出手段は、車速が基準走行負荷車速 $a$ よりも低い値 $b$ である場合には、 $KFUKA = 2 - (b/a)$ 式から走行負荷係数KFUKAを算出するが、高い値 $c$ である場合には、 $KFUKA = a/c$ 式から走行負荷係数KFUKAを算出する。

【0011】また、好適には、前記走行負荷係数算出手段は、前記逐次算出された走行負荷係数KFUKAにな

まし処理を施して平滑化することによりなまし処理後走行負荷係数KFUKASMを算出するなまし処理手段をさらに含み、そのなまし処理後走行負荷係数KFUKASMを走行負荷として出力する。

【0012】上記なまし処理手段は、好適には、走行負荷係数KFUKAになまし処理を施すに際し、車両の走行条件に従ってなまし量を変更するように構成される。

【0013】また、前記走行負荷係数算出手段は、好適には、車両の発進期間において、なまし処理後走行負荷係数KFUKASMを実質的に変更しないように構成される。

【0014】また、前記走行負荷係数算出手段は、好適には、なまし処理前の走行負荷係数KFUKAが1以上の状態から1未満の状態となった時点から所定時間CHANTEN内は、なまし処理後走行負荷係数KFUKASMを実質的に変更しないように構成される。

【0015】また、前記車両は、好適には、変速比が自動的に変化させられる自動変速機と、その自動変速機の変速比を予め設定された変速線からエンジンの負荷量および車速に基づいて制御する変速制御手段とを備えたものであり、前記駆動力制御手段は、前記走行負荷に基づいて上記変速線を補正する補正手段を含む。このようにすれば、燃費と動力性能とが両立する利点がある。

【0016】上記補正手段は、前記なまし処理後走行負荷係数KFUKASMに基づいて上記変速線を補正する。

【0017】上記補正手段は、前記なまし処理後走行負荷係数KFUKASMの勾配に対する特性を補正するための補正係数を、なまし処理後走行負荷係数KFUKASMに基づいて設定する補正係数設定手段を含み、該補正係数設定手段により設定された補正係数により前記変速線を実質的に補正する。

【0018】また、好適には、逐次算出される走行負荷が第1の判断基準値を超えたとき、前記自動変速機のシフトアップを禁止するシフトアップ禁止手段がさらに設けられる。このようにすれば、ダウンシフトにより駆動力が高められるのでアクセルペダルを戻し操作して駆動力を抑えようとするが、そうするとシフトアップが発生して駆動力が不足するため再びアクセルペダルを踏み込み操作するのでダウンシフトが発生するというビジーシフトが改善される利点がある。

【0019】また、上記シフトアップ禁止手段は、たとえば、前記なまし処理後走行負荷係数KFUKASMが前記第1の判断基準値を超えたとき、前記自動変速機のシフトアップを禁止する。

【0020】また、上記シフトアップ禁止手段は、アクセルペダルの踏み込み操作によりスロットル弁開度が開かれたことにより最高速ギヤ段からそれより1段下のギヤ段へのシフトダウンが発生した後に、シフトアップを禁止する。

【0021】また、好適には、逐次算出される走行負荷が第2の判断基準値未満となったとき、前記自動変速機のシフトアップの禁止を解除するシフトアップ禁止解除手段がさらに設けられる。この第2の判断基準値は前記第1の判断基準値よりも小さい値に設定されるので、その第2の判断基準値と第1の判断基準値との間のヒステリシスにより、シフトアップ禁止およびその解除が連続的に行われることが解消される。

【0022】また、上記シフトアップ禁止解除手段は、好適には、前記シフトアップ禁止手段による自動変速機のシフトアップの禁止中において、減速から加速への反転が所定回行われる毎に最高速ギヤ段へのシフトアップを実行すべきか否かを判断し、実行すべきであると判断される場合には該シフトアップの禁止を解除して該最高速ギヤ段へのシフトアップを実行する。シフトアップ禁止の解除は高駆動力側から低駆動力側への解除であり、加速時の要求駆動力で判断する必要がある。このようにすれば、加速への反転毎に高駆動力を維持すべきか否かを判定するため、要求駆動力に応じてシフトアップが可能となる利点がある。

【0023】また、好適には、上記シフトアップ禁止解除手段は、前記第2の判断基準値を、シフトアップの禁止が開始されたときの走行負荷、またはシフトアップの禁止中に所定回の減速から加速への反転が検出されたときの走行負荷のうち、最新のものよりも所定値小さい値に設定する第2の判断基準値設定手段をさらに含む。このようにすれば、シフトアップの禁止の解除の遅れが短縮される利点がある。その走行負荷としては、たとえばなまし処理後走行負荷係数KFUKASMが用いられる。

【0024】また、前記駆動力制御手段は、好適には、前記走行負荷算出手段により算出された走行負荷が所定の判断基準値未満かつエンジン負荷量が所定値以下で加速度が所定値以上であるとき、前記自動変速機をエンジンブレーキが作用するギヤ段へ優先的にシフトダウンさせる。このようにすれば、エンジンブレーキ力を向上させることができる。

【0025】また、前記駆動力制御手段は、好適には、逐次算出されたなまし処理後走行負荷係数KFUKASMが第1の判断基準値未満であり、且つ、スロットル開度が所定値以下で加速度が所定値以上のとき、エンジンブレーキの効く変速段へ強制的にシフトダウンさせるシフトダウン手段を含む。

【0026】また、前記駆動力制御手段は、好適には、逐次算出されたなまし処理前の走行負荷係数KFUKAが第2の判断基準値以上となると、上記シフトダウン手段による制御を解除するシフトダウン解除手段を含む。

【0027】

【実施例】以下、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0028】図1において、ガソリンエンジン10の燃焼室12内には、エアクリーナ14、エアフローメータ16、吸気通路18、スロットル弁20、バイパス通路22、サージタンク24、インテークマニホルド26、および吸気弁28を介して空気が吸入されるとともに、その空気には、インテークマニホルド26に設けられた燃料噴射弁30から噴射される燃料ガスが混合されるようになっている。エアフローメータ16は、実際の吸入空気量 $Q_m$ を検出するためのもので本実施例では可動ベーン式のものが用いられており、その実際の吸入空気量 $Q_m$ を表す吸入空気量信号 $S_{Q_m}$ をエンジン用電子制御装置32およびトランスミッション用電子制御装置34に供給する。スロットル弁20は、図示しないアクセルペダルに機械的に連結されており、その操作量に対応して開閉されることにより吸入空気量を連続的に変化させるようになっているとともに、そのスロットル弁20にはアイドルスイッチ付スロットルセンサ36が設けられて、アイドル位置を示す信号およびスロットル弁開度 $T_A$ を表すスロットル弁開度信号 $S_{T_A}$ をエンジン用電子制御装置32およびトランスミッション用電子制御装置34に供給するようになっている。バイパス通路22はスロットル弁20と並列に配設されているとともに、そのバイパス通路22にはアイドル回転数制御弁38が設けられており、エンジン用電子制御装置32によってアイドル回転数制御弁38の開度が制御されることにより、スロットル弁20をバイパスして流れる空気量が調整されてアイドル時のエンジン回転数が制御される。燃料噴射弁30も、エンジン用電子制御装置32によってその噴射タイミングや噴射量が制御される。なお、上記エアフローメータ16の上流側には吸入空気の温度を測定する吸気温センサ40が設けられ、その吸気温を表す信号をエンジン用電子制御装置32に供給するようになっている。

【0029】エンジン10は、吸気弁28、排気弁42、ピストン44、および点火プラグ46を備えて構成されており、点火プラグ46は、エンジン用電子制御装置32によって制御されるイグナイタ48からディストリビュータ50を介して供給される高電圧によって点火火花を発生し、燃焼室12内の混合ガスを爆発させてピストン44を上下動させることによりクランク軸を回転させる。吸気弁28および排気弁42は、クランク軸の回転に同期して回転駆動されるカムシャフトにより開閉されるようになっているとともに、エンジン用電子制御装置32によって制御される可変バルブタイミング機構52により、カムシャフトとクランク軸との回転位相が変更されて開閉タイミングが調整されるようになっている。燃焼室12内で燃焼した排気ガスは、排気弁42からエキゾーストマニホルド54、排気通路56、触媒装置58を経て大気に排出される。エンジン10にはエンジン冷却水温を測定する水温センサ60が設けられてお

7  
り、そのエンジン冷却水温を表す信号をエンジン用電子制御装置32に供給するようになっており、エキゾーストマニホールド54には排気ガス中の酸素濃度を検出する酸素センサ62が設けられており、その酸素濃度を表す信号をエンジン用電子制御装置32に供給するようになっている。また、ディストリビュータ50にはクランク軸の回転に同期してパルスを発生する回転角センサが設けられており、そのパルス信号をエンジン用電子制御装置32に供給するようになっており、そのパルス信号はエンジン10の回転速度NEを表すエンジン回転速度信号SNEとしてトランスミッション用電子制御装置34にも供給されるようになっている。

【0030】上記エンジン用電子制御装置32、トランスミッション用電子制御装置34は、何れもCPU、RAM、ROM、入出力インタフェース回路、A/Dコンバータ等を備えて構成されており、RAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うもので、エンジン用電子制御装置32には前記各信号の他、エアコンスイッチ64からエアコンのON、OFFを表す信号等が供給されるとともに、トランスミッション用電子制御装置34には、運転席のシフトレバー操作位置、すなわち「P（パーク）」、「N（ニュートラル）」、「D（ドライブ）」、「1（ファースト）」、「2（セカンド）」、「R（リバース）」等を表す信号がシフトセレクトセンサ66から供給される。トランスミッション用電子制御装置34にはまた、前記エンジン10の回転速度を例えば前進4段および後進1段で変速する自動変速機68の変速段が「1st」、「2nd」、「3rd」、および「4th」の何れであるかを表す変速段信号SGがシフトポジションスイッチ70から供給されるとともに、その自動変速機68の出力軸の回転速度すなわち車速SPDを表す車速信号SSPDが車速センサ72から供給されるようになっている。自動変速機68は、遊星歯車装置や油圧式摩擦係合装置などを備えた良く知られたもので、油圧回路が切り換えられて油圧式摩擦係合装置の係合状態が変更されることにより、上記前進4段および後進1段が成立させられるように構成されている。なお、両電子制御装置32と34との間でも必要な情報が通信インターフェイスを介して授受されるようになっており、前記吸入空気量信号SQm、スロットル弁開度信号STA、およびエンジン回転速度信号SNEは、少なくとも何れかの制御用電子制御装置32または34に供給されるようになっていけば良い。また、例えばブレーキペダルのON、OFFやステアリングホイールの操舵角、路面の勾配、排気温度など、自動車の運転状態を表す他の種々の信号を取り込んでエンジン制御やトランスミッションの変速制御に用いることも可能である。

【0031】そして、上記エンジン用電子制御装置32は、前記吸入空気量Qmやスロットル弁開度TA、エン

ジン回転速度NE、エンジン10の冷却水温度、吸入空気温度、排気通路56内の酸素濃度、エアコンのON/OFFなどに応じて、例えば必要なエンジン出力を確保しつつ燃費や有害排出ガスを低減するように予め定められたデータマップや演算式などに基づいて、前記燃料噴射弁30による燃料ガスの噴射量や噴射タイミング、イグナイタ48による点火時期、アイドル回転数制御弁38によるアイドル回転数、および可変バルブタイミング機構52による吸排気弁28、42の開閉タイミングなどを制御する。

【0032】トランスミッション用電子制御装置34は、吸入空気量Qmやスロットル弁開度TA、エンジン回転速度NE、車速SPD、自動変速機68の変速段、シフトレバー操作位置などに応じて、予め定められた変速条件に従って自動変速機68の変速段を切替制御する。以下、シフトレバー操作位置が「D」で、前進4段で変速が行われる場合の変速制御作動の要部について、フローチャートを参照しつつ具体的に説明する。

【0033】図2に示すフローチャートは、一定の周期たとえば32ms毎に繰り返し実行される走行負荷検出ルーチンである。図において、ステップSD1乃至SD3では、スロットル弁開度TA、車速SPD、および自動変速機68の実際のギヤ段Gが読み込まれる。続いて、基準負荷曲線設定手段に対応するステップSD4では、予め記憶された複数の基準負荷曲線から実際のギヤ段Gに対応した基準負荷曲線関係、たとえば図3に示すスロットル弁開度TAと基準走行負荷車速SPD<sub>s</sub>の関係が選択される。この基準負荷曲線は平坦路を定常走行する場合のスロットル弁開度TAと基準走行負荷車速SPD<sub>s</sub>の関係である。

【0034】次いで、走行負荷算出手段に対応するステップSD5乃至SD20が実行されることにより実際の走行負荷を基準走行負荷を基準として表した走行負荷係数KFUKAおよびそれを平滑化したなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMが算出される。まず、基準走行負荷車速決定手段に対応するステップSD5では、ステップSD4により設定された図3の関係から実際のスロットル弁開度TAに対応した基準走行負荷車速SPD<sub>s</sub>が決定される。たとえば、スロットル弁開度TAの値がsであるとすると図3のA点に対応する車速値aが基準走行負荷車速として決定される。続くステップSD6では、ステップSD5にて求められた基準走行負荷車速SPD<sub>s</sub>が実際の走行負荷の影響を受けている車速SPDよりも大きいか否かが判断される。

【0035】上記ステップSD6の判断が否定された場合、たとえば実際の車両状態が図3のC点であるとする、基準走行負荷車速aが実車速cよりも小さい場合（a<c）には、ステップSD7において予め設定された式KFUKA=a/cから走行負荷係数KFUKAが算出され、ステップSD8においてフラグXC OAST

の内容が「1」にセットされる。しかし、上記ステップSD6の判断が肯定された場合、たとえば実際の車両状態が図3のB点であるとする、基準走行負荷車速aが実車速bより大きい場合(a>b)には、ステップSD9において予め設定された式 $KFU KA = 2 - (b/a)$ から走行負荷係数KFUKAが算出され、ステップSD10においてフラグXCOASTの内容が「0」にクリアされる。このフラグXCOASTは、その内容が「0」であるときになまし処理前の走行負荷係数KFUKAが高走行負荷領域で決定されたことを示し、「1」であるときになまし処理前の走行負荷係数KFUKAが低走行負荷領域で決定されたことを示すものである。図4に示すように、上記のようにして算出された走行負荷係数KFUKAは、平坦路定常走行では1に近い値を示すが、下り坂走行などの低負荷走行では1よりも大きい値を示し、登坂路走行などの高負荷走行では1より小さい値を示す。

【0036】上記走行負荷係数KFUKAの算出に際して、高走行負荷時でも低走行負荷時の式 $KFU KA = a/c$ が適用されると、高負荷となる程走行負荷係数KFUKAが飽和して後述のなまし処理の影響が大きくなるので、低走行負荷時とは異なる式 $KFU KA = 2 - (b/a)$ が用いられる。これにより、走行負荷係数KFUKAは、実車速SPDに対する変化割合が高負荷走行時でも低負荷走行と略同様とされるので、走行負荷に関係なくなまし処理の影響が同等となるのである。

【0037】続くステップSD11では、上記フラグXCOASTの内容が反転したか否か、換言すれば車両の走行負荷領域が基準走行負荷状態を境にして変化したか否かが判断される。このステップSD11の判断が肯定された場合には、ステップSD12において反転タイマーCHANTENの内容が「0」にセットされてその計時が開始される。しかし、ステップSD11の判断が否定された場合には、ステップSD13において走行負荷係数KFUKAがRAM内の所定の記憶場所に記憶される。

【0038】続くステップSD14、SD15、SD16では、走行負荷係数KFUKA、反転タイマーCHANTENの内容、発進タイマーCHASSINの内容がそれぞれ読み込まれる。それら反転タイマーCHANTENおよび発進タイマーCHASSINは、図5に示す発進、加減速状態判定ルーチンにより制御される。この発進、加減速状態判定ルーチンは、たとえば図2の走行負荷検出ルーチンよりも長い周期、たとえば128ms程度の周期により繰り返し実行される。

【0039】図5のステップSH1では車速SPDが読み込まれた後、ステップSH2では発進タイマーCHASSINの内容が読み込まれる。続くステップSH3およびSH4では、車両の発進状態を検出するために、車速SPDがたとえば40km/h程度の判断基準値より低い

か否か、および車速SPDがたとえば10km/h程度の判断基準値以上であるか否かがそれぞれ判断される。上記ステップSH3の判断が否定された場合にはステップSH5において発進タイマーCHASSINがクリアされるが、上記ステップSH4の判断が否定された場合には車両が停止状態であるのでステップSH6において発進タイマーCHASSINがセットされ、上記ステップSH4の判断が肯定された場合には発進タイマーCHASSINの内容が減算される。すなわち、発進タイマーCHASSINは、車両が発進した以後の経過時間の計時を継続するが、40km/h程度の所定の速度に到達するとクリアされるのである。

【0040】続くステップSH8では発進タイマーCHASSINの内容が記憶され、ステップSH9では反転タイマーCHANTENの内容が読み込まれ、ステップSH10では反転タイマーCHANTENの内容が減算され、ステップSH11では反転タイマーCHANTENの内容が記憶される。前記発進タイマーCHASSINおよび上記反転タイマーCHANTENは、所謂減算カウンタであり、その内容が零に到達したときにカウンタの満了と判断される。それら発進タイマーCHASSINおよび反転タイマーCHANTENは、初期状態では所定の時間に対応する値にそれぞれ予め設定されている。たとえば、発進タイマーCHASSINは6.0sec程度に設定され、反転タイマーCHANTENは1.2sec程度に設定される。それらの設定値は、発進時および反転時になまし処理を一時停止させるための期間に対応している。

【0041】そして、ステップSH12では前回の制御サイクルの車速SPDOが読み込まれた後、ステップSH13では実際の車速SPDと前回の制御サイクルの車速SPDOとが比較され、前者が高いと判断された場合はステップSH14においてフラグXKASOKUの内容が「1」にセットされてからステップSH16においてその内容が記憶され、後者が高いと判断された場合はステップSH15においてフラグXKASOKUの内容が「0」にクリアされてからステップSH16においてその内容が記憶されるが、両者が同じ値であると判断された場合はステップSH16が直接実行される。すなわち、フラグXKASOKUは、その内容が「1」であるときに車両の加速状態を示し、「0」であるときに車両の減速状態を示す。

【0042】続くステップSH17では、アイドルスイッチがオフ状態であるか否かが判断される。このステップSH17の判断が否定された場合は、ステップSH22においてアイドルオフディレイタイマCIDLOFの内容がクリアされる。しかし、ステップSH17の判断が肯定された場合は、ステップSH18においてスロットル弁開度TAが読み込まれ、ステップSH19においては図6に示す予め設定された関係から実際のスロット

ル弁開度TAに基づいて第3速自動シフトダウン解除ディレイ時間KOFFが算出され、ステップSH20ではアイドルオフディレイタイムCIDLOFの内容が読み込まれ、ステップSH21ではアイドルオフディレイタイムCIDLOFの内容が加算され、ステップSH23ではアイドルオフディレイタイムCIDLOFの内容が記憶される。すなわち アイドルオフディレイタイムCIDLOFは、アクセルペダルが踏み込まれてからの経過時間を示している。また、上記第3速自動シフトダウン解除ディレイ時間KOFFは、後述の第3速への自動シフトダウンの解除を判定するための判断基準値となる。

【0043】図2に戻って、ステップSD17では、上記反転タイマーCHANTENの内容が「0」であるか否かが判断され、ステップSD18では、発進タイマーCHASSINの内容が「0」であるか否かが判断される。それらのステップSD17およびSD18の判断のいずれかが否定された場合には、発進時および反転時の所定期間はなまし処理を一時停止するためにステップSD19およびSD20が実行されることなく、ステップSD21が直ちに実行される。しかし、それらのステップSD17およびSD18の判断が共に肯定された場合には、ステップSD19において、予め設定された図7に示す表から運転条件に従ってなまし量が決定される。すなわち、前記なまし処理前の走行負荷係数KFUKAの状態を示すフラグXCOAST、なまし処理後の走行負荷係数KFUKASMの状態を示すフラグXTOHAN、スロットル弁開度の全閉を検出するアイドルスイッチの作動状態を示す信号YIDL、車両の加速状態を示すフラグXKASOKUの内容に従って、1/2乃至1/128のなまし量が選択されるのである。なお、図7の表において、\*印はなまし量の選択対象ではないことを示しており、\*印を除く条件の成立でなまし量が決定される。

【0044】そして、ステップSD20において、上記ステップSD19により選択されたなまし量がステップSD7或いはSD8により算出された走行負荷係数KFUKAに乘算されることによりなまし処理が実行され、すなわち、 $KFUKASM = KFUKASM0 + n \cdot (KFUKA - KFUKASM0)$ なる式によりなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMが算出される。なお、上式においてKFUKASM0は前回の制御サイクルにおいてステップSD20により算出されたなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMを示し、nは上記ステップSD19により選択されたなまし量を示している。そして、ステップSD21においてなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMがRAM内の所定の記憶場所に記憶される。このように算出されたなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMは、図8に示すように、なまし処理前の走行負荷係数KFUKAに対して大幅に平

滑化されている。

【0045】ここで、図8に示すなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMには、上記ステップSD18によるなまし処理一時停止効果も含まれている。すなわち、車両の発進期間すなわち発進状態判定タイマーCHASSINの計時期間は、加速の影響が大きく走行負荷係数KFUKASMが高負荷側にずれる傾向にあるため、そのような期間では、ステップSD19およびSD20をスキップして走行負荷係数KFUKASMの更新を中止しその変化を一時停止することにより、上記の高負荷側へのずれが防止されている。

【0046】また、図8に示すなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMには、さらに前記ステップSD17によるなまし処理一時停止効果も含まれている。すなわち、なまし量の決定には、加減速状態フラグXKASOKUが条件の1つとして用いられているが、そのままの値が用いられると、走行負荷係数KFUKASMにずれが発生するので、応答の速いフラグXCOASTの反転時点からの所定のディレー区間、すなわちなまし処理前の走行負荷係数KFUKAの反転時からの所定期間CHANTENでは、ステップSD19およびSD20をスキップして走行負荷係数KFUKASMの更新を中止しその変化を一時停止することにより、上記のずれが防止されている。これにより、図9に示すように、走行負荷係数KFUKAの落ち込みに対して、なまし後の走行負荷係数KFUKASMは好適に平滑化される。因に、走行負荷係数KFUKASMの更新を中止するディレー区間が設けられていない場合は、図10に示すように、なまし後の走行負荷係数KFUKASMも走行負荷係数KFUKAの落ち込みの影響を大きく受ける。

【0047】そして、上記ステップSD20のなまし処理により算出される走行負荷係数KFUKASMは、その計算方法に由来して、図11に示すように、車両の走行負荷に対して上に凸の特性となるので、平坦に近い路面勾配となるほど走行負荷係数KFUKASMが敏感に変化させられる。すなわち、平坦に近い路面勾配となるほど走行負荷係数KFUKASMの感度が高くなる。

【0048】続くステップSD22では上記なまし処理後の走行負荷係数KFUKASMが1.00以上の値であるか否かが判断される。このステップSD22の判断が否定された場合にはステップSD23においてフラグXTOHANの内容が「0」にクリアされるが、肯定された場合にはステップSD24においてフラグXTOHANの内容が「1」にセットされる。そして、ステップSD25において、予め設定された図12に示す関係から、実際のなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMに基づいてシフト点補正係数Ksが算出される。この図12に示す関係は、走行負荷に対してリニア感を保つために、シフト点補正係数Ksがなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMに対して下に凸となるように設定さ

れている。なお、このシフト点補正係数 $K_s$ は、変速線から決定されたシフト点車速に乘算されることにより、車両の走行負荷に応じてそのシフト点車速をずらすためのものである。

【0049】次に、降坂路走行においてエンジブレーキを有効に作用させるために、第4速ギヤ段から第2速ギヤ段への自動シフトダウンを示すフラグ $X_{2NDD}$ および第4速ギヤ段から第3速ギヤ段への自動シフトダウンを示すフラグ $X_{3RDD}$ を制御する自動ダウン制御ルーチンを図13を用いて説明する。この自動ダウン制御ルーチンはメインルーチンと同様のタイミングで実行される。

【0050】図13のステップSA1では、第4速ギヤ段から第3速ギヤ段または第2速ギヤ段への自動シフトダウンの開始条件のひとつとして、なまし処理後の走行負荷係数 $K_{FUKASM}$ がたとえば0.95程度の所定の判断基準値以下であるか否かが判断される。この判断基準値は、車両の降坂路走行を判断するための値である。このステップSA1の判断が否定された場合には、ステップSA5およびSA6においてフラグ $X_{3RDD}$ および $X_{2NDD}$ の内容がクリアされた後、本ルーチンが終了させられる。しかし、上記ステップSA1の判断が肯定された場合には、ステップSA2において、なまし処理前の走行負荷係数 $K_{FUKA}$ が1.05程度の所定の判断基準値よりも小さいか否かが判断される。

【0051】このステップSA2の判断が否定された場合には、自動シフトダウン制御を解除するために上記ステップSA5以下が実行される。しかし、ステップSA2の判断が肯定された場合には、続くステップSA3において、自動シフトダウンの開始条件のひとつとして、アイドルスイッチがオフ状態であるか否かが判断される。このステップSA3の判断が肯定された場合には、アクセルペダルが踏み込まれているので、続くステップSA4においてアイドルオフディレータイマ $C_{IDLOF}$ の内容、すなわちアイドルスイッチのオフからの経過時間が前記ステップSH19にて算出された判断基準値 $K_{OFF}$ より短いかなどが判断される。このステップSA4の判断が肯定された場合には前記ステップSA6が実行されてフラグ $X_{2NDD}$ がクリアされるが、否定された場合には前記ステップSA5以下が実行されてフラグ $X_{3RDD}$ および $X_{2NDD}$ がクリアされる。

【0052】上記ステップSA3の判断が否定された場合、すなわちアクセルペダルが踏み込まれていない場合は、ステップSA7においてフラグ $X_{3RDD}$ の内容が「0」であるか否かが判断される。当初はステップSA7の判断が肯定されるので、ステップSA8において、図14に示す予め設定された関係から実際の車速SPDに基づいて4→2ダウン判断基準加速度 $\alpha_{4,2}$ が算出された後、ステップSA9において実際の加速度 $\alpha$ が上記4→2ダウン判断基準加速度 $\alpha_{4,2}$ より大きいかなどが

判断される。このステップSA9の判断が肯定された場合には、ステップSA16においてフラグ $X_{2NDD}$ が「1」にセットされるとともに、ステップSA12においてフラグ $X_{3RDD}$ が「1」にセットされた後、本ルーチンが終了させられる。

【0053】しかし、上記ステップSA9の判断が否定された場合には、ステップSA10において、図14に示す予め設定された関係から実際の車速SPDに基づいて4→3ダウン判断基準加速度 $\alpha_{4,3}$ が算出された後、ステップSA11において実際の加速度 $\alpha$ が上記4→3ダウン判断基準加速度 $\alpha_{4,3}$ より大きいかなどが判断される。このステップSA11の判断が肯定された場合には、ステップSA12においてフラグ $X_{3RDD}$ が「1」にセットされて本ルーチンが終了させられるが、否定された場合には直ちに本ルーチンが終了させられる。

【0054】上記のようにしてフラグ $X_{3RDD}$ が「1」にセットされると、続く制御サイクルにおけるステップSA7の判断が否定されるので、ステップSA13においてフラグ $X_{2NDD}$ が「0」であるか否かが判断される。このステップSA13の判断が肯定された場合には、ステップSA14において、図14に示す予め設定された関係から実際の車速SPDに基づいて3→2ダウン判断基準加速度 $\alpha_{3,2}$ が算出された後、ステップSA15において実際の加速度 $\alpha$ が上記3→2ダウン判断基準加速度 $\alpha_{3,2}$ より大きいかなどが判断される。このステップSA15の判断が肯定された場合には、ステップSA16およびSA12においてフラグ $X_{2NDD}$ および $X_{3RDD}$ が「1」にセットされるが、否定された場合には直ちに本ルーチンが終了させられる。

【0055】また、上記ステップSA13の判断が否定された場合には、ステップSA17において、図15に示す予め設定された関係から実際の車速SPDに基づいて2→3アップ判断基準加速度 $\alpha_{2,3}$ が算出された後、ステップSA18において実際の加速度 $\alpha$ が上記2→3アップ判断基準加速度 $\alpha_{2,3}$ より小さいかなどが判断される。このステップSA18の判断が肯定された場合には、ステップSA19においてフラグ $X_{2NDD}$ がクリアされるが、否定された場合には直ちに本ルーチンが終了させられる。

【0056】要するに、本自動ダウン制御ルーチンでは、なまし後の走行負荷係数 $K_{FUKASM}$ がたとえば0.95よりも低い降坂路走行においてアクセルペダルが踏み込まれていないとき、適切なエンジブレーキ作用を得るために車両の加速度 $\alpha$ に応じて4→2ダウン、4→3ダウン、3→2ダウンが実行される。また、アイドルスイッチがオフ状態となったとき、或いは車両の加速度 $\alpha$ が2→3アップ判断基準加速度 $\alpha_{2,3}$ より小さくなった場合には第2速ギヤ段への自動ダウンが解除される。また、なまし処理前の走行負荷係数 $K_{FUKA}$ が

1. 0.5以上となったとき、或いは、アイドルオフからの経過時間CIDLOFが図6の判断基準値KOFFを越え、第3速ギヤ段への自動ダウン制御が解除される。

【0057】図16は、第4速ギヤ段へのシフトアップを禁止する第4速禁止制御ルーチンを示している。このルーチンでは、第4速へのシフトアップ禁止の仮解除を表すフラグX3RDH、第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止を表すフラグX3HOLDの内容が、登坂路走行のように走行負荷が大きい状態では「1」にセットされるが、走行負荷が小さくなると「0」にクリアされて第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止が解除されるようになっている。この第4速禁止制御ルーチンは、メインルーチンと同様のタイミングにて実行される。

【0058】図16において、ステップSE1では、フラグX43DWNの内容が「1」であるか否かが判断される。このフラグX43DWNはその内容が「1」であるときにパワーオンによるシフトダウンの発生を表すものである。このステップSE1の判断が否定された場合には、ステップSE6においてフラグX3RDHの内容がクリアされ、ステップSE7において加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容がクリアされてから本ルーチンが終了させられる。しかし、上記ステップSE1の判断が肯定された場合には、続くステップSE2において、フラグX3RDHの内容が「1」であるか否かが判断される。当初はステップSE2の判断が否定されるので、ステップSE3において前記なまし処理された走行負荷係数KFUKASMがたとえば1.2程度の所定の判断基準値以上であるか否かが判断される。この判断基準値は、パワーオンによるシフトダウンの発生時の走行負荷が登坂路走行によるものであるか否かを判定するためのものである。

【0059】上記ステップSE3の判断が否定された場合は、それほど走行負荷ではないので、ステップSE4においてフラグX3HOLDの内容がクリアされ、ステップSE5においてフラグX43DWNの内容がクリアされた後、ステップSE6においてフラグX3RDHの内容がクリアされ、ステップSE7において加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容がクリアされてから本ルーチンが終了させられる。

【0060】しかし、上記ステップSE3の判断が肯定された場合は、第4速ギヤ段による走行では駆動力不足となってアクセルペダルの踏み込みが予測される状態であるので、ステップSE8においてフラグX3RDHの内容が「1」にセットされ、ステップSE9においてフラグX3HOLDの内容が「1」にセットされ、ステップSE10において第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止の解除の判断基準値K3HOLDが算出される。この解除の判断基準値K3HOLDは、上記フラグX3RDHおよびフラグX3HOLDのセット時の走行負荷係数K

FUKASMから所定値 $\beta$ が差し引かれることにより求められる。

【0061】このようにしてフラグX3RDHおよびフラグX3HOLDの内容が「1」にセットされると、次の制御サイクルでは、ステップSE2の判断が肯定されるので、ステップSE11において実際の走行負荷係数KFUKASMが前記解除の判断基準値K3HOLD以上であるか否かが判断される。このステップSE11の判断が肯定された場合には、未だ走行負荷が大きい状態であるので、ステップSE12において加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容が読み込まれた後、ステップSE13乃至SE18において加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容が車両の加減速状態に即して加算される。

【0062】すなわち、この加速減速サイクルカウンタC3RDHは、計数内容が0乃至3を周期的に繰り返すものであり、その内容が0、2であるときには車両の減速状態を示し、1、3であるときには車両の加速状態を示すものである。ステップSE14において加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容が1であると判断された場合には、ステップSE15において車両の減速状態であるか否かが判断され、このステップSE15の判断が肯定された場合にはステップSE18においてその減速状態を表すために加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容が1つだけ加算される。また、ステップSE13、SE16において加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容が0、2であると判断された場合には、ステップSE17において車両の加速状態であるか否かが判断され、このステップSE17の判断が肯定された場合にはステップSE18においてその加速状態を表すために加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容が1つだけ加算される。

【0063】そして、ステップSE19において加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容が3に到達したか否かが判断される。当初はこのステップSE19の判断が否定されるので本ルーチンが終了させられるが、加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容が3に到達すると、ステップSE19の判断が肯定されるので、ステップSE6においてフラグX3RDHの内容がクリアされるとともに、ステップSE7において上記加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容が「0」にクリアされる。上記ステップSE13乃至SE19では、シフトアップ禁止中において、車速変化による減速から加速への反転が2回検出されると、ステップSE6によりフラグX3RDHをクリアして仮解除を行い、次の制御サイクルではステップSE3の判断が否定されることを条件として解除を行うようにする。

【0064】以上のステップが繰り返し実行されるうち、走行負荷が小さくなると、前記ステップSE11の判断が否定されるので、シフトアップ禁止解除のため



に、ステップSE4、SE5、SE6、SE7においてフラグX3HOLD、X43DWN、X3RDH、および加速減速サイクルカウンタC3RDHの内容がそれぞれクリアされる。

【0065】すなわち、上記図16の第4速禁止制御ルーチンにおいては、ステップSE1においてパワーオンダウンシフトの発生と判断され、且つステップSE3においてなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMが1.2程度の所定値以上となったと判断されたときに、ヒジーシフトを防止するために第4速ギヤ段へのシフトアップが禁止される。また、ステップSE11においてそのシフトアップ禁止判断時の走行負荷係数KFUKASMより所定値βだけ低い解除判断基準値K3HOLDを、なまし処理後の走行負荷係数KFUKASMが下まわったと判断されたとき、および、ステップSE19において2回目の減速から加速への反転が判断された後、ステップSE3においてなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMが1.2程度の所定値を下回ったと判断されたときに、そのシフトアップが解除されるのである。図17は、上記第4速禁止制御における各フラグの作動例を示すタイムチャートである。

【0066】図18は、本実施例のメインルーチンである変速制御ルーチンを示すフローチャートであり、前記走行負荷KFUKASMに基づいて自動変速機68のギヤ段を変更することにより車両の駆動力を制御する駆動力制御手段に対応している。図において、ステップSS1では、自動変速機68の現在の変速段を表す変速段Gがたとえばトランスミッション用電子制御装置34からの変速出力に基づいて読み込まれる。続くステップSS2では、上記ステップSS1で読み込んだ変速段Gが最高速ギヤ段の「4th（第4速ギヤ段）」であるか否かが判断される。このステップSS2の判断が肯定された場合にはアップシフトの可能性がないためステップSS15以下のシフトダウン制御が実行される。しかし、ステップSS2の判断が否定された場合にはステップSS3以下のシフトアップ制御が実行される。

【0067】先ず、そのシフトアップ制御作動について説明する。ステップSS3では、自動変速機68が第3速ギヤ段であるか否かが判断される。このステップSS3の判断が否定された場合には、第1速ギヤ段または第2速ギヤ段であるので、ステップSS7において、図19に示されているように車速SPDおよびスロットル弁開度TAの関数である予め記憶された3種類のアップシフト用変速線、すなわち「1st→2nd」、「2nd→3rd」、および「3rd→4th」に関する変速線の中から、現在のギヤ段からアップシフトする場合の変速線が選択される。例えば現在のギヤ段が「2nd（第2速ギヤ段）」である場合には、(b)の「2nd→3rd」に関する変速線が選択される。そして、選択された変速線から実際のスロットル弁開度TAに基づいてシ

フトアップ用変速点車速（シフトアップの変速点）SPDuが求められる。

【0068】反対に、上記ステップSS3の判断が肯定された場合には、続くステップSS4において第2速ギヤ段への自動ダウンを示すフラグX2NDDの内容が「0」であるか否かが判断される。上記ステップSS4の判断が否定されたとき、すなわち第2速ギヤ段への自動ダウンであると判断されたときは、後述のシフトダウン制御ルーチン内のステップSS23においてシフトダウンが実行される。しかし、上記ステップSS4の判断が肯定されたとき、すなわち第2速ギヤ段への自動ダウンではないと判断されたときは、続くステップSS5においてフラグX3RDHの内容が「0」であるか否かが判断される。このフラグX3RDHはその内容が「0」であるときに第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止の仮解除を表すものである。

【0069】上記ステップSS5の判断が否定された場合、すなわち第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止が仮解除されないときは、後述のシフトダウン制御ルーチン内のステップSS17以下が実行される。しかし、上記ステップSS5の判断が肯定された場合、すなわち第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止が仮解除されたときは、続くステップSS6においてフラグX3HOLDの内容が「1」であるか否かが判断される。このフラグX3HOLDは、その内容が「1」であるときに第3速ギヤ段の保持すなわち第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止を表している。

【0070】上記ステップSS6の判断が否定された場合、すなわち第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止ではないときは、前記ステップSS7においてシフトアップ用変速点車速SPDuが算出される。しかし、上記ステップSS6の判断が肯定された場合、すなわち第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止の仮解除状態であるときは、ステップSS8において図20に示すような第3速ギヤ段ホールド中専用の変速線から実際のスロットル弁開度TAに基づいて、第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止解除のシフトアップ用変速点車速SPDuが算出される。

【0071】そして、以上のようにしてシフトアップ用変速点車速SPDuが算出されると、ステップSS9において、 $SPDu \leftarrow SPDu \times Ks$ 式が実行されることにより、シフトアップ用変速点車速SPDuの補正が行われる。すなわち、前記ステップSD25において求められたシフト点補正係数Ksが乗算されることにより補正される。

【0072】続くステップSS10では、ステップSS9にて補正されたシフトアップ用変速点車速SPDuを実際の車速SPDが越えたか否か、換言すればシフトアップの変速判断が行われたか否かが判断される。このステップSS10の判断が否定された場合には、シフトダウン制御のステップSS17以下が実行されるが、肯定

された場合には、続くステップSS11において第4速ギヤ段へのシフトアップであるか否かが判断される。このステップSS11の判断が肯定された場合には、ステップSS12においてフラグX3HOLDがクリアされ、ステップSS13においてフラグX43DWNがクリアされた後、ステップSS14においてシフトアップが実行され、それまでのギヤ段を1段だけシフトアップさせる変速出力が自動変速機68へ供給される。また、上記ステップSS11の判断が否定された場合にはステップSS14が直接実行される。

【0073】前記ステップSS2の判断が肯定された場合には、第4速ギヤ段が成立している状態であるから、ステップSS15において第3速への自動ダウンを示すフラグX3RDDの内容が「0」であるか否かが判断される。このステップSS15の判断が否定された場合には第3速への自動ダウンであるので、直ちにステップSS23において第3速へシフトダウンが実行される。しかし、上記ステップSS15の判断が肯定された場合には、第3速への自動ダウンではないので、ステップSS16において第4速へのシフトアップ禁止仮解除フラグX3RDHの内容が「0」であるか否かが判断される。このステップSS16の判断が否定された場合は、フラグX3RDDの内容が「0」であってもシフトアップ禁止仮解除状態であるので、ステップSS23において第3速へのシフトダウンが実行される。

【0074】次いでステップSS17では、ステップSS1で読み込まれた現在の変速段Gが「1st」であるか否かが判断される。このステップSS17の判断が肯定された場合にはダウンシフトの可能性がないため直ちに本ルーチンが終了させられ、ステップS1以下の実行が繰り返される。しかし、ステップSS17の判断が否定された場合にはステップSS18において、図21に示されているように車速SPDおよびスロットル弁開度TAを変速パラメータとして予め記憶された3種類のダウンシフト側変速線、すなわち「2nd→1st」、「3rd→2nd」、および「4th→3rd」に関する変速線の中から、現在のギヤ段からダウンシフトする場合の変速線が選択される。例えば現在のギヤ段が「3rd」の場合には、(b)の「3rd→2nd」に関する変速線が選択される。

【0075】また、ステップSS18では、上記選択された変速線と現在のスロットル弁開度TAとからシフトダウン変速点車速SPDdが求められ、続くステップSS19では、 $SPDd \leftarrow SPDd \times Ks$  が実行されることにより、シフトダウン用変速点車速SPDdの補正が行われる。すなわち、前記ステップSD25において求められたシフト点補正係数Ksが乗算されることにより補正される。

【0076】次いで、ステップSS20では、その補正後の変速点車速SPDdと現在の車速SPDとが比較さ

れ、ダウンシフトの変速判断が行われる。すなわち、 $SPD \leq SPDd$  となればダウンシフトの変速判断が行われ、パワーオンによる4→3シフトダウンの発生を判定するためのステップSS21およびSS22を経てから、ステップSS23において自動変速機68の変速段を1段だけシフトダウンさせる変速出力が自動変速機68へ供給されるが、 $SPDd < SPD$  の場合には本ルーチンが終了させられて、次の制御サイクルのステップSS1以下が繰り返される。なお、上記ステップSS21ではパワーオンにより第3速ギヤ段へのシフトダウンが発生したか否かが判断され、このステップSS21の判断が肯定されると、ステップSS22においてパワーオン4→3シフトダウンフラグX43DWNの内容が「1」にセットされる。

【0077】ここで、上記シフト点補正係数Ksは、1.0より大きい場合には、シフトアップ用変速点車速SPDuやシフトダウン用変速点車速SPDdは高車速側に移動してダウンシフトし易くなって駆動力が高められる一方、1.0より小さい場合には、シフトアップ用変速点車速SPDuやシフトダウン用変速点車速SPDdは低車速側に移動してアップシフトし易くなる。

【0078】図22は、上記制御を実行するトランスミッション用電子制御装置34の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図に示すように、本実施例によれば、前記ステップSD4に対応する基準負荷曲線設定手段80により、車両の定常走行におけるスロットル弁開度TAおよび車速SPDにより表される基準走行負荷曲線が設定される。前記ステップSD5乃至SD20に対応する走行負荷算出手段82により、スロットル弁開度TAおよび車速SPDに基づいて表される走行負荷係数KFUKASMの大きさが、上記基準走行負荷曲線を基準として逐次算出される。そして、前記図18に示すステップSS1乃至SS23に対応する駆動力制御手段84により、上記逐次算出された走行負荷係数KFUKASMに基づいて自動変速機68のギヤ段すなわち変速比が制御されて車両の駆動力が調節される。

【0079】したがって、車両の走行領域全域にわたって、実際の走行負荷の大きさに基づいて前記車両の駆動力が調節されるので、路面傾度などによる走行負荷の変化に拘わらず車両の走行領域全域において良好な運転性が得られる。

【0080】また、本実施例によれば、前記走行負荷算出手段82は、図3の基準走行負荷曲線からスロットル弁開度TAに基づいて基準走行負荷車速aを決定するステップSD5と、実際の車速c或いはbとその基準走行負荷車速aとに基づいて、走行負荷係数KFUKA(=a/c或いは2-b/a)を逐次算出するステップSD7およびSD9を含み、その走行負荷係数KFUKAにより実際の走行負荷を表すようにしている。上記基準走行負荷および実際の走行負荷を表すための鼠としてス

ロットル弁開度を用いて基準走行負荷開度を決定し、実際の開度とその基準走行負荷開度とから走行負荷係数を算出することもできるけれども、このような場合には、スロットル弁開度は車速よりも変動が多く且つ変化が速やかであるため、検出される走行負荷開度が加減速操作の影響を受けて不安定となるのに対し、本実施例のように、実際の車速  $c$  或いは  $b$  とその基準走行負荷車速  $a$  とに基づいて走行負荷係数  $K F U K A$  を算出する場合には、上記加減速操作の影響が除去される利点がある。上記ステップ  $S D 5$  は基準走行負荷車速決定手段に対応し、上記ステップ  $S D 7$  および  $S D 9$  は走行負荷係数算出手段に対応している。

【0081】また、本実施例では、実際の車速が基準走行負荷車速  $a$  よりも低い値  $b$  である場合には高走行負荷領域用の  $K F U K A = 2 - (b/a)$  式から走行負荷係数  $K F U K A$  を算出するステップ  $S D 9$  を選択し、実際の車速が基準走行負荷車速  $a$  よりも高い値  $c$  である場合には低走行負荷領域用の  $K F U K A = a/c$  式から走行負荷係数  $K F U K A$  を算出するステップ  $S D 7$  を選択するステップ  $S D 6$  が備えられているので、一定のスロットル弁開度では、走行負荷係数  $K F U K A$  がその値の少なくとも「1」付近では車速  $S P D$  の変化に伴って直線的に変化させられるので、なまし処理によるなましの程度が略均等とされる利点がある。上記ステップ  $S D 6$  は、走行負荷係数  $K F U K A$  を算出するための演算式を切り換える演算式変更手段として機能するものであり、前記走行負荷係数算出手段に含まれるものである。

【0082】また、本実施例では、前記逐次算出された走行負荷係数  $K F U K A$  になまし処理を施してなまし処理後走行負荷係数  $K F U K A S M$  を算出するステップ  $S D 20$  が設けられ、そのなまし処理後走行負荷係数  $K F U K A S M$  が実際の走行負荷として用いられるので、アクセルペダルが小刻みに操作されることに関連して変化するなまし処理前の走行負荷係数  $K F U K A$  を用いるのに比較して、変速制御が安定化する利点がある。上記ステップ  $S D 20$  は、逐次求められる走行負荷係数  $K F U K A$  をなまし処理により平滑化するなまし処理手段として機能するものであり、前記走行負荷係数算出手段に含まれるものである。

【0083】また、本実施例では、上記ステップ  $S D 20$  において走行負荷係数  $K F U K A$  になまし処理を施すに先立って、図7に示すように、走行負荷、加速減速状態、スロットル弁がアイドル位置であるかなどの車両の走行条件に従ってなまし量を変更するステップ  $S D 19$  が設けられているので、一層好適ななまし効果が得られる利点がある。このステップ  $S D 19$  は、ステップ  $S D 20$  と共になまし処理手段として機能している。

【0084】また、本実施例では、なまし処理前の走行負荷係数  $K F U K A$  の反転時からの所定期間、すなわちなまし処理前の走行負荷係数  $K F U K A$  が1以上の状態

と1未満の状態との一方から他方へ変化した時点から所定期間  $C H A N T E N$  内は、ステップ  $S D 19$  および  $S D 20$  をスキップすることによりなまし処理を一時的に停止させてなまし処理後走行負荷係数  $K F U K A S M$  を実質的に変更しないようにするステップ  $S D 17$  が設けられている。なまし量の決定に用いられている加減速フラグ  $X K A S O K U$  の内容は車速から決定されることから、他の条件に比較して遅れがあり、そのまま用いられると負荷係数  $K F U K A S M$  にずれが生じるが、ステップ  $S D 17$  により上記所定期間内はなまし処理後走行負荷係数  $K F U K A S M$  が実質的に変更されないで、そのずれが解消される。上記ステップ  $S D 17$  は、なまし処理一時停止手段として機能し、前記走行負荷係数算出手段に含まれる。

【0085】また、本実施例では、車両の発進時からの所定期間  $C H A S S I N$  内は、ステップ  $S D 19$  および  $S D 20$  をスキップすることによりなまし処理を一時的に中止させてなまし処理後走行負荷係数  $K F U K A S M$  を実質的に変更しないようにするステップ  $S D 18$  が設けられている。車両の発進期間は加速の影響が大きく走行負荷係数  $K F U K A S M$  が高負荷側にずれる傾向があるが、ステップ  $S D 18$  により上記所定期間内はなまし処理後走行負荷係数  $K F U K A S M$  が実質的に変更されないで、その高負荷側へのずれが解消される。上記ステップ  $S D 18$  も、なまし処理一時停止手段として機能し、前記走行負荷係数算出手段に含まれる。

【0086】また、前記本実施例では、前記駆動力制御手段  $84$  は、実際の走行負荷、すなわちなまし処理後走行負荷係数  $K F U K A S M$  に基づいて変速線を補正するステップ  $S S 9$  が設けられており、走行負荷に応じた変速制御が得られるので、車両の走行領域全体にわたって燃費と動力性能とが両立できる。このステップ  $S S 9$  は、変速線を補正するための補正手段として機能している。

【0087】また、本実施例では、上記変速線の補正に用いられるシフト点補正係数  $K s$  を図12に示す関係からなまし処理後走行負荷係数  $K F U K A S M$  に基づいて算出するステップ  $S D 25$  が設けられていることから、なまし処理後走行負荷係数  $K F U K A S M$  の走行負荷（路面勾配）に対する特性が補正されるので、リニヤ感が十分に得られて運転性が改善される。

【0088】また、本実施例では、逐次算出されるなまし処理後の走行負荷  $K F U K A S M$  が1.20程度の第1の判断基準値を超えたとき、前記自動変速機のシフトアップを禁止するステップ  $S E 7$  乃至  $S E 9$  が設けられている。このため、高負荷走行領域において、ダウンシフトにより駆動力が高められるのでアクセルペダルを戻し操作して駆動力を抑えようとするが、そうするとシフトアップが発生して駆動力が不足するため再びアクセルペダルを踏み込み操作するのでダウンシフトが発生する

というビジーシフトが改善される利点がある。上記ステップSE7乃至SE9は、シフトアップ禁止手段として機能している。

【0089】また、本実施例では、パワーオンダウンシフト、すなわちアクセルペダルの踏み込み操作によりスロットル弁開度が開かれたことにより最高速の第4速ギヤ段からそれより1段下の第3速ギヤ段へのシフトダウンが発生した直後において、前記ステップSE7乃至SE9を実行させるステップSE1が設けられているので、ビジーシフトが好適に解消される。

【0090】また、本実施例では、なまし後の走行負荷KFUKASMが第2の判断基準値K3HOLD未満となったとき、自動変速機68のシフトアップの禁止を解除するステップSE11、SE4、SE5が設けられており、その第2の判断基準値K3HOLDは前記第1の判断基準値よりも小さい値、すなわちステップSE3において第1の判断基準値を越えたときの走行負荷KFUKASMから所定値 $\beta$ を差し引いた値に設定されるので、その第2の判断基準値K3HOLDと第1の判断基準値との間のヒステリシスにより、シフトアップ禁止およびその解除が連続的に行われることが解消される。上記ステップSE11、SE4、SE5はシフトアップ禁止解除手段として機能している。

【0091】また、本実施例では、前記第4速ギヤ段へのシフトアップの禁止制御中において、車速変化による減速から加速への反転が所定回行われる毎に第4速ギヤ段へのシフトアップを実行すべきか否かを判断し、実行すべきであると判断される場合には該シフトアップの禁止を仮解除するステップSE12乃至SE19が設けられている。シフトアップの禁止の解除は高駆動力側から低駆動力側への解除であり、加速時の要求駆動力で判断する必要がある。減速から加速への反転を応答性の遅い車速変化により確実に判定して仮解除を行い、この加速への反転毎に、ステップSE3により高駆動力を維持すべきか否かを判断している。このため、要求駆動力に応じてシフトアップさせることが可能となる。上記ステップSE12乃至SE19も、シフトアップ禁止解除手段として機能している。

【0092】また、本実施例では、前記第2の判断基準値K3HOLDを、シフトアップの禁止が開始されたときの走行負荷KFUKASM、またはシフトアップの禁止中に所定回の減速から加速への反転が検出されたときの走行負荷KFUKASMのうち、最新のものよりも所定値 $\beta$ だけ小さい値( $KFUKASM - \beta$ )に設定するステップSE10が設けられている。走行負荷KFUKASMがたとえば1.15程度の判断基準値以下となったときにシフトアップ禁止を解除する図23の上段に示す場合には、走行負荷KFUKASMのなまし処理による遅れなどに起因して第4速ギヤ段へのシフトアップの禁止が解除される時点が遅れる問題があったが、上記本

実施例によれば、図23の下段に示すように、シフトアップの禁止の解除の遅れが好適に短縮される利点がある。上記ステップSE10は、第2の判断基準値設定手段として機能している。

【0093】また、本実施例では、車両の惰行走行状態、すなわちなまし後の走行負荷KFUKASMが0.95程度の第1の判断基準値未満且つスロットル弁開度TAが零程度の所定値未満の状態では、車両の加速度 $\alpha$ が所定の判断基準値 $\alpha_{1-20}$ 、 $\alpha_{1-30}$ 、或いは $\alpha_{3-20}$ 以上であるとき、第4速ギヤ段から第2速ギヤ段へのシフトダウン、第4速ギヤ段から第3速ギヤ段へのシフトダウン、或いは第3速ギヤ段から第2速ギヤ段へのシフトダウンを判断するステップSA1乃至SA4、SA7乃至SA16が設けられている。このため、車両の降坂路走行においてエンジンプレーキを適切に作用させることができる。上記ステップSA1乃至SA4、SA7乃至SA16は、シフトダウン手段として機能しており、前記駆動力制御手段に含まれる。

【0094】また、本実施例では、車両の惰行走行状態では、ステップSA8、SA10、SA14において車速SPDに応じて判断基準値 $\alpha_{1-20}$ 、 $\alpha_{1-30}$ 、 $\alpha_{3-20}$ が求められるので、適切なエンジンプレーキ作用が得られる。ステップSA8、SA10、SA14は、判断基準値決定手段として機能し、上記シフトダウン手段に含まれる。

【0095】また、本実施例では、なまし処理前走行負荷係数KFUKAが1.05程度の第2の判断基準値以上となると、自動シフトダウン制御を解除するステップSA2が設けられている。このため、アクセルペダルの操作に応答して直ちに自動シフトダウンが解除される利点がある。上記ステップSA2は、シフトダウン解除手段として機能している。

【0096】以上、本発明の一実施例を図面に基ついで詳細に説明したが、本発明は他の態様で実施することもできる。

【0097】例えば、前記実施例の変速線を構成する変数には、エンジン負荷を表す量としてスロットル弁開度TAが用いられていたが、それに替えて、アクセルペダル踏込量、燃料噴射量などが用いられても差し支えない。

【0098】また、前述の実施例では、変速点車速SPDu、SPDdにシフト点補正係数Ksが乗算されることにより、走行負荷に基づく補正が施されていたが、シフト点補正係数Ksが加算されることにより補正が行われてもよいし、吸入空気量と目標吸入空気量との割合などの他の運転状態を考慮した第3、第4、・・・の補正値に基ついで補正が加えられてもよい。

【0099】また、前述の図2の走行負荷検出ルーチンのステップSD17乃至SD20において、走行負荷係数KFUKAの反転からの所定期間および車両の発進期

間では、なまし処理が一時停止されることによりなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMの更新が中止されていたが、それに替えて、非常に大きななまし量を用いてなまし処理が行われてもよいのである。

【0100】また、前述の図2のステップSD18では、なまし処理後の走行負荷係数KFUKASMの更新を中止させるために、予め設定された設定値が零に減算されるまでの期間を計時する発進状態判定タイマCHASSINが用いられていたが、それに替えて、10 km/h程度の車速で「0」にクリアされ且つ40 km/h程度の車速で「1」にセットされるフラグXHASSINの内容が「0」であり且つ車速SPDが10 km/h程度の所定値以上で6秒程度の所定時間の未経過であるときには、なまし処理が中止されるようにしてもよい。

【0101】また、前述の図16のステップSE13乃至SE19では、2回の減速から加速への反転が判定されたことを以て第4速ギヤ段へのシフトアップ禁止を仮解除する判定が行われていたが、3回以上であっても差し支えない。

【0102】また、前述の図13のステップSA3では、アイドルスイッチのオフ状態が判定されているが、スロットル弁開度TAが所定値以下であるか否かが判定されてもよい。

【0103】また、図16のステップSE3において1、2なる判断基準値が用いられ、図13のステップSA1では0.95なる判断基準値が用いられ、ステップSA2では1.05なる判断基準値が用いられているが、必ずしもその値でなくてもよい。

【0104】また、前述の実施例では、走行負荷係数KFUKASMに基づき、自動変速機68のギヤ段を切り換える変速線、具体的には変速点車速SPDu、SPDdが、走行負荷係数KFUKASMが大きくなるほど、シフトダウンが容易となる方向に制御されて車両の駆動力が調節されていたが、たとえばスロットル弁20がスロットルアクチュエータにより駆動される形式の車両では、駆動力制御手段84が、走行負荷係数KFUKASMが大きくなるほど弁開度を増量補正してもよいのである。

【0105】また、前記実施例ではエンジン制御用電子制御装置32およびトランスミッション制御用電子制御装置34が別体に構成されていたが、単一の電子制御装置にてエンジン10および自動変速機68を制御することもできる。

【0106】また、前述の実施例では、前進4速の有段式の自動変速機が用いられていたが、たとえば有効径が可変な一對の可変プーリに伝動ベルトが巻き掛けられたベルト式無段変速機に代表される、変速比が連続的に変化させられる無段変速機であっても、本発明が適用され得る。

【0107】その他一々例示はしないが、本発明は当業

者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例である駆動力制御装置を備えた自動変速機およびエンジン等の構成を説明する図である。

【図2】図1のトランスミッション用電子制御装置による走行負荷検出作動を説明するフローチャートである。

【図3】図2において、走行負荷KFUKAを算出するために、ステップSD4において設定される基準負荷曲線を示す図である。

【図4】図2において、走行負荷をKFUKAを算出するために、低走行負荷領域において用いられる式と高走行負荷領域において用いられる式との関係を示す図である。

【図5】図1のトランスミッション用電子制御装置による発進、加減速状態判定作動を説明するフローチャートである。

【図6】図5のステップSH19において第3速自動シフトダウン解除ディレイ時間KOFFを算出するために用いられる関係を示す図である。

【図7】図2のステップSD19において負荷係数KFUKAに基づいてなまし量を決定するための関係を示す図である。

【図8】図2のステップSD20のなまし処理によって得られるなまし処理後の負荷係数KFUKASMをなまし処理前の負荷係数KFUKAと対比して示す図である。

【図9】図2のステップSD20のなまし処理において、なまし処理前の負荷係数KFUKAが1を境にして反転してから所定のディレイ区間で前記なまし量によるなまし処理を中止する効果を説明する図である。

【図10】ディレイ区間で前記なまし量によるなまし処理を中止しない場合を示す図9に相当する図である。

【図11】図2の走行負荷検出ルーチンが実行された結果得られる走行負荷KFUKASMの路面勾配に対する変化特性を説明する図である。

【図12】図2のステップSD25において、シフト点補正係数Ksをなまし処理後の走行負荷係数KFUKASMから求める際に用いられる関係を示す図である。

【図13】図1のトランスミッション用電子制御装置による、適切なエンジンブレーキを作用させるための自動ダウン制御の作動を説明するフローチャートである。

【図14】図13のステップSA8、10、14において判断基準加速度 $\alpha_{1-20}$ 、 $\alpha_{1-30}$ 、 $\alpha_{2-20}$ を求めるために用いられる関係を示す図である。

【図15】図13のステップSA17において判断基準加速度 $\alpha$ を求めるために用いられる関係を示す図である。

【図16】図1のトランスミッション用電子制御装置に

(15)

27

よる、ビジーシフトを防止するための第4速禁止制御の作動を説明するフローチャートである。

【図17】図16の第4速禁止制御の結果得られる作動を説明するタイムチャートである。

【図18】図1のトランスミッション用電子制御装置による、自動変速機のギヤ段を制御するための変速制御の作動を説明するフローチャートである。

【図19】図18の変速制御において用いられるシフトアップ用変速線を示す図であって、(a)は第1速ギヤ段から第2速ギヤ段への変速判断に用いられる変速線、(b)は第2速ギヤ段から第3速ギヤ段への変速判断に用いられる変速線、(c)は第3速ギヤ段から第4速ギヤ段への変速判断に用いられる変速線をそれぞれ示している。

【図20】図18のステップSS8において第4速禁止解除のシフトアップ用変速点を求める際に用いられる変速線を示す図である。

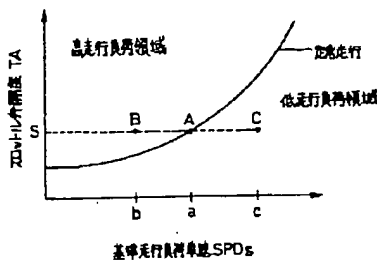
\*【図21】図18の変速制御において用いられるシフトダウン用変速線を示す図であって、(a)は第2速ギヤ段から第1速ギヤ段への変速判断に用いられる変速線、(b)は第3速ギヤ段から第2速ギヤ段への変速判断に用いられる変速線、(c)は第4速ギヤ段から第3速ギヤ段への変速判断に用いられる変速線をそれぞれ示している。

【図22】図1のトランスミッション用電子制御装置による車両の駆動力制御の作動の要部を説明する機能ブロック線図である。

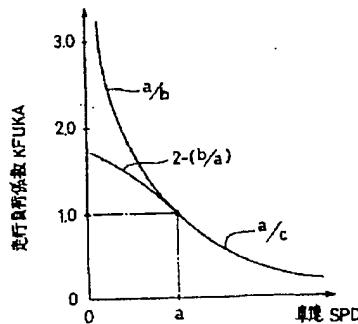
【図23】図16の第4速禁止制御において、第4速禁止解除作動を説明するタイムチャートである。

- 【符号の説明】
- 68：自動変速機
  - 80：基準負荷曲線設定手段
  - 82：走行負荷算出手段
  - 84：駆動力制御手段

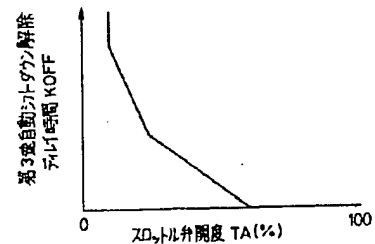
【図3】



【図4】



【図6】

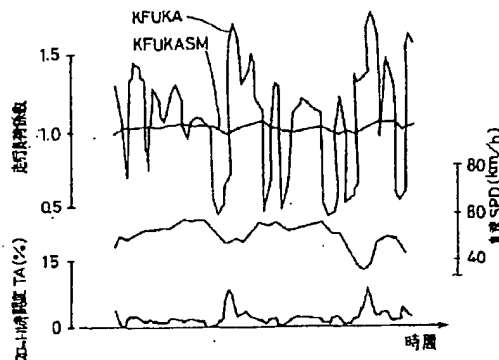


【図7】

XTOHAN	XCOAST	YIDL	XKASOKU	走行状態	なまし量
*	0	1	*	停止状態	1/128
	1	*	0	惰行走行	1/64
1	0	0	*	+負荷走行	1/16
	1	*	1	-負荷反転	1/2
0	0	0	*	+負荷反転	1/2
	1	*	1	-負荷走行	1/18

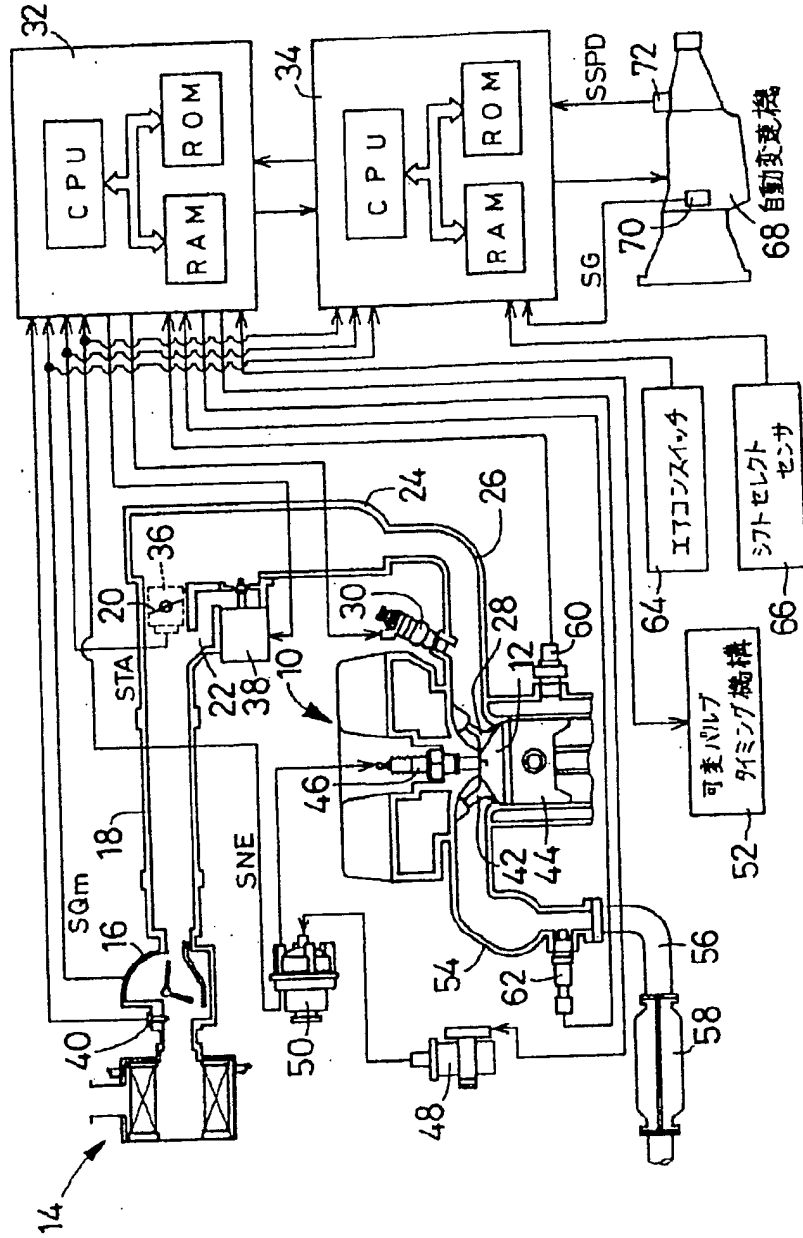
XTOHAN : なまし処理後の負荷係数状態 (0=1.0未満 1=1.0以上)  
 XCOAST : なまし処理前の負荷係数状態 (1=1.0未満 0=1.0以上)  
 YIDL : アイドルスイッチ (0=OFF 1=ON)  
 XKASOKU : 加速状態 (0=減速状態 1=加速状態)

【図8】

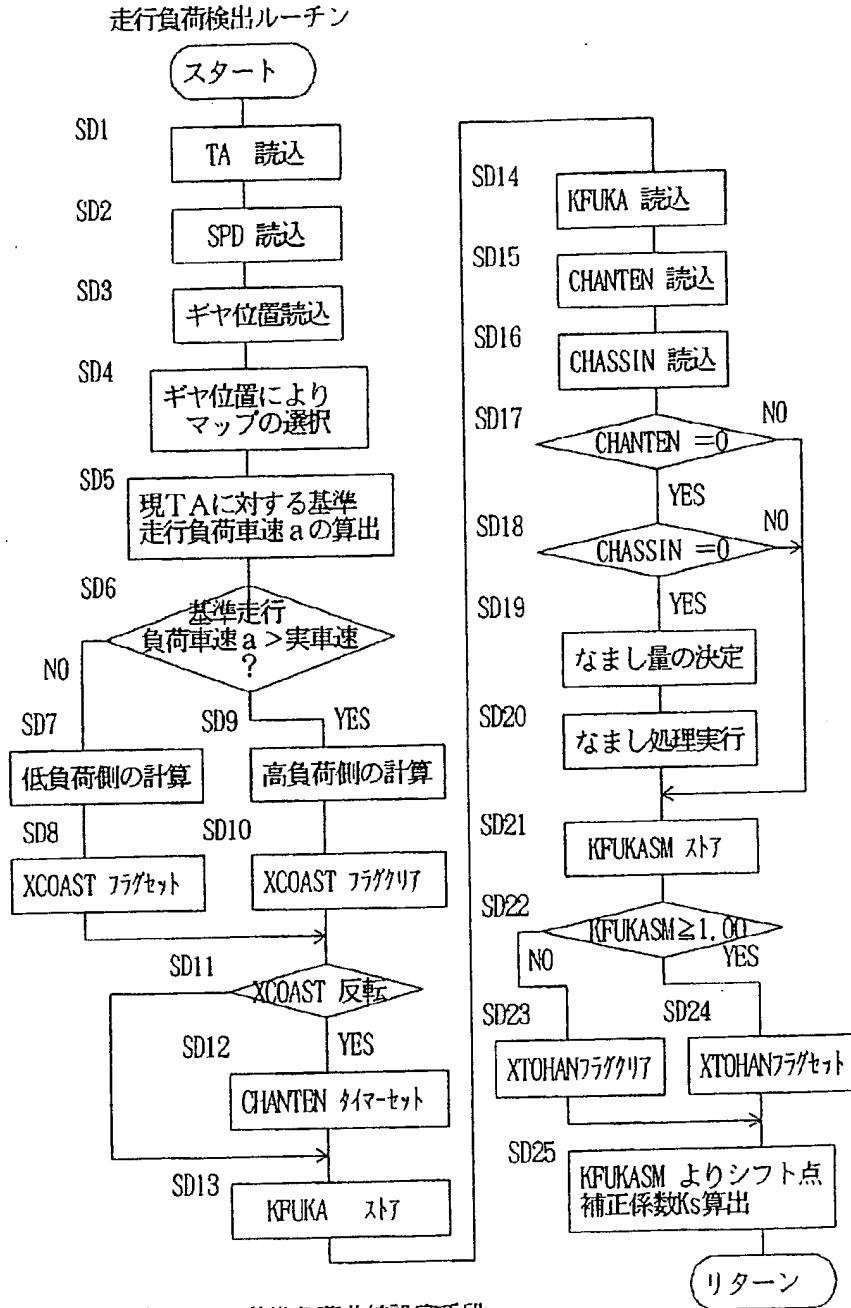


(16)

【図1】



【図2】

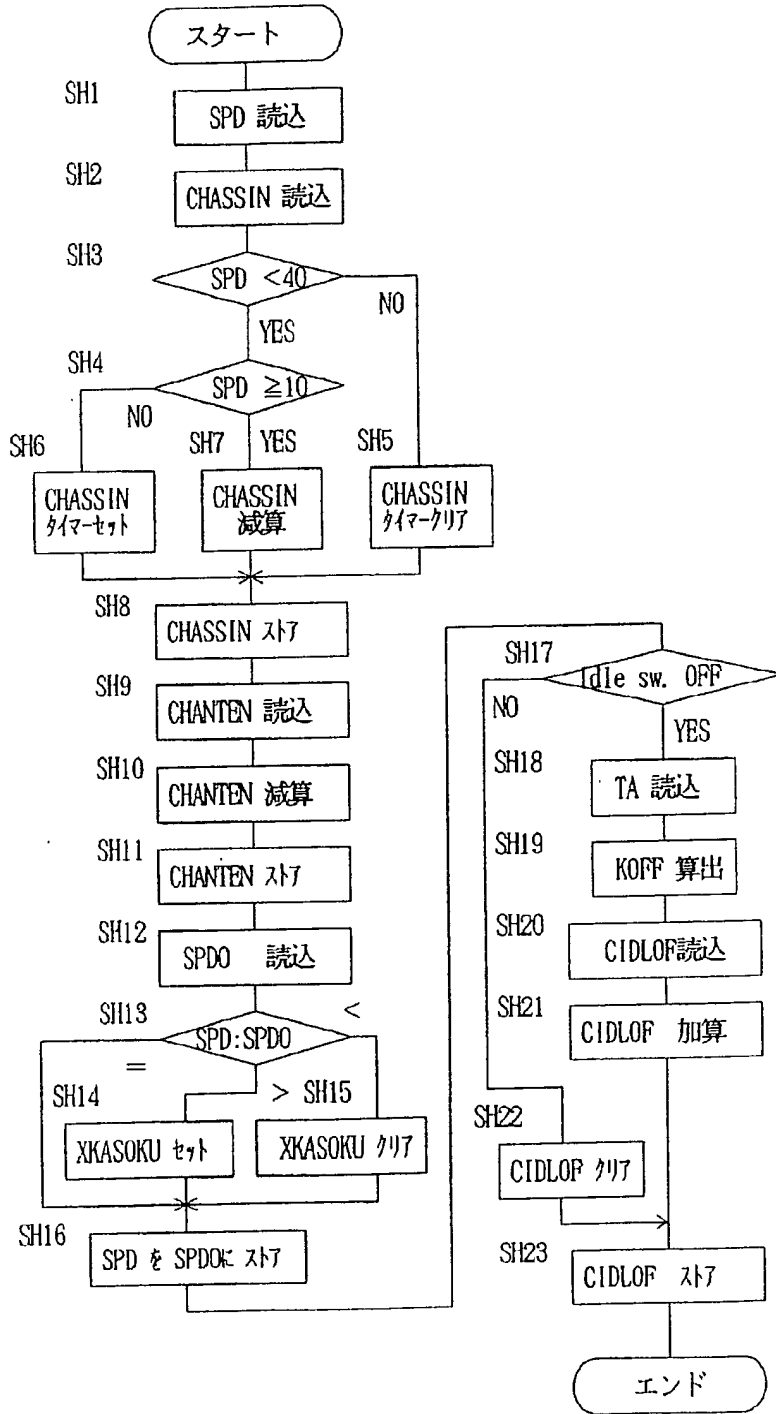


ステップSD4：基準負荷曲線設定手段

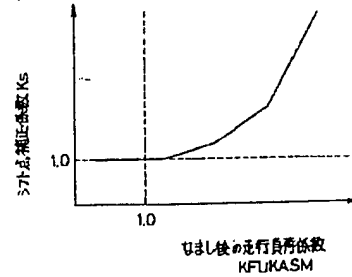
ステップSD5乃至SD20：走行負荷算出手段



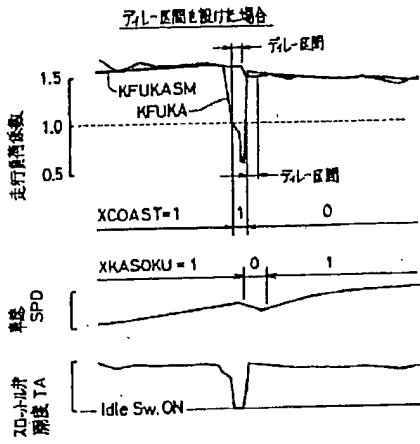
【図5】



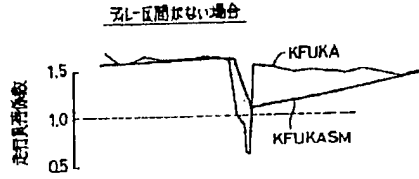
【図12】



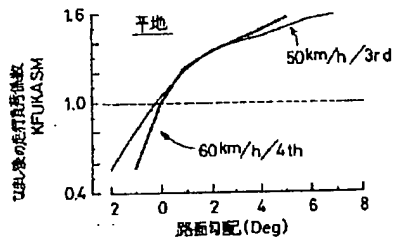
【図9】



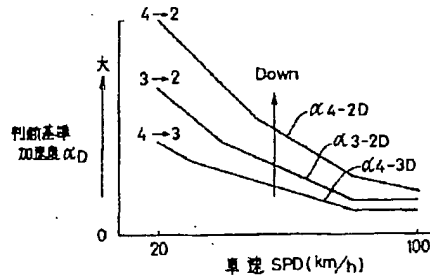
【図10】



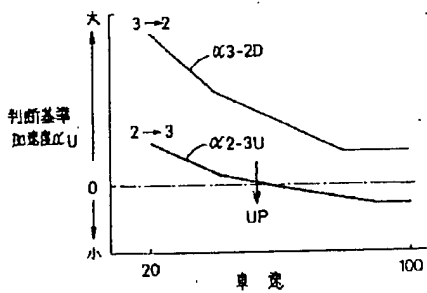
【図11】



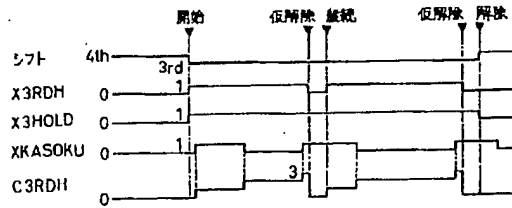
【図14】



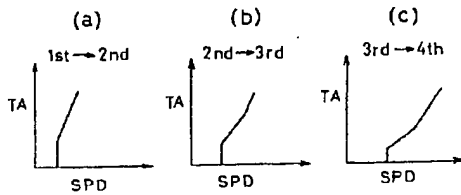
【図15】



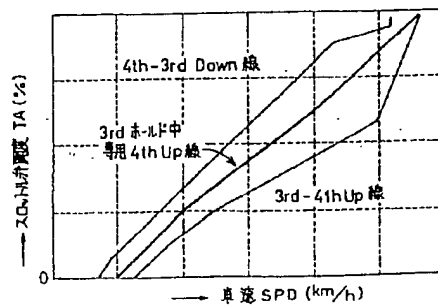
【図17】



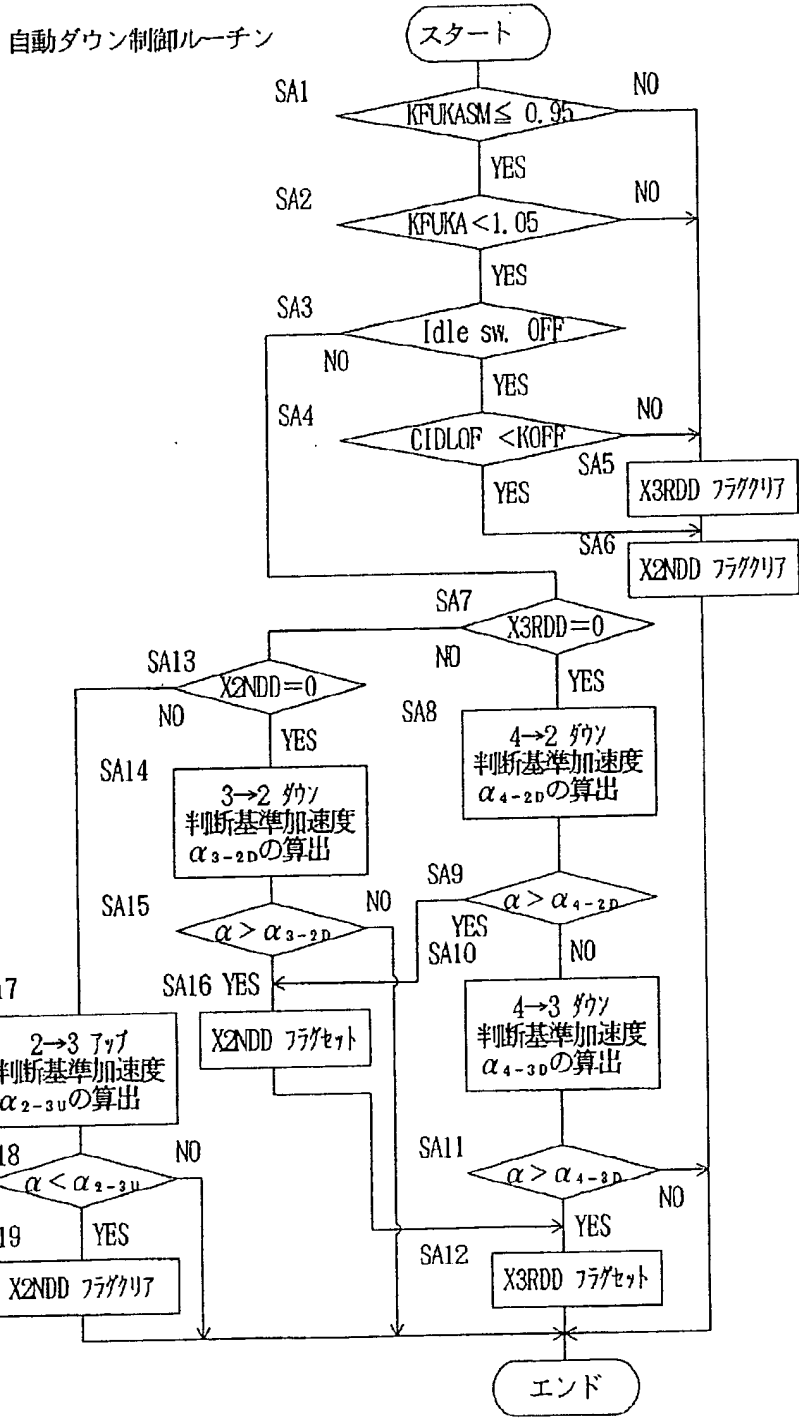
【図19】



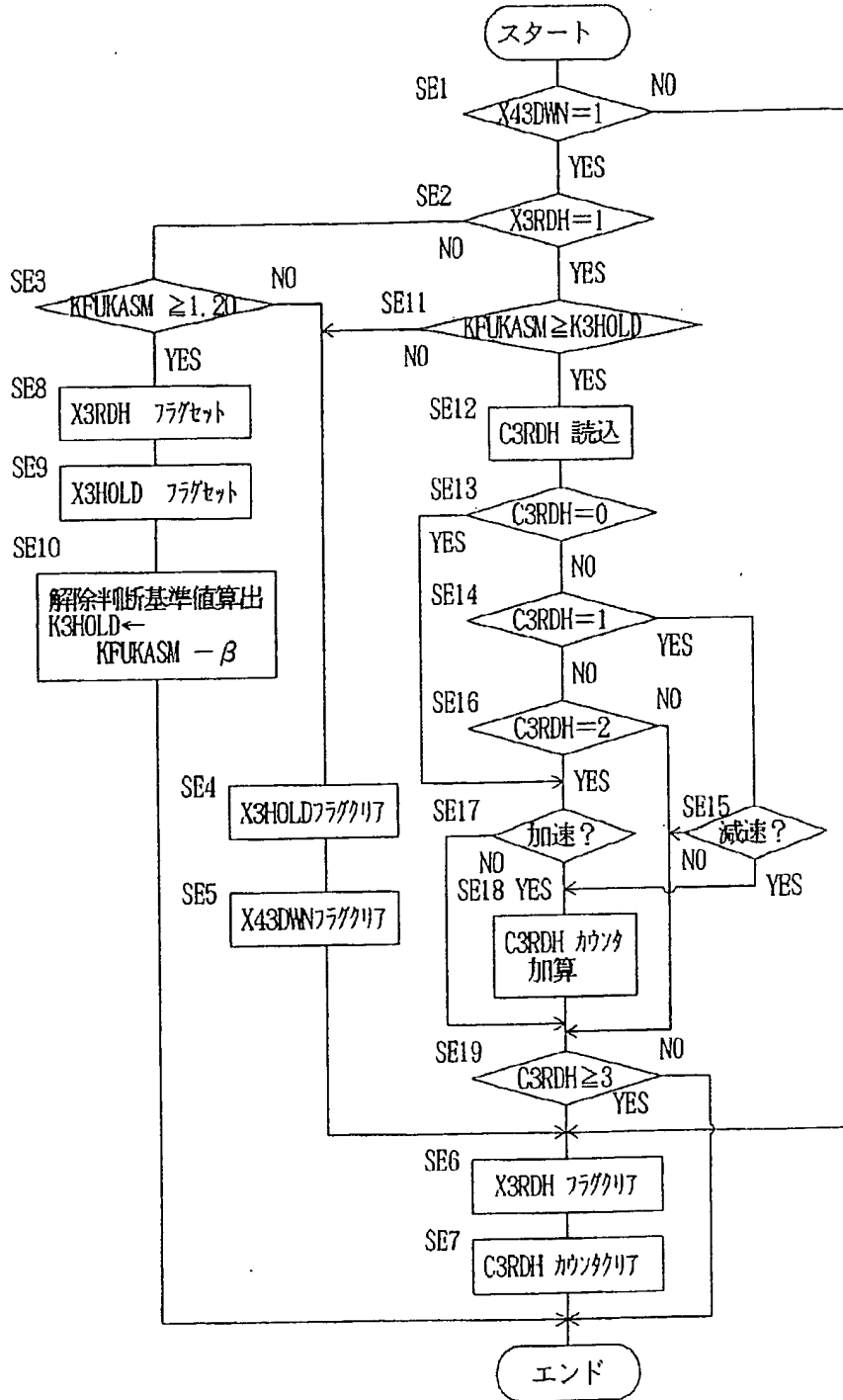
【図20】



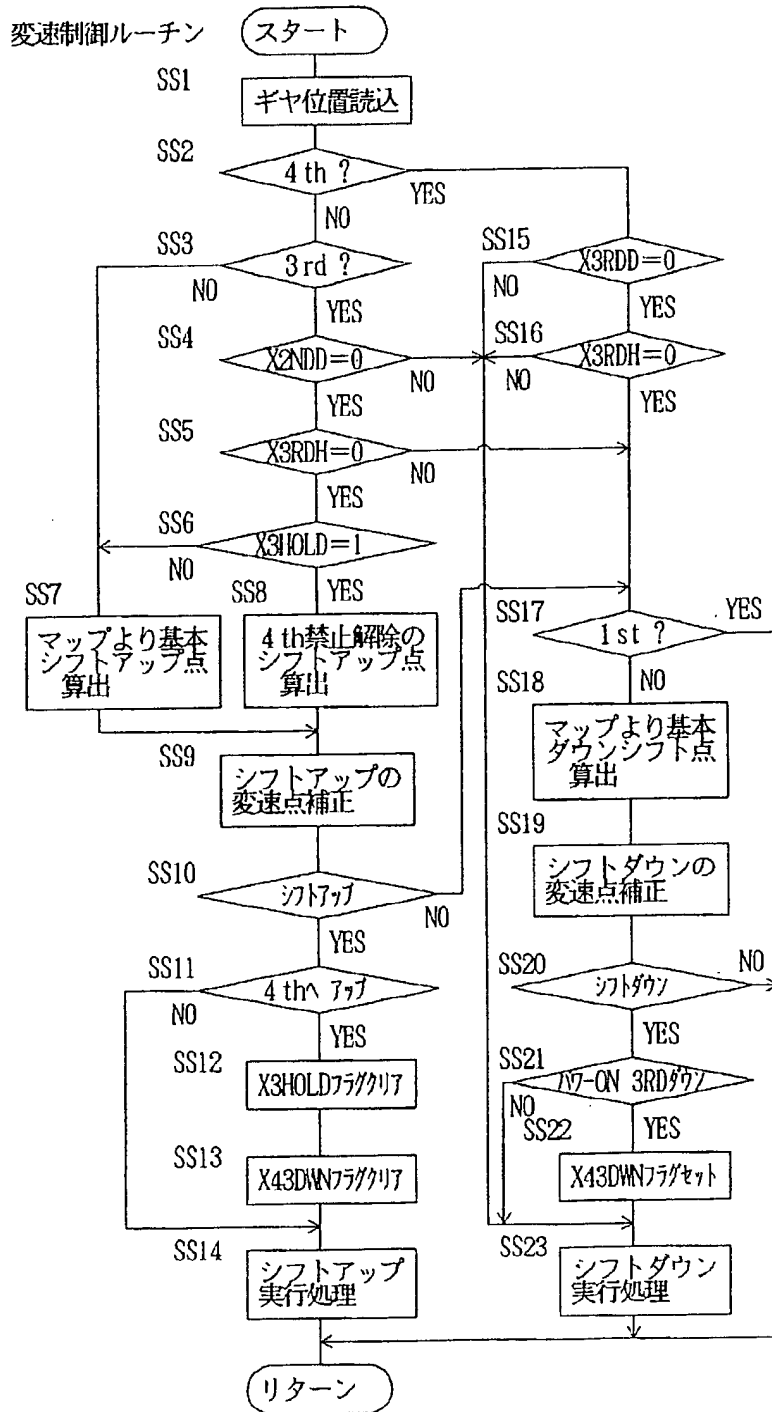
【図13】



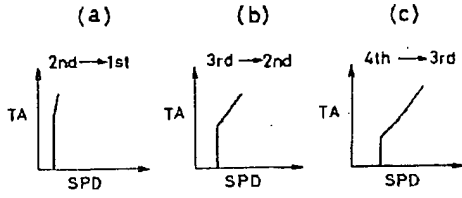
【図16】



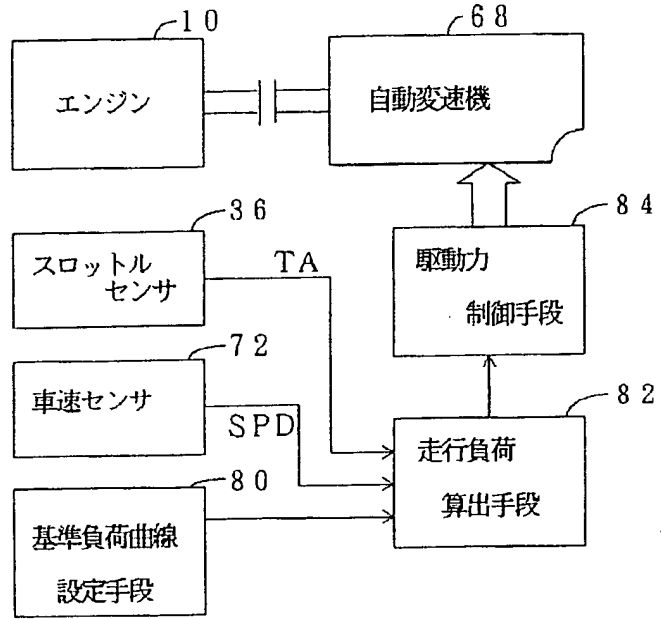
【図18】



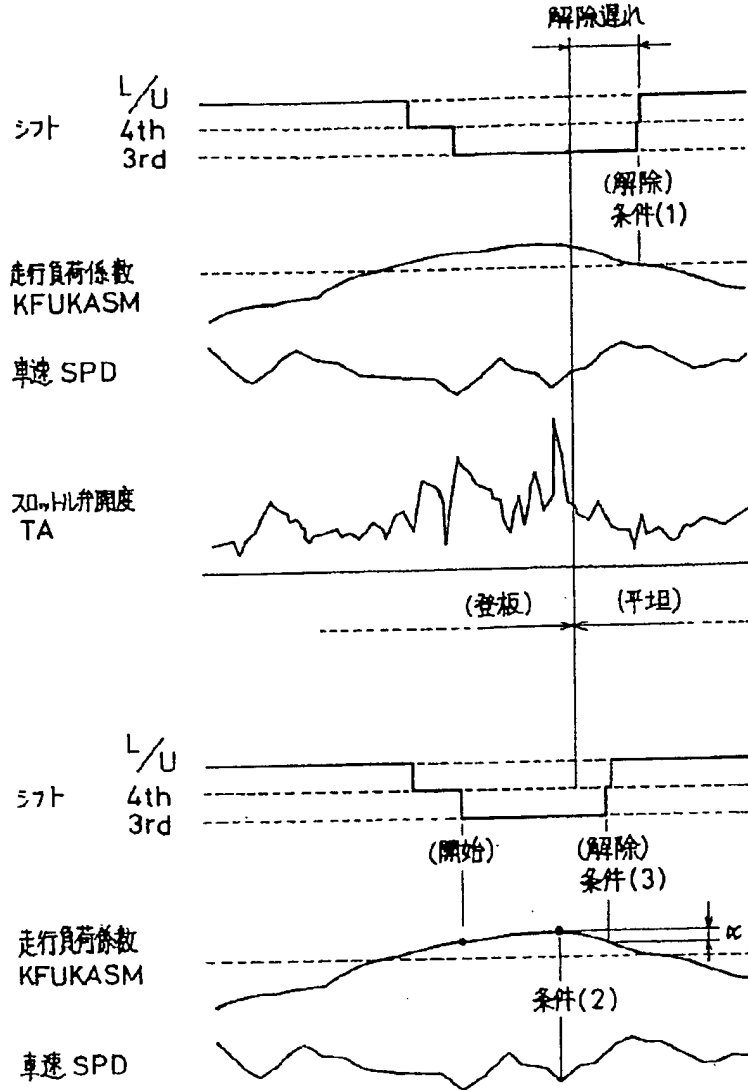
【図21】



【図22】



【図23】



[Translation]

(19) Japanese Patent Office (JP) (12) Official Gazette for Kokai Patent Applications (A)  
(11) Japanese Patent Application Kokai Publication No. Hei 7-54983  
(43) Kokai Publication Date: February 28, 1995

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>	Identification No.	JPO File No.	FI	Theme code (ref.)
F16H 61/00		9240-3J		
61/10		9240-3J		
61/16		Z 9328-3J		
// F16H 59:24				
59:44				

Examination request: Not on filed Number of claims: 8 OL (total 24 pages)

(21) Application No. Hei 5-205945	(71) Applicant: 000003207 Toyota Motor Corp. 1 Toyota-cho, Toyoda-shi, Aichi-ken
(22) Filing Date: August 20, 1993	(72) Inventor: NAGAGAWA, Norihisa c/o Toyota Motor Corp. 1 Toyota-cho, Toyoda-shi, Aichi-ken
	(72) Inventor: MATSUOKA, Hiroki c/o Toyota Motor Corp. 1 Toyota-cho, Toyoda-shi, Aichi-ken
	(74) Agent: Haruyuki Ikeda, Patent Attorney (and two others)

(54) Title of the Invention: DRIVING FORCE CONTROL APPARATUS FOR VEHICLE

(57) Abstract

(Purpose) To provide a driving force control apparatus for a vehicle which can obtain good drivability irrespective of the running load over the entire vehicle running range.

(Solution) When the reference running load curve for the steady running condition of a vehicle is set by a reference load curve setting means 80, a running load calculating means 82 successively calculates the running load factor KFUKASM referring to the set curve, wherein the factor KFUKASM has expressed on the basis of the throttle opening angle TA in the vehicle speed SPD. A driving force control means 84 controls the gear positions of an automatic transmission 68 based on the successively calculated factor KFUKASM and adjusts the driving force of the vehicle. Accordingly, the driving force is adjusted on the basis of the size of the actual running load over the entire running range of the car, so that good drivability can be obtained over the entire running range of the vehicle irrespective of varying running loads due to the road surface gradient and like factors.



(CLAIMS)

(Claim 1) A vehicle drive force control apparatus for controlling the drive force of a vehicle wherein the output of an engine is transmitted to a drive wheel, said drive force control apparatus comprising:

a standard running load curve setting means for setting the standard running load curve, which has expressed by the load of the engine in the engine speed when the vehicle is running in a normal state;

a running load calculating means, which successively calculates the running load expressed on the basis of the engine load and vehicle speed using said standard running load curve as a standard;

and a drive force controlling means, which adjusts the drive force of said vehicle based on the running load successively calculated by said running load calculating means.

(Claim 2) A vehicle drive force control apparatus according to claim 1, wherein said running load calculating means further comprises a standard running load vehicle speed determining means, which determines the standard running load vehicle speed on the basis of the engine load amount from said standard running load curve, and a running load coefficient calculating means, which successively calculates a running load coefficient corresponding to the running load on the basis of the vehicle speed and said standard running load vehicle speed, and said running load calculating means outputs said running load coefficient as the running load.

(Claim 3) A vehicle drive force control apparatus according to claim 1 or 2, wherein said vehicle is provided with an automatic transmission, whereby the transmission ratio is changed automatically, and a shifting control means, which controls the shifting ratio of said automatic transmission based on the engine load and vehicle speed, from a shift boundary line in which the shift ratio has been predetermined by said automatic transmission, and said drive force controlling means corrects said shift boundary line based on said running load.

(Claim 4) A vehicle drive force control apparatus according to claim 3, further comprising a upshift inhibiting means, which inhibits shifting up by said automatic transmission when said running load exceeds a first threshold value.

(Claim 5) A vehicle drive force control apparatus according to claim 4, further comprising a upshift inhibition releasing means, which releases the inhibition of shifting up by said automatic transmission when said running load is less than a second threshold value.

(Claim 6) A vehicle drive force control apparatus according to claim 5, wherein said upshift inhibition releasing means determines whether shifting up to the highest gear should be performed when reversal from deceleration to acceleration has occurred a specified number of times while shifting up by said automatic transmission is inhibited, and if determining that shifting up to the highest gear should be performed, releases the inhibition upon shifting up and performs shifting up to set highest gear.

(Claim 7) A vehicle drive force control apparatus according to claim 5 or 6, further comprising a second threshold value setting means, which sets said second threshold value used by said upshift inhibition releasing means that a value lower by a specified value than the newest value of either the running load when inhibition of shifting up was started or the running load when reversal from deceleration to acceleration was detected a specified number of times during upshift inhibition.

(Claim 8) A vehicle drive force control apparatus according to claim 3, wherein said drive force controlling means causes said automatic transmission to shift preferentially to a gear stage at which an engine break operates when the running load calculated by said running load calculating means is less than a specified value, the engine load is at or below a specified threshold value, and the acceleration is at or above a specified threshold value.

## (DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION)

(0001)

### 1. Industrial Field of Application

The present invention relates in general to an apparatus for controlling a drive force to drive a motor vehicle, and more particularly, to techniques for improving the running stability and drivability of the vehicle, irrespective of a variation in the running load of the vehicle, over the entire ranges of the engine load and the vehicle speed.

(0002)

(Prior Art)

For controlling a drive force to drive a motor vehicle, there is known a drive force control apparatus adapted to change the vehicle drive force by adjusting the opening angle of a throttle valve of a vehicle engine or by controlling the speed ratio of an automatic transmission of the vehicle. For example, a motor vehicle equipped with an automatic transmission which is

automatically shifted to change the speed ratio is provided with a shift control apparatus adapted to change the speed ratio of the transmission on the basis of the actually detected engine load and vehicle speed and according to a predetermined shift pattern. The upshift and downshift boundary lines used by such transmission shift control apparatus are generally formulated to achieve not only high running stability and drivability of the vehicle but also high fuel economy of the vehicle, when the vehicle is running on a generally level or flat road surface, since the vehicle usually runs on such flat road surface. Accordingly, the drive force tends to be insufficient for the intended drivability of the vehicle when the vehicle runs uphill.

(0003) In the light of the above-indicated insufficiency of the drive force during uphill running of the vehicle, a transmission shift control apparatus is proposed as disclosed in JP-A-62-180153, wherein an uphill running of the vehicle is detected if the vehicle speed is lowered across the selected upshift boundary line while the throttle opening angle is larger than a predetermined value. When the uphill running is detected, an upshift action of the automatic transmission is inhibited, and the transmission is held in the currently established gear position, whereby running stability and drivability during uphill running of the vehicle are improved.

(0004)

(Problems the Invention is to Solve) However, the known transmission shift control apparatus indicated above is adapted to detect the uphill running of the vehicle under a limited running condition of the vehicle, namely, only if the vehicle speed is lowered across the selected downshift boundary line and if the throttle opening angle is larger than the predetermined lower limit. This arrangement does not provide an improvement in the control of the vehicle drive force depending upon a variation in the load acting on the vehicle, and does not permit satisfactory running stability and drivability of the vehicle over the entire ranges of the vehicle.

(0005) The present invention was created in light of the circumstances described above and has the object of providing a vehicle drive force control apparatus that assures satisfactory running stability and drivability of the vehicle over the entire ranges of the engine load and the vehicle speed, irrespective of a variation in the running load.

(0006)

(Means Used to Solve the Problems)

This object may be accomplished according to the principle of the present invention, which provides an apparatus for controlling a drive force for driving a motor vehicle having an engine

and a drive wheel driven by the drive force based on an output of the engine, the apparatus comprising: (a) reference load curve setting means for setting a standard running load curve represented by a load acting on the engine and a running speed of the vehicle when the vehicle is running in a stable mode; (b) running load calculating means for sequentially calculating a running load as represented by the load acting on the engine and the running speed of the vehicle, on the basis of the standard running load curve; and (c) drive force control means for controlling the drive force of the vehicle on the basis of the running load acting on the vehicle sequentially calculated by the running load calculating means.

(0007)

(Operation and Effects of the Invention)

In the vehicle drive force control apparatus of the present invention constructed as described above, the standard running-load curve represented by the engine load and the vehicle running speed during running of the vehicle in the stable mode is determined by the standard load curve setting means, and the vehicle running load as represented by the engine load and the vehicle speed is calculated sequentially on the basis of the aforesaid standard running-load curve. The drive force for driving the vehicle is adjusted by the drive force control means on the basis of the running load of the vehicle sequentially calculated by the running load calculating means. Thus, the vehicle drive force is suitably regulated depending upon the running load of the vehicle over the entire driving range of the vehicle, so as to assure satisfactory drivability of the vehicle irrespective of variations in the running load acting on the vehicle due to factors such as the road gradient.

(0008) In one preferred form of the present invention, the running load calculating means comprises means for determining a standard loaded-vehicle speed on the basis of the engine load according to the standard running load curve, and means for sequentially calculating a running load coefficient KFUKA as the running load of the vehicle, on the basis of the standard loaded-vehicle speed and the detected running speed of the vehicle, and the running load is represented by this running load coefficient KFUKA. In order to represent the standard running load and the running load, the standard running load opening is used using the throttle opening angle which represents the engine load, and the running the coefficient calculated from the actual throttle opening angle in the standard running load opening. In this case, however, the throttle opening angle usually changes at a higher rate than the vehicle speed, and the detected running load

opening is greatly influenced by the acceleration and deceleration operations and becomes unstable. By means of the arrangement described above, if the running load coefficient is calculated based on the vehicle speed and the standard running vehicle load speed, it has the advantage of eliminating the above-described influenced of the acceleration and deceleration operations.

(0009) The above-indicated means for calculating the running load coefficient may be adapted to select one of two different equations for calculating the running load coefficient KFUKA, depending upon whether the detected actual vehicle speed is lower or higher than the determined standard loaded-vehicle speed.

(0010) For instance, the running load coefficient KFUKA is calculated according to an equation  $KFUKA=2-(b/a)$  when the detected vehicle speed "b" is lower than the standard loaded-vehicle speed "a", and according to an equation  $KFUKA=a/c$  when the detected vehicle speed "c" is higher than the standard value "a".

(0011) Preferably, the running load coefficient calculating means includes smoothing means for smoothing the running load coefficient KFUKA calculated successively, to obtain a smoothed running load coefficient KFUKASM, which is used as the running load acting on the vehicle.

(0012) The smoothing means is preferably designed to change the smoothing amount to be applied to the non-smoothed running load coefficient KFUKA, depending upon the running condition of the vehicle.

(0013) Further, it is desirable that the running load coefficient calculating means be constituted so as not to substantially change the smoothed running load coefficient KFUKASM during vehicle starting period.

(0014) It is also for the running load coefficient calculating means to be constituted so that the smoothed running load coefficient KFUKASM is substantially unchanged during the specified interval CHANTEN from the point in time at which the running load coefficient KFUKA before the smoothing process is 1 or above to the point at which it becomes less than 1.

(0015) It is further desirable that the vehicle be equipped with an automatic transmission which changes the speed ratio of the transmission automatically, and a transmission control unit, which controls the speed ratio of this automatic transmission, on the basis of the engine load and the vehicle running speed and according to a predetermined shift boundary line. In this case, the

drive force control means includes correcting means for correcting the shift boundary line on the basis of the calculated vehicle running load. This form of the invention using the adjusting means assures high fuel economy and high power performance.

(0016) These correcting means correct the shift boundary line based on the above-described smoothed running load coefficient KFUKASM.

(0017) The correcting means includes means for determining a shift-speed compensating coefficient on the basis of the smoothed running load coefficient KFUKASM, and corrects the shift boundary line on the basis of the determined shift-speed compensating coefficient. The shift boundary line is substantially corrected in accordance with the compensation coefficient determined by the compensation coefficient determining means.

(0018) It is also desirable to provide upshift inhibiting means, which prevents upshifting of the automatic transmission when the sequentially calculated running load exceeds a first threshold value. This has the advantage of solving the phenomenon of frequent shifting, whereby the drive force is restricted by releasing pressure on the accelerator pedal, since the drive force is higher due to downshifting, but in this case of shifting occurs, and the driving force is insufficient, so the accelerator pedal is again depressed, and downshifting occurs.

(0019) The aforementioned upshift inhibiting means also, for example, prevents upshifting of the automatic transmission when the smoothed running load coefficient KFUKASM exceeds the aforementioned first threshold value.

(0020) The aforementioned upshift inhibiting means also prevents upshifting after the throttle opening is increased by depressing the accelerator pedal and downshifting has occurred from the highest gear to a gear one level lower.

(0021) The transmission controller preferably further comprises a upshift inhibition releasing means for releasing the inhibition of the upshift action of the transmission by the upshift inhibiting means when the sequentially calculated running load falls below a second threshold value smaller than the first threshold value. Since there is a suitable amount of difference between the first and second threshold values, it is possible to prevent undesirable alternate inhibition of the upshift action and cancellation of the inhibition due to hysteresis between the first and second threshold values.

(0022) The upshift inhibition releasing means is desirably adapted to determine whether a upshift action of the transmission to the highest-speed position should be effected or not, each

time a change of the running condition of the vehicle from a decelerating state to an accelerating state has been repeated a predetermined number of times while the upshift action to the highest-speed position is inhibited by the upshift inhibiting means. If the releasing means determines that the upshift action to the highest-speed position should be effected, the releasing means cancels the inhibition of and allows the upshift action to the highest-speed position. The upshift action to the highest-speed position of the transmission means a shifting of the transmission so as to reduce the vehicle drive force. In this sense, the cancellation of the inhibition of the upshift action must be determined depending on the vehicle drive force required when the vehicle is accelerating. Since the determination as to whether the transmission should be shifted to the highest-speed position is effected when the vehicle is in an accelerating state, the transmission is allowed to be shifted up to the highest-speed position depending upon the vehicle drive force required during acceleration of the vehicle.

(0023) The upshift inhibition releasing means may comprise threshold value determining means for determining the second threshold value such that the second threshold value is smaller by a predetermined value than a value of the running load which is determined at one of the following two moments, whichever is later: the moment when the inhibition of the upshift action is started by the upshift inhibiting means; and the moment when the change of the vehicle running condition from the decelerating state to the accelerating state has been repeated the predetermined number of times. This arrangement advantageously shortens a delay in releasing the inhibition of the upshift action of the transmission. The running load value may be the smoothed running load coefficient KFUKASM discussed above.

(0024) The drive force control means may be adapted to shift down the automatic transmission to a position for applying an engine brake to the vehicle, if the running load acting on the vehicle, calculated by the aforesaid running load calculating means, and the load acting on the engine are smaller than respective predetermined reference values, and if an acceleration value of the vehicle is larger than a predetermined reference value. This arrangement is effective to improve engine brake force.

(0025) In the above arrangement, the drive control means may comprise automatic downshift means for shifting down the automatic transmission to the engine braking position if the smoothed running load coefficient KFUKASM indicated above as the vehicle running load is smaller than a first reference value, if an opening angle of a throttle valve of the engine as the

engine load is smaller than a reference value, and if the acceleration value of the vehicle is larger than the reference value.

(0026) In the above case, the drive force control means preferably further comprises means for disabling the automatic downshift means if the successively measured smoothed running load coefficient KFUKASM exceeds a second reference value larger than the first reference value.

(0027)

(Working Examples) A working example of the present invention is next explained in detail referring to the drawings.

(0028) Referring first to FIG. 1, air is introduced into each combustion chamber 12 of a gasoline engine 10 through an air cleaner 14, an air flow meter 16, an intake pipe 18, a throttle valve 20, a by-pass passage 22, a surge tank 24, an intake manifold 26 and an intake valve 28. A fuel is injected by a fuel injector valve 30, into a stream of air flowing through the intake manifold 26 to which the fuel injector valve 30 is attached. Thus, each combustion chamber 12 is supplied with an air-fuel mixture for operating the engine 10. In this embodiment the air flow meter 16 is a movable vane type meter, which functions to sense an actual intake air quantity  $Q_m$ . This air flow meter 16 generates an intake air quantity signal  $SQ_m$  indicative of the actual intake air quantity  $Q_m$  which flows through the intake pipe 18. The signal  $SQ_m$  is applied to an engine electronic control unit 32 and a transmission electronic control unit 34. The throttle valve 20 is mechanically linked with an accelerator pedal of the vehicle, as well known in the art, so that the angle of opening  $TA$  of the throttle valve 20 changes with the amount of operation of the accelerator pedal, whereby the intake air quantity  $Q_m$  of the engine 10 can be continuously changed by the accelerator pedal through the throttle valve 20. The throttle valve 20 is provided with a throttle sensor 36 which has an idling position switch. The idling position switch detects the idling position of the throttle valve 20. A signal indicative of this idling position and a throttle opening signal  $STA$  indicative of the opening angle  $TA$  of the throttle valve 20 are applied to the engine electronic control unit 32 and the transmission electronic control unit 34. The throttle valve 20 is disposed in parallel relationship with the by-pass passage 22, which is provided with an idling control valve 38. The opening of the idling control valve 38 is controlled by the engine electronic control unit 32, to regulate the amount of the air which by-passes the throttle valve 20, so that the idling speed of the engine 10 can be adjusted by the idling control valve 38. The fuel injector valve 30 is also controlled by the engine electronic control unit 32, so



that the fuel injection timing and the amount of the fuel injected by the injector valve 30 are suitably controlled. An air temperature sensor 40 is disposed upstream of the air flow meter 16, for sensing the temperature of the air which is admitted into the intake pipe 18. An output signal of the temperature sensor 40 representative of the air temperature is also applied to the engine electronic control unit 32.

(0029) The engine 10 has the intake valve 28, an exhaust valve 42, a piston 44 and a spark plug 46. The spark plug 46 is activated to provide an ignition spark in the combustion chamber 12, by application of a high voltage supplied thereto through a distributor 50 from an ignitor 48 under the control of the engine electronic control unit 32. As a result, the air-fuel mixture in the combustion chamber 12 is ignited by the ignition spark to effect a combustion and expansion stroke of the piston, whereby the piston 44 is reciprocated to rotate the crankshaft. The intake and exhaust valves 28, 42 are opened and closed by rotation of the camshaft, in synchronization with the crankshaft. A mechanism connecting the crankshaft and the camshaft is linked with a valve timing changing device 52, which is controlled by the engine electronic control unit 32, so that the relative rotating phase of the crankshaft and camshaft is changed to adjust the timings at which the intake and exhaust valves 28, 42 are opened and closed. An exhaust gas produced as a result of combustion of the air-fuel mixture in the combustion chamber 12 is discharged into the atmosphere, through the exhaust valve 42, an exhaust manifold 54, an exhaust pipe 56 and a catalytic converter 58. A water temperature sensor 60 is provided for sensing the temperature of a coolant which cools the engine 10. The temperature sensor 60 generates a signal indicative of the engine coolant temperature, which is supplied to the engine electronic control unit 32. The exhaust manifold 54 is provided with an oxygen sensor 62 for detecting an oxygen concentration of the exhaust gas flowing therethrough. An output signal of the sensor 62 indicative of the oxygen concentration is also supplied to the engine electronic control unit 32. The distributor 50 is provided with a speed sensor which generates a pulse signal in synchronization with the rotation of the crankshaft of the engine 10. This pulse signal SNE represents a speed NE of the engine 10 and is supplied to the engine electronic control unit 32 and the transmission electronic control unit 34.

(0030) Each of the engine electronic control unit 32 and the transmission electronic control unit 34 has a central processing unit (CPU), a random-access memory (RAM), a read-only memory (ROM), an input/output interface circuit, an analog/digital (A/D) converter, as provided

in an electronic controller using a computer. The CPU operates to perform data processing operations according to various control programs stored in the ROM, while utilizing a temporary data storage function of the RAM. The engine electronic control unit 32 is adapted to signals indicative of ON and OFF states of an air conditioner from an air conditioner switch 64, as well as the signals described above. The transmission electronic control unit 34 receives a signal generated by shift lever sensor 66 representing one of operating positions of the shift lever adjacent to the driver's seat, which consist of: PARKING position P; NEUTRAL position N; DRIVE position D; FIRST position 1; SECOND position 2; and REVERSE position R. The transmission electronic control unit 34 also receives a gear position signal SG from a gear position sensor 70 and a vehicle speed signal SSPD from a vehicle speed sensor 72. The gear position sensor 70 and the vehicle speed sensor 72 are provided on the automatic transmission 68, which has one rear drive position, and four forward drive positions, that is, 1st-gear position, 2nd-gear position, 3rd-gear position and 4th-gear position, for changing the speed NE of the engine 10. Necessary information between the two electronic control units 32 and 34 may be assisted via a communication interface, and the intake air quantity signal SQm, throttle opening signal STA and engine speed signal SNE may be supplied to either of the engine and transmission control units 32, 34. The engine electronic control unit 32 and/or the transmission electronic control unit 34 may be adapted to receive other signals representative of other operating parameters or running conditions of the vehicle, such as on-off states of a brake pedal, steering angle of a steering wheel, gradient of a road surface on which the vehicle runs, and temperature of the exhaust gas, for controlling the engine and/or the transmission.

(0031) The engine electronic control unit 32 operates to control the fuel injector valve 30, ignitor 48, idling control valve 38 and valve timing changing device 52, depending upon the intake air quantity Qm, throttle opening angle TA, engine speed NE, engine 10 coolant temperature, intake air temperature, oxygen concentration in the exhaust passage 56, on-off states of the air conditioner, etc., according to various predetermined arithmetic equations and stored data maps, so as to regulate the amount and timing of the fuel injection by the fuel injector valve 30, timing of ignition by the spark plug 46, idling speed of the engine 10, and opening and closing timings of the intake and exhaust valves 28, 42, so that the engine 10 is controlled to provide a suitable output, with a minimum of fuel consumption and a reduced amount of harmful exhaust emissions.

(0032) The transmission electronic control unit 34 operates to place the automatic transmission 68 in a suitably selected one of the operating positions, according to predetermined shift patterns, depending upon the intake air quantity  $Q_m$ , throttle opening  $TA$ , engine speed signal  $NE$ , vehicle speed  $SPD$ , gear position of the automatic transmission 68 and shift lever position. Referring to the flow charts, there will be described a basic shift control operation when the vehicle is running with the shift lever placed in the DRIVE position D.

(0033) The flow chart of FIG. 2 shows a routine for detecting a load currently acting on the vehicle. This routine is repeatedly executed with a predetermined cycle time, for example, 32 ms. The routine is initiated with steps SD1, SD2 and SD3 to read the throttle opening angle  $TA$ , the vehicle speed  $SPD$  and the actual gear position  $G$  of the transmission 68. Then, the control flow goes to step SD4 which corresponds to means for setting a standard running load curve. Described more specifically, step SD4 is implemented to select a relation between the throttle opening angle  $TA$  and the standard running load curve  $SPD_s$ , i.e., the standard load curve relationship which corresponds to the currently selected position  $G$ , as shown in FIG. 3. This standard load curve is the relation between the throttle opening angle  $TA$  and the standard running load speed  $SPD_s$  when the vehicle is running at a relatively constant speed on a flat road surface.

(0034) The control flow then goes to steps SD5 through SD20 which correspond to running load calculating means for determining a running load acting on the vehicle as represented by the engine load and the vehicle speed. That is, steps SD5-SD20 are implemented to calculate a running load coefficient  $KFUKA$ , and a smoothed running load coefficient  $KFUKASM$  which is obtained by smoothing the calculated running load coefficient  $KFUKA$ . SD5, which corresponds to the standard running load speed determining means, is implemented to calculate the standard loaded-vehicle speed  $SPD_s$  corresponding to the actually detected throttle opening angle  $TA$ , according to the relationship which was selected in step SD4 shown in FIG. 3. If the detected throttle opening angle  $TA$  is equal to a value indicated at S in FIG. 3, for example, a vehicle speed "a" corresponding to a point "A" on the  $TA$ - $SPD_s$  curve is determined as the standard loaded-vehicle speed. In step SD6, it is determined whether the value of the standard loaded-vehicle speed  $SPD_s$  calculated in step SD5 is higher than the actual vehicle speed  $SPD$  which is influenced by the load actually acting on the vehicle.

(0035) If a negative decision is obtained in step SD6, for instance, if the actual vehicle running state is as indicated at a point "C" in FIG. 3, the standard loaded-vehicle speed "a" is lower than the actual vehicle speed "c" ( $a < c$ ), whereby step SD7 is implemented to calculate the running load coefficient KFUKA according to a predetermined equation,  $KFUKA = a/c$ . Step SD7 is followed by step SD8 to set a XCOAST flag to "1". If an affirmative decision is obtained in step SD6, on the other hand, for example, if the vehicle is running in a state indicated at a point "B" in FIG. 3, the standard loaded-vehicle speed "a" is higher than the actual vehicle speed "b" ( $a > b$ ), whereby step SD9 is implemented to calculate the running load coefficient KFUKA according to a predetermined equation,  $KFUKA = 2 - (b/a)$ . Step SD9 is followed by step SD10 to reset the XCOAST flag to "0". When the XCOAST flag is set at "0", it means that the not-yet-smoothed coefficient KFUKA has been calculated or determined while the vehicle is running in a high-load state. When the flag is set at "1", it means that the non-smoothed coefficient KFUKA has been determined while the vehicle is running in a low-load state. It will be understood from the graph of FIG. 4 that the running load coefficient KFUKA is equal or close to "1" when the vehicle is running in a stable state on a flat road surface, and that the coefficient KFUKA is smaller and higher than "1" when the vehicle is running in the low-load and high-load states, respectively. The vehicle is considered to be running in the low-load state when the vehicle is running downhill, and in the high-load state when the vehicle is running uphill.

(0036) If the running load coefficient KFUKA during running of the vehicle in the high-load state was calculated according to an equation  $KFUKA = a/c$ , the calculated coefficient KFUKA would cause an undesirably large influence on the subsequent smoothing process of the coefficient KFUKA, which would become saturated, and the equation  $KFUKA = 2 - (b/a)$  is used to calculate the coefficient KFUKA when the vehicle is running in the high-load state. Thus, the rate of change of the coefficient KFUKA with the vehicle speed SPD during the vehicle running in the high-load state is almost the same as that in the low-load state, so that the effect of the smoothing process since would become similar irrespective of the effect of the running load..

(0037) Next, step SD11 is performed to determine whether the value of the XCOAST flag has been changed from "1" to "0" or vice versa, namely, whether the running state of the vehicle has been changed from the low-load running state to the high-load running state or vice versa. If an affirmative decision is obtained in step SD11, step SD12 is implemented to set the content of the REVERSE timer CHAN to "0" and the time measurement is started thereby. If a negative

decision is obtained in step SD11, than the running load coefficient KFUKA in step SD13 is stored in a specified memory location in the RAM.

(0038) Then, steps SD14, SD15 and SD16 are sequentially implemented to read the coefficient KFUKA, content CHANTEN of the REVERSE timer and a content CHASSIN of a START timer. The REVERSE timer and the START timer are controlled by a routine of FIG. 5 to detect starting and acceleration/deceleration of the vehicle. This routine of FIG. 5 is executed with a cycle time (e.g., 128 ms) longer than the cycle time of the vehicle load detecting routine of FIG. 2.

(0039) The routine of FIG. 5 to is initiated with step SH1 to read the vehicle speed SPD. Step SH1 is followed by step SH2 to read the content CHASSIN of the START timer. The control flow then goes to step SH3 and SH4 to check if the vehicle speed SPD is lower than a predetermined upper limit of 40 km/h and equal to or higher than a predetermined lower limit of 10 km/h. If a negative decision is obtained in step SH3, the START timer CHASSIN is reset to a predetermined initial value in step SH5. If a negative decision is obtained in step SH4, the START timer is started in step SH6. If an affirmative decision is obtained in step SH4, step SH7 is implemented to decrement the content CHASSIN of the START timer. Thus, the START timer CHASSIN is controlled to measure a time lapse after the vehicle has been started. When the vehicle speed exceeds the upper limit of 40 km/h, the START timer is reset to the initial value.

(0040) Next, step SH8 is implemented to store the content CHASSIN of the START timer. Step SH9 is then implemented to read the content CHANTEN of the REVERSE timer. Step SH9 is followed by step SH10 to decrement the content CHANTEN, and step SH11 to store the content CHANTEN. The START timer and the REVERSE timer are decrement timers whose contents CHASSIN, CHANTEN are decremented from the predetermined initial values, and the count is considered completed when the count value reaches 0. In the initial states, the contents START timer CHASSIN and REVERSE time CHANTEN are set at values corresponding to specified durations. For instance, the START timer and the REVERSE timers are initially set to respective initial values of 6.0 sec and 1.2 sec. These initial values correspond to time durations during which the smoothing of the running load coefficient KFUKA is inhibited, as described later.

(0041) The control flow then goes to step SH12 to read the previous vehicle speed SPD0 read in the last control cycle. Step SH13 is then implemented to compare the current vehicle speed SPD with the previous vehicle speed SPD0 read in step SH13. If the current vehicle speed SPD is higher than the previous vehicle speed SPD0, step SH14 is implemented to set the contents of the flag XKASOKU to "1". If the latter is determined to be higher, then step SH15 is implemented to reset the XKASOKU flag to "0". Next, in step SH16, the contents are stored. If the two values are the same, step SH16 is implemented. It will be understood that the content "1" of the XKASOKU flag indicates the accelerating state of the vehicle, while the content "0" of the same indicates the decelerating state.

(0042) Then, the control flow goes to step SH17 to determine whether the idling position switch is in the off state or not. If a negative decision is obtained in step SH17, step SH22 is implemented to reset the idle off delay content CIDLOF. If an affirmative decision is obtained in step SH17, step SH18 is implemented to read the current throttle opening angle TA. Step SH19 is then implemented to calculate a third gear downshift release delay time KOFF, on the basis of the throttle opening angle TA, and according to a predetermined relationship as indicated in FIG. 6 by way of example. Then, steps SH20 and SH21 are implemented to read the idle off delay content CIDLOF, and increment the content CIDLOF. These steps are followed by step SH23 in which the idle off delay content CIDLOF is stored. The idle off delay content CIDLOF is provided to measure a time lapse after the accelerator pedal has been depressed. The third gear downshift release delay time KOFF is used as a threshold for determining the release of automatic downshift action to the 3rd-gear position as described below.

(0043) Referring back to the flow chart of FIG. 2, in step SD17 it is determined whether the content CHANTEN of the REVERSE timer is "0" or not. If an affirmative decision is obtained, step SD18 is implemented to determine whether the content CHASSIN of the START timer is "0" or not. If a negative decision is obtained in step SD17 or SD18, steps SD19 and SD20 so that the smoothing operation to obtain the smoothed running load coefficient KFUKASM is inhibited during respective predetermined time lengths corresponding to the initial contents of the REVERSE and START timers are skipped, and step SD21 is immediately performed. If an affirmative decision is obtained in both steps SH17 and SH18, the control flow goes to step SH19 to determine an amount of smoothing, according to a data table as illustrated in FIG. 7. Described more specifically, the smoothing amount is selected within a range between 1/2 and

1/128, depending upon a specific combination of the values of flags XCOAST, XTOHAN, YIDL and XKASOKU. The XCOAST flag indicates a change of the non-smoothed running load coefficient KFUKA, while the XTOHAN flag indicates a change of the smoothed running load coefficient KFUKASM. The YIDL signal indicates an operating state of the idling position switch of the throttle sensor, which detects that the throttle valve is completely closed. The XKASOKU flag indicates the accelerating and decelerating condition of the vehicle. In the table of FIG. 7, the "\*" mark indicates that the appropriate state or value of the flags do not influence the smoothing amount. That is, the smoothing amount is determined by the parameters other than those indicated by the "\*" mark.

(0044) Then, the control flow goes to step SD20 in which a smoothing process is performed by multiplying the smoothing amount selected in step SD19 by the running load coefficient KFUKA calculated in step SD7 or SD8, i.e., the smoothed running load coefficient KFUKASM is calculated according to the following equation:

$$KFUKASM=KFUKASM0+n.(KFUKA-KFUKASM0)$$

where, KFUKASM0: KFUKASM calculated in step SD20 in the last cycle of execution of the routine, and n: smoothing amount determined in step SD19. Step SD20 is followed by step SD21 in which the calculated smoothed running load coefficient KFUKASM is stored in a specified location in the RAM. The smoothed coefficient KFUKASM thus obtained is sufficiently smoothed as compared with the non-smoothed coefficient value KFUKA, as shown in FIG. 8.

(0045) It is noted that the smoothed running load coefficient KFUKASM as indicated in FIG. 8 includes the effect of temporarily halting the smoothing as a result of step SD18. That is, since the running load coefficient KFUKA has a tendency to deviate toward the higher load side due to the increased effects of acceleration during starting of the vehicle, i.e., that is, until a predetermined time corresponding to the content CHASSIN of the START timer has passed after the vehicle start, during this period steps SD19 and SD20 are skipped and changing of the smoothed running load coefficient KFUKASM is stopped, and this deviation toward the a higher load is prevented.

(0046) It is noted that the smoothed running load coefficient KFUKASM as indicated in FIG. 8 includes the effect of temporarily halting the smoothing as a result of step SD17. Specifically,

although the XKASOKU flag is used as one of the parameters for determining the smoothing amount, if that value alone is used, a deviation will occur in the running load coefficient KFUKASM, so, during the specified delay interval after the value of the more responsive XCOAST flag is reversed, i.e., during the specified interval CHANTEN after reversal of the unsmoothed running load coefficient KFUKA, by skipping steps SD19 and SD20, and halting updating in the running load coefficient KFUKASM, and stopping changes therein, the foregoing can be prevented. By this means, as indicated in Figure 9, the smoothed running load coefficient KFUKASM is appropriately smoothed with respect to drops in the running load coefficient KFUKA. This is because, if a delay period during which updating of the running load coefficient KFUKASM is halted is not provided, as shown in FIG. 10, the smoothed value KFUKASM would be excessively lowered together with the non-smoothed value KFUKA.

(0047) The smoothed running load coefficient KFUKASM as calculated in step SD20 varies with the load acting on the vehicle, as indicated in FIG. 11, that is, varies with a change of the road surface gradient. It will be understood that the vehicle load changes with the road surface gradient. The KFUKASM-gradient curves shown in FIG. 11, which are generally upwardly convex, cause the value KFUKASM to change with a higher response to the road surface gradient when the vehicle is running on a flat road surface, than when the vehicle is running uphill or downhill. In other words, the response of the calculated smoothed running load coefficient KFUKASM increases as the road surface gradient (vehicle load) decreases.

(0048) In the following step SD22, it is determined whether the smoothed running load coefficient KFUKASM is equal to or larger than 1.00. If a negative decision is obtained in step SD22, step SD23 is implemented to reset the XTOHAN flag to "0". If an affirmative decision is obtained in step SD22, namely, if the value KFUKASM has increased to 1.00 or higher, step SD24 is implemented to set the XTOHAN flag to "1". These steps are followed by step SD25, in which a shift-speed compensating coefficient  $K_s$  for adjusting a shift speed of the vehicle is calculated on the basis of the smoothed running load coefficient KFUKASM and according to a predetermined relationship as represented as indicated in FIG. 12. This relationship shown in FIG. 12 is set so that the compensating coefficient  $K_s$  is downwardly convex with respect to the smoothed running load coefficient KFUKASM, in order to maintain a sense of linearity with respect to the running load. The shift-speed compensating coefficient  $K_s$  is multiplied by the



shift speed determined from a shift pattern so as to adjust the shift speed with respect to the running load of the vehicle.

(0049) Next, there will be described a downshift flag control routine for controlling a X2NDD flag and a X3RDD flag for regulating automatic downshift actions of the transmission from the 4th-gear position to the 2nd-gear position and the 3rd-gear position, restrictively, so as to apply an effective engine brake to the vehicle while the vehicle is running downhill, using FIG. 13. This downshift flag control routine is executed with the same cycle time as a main shift-control routine.

(0050) The downshift flag control routine is initiated with step SA1 (FIG. 13) to determine whether the smoothed running load coefficient KFUKASM is smaller than a predetermined lower limit of 0.95. This special value is the value for determining whether the vehicle is running downhill. If a negative decision is obtained in step SA1, steps SA5 and SA6 are implemented to clear the X3RDD and X2NDD flags, and one cycle of execution of the present routine is terminated. If an affirmative decision is obtained in step SA1, the control flow goes to step SA2 to determine whether the non-smoothed running load coefficient KFUKA is smaller than a predetermined upper limit of 1.05.

(0051) If a negative decision is obtained in step SA2, step SA5 and subsequent steps described above are implemented to release automatic downshift control. If an affirmative decision is obtained in step SA2, the control flow goes to step SA3 to determine whether the idling switch is in the OFF state or not as a condition for starting automatic downshift. If an affirmative decision is obtained in step SA3, it means that the accelerator pedal is depressed. In this case, this step is followed by step SA4 to determine whether the content CIDLOF of the idle off delay timer, i.e., the last time since the idle switch was switched off, is shorter than the time lapse threshold KOFF calculated in step SH19 described above. If an affirmative decision (YES) is obtained in step SA4, step SA6 is implemented to reset the X2NDD flag. If a negative decision (NO) is obtained in step SA4, both steps SA5 and SA6 are implemented to reset both of the X3RDD and X2NDD flags.

(0052) If a negative decision is obtained in step SA3, it means that the accelerator pedal is not depressed. In this instance, the control flow goes to step SA7 to determine whether the X3RDD flag is set at "0" or not. Initially, an affirmative decision is obtained in step SA7, and step SA8 is implemented to calculate a reference 4  $\rightarrow$  2 down acceleration value  $\alpha_{4-2D}$  on the basis

of the vehicle speed SPD and according to a predetermined relationship between SPD and  $\alpha_{4-2D}$  as indicated in FIG. 14. The reference acceleration value  $\alpha_{4-2D}$  is used to determine whether the X2NDD flag should be set to "1" or not. Step SA8 is followed by step SA9 to determine whether an actual acceleration  $\alpha$  of the vehicle is higher than the 4  $\rightarrow$  2 down reference value  $\alpha_{4-2D}$ . If an affirmative decision is obtained in step SA9, the control flow goes to step SA16 to set the X2NDD flag to "1", and step SA12 to set the X3RDD flag to "1", and one cycle of execution of the routine is terminated.

(0053) If a negative decision is obtained in step SA9, step SA10 is implemented to calculate a 4  $\rightarrow$  3 down reference acceleration value  $\alpha_{4-3D}$  on the basis of the vehicle speed SPD and according to a predetermined relationship between SPD and  $\alpha_{4-3D}$  as indicated in FIG. 14. The reference acceleration value 4  $\rightarrow$  3 down  $\alpha_{4-3D}$  is used to determine whether the X3RDD flag should be set to "1" or not. Step SA10 is followed by step SA11 to determine whether the actual acceleration  $\alpha$  of the vehicle is higher than the calculated reference value 4  $\rightarrow$  3 down  $\alpha_{4-3D}$ . If an affirmative decision is obtained in step SA11, the control flow goes to step SA12 to set the X3RDD flag to "1", and one cycle of execution of the routine is terminated. If a negative decision is obtained in step SA11, one cycle of the routine is immediately terminated.

(0054) If the X3RDD flag is set to "1" as described above, a negative decision is obtained in step SA7 in the next cycle of execution of the routine, and the control flow goes to step SA13 to determine whether the X2NDD flag is set at "0" or not. If an affirmative decision (YES) is obtained in step SA13, step SA14 is implemented to calculate a 3  $\rightarrow$  2 down reference acceleration value  $\alpha_{3-2D}$  on the basis of the vehicle speed SPD and according to a predetermined relationship between SPD and  $\alpha_{3-2D}$  as indicated in FIG. 14. This reference acceleration value  $\alpha_{3-2D}$  is used to determine whether the X2NDD flag should be set to "1" or not. Step SA14 is followed by step SA15 to determine whether the actual acceleration  $\alpha$  of the vehicle is higher than the calculated 3  $\rightarrow$  2 down reference value  $\alpha_{3-2D}$ . If an affirmative decision is obtained in step SA15, the control flow goes to steps SA16 and SA12 to set the X2NDD flag and the X3RDD flag to "1". If a negative decision is obtained in step SA15, one cycle of the routine is immediately terminated.

(0055) If a negative decision is obtained in step SA13, step SA17 is implemented to calculate a 2-3 up reference acceleration value  $\alpha_{2-3U}$  on the basis of the vehicle speed SPD and according

to a predetermined relationship between SPD and  $\alpha_{2-3U}$  as indicated in FIG. 15. This 2-3 up reference acceleration value  $\alpha_{2-3U}$  is used to determine whether the X2NDD flag should be reset to "0" or not. Step SA17 is followed by step SA18 to determine whether the actual acceleration  $\alpha$  of the vehicle is lower than the calculated 2-3 up reference value  $\alpha_{2-3U}$ . If an affirmative decision is obtained in step SA18, the control flow goes to steps SA19 to reset the X2NDD flag to "0". If a negative decision is obtained in step SA18, one cycle of the routine is immediately terminated.

(0056) It will be understood that this automatic down control routine of is formulated so that the transmission 68 is automatically shifted down from the 4th-gear position to the 2nd-gear or 3rd-gear position, or from the 3rd-gear position to the 2nd-gear position, depending upon the detected acceleration  $\alpha$  of the vehicle, so as to apply a suitable engine brake to the vehicle when the vehicle is running downhill without the accelerator pedal being depressed, and with the smoothed running load coefficient KFUKASM being 0.95 or smaller. Further, the present routine is adapted to inhibit the automatic downshift action of the transmission to the 2nd-gear position when the accelerator pedal is depressed or when the acceleration  $\alpha$  becomes lower than the 2-3 up reference acceleration value  $\alpha_{2-3U}$ . The routine is also adapted to release the downshift control of the transmission to the 3rd-gear position when the non-smoothed running load coefficient KFUKA has increased to 1.05 or larger, or when the time lapse CIDLOF after the depression of the accelerator pedal has reached the threshold KOFF determined by the KOFF-TA relationship of FIG. 6.

(0057) Referring next to the flow charts of FIGS. 16, there will be described a routine for inhibiting an upshift action of the transmission to the 4th-gear position. This routine uses a X3RDH flag for provisionally releasing the prevention of the upshift action to the 4th-gear position, and a X3HOLD flag for inhibiting the upshift action to the 4th-gear position. These X3RDH and X3HOLD flags are set to "1" when the load acting on the vehicle is relatively large, for example, when the vehicle is running uphill. When the vehicle load is lowered below a given limit, the X3HOLD flag is reset to "0", whereby the inhibition of the upshift action to the 4th-gear position is cancelled.

(0058) The routine is initiated with step SE1 in FIG. 16 to determine whether a X43DWN flag is set at "1". This X43DWN flag is set to "1" when the transmission has been shifted down. If a negative decision is obtained in step SE1, the control flow goes to step SE6 to clear the X3RDH to "0", and step SE7 to reset a C3RDH counter, and one cycle of execution of the

routine is terminated. If an affirmative decision is obtained in step SE1, the control flow goes to step SE2 to determine whether the X3RDH flag is set at "1". Initially, this X3RDH flag is set at "0", and step SE3 is implemented to determine whether the smoothed running load coefficient KFUKASM is equal to or larger than a threshold value of 1.20, or not. This threshold value is determined in order to check if the downshift action of the transmission to the 3rd-gear position with the accelerator pedal being depressed occurred during uphill running of the vehicle or not.

(0059) If a negative decision is obtained in step SE3, it means that the load acting on the vehicle is not so large. In this case, steps SE4 and SE5 are implemented to reset the X3HOLD flag and the X43DWN flag to "0". Step SE5 is followed by steps SE6 and SE7 to reset the X3RDH flag and the C3RDH counter.

(0060) If an affirmative decision is obtained in step SE3, it means a situation in which the vehicle driver is likely to further depress the accelerator pedal due to shortage of the vehicle drive force if the transmission is shifted back up to the 4th-gear position. In this case, steps SE8 and SE9 are implemented to set the X3RDH flag and the X3HOLD flag to "1". Then, the control flow goes to step SE10 to calculate a reference value K3HOLD used to determine whether the inhibition of the upshift action to the 4th-gear position should be cancelled or not. The reference value K3HOLD is obtained by subtracting a predetermined value  $\beta$  from the smoothed running load coefficient KFUKASM when the X3RDH and X3HOLD flags were set.

(0061) With the X3RDH and X3HOLD flags being set to "1" as described above, an affirmative decision is obtained in step SE2 in the next cycle of execution of the routine, and step SE11 is implemented to determine whether the smoothed running load coefficient KFUKASM is equal to or larger than the reference value K3HOLD. If the determination in step SE11 is affirmative, it means that the vehicle load is still relatively large. In this case, the control flow goes to step SE12 to read the content of the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH, and steps SE13 through SE18 to increment the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH depending upon the accelerating or decelerating condition of the vehicle.

(0062) Described in detail, the content of the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH changes sequentially from "0" to "3" each time the counter is incremented. If the counter is incremented when its content is "3", the content changes back to "0". If the content is "0" or "2", it means the deceleration of the vehicle. If the content is "1" or "3", it means the acceleration of the vehicle. If the content of the acceleration-deceleration cycle counter is determined to be "1"

in step SE14, step SE15 is implemented to determine whether the vehicle is now decelerating or not. If an affirmative decision is obtained in step SE15, namely, if the vehicle is now decelerating, the control flow goes to step SE18 to increment the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH by 1 so that the content indicates the decelerating state of the vehicle. If the content of the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH is found to be "0" or "2" in step SE13 or SE16, step SE17 is implemented to determine whether the vehicle is now accelerating or not. If an affirmative decision is obtained in step SE17, the control flow goes to step SE18 to increment the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH so that the content indicates the accelerating state of the vehicle.

(0063) Step SE18 is followed by step SE19 to determine whether the content of the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH has increased to "3" or not. This step SE19 is also implemented if a negative decision is obtained in step SE16 or SE17. Initially, a negative decision is obtained in step SE19, and one cycle of execution of the routine is terminated. When the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH is incremented to "3", the determination in step SE19 is affirmative, so it is followed by step SE6 to reset the X3RDH flag and step SE7 to reset the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH to "0". It will be understood that in steps SE13 through SE19, when changes are detected twice in the vehicle running condition from the decelerating state to the accelerating state while upshift action is inhibited, the flag X3RDH is reset in step SE6 to provisionally cancel the inhibition of the upshift action. This causes the negative decision to be obtained in step SE3 in the next cycle of execution of the routine.

(0064) If the vehicle load is reduced to the extent that the negative decision is obtained in step SE11, steps SE4, SE5, SE6 and SE7 are implemented to reset the X3HOLD, X43DWN and X3RDH flags and the acceleration-deceleration cycle counter C3RDH.

(0065) It will be understood that in the 4th-gear inhibition control routine of FIG. 16, in step SE1, if power-on downshift determined to have occurred, and in step SE3 it is determined that the smoothed running load coefficient KFUKASM is at or above a specified value of about 1.2, upshift to fourth gear is prohibited in order to prevent frequent shifting actions. In step SE11, when it is determined that the smoothed running load coefficient KFUKASM has fallen below the release threshold value K3HOLD by a specified value  $\beta$  lower than the running load coefficient KFUKASM when the upshift inhibition of decision was made, and in step SE19, after

return to acceleration from deceleration has been determined to times, if it is determined in step SE3 that the smoothed running load coefficient KFUKASM has fallen below a specified value of about 1.2, upshift is released. A time chart showing operating examples of each flag in fourth gear inhibition control described above is shown in FIG. 17.

(0066) FIG. 18 is a flow chart showing the one station control routine which is the main routine of this working example, and corresponds to the dry fourth control means for controlling the dry fourth of the vehicle by changing the gear level of the automatic transmission 68 based on the above mentioned driving load KFUKASM. The present main routine is initiated with step SS1 to read the currently selected position G of the transmission 68, for example, based on speed-change output from a transmission a transmission electronic control unit 34. Step SS1 is followed by step SS2 to determine whether the currently selected position G is the highest position (4th-gear position) or not. If an affirmative decision is obtained in step SS2, it means that the transmission 68 will not be shifted up. In this case, step SS15 and the subsequent steps are implemented. If a negative decision is obtained in step SS2, step SS3 and the subsequent steps are implemented to control an upshift action of the transmission.

(0067) The operation to control the upshift action of the transmission will be first explained. Step SS3 is initially implemented to determine whether the currently selected position G of the transmission 68 is the 3rd-gear position or not. If a negative decision is obtained in step SS3, it means that the currently selected position G is the 2nd-gear or 1st-gear position. In this instance, step SS7 is implemented to select the shifting boundary line when shifting up from the present speed position from among three types of previously stored upshift boundary lines, as shown in FIG. 19, for shifting up from the 1st-gear position to the 2nd-gear position, from the 2nd-gear position to the 3rd-gear position, and from the 3rd-gear position to the 4th-gear position, respectively. Each of these upshift boundary lines represents a relationship between the throttle opening angle TA and the upshift speed SPD of the vehicle. When the currently selected position G of the transmission 68 is the 2nd-gear position, the upshift boundary line as indicated in (b) is selected in step SS7, and the basic upshift speed SPD<sub>u</sub> of the vehicle is calculated on the basis of the currently detected throttle opening angle TA and according to the selected upshift boundary line.

(0068) Conversely, if an affirmative decision is obtained in step SS3, step SS4 is implemented to determine whether the X2NDD flag is set at "0" or not. If a negative decision is

obtained in step SS4, that is, if it is decided to shift down to the second speed position, the control flow goes to step SS23 in the downshift routine. If an affirmative decision (YES) is obtained in step SS4, that is, if it is decided not to automatically shift down to the second speed position, step SS5 is implemented to determine whether the X3RDH flag is set at "0" or not. The X3RDH flag set at "0" means the provisional cancellation of the inhibition of the upshift action to the 4th-gear position as described above.

(0069) If a negative decision is obtained in step SS5, that is, if the provisional cancellation of the inhibition of the upshift action to the 4th-gear position is not effected, the control flow goes to step SS17 and the subsequent steps to control the downshift action. If an affirmative decision is obtained in step SS5, that is, if the inhibition of the upshift action to the 4th-gear position has been cancelled, step SS6 is implemented to determine whether the X3HOLD flag is set at "1" or not. This X3HOLD flag set at "1" means the holding of the transmission in the 3rd-gear position, namely, the inhibition of the upshift action to the 4th-gear position.

(0070) If a negative decision is obtained in step SS6, that is, if the upshift action to the 4th-gear position is not inhibited, step SS7 is implemented to calculate the upshift speed SPD<sub>u</sub> of the vehicle as described above. If an affirmative decision is obtained in step SS6, that is, if the upshift action to the 4th-gear position is inhibited, step SS8 is implemented to calculate the upshift speed SPD<sub>u</sub> of the vehicle on the basis of the throttle opening angle TA and according to a 3-4 upshift boundary line as shown in FIG. 20, which boundary line is exclusively used when the upshift action to the 4th-gear position is inhibited.

(0071) Next, step SS9 is performed to adjust the calculated upshift vehicle speed SPD<sub>u</sub> by multiplying the value SPD<sub>u</sub> by the shift-speed compensating coefficient K<sub>s</sub>, i.e.,  $SPD_u \leftarrow SPD_u \times K_s$ . Specifically, correction is performed by multiplication by the shift-speed compensating coefficient K<sub>s</sub> calculated in step SD25.

(0072) Next, in SS10, it is determined whether the actual vehicle speed SPD is higher than the adjusted upshift vehicle speed SPD<sub>u</sub> obtained in step SS9, that is, whether the transmission should be shifted up. If a negative decision is obtained in step SS10, the control flow goes to step SS17. If an affirmative decision is obtained in step SS10, the control flow goes to step SS11 to determine whether the transmission is shifted up to the 4th-gear position or not. If an affirmative decision is obtained in step SS11, steps SS12 and SS13 are implemented to reset the X3HOLD flag and the X43DWN flag to "0". This step is followed by step SS14 in which the transmission

68 is shifted up to the 4th-gear position. If a negative decision is obtained in step SS11, step SS11 is directly followed by step SS14.

(0073) If an affirmative decision is obtained in step SS2, that is, if the transmission 68 is now placed in the 4th-gear position, step SS15 is implemented to determine whether the X3RDD flag is set at "0" or not. If a negative decision is obtained in step SS15, the transmission is automatically shifted down to the 3rd-gear position, step SS15 is followed directly by step SS23 in which the transmission is shifted down to the 3rd-gear position. If an affirmative decision is obtained in step SS15, the control flow goes to step SS16 to determine whether the X3RDH flag is set at "0" or not, provisionally releasing the inhibition on shifting to the 4th-gear position. If an affirmative decision is obtained in step SS16, it means that the inhibition of the upshift action to the 4th-gear position is provisionally released, whether X3RDH flag is set at "0" or not. In this case, the control flow goes to step SS23 to shift down the transmission 68 to the 3rd-gear position, even if the X3RDD flag is set at "0".

(0074) Step SS17 is next implemented to determine whether the currently selected position G read in step SS1 is the 1st-gear position or not. If an affirmative decision is obtained in step SS17, one cycle of execution of the present routine is terminated since the transmission cannot be shifted down, and the processes of step S1 and subsequent steps are repeated. If a negative decision is obtained in step SS17, step SS18 is implemented to select the downshift boundary at which the transmission is shifted down from its current speed, from three types of down-shift boundary lines, which already have vehicle speed SPD and throttle opening TA shown in FIG. 21 stored as shift boundary parameters, i.e., the downshift boundary lines used for shifting down the transmission 68 from the 2nd-gear position to the 1st-gear position, from the 3rd-gear position to the 2nd-gear position, and from the 4th-gear position to the 3rd-gear position, respectively. When the currently selected position is the 3rd-gear position, for example, the downshift boundary line from the 3rd-gear position to the 2nd-gear position as indicated in FIG. 21(b) is selected.

(0075) In step SS18 the downshift vehicle speed SPDd is obtained from the boundary line selected above and the current throttle opening TA, followed by step SS9, in which, downshift vehicle speed SPDd is adjusted by performing the equation  $SPDd \leftarrow SPDd \times Ks$ . In other words, adjustment is performed by multiplying the shift-speed compensating coefficient Ks calculated in step SD25.



(0076) Then, the control flow goes to step SS20, where this adjusted downshift vehicle speed SPDd and the current vehicle speed SPD are compared to determine whether the transmission is to be shifted down. Described more specifically, the transmission 68 should be shifted down if the currently detected vehicle speed SPD is equal to or lower than the adjusted downshift vehicle speed SPDd. If so, after step SS21 and step SS22 are implemented to determine whether the transmission 68 has been shifted down from the 4th to the 3rd-gear position, step SS23 is implemented to provide transmission output shifted down by one speed to the transmission 68. If  $SPDd < SPD$ , one cycle of execution of the present routine is terminated, and step SS1 and subsequent steps are repeated. If it is determined wall and down to 3<sup>rd</sup> speed has occurred as a result of power-on in step SS21, the content of the power-on 4 → 3 downshift flag X43DWN in step SS22 is set to "1".

(0077) Where the shift-speed compensating coefficient Ks is larger than 1.0, the adjusted upshift and downshift vehicle speeds SPDu and SPDd are increased, whereby the transmission is more likely to be shifted down and the drive force increased. Where the compensating coefficient Ks is smaller than 1.0, on the other hand, the adjusted upshift and downshift vehicle speeds SPDu, SPDd are lowered, whereby the transmission is more likely to be shifted up.

(0078) Referring to the block diagram of FIG. 22, there is illustrated a major portion of the transmission electronic control unit 34. As shown in the diagram, in this embodiment, by means of a reference load curve setting means 80, the standard running load curve, which is represented by the throttle opening angle TA and vehicle speed SPD when the vehicle is running under normal conditions, is set. By means of the running load calculating means 82, which corresponds to steps SD5 and SD 20 described above, the running load coefficient KFUKASM, which is represented on the basis of the throttle opening angle TA and vehicle speed SPD, is successively calculated based on the aforesaid standard running load curve. Next, by means of the drive force control means 84, which corresponds to steps SS1 through SS 23 in FIG. 18, the gear means of the automatic transmission 68, i.e., shifting, is controlled based on the running load coefficient KFUKASM successively calculated above, and the drive force of the vehicle is adjusted.

(0079) Thus, the drive force of the vehicle is adjusted based on the actual running load, so good drivability can be obtained in all running regions of the vehicle irrespective of changes in the running load due to the road gradient or other factors.

(0080) In the present embodiment, the running load calculating means 82 is adapted to implement step SD5 for determining the standard running load-vehicle speed "a" on the basis of the throttle opening angle TA and according to the TA-SPDs relationship as indicated in FIG. 3, and step SD7 or SD9 for calculating a running load coefficient KFUKA ( $=a/c$ , or  $2-b/a$ ) on the basis of the actually detected vehicle speed "c" or "b" and the determined standard loaded-vehicle speed. The calculated running load coefficient KFUKA represents the running load of the vehicle used to control the vehicle drive force. The standard loaded-vehicle speed and the detected vehicle speed may be replaced by a standard loaded-vehicle throttle opening angle and the detected throttle opening angle. In this case, the running load coefficient KFUKA is calculated on the basis of the standard loaded-vehicle throttle opening angle and the detected throttle opening angle. However, the throttle opening angle usually changes at a higher rate than the vehicle speed, and the determined standard loaded-vehicle throttle opening angle is greatly influenced by a change in the operating position of the accelerator pedal and becomes unstable. In this respect, it is desirable to use the standard loaded-vehicle speed "a" and the detected vehicle speed "b" or "c" in calculating the running load coefficient KFUKA. This arrangement removes influence of the accelerating and decelerating operations described above. It will be understood that step SD5 corresponds to the means for determining the standard loaded-vehicle speed, while steps SD7 and SD9 correspond to load coefficient calculating means for calculating the running load coefficient.

(0081) The illustrated embodiment is also characterized by step SD6, wherein step SD9 is selected to calculate the running load coefficient KFUKA according to the equation  $KFUKA=2-(b/a)$ , when the detected actual vehicle speed "b" is lower than the standard loaded-vehicle speed "a", and step SD7 is selected to calculate the coefficient KFUKA according to the equation  $KFUKA=a/c$  when the detected actual vehicle speed "c" is higher than the standard loaded-vehicle speed "a". The a specified throttle opening angle, the running load coefficient KFUKA approaches the value "1", and changes in a linear relation with changes in the vehicle speed SPD, offering the advantage that a degree of smoothing by the smoothing can be made roughly uniform Step SD6 corresponds to means for selecting the equations for calculating the running load coefficient KFUKA, which means is included in the above-indicated means for calculating the running load coefficient KFUKA.

(0082) Further, the illustrated embodiment is adapted such that the running load coefficient KFUKA calculated successively is subjected to a smoothing operation in step SD20, to obtain the smoothed running load coefficient KFUKASM which is used as the actual vehicle running load, having the advantage that shifting control is stabilized by comparison using the non-smoothed running load coefficient KFUKA which changes in relation to subtle operation of the accelerator pedal. Step SD20 corresponds to means for smoothing the running load coefficient as calculated successively, which means is also included in the load coefficient calculating means.

(0083) In the illustrated embodiment, step SD20 for smoothing the non-smoothed vehicle load KFUKA is preceded by step SD19 in which the smoothing amount is changed depending upon the running conditions of the vehicle, as shown in FIG. 7, such as those represented by the running load, state of acceleration or deceleration, on the throttle valve being in idle position, in which offers the advantage of a better smoothing effect. Step SD19 functions together with step SD20 to provide the smoothing means.

(0084) Further, the illustrated embodiment is adapted to implement step SD17 to skip steps SD19 and SD20 to thereby inhibit the smoothing operation and substantially maintain the last obtained value of the smoothed running load coefficient KFUKASM, for a predetermined period CHANTEN after the non-smoothed running load coefficient KFUKA is changed from a value equal to or larger than 1.0 to a value smaller than 1.0, or vice versa. Since the state of this XKASOKU flag used in determining the amount of smoothing is determined by the speed of the vehicle, a change in the updated value KFUKASM would be delayed with respect to a change in the actual running conditions of the vehicle. To avoid this drawback, in step SD17 the coefficient KFUKASM is not updated or the last value of this coefficient is maintained for the above-indicated period of time. Step SD17 corresponds to means for temporarily inhibiting the operation of the smoothing means, which is also included in the load calculating means.

(0085) The illustrated embodiment is further adapted to implement step SD18 to skip steps SD19 and SD20 to thereby inhibit the smoothing operation and substantially maintain the last obtained value of the smoothed running load coefficient KFUKASM, for a predetermined period CHASSIN after the vehicle has started. In this respect, it is noted that the smoothed vehicle load value KFUKASM is greatly influenced by acceleration during a period following the starting of the vehicle and reduced toward the high-load side. To avoid this drawback, in step SD 18 the coefficient KFUKASM is not updated for the above-indicated period of time after the starting of

the vehicle, so deviation to the high load side is eliminated. Step SD18 also corresponds to means for temporarily inhibiting the operation of the smoothing means, which is also included in the load calculating means.

(0086) In this embodiment, the drive force control means 84 is adapted to implement step SS9 to adjust the nominal shift boundary lines on the basis of the determined running load of the vehicle, more specifically, on the basis of the calculated smoothed running load coefficient KFUKASM, so that the transmission is shifted up and down depending upon a change in the load acting on the vehicle, so as to assure not only high fuel economy of the vehicle but also high drivability of the vehicle over the entire ranges of the engine load and the vehicle speed. Steps SS9 corresponds to means for adjusting the nominal shift boundary lines.

(0087) Moreover, in this embodiment, step SD25 is implemented to calculate the shift-speed compensating coefficient  $K_s$  on the basis of the smoothed running load coefficient KFUKASM and according to the predetermined relationship as indicated in FIG. 12. This compensating coefficient  $K_s$  is used to adjust the shifting boundary lines described above. The characteristics are adjusted with respect to the running load (road gradient) of the smoothed running load coefficient KFUKASM, a linear feel is sufficiently provided and drivability is improved..

(0088) In the illustrated embodiment, steps SE7, SE8 and SE9 are provided to inhibit a upshift action of the automatic transmission when the smoothed running load coefficient KFUKASM exceeds the first threshold value of 1.20. This arrangement is effective to avoid possible frequent alternate downshift and upshift actions of the transmission which would occur due to insufficient driving force upon shifting or a when downshift occurs when the accelerator pedal is depressed due in a high-load state. Thus, steps SE7 through SE9 correspond to upshift inhibiting means for inhibiting an upshift action of the transmission when the smoothed coefficient KFUKASM exceeds 1.20.

(0089) The illustrated embodiment is adapted such that steps SE7, SE8 and SE9 indicated above are implemented when an affirmative decision is obtained in step SE1, namely, immediately after the transmission has been shifted down from the highest-speed, i.e., 4th-gear position to the lower-speed position, i.e., 3rd-gear position, as a result of depression of the accelerator pedal and a consequent increase in the throttle opening angle.

(0090) In this embodiment, moreover, it is also noted that steps SE11, SE4 and SE5 are provided to cancel the inhibition of the upshift action of the transmission 86 when the smoothed

running load coefficient KFUKASM is reduced below the second threshold value K3HOLD which is smaller than the first threshold value. More specifically described, in step SE3 the second threshold value K3HOLD is smaller by the predetermined value  $\beta$  than the smoothed coefficient KFUKASM when it exceeds the first threshold value. Since there is a suitable amount of difference between the first threshold value and second threshold value K3HOLD, it is possible to prevent undesirable alternate inhibition of the upshift action and cancellation of the inhibition due to hysteresis which would be caused if the same threshold value was used for inhibiting the upshift action and releasing the prevention. Steps SE11, SE4 and SE5 correspond to releasing means for releasing the prevention of the upshift action.

(0091) In this embodiment, steps SE12 through SE19 are provided to determine whether a change of the running condition of the vehicle from a decelerating state to an accelerating state has been repeated a predetermined number of times while the upshift action to the 4th-gear position is being inhibited by the upshift inhibiting means. Cancellation of the upshift inhibition is cancellation from the high drive force side to the load drive force side and must be determined by the required force during acceleration. Provisionally, cancellation is performed when it is determined that reversal from deceleration to acceleration has occurred by change in the vehicle speed, which has a delayed responsiveness. In each time or reversal to acceleration occurs, it is determined in step SE3 whether or not the high drive force should be maintained. Thus, the transmission is allowed to be shifted up depending upon the vehicle drive force required during acceleration of the vehicle. Steps SE12-SE19 function as the means for releasing the prevention of the upshift action.

(0092) The second threshold value K3HOLD used in this embodiment to cancel the inhibition of the upshift action is determined in step SE10 such that the second threshold value K3HOLD is equal to  $KFUKASM - \beta$ . The value KFUKASM used to determine the value K3HOLD is the value determined at one of the following two moments, whichever is later: the moment when the inhibition of the upshift action is started, and the moment when the change of the vehicle from the decelerating state to the accelerating state has been repeated the predetermined number of times. In the Shift Example I shown in the upper part of FIG. 23, the inhibition is cancelled when the smoothed running load coefficient KFUKASM is lowered below a predetermined threshold value of about 1.15, the prevention of shifting up to the 4th speed position due to factors such as delay in the smoothing process of the load coefficient KFUKASM

was a problem, but according to this embodiment, as shown in the lower part of FIG. 23, there is a damage that this delay in cancellation of the shift up inhibition can be shortened. Step SE10 corresponds to means for determining the second threshold value for releasing the prevention of the upshift action to the 4th-gear position.

(0093) In the illustrated embodiment, steps SA1 through SA4 and steps SA7 through SA16 are provided to shift down the transmission from the 4th-gear position to the 3rd-gear or 2nd-gear position, or from the 3rd-gear position to the 2nd-gear position, under a given condition of the vehicle while the vehicle is coasting, that is, when the following conditions are satisfied: the smoothed running load coefficient KFUKASM is smaller than the reference value of 0.95, the throttle opening angle TA is smaller than a reference value zero corresponding to the idling position of the throttle valve, and the detected acceleration value  $\alpha$  of the vehicle is larger than the appropriate reference value  $\alpha_{4-2D}$ ,  $\alpha_{4-3D}$  or  $\alpha_{3-2D}$ . This arrangement is effective to apply an engine brake to the vehicle during downhill running of the vehicle. Steps SA1-SA4 and SA7-SA16 correspond to downshift means for shifting down the transmission, which means is a part of the drive force control means.

(0094) In this embodiment, moreover, the reference values  $\alpha_{4-2D}$ ,  $\alpha_{4-3D}$  or  $\alpha_{3-2D}$  are determined in steps SA8, SA10 and SA14, on the basis of the vehicle speed SPD during coasting of the vehicle, providing an appropriate engine braking effect. Steps SA8, SA10 and SA14 are included in the downshift means, functioning as means for determining reference values.

(0095) In this embodiment, step SA2 is provided so that when the non-smoothed running load coefficient KFUKA has increased to the second reference value of 1.05 or larger, the automatic downshift control is released. This offers the advantage of allowing the automatic downshift to be cancelled immediately in response to depression of the accelerator pedal. Step SA2 functions as the downshift release means.

(0096) An embodiment has been explained above in detail referring to the drawings, but other embodiments of the present invention are possible.

(0097) For example, the throttle opening angle TA is used as a quantity expressing the engine load in the variable making up the shifting boundary in the embodiment described above, but another value such as the amount of depression of the accelerator pedal or the fuel injection amount may be used in its stead.

(0098) In addition, in the embodiment described above compensation is performed based on the running load by multiplying the shifting vehicle speeds SPDu and SPDd by the shift-speed compensating coefficient Ks, but compensation may also be effected by adding a shift-speed compensating coefficient Ks, or by adding compensation based on 3rd, 4th, ... compensation values considering other driving conditions such as the air intake amount and target air intake amount.

(0099) Also, in the steps SD17 through SD20 of the running load detection routine shown in FIG. 2, updating of the smoothed running load coefficient KFUKASM was halted by temporarily halting the smoothing process for specified interval after reversal of the running load coefficient KFUKA and during the vehicle starting time, but the smoothing process that uses an extremely large smoothing amount may also be used.

(0100) Further, in step SD18 in FIG. 2 above, the start status determination timer content CHASSIN, which measures the period until a preset value that has been preset is decremented to zero, is used to prevent the updating of the smoothed running load coefficient KFUKASM, but instead, the smoothing process can be halted while a specified period of about 6 seconds has not elapsed while the content of the flag XHASSIN, which is cleared to "0" at a speed of around 10 km/h and is set to "1" at a vehicle speed of about 40 km/h, is "zero", and the vehicle speed SPD is a specified value of about 10 km/h or above.

(0101) Moreover, in steps SE13 through SE19 shown in FIG. 16 described above, a decision to provisionally cancel the upshift inhibition to the 4th speed position is made based on the judgment that reversal from deceleration to acceleration has occurred twice, but a standard of three times or more may also be used.

(0102) In addition, in step SA3 in FIG. 13 described above, is determined whether the idle switch is in OFF status, but determination may be made as to whether or not the throttle opening angle TA is a specified value or below.

(0103) Also, in step SE3 in FIG. 16, to reference value of 1.2 is used, in step SA1 and in step SA2 in FIG. 13, reference values of 0.95 and 1.05 are used, respectively, but these values need not necessarily be used.

(0104) Also, in the embodiment described above, based on the running load coefficient KFUKASM, the boundary lines for shifting the gears in the automatic transmission 68, or specifically, the shifting-point vehicle speeds SPDu and SPDd are controlled so that shifting

down can be performed more easily as the running load coefficient KFUKASM increases. However, with vehicles, for example, of a type in which the throttle 20 is driven by a straw actuator, the drive force control means 84 may be modified to adjust the throttle opening angle such that the adjusted angle increases with an increase in the running load coefficient KFUKASM.

(0105) The separate control units 32, 34 for controlling the engine 10 and the transmission 68 in the first and second embodiments may be replaced by a single electronic control device designed to control the engine 10 and the transmission 68.

(0106) While the drive force control apparatus according to the illustrated embodiments is used for controlling the automatic transmission 68 having four forward drive positions, the present invention is applicable to a continuously variable transmission whose speed ratio is continuously variable, such as a belt-and-pulley type in which a pair of variable-diameter pulleys whose effective diameters are variable are connected by a power transmission belt.

(017) It is further to be understood that the present invention may be embodied with various other changes, modifications and improvements, which may occur to those skilled in the art, without departing from the spirit and scope of the invention defined in the following claims.

#### (BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS)

FIG. 1 is a schematic view showing an engine assembly and an automatic transmission of a motor vehicle, and a control system for controlling the engine and transmission, which control system incorporates a vehicle drive force control apparatus according to a first embodiment of the present invention;

FIG. 2 is a flow chart illustrating a running load detection routine executed by a transmission electronic control unit to detect a running load coefficient in FIG. 1;

FIG. 3 is a graph indicating an example of a standard load curve selected in step SD4 to calculate the running load coefficient KFUKA in FIG. 2;

FIG. 4 is a graph indicating a change of the running load coefficient KFUKA calculated in a routine of FIG. 2, according to predetermined equations during vehicle running in low-load and high-load states;

FIG. 5 is a flow chart illustrating a start and acceleration/deceleration status determining routine executed by the electronic transmission control unit shown in FIG. 1;



FIG. 6 is a graph indicating a relationship used in step SH19 of the routine of FIG. 5 to calculate a delay time KOFF by which the cancellation of inhibition of transmission upshift to the 3rd-gear position is delayed;

FIG. 7 is a view indicating a relationship used in step SD19 of the routine of FIG. 2 to determine the amount of smoothing based on the running load coefficient KFUKA;

FIG. 8 is a view comparing depicting a waveform of the smoothed running load coefficient KFUKASM obtained in step SD20 of the routine of FIG. 2, in comparison with a waveform of the non-smoothed value KFUKA;

FIG. 9 is a view for explaining an effect obtained by inhibiting the smoothing in step SD20 of the running load coefficient KFUKA for a predetermined delay time following a change of the value KFUKA across the level of 1 in FIG. 2;

FIG. 10 is a graph corresponding to the top graph of FIG. 9, in the case where the smoothing of the running load coefficient KFUKA for the delay time is not inhibited;

FIG. 11 is a graph for explaining a change in the smoothed running load coefficient KFUKASM of FIG. 2 in relation to the gradient of the road surface on which the vehicle runs;

FIG. 12 is a graph indicating a relationship used in step SD25 of the routine of FIG. 2 to calculate a shift-speed compensating coefficient Ks on the basis of the smoothed running load coefficient KFUKASM;

FIG. 13 is a flow chart illustrating an automatic downshift control routine executed by the transmission control unit to control downshift flags for regulating automatic downshift actions of the transmission so as to provide an adequate engine-braking effect;

FIG. 14 is a graph indicating relationships used in steps SA8, SA10 and SA14 of the routine of FIGS. 13A and 13B to calculate reference acceleration values  $\alpha_{4-2D}$ ,  $\alpha_{4-3D}$  and  $\alpha_{3-2D}$ ;

FIG. 15 is a graph indicating relationships used in step SA17 of the routine of FIG. 13 to calculate a reference acceleration  $\alpha_U$ ;

FIG. 16 is a flow chart illustrating a routine executed by the transmission electronic control unit in FIG. 1 to inhibit an upshift action of the transmission to the 4th-gear position, for avoiding frequent shifting actions of the transmission;

FIG. 17 is a time chart illustrating varying states of flags and a counter used in the routine of FIGS. 16A and 16B;

FIG. 18 is a flow chart illustrating a main shift control routine executed by the transmission electronic control unit to control shifting actions of the transmission;

FIGS. 19(a), 19(b) and 19(c) are graphs indicating upshift boundary lines for shifting up the transmission used in the transmission control in FIG. 18 (a) from the 1st-gear position to the 2nd-gear position, (b) from the 2nd-gear position to the 3rd-gear position, and (c) from the 3rd-gear position to the 4th-gear position, respectively;

FIG. 20 is a graph indicating shift boundary lines including a upshift boundary line used in step SS8 of the routine of FIG. 18 to calculate a upshift vehicle speed after the inhibition of this upshift action to the 4<sup>th</sup>-speed position is released;

FIGS. 21(a), 21(b) and 21(c) are graphs indicating downshift boundary lines for shifting down the transmission used in the transmission control in FIG. 18 (a) from the 2nd-gear position to the 1st-gear position, (b) from the 3rd-gear position to the 2nd-gear position, and (c) from the 4th-gear position to the 3rd-gear position, respectively;

FIG. 22 is a block diagram illustrating major functional components of the vehicle drive force control apparatus according to the transmission electronic control unit of FIG. 1;

FIG. 23 is a timing chart for explaining an operation according to the routine of FIG. 16 to cancel the inhibition of the transmission upshift to the 4th-gear position.

(EXPLANATION OF THE REFERENCE NUMERALS)

68: automatic transmission

80: reference load curve setting means

82: running load calculating means

84: drive force control means

**FIG. 1**

- 52: variable valve timing mechanism
- 64: air-conditioners which
- 66: shift lever sensor
- 68: automatic transmission

**FIG. 2**

Running load detection routine

Start

- SD1 Reading TA
- SD2 Reading SPD
- SD3 Reading gear position
- SD4 Selecting appropriate map according to gear position
- SD5 Calculating standard running load vehicle speed "a" corresponding to present TA
- SD6 Standard running load vehicle speed "a" > detected vehicle speed?
- SD7 Calculation on low-load side
- SD8 Setting XCOAST flag
- SD9 Calculation on high-load side
- SD10 Clearing XCOAST flag
- SD11 XCOAST reversed?
- SD12 Setting CHANTEN timer
- SD13 Storing KFUKA
- SD14 Reading KFUKA
- SD15 Reading CHANTEN
- SD16 Reading CHASSIN
- SD17 CHANTEN = 0?
- SD18 CHASSIN = 0?
- SD19 Determining smoothing amount
- SD20 Performing smoothing process
- SD21 Storing KFUKASM
- SD22  $KFUKASM \geq 1.00$ ?
- SD23 Clearing XTOHAN flag
- SD24 Setting XTOHAN flag
- SD25 Calculating compensation coefficient Ks based on KFUKASM

Return

Step SD4: standard load curve setting means

Step SD5 through SD20: running load calculating means

**FIG. 3**

Throttle opening angle TA    High-load zone    Normal flat road running  
Standard running load vehicle speed SPDs    Low-load zone

**FIG. 4**

Running load coefficient KFUKA  
Vehicle speed SPD

**FIG. 5**

Start  
SH1 Reading SPD  
SH2 Reading CHASSIN  
SH3 SPD < 40?  
SH4 SPD ≥ 10?  
SH5 Clearing CHASSIN timer  
SH6 Starting CHASSIN timer  
SH7 Decrementing CHASSIN  
SH8 Storing CHASSIN  
SH9 Reading CHANTEN  
SH10 Decrementing CHANTEN  
SH11 Storing CHANTEN  
SH12 Reading SPD0  
SH13 SPD:SPD0  
SH14 Setting XKASOKU  
SH15 Clearing XKASOKU  
SH16 Storing SPD as SPD0  
SH17 Idle SW. OFF?  
SH18 Reading TA  
SH19 Calculating threshold KOFF  
SH20 Reading CIDLOF  
SH21 Incrementing CIDLOF I timer  
SH22 Clearing CIDLOF  
SH23 Storing CIDLOF  
End

**FIG. 6**

Third gear automatic shift down release delay time KOFF  
Throttle opening TA (%)

**FIG. 7**

XTOHAN	XCOAST	YIDL	XKASOKU	Running state	Smoothing amount
*	0	1	*	Stopped	1/128
	1	*	0	Coasting	1/64
1	0	1	*	Positive load run	1/16
	1	*	0	Load changed to positive	1/2
0	0	1	*	Negative load run	1/2
	1	*	0	Load changed to negative	1/16

XTOHAN: status of smoothed load coefficient  
(0 = less than 1.0, 1 = 1.0 or greater)

XCOAST: status of non-smoothed load coefficient  
(0 = less than 1.0, 1 = 1.0 or greater)

YIDL: idle switch (0 = OFF, 1 = ON)

XKASOKU: acceleration/deceleration status (0 = deceleration, 1 = acceleration)

**FIG. 8**

[Left]  
Running load coefficient  
Throttle opening TA (%)  
[Right]  
Vehicle speed SPD (km/h)  
[Bottom]  
Time

**FIG. 9**

When delay interval is provided

[left] running load coefficient  
[right] delay interval  
delay interval  
[left] vehicle speed SPD  
Throttle opening TA

**FIG. 10**

When no delay interval is provided

Running load coefficient

**FIG. 11**

[top] Flat  
[left] Smoothed load coefficient KFUKASM  
[bottom] Road surface gradient (deg.)

**FIG. 12**

Shift speed compensating coefficient Ks  
Smoothed running load coefficient KFUKASM

**FIG. 13**

Automatic downshift control routine

START  
SA1 KFUKASM  $\leq$  0.95?  
SA2 KFUKA < 1.05?  
SA3 Idle sw. OFF?  
SA4 CIDLOF < KOFF?  
SA5 Clearing "X3RDD" flag  
SA6 Clearing "X3NDD" flag  
SA7 X3RDD = 0?  
SA8 4  $\rightarrow$  2 down  
    Calculating reference acceleration  $\alpha_{4-2D}$   
SA9  $\alpha > \alpha_{4-3D}$ ?  
SA10 4  $\rightarrow$  3 down  
    Calculating reference acceleration  $\alpha_{4-3D}$   
SA11  $\alpha > \alpha_{4-3D}$ ?  
SA12 Setting X3RDD flag  
SA13 X3NDD = 0?  
SA14 3  $\rightarrow$  2 down  
    Calculating reference acceleration  $\alpha_{3-2D}$   
SA15  $\alpha > \alpha_{3-2D}$ ?  
SA16 Setting X2NDD flag  
SA17 2  $\rightarrow$  3 up  
    Calculating reference acceleration  $\alpha_{2-3U}$   
SA18  $\alpha < \alpha_{2-3U}$ ?  
SA19 Setting X2NDD flag  
END



**FIG. 14**

Reference acceleration  $\alpha_D$   
0  $\rightarrow$  large  
Vehicle speed SPD (km/h)

**FIG. 15**

Reference acceleration  $\alpha_U$   
Small  $\rightarrow$  0  $\rightarrow$  large  
Vehicle speed

FIG. 16

START  
SE1 X43DWN = 1?  
SE2 X3RDH + 1?  
SE3 KFUKASM  $\geq$  1.20?  
SE4 Clearing X3HOLD flag  
SE5 Setting X43DWN flag  
SE6 Clearing X3RDH flag  
SE7 Clearing C3RDH counter  
SE8 Setting X3RDH flag  
SE9 Setting X3HOLD flag  
SE10 Calculating release threshold value K3HOLD  $\leftarrow$  KFUSASM -  $\beta$   
SE11 KFUKASM  $\geq$  K3HOLD?  
SE12 Reading C3RDH  
SE13 C3RDH = 0?  
SE14 C3RDH = 1?  
SE15 Deceleration?  
SE16 C3RDH = 2?  
SE17 Acceleration  
SE18 Increment C3RDH counter  
SE19 C3RDH  $\geq$  3  
END

FIG. 17

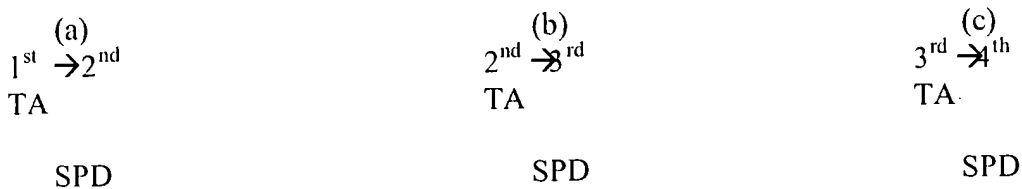
			Initial states	Provisional release	Inhibition continued	Provisional cancellation	Cancelled
Shift action	4 <sup>th</sup>						
		3 <sup>rd</sup>					
X3RDH	0	1					
XEHOLD	0	1					
XKASOKU	0	1		3			
C3RDH	0						

**FIG. 18**

Shift control routine

START  
SS1 Reading gear position  
SS2 4<sup>th</sup>?  
SS3 3<sup>rd</sup>?  
SS4 X2NDD = 0?  
SS5 X3RDH = 0?  
SS6 X3HOLD = 1?  
SS7 Calculating basic upshift speed  
SS8 Calculating upshift vehicle speed for canceling inhibition of upshift to 4<sup>th</sup>  
SS9 Compensation of upshift shifting speed  
SS10 Upshift  
SS11 Up to 4th  
SS12 Clear X3HOLD flag  
SS13 Clear X43DWN flag  
SS14 Upshift execution process  
SS15 X3RDD = 0?  
SS16 X3RDH = 0?  
SS17 1<sup>st</sup>?  
SS18 Calculation of basic downshift speed from map  
SS19 Correction of downshift shifting point  
SS20 Shift down  
SS21 Power-on 3<sup>rd</sup> down?  
SS22 Set X43DWN flag  
SS23 Downshift execution process  
RETURN

**FIG. 19**



**FIG. 20**

[left] throttle opening TA (%)  
[in graph] 4<sup>th</sup>-3<sup>rd</sup> downshift boundary line  
2<sup>nd</sup>-4<sup>th</sup> upshift boundary line used only while 3<sup>rd</sup> hold in progress  
3<sup>rd</sup>-4<sup>th</sup> upshift boundary line  
[bottom] → vehicle speed SPD (km/h)

**FIG. 21**

(a)  
2<sup>nd</sup> → 1<sup>st</sup>  
TA

SPD

(b)  
3<sup>rd</sup> → 2<sup>nd</sup>  
TA

SPD

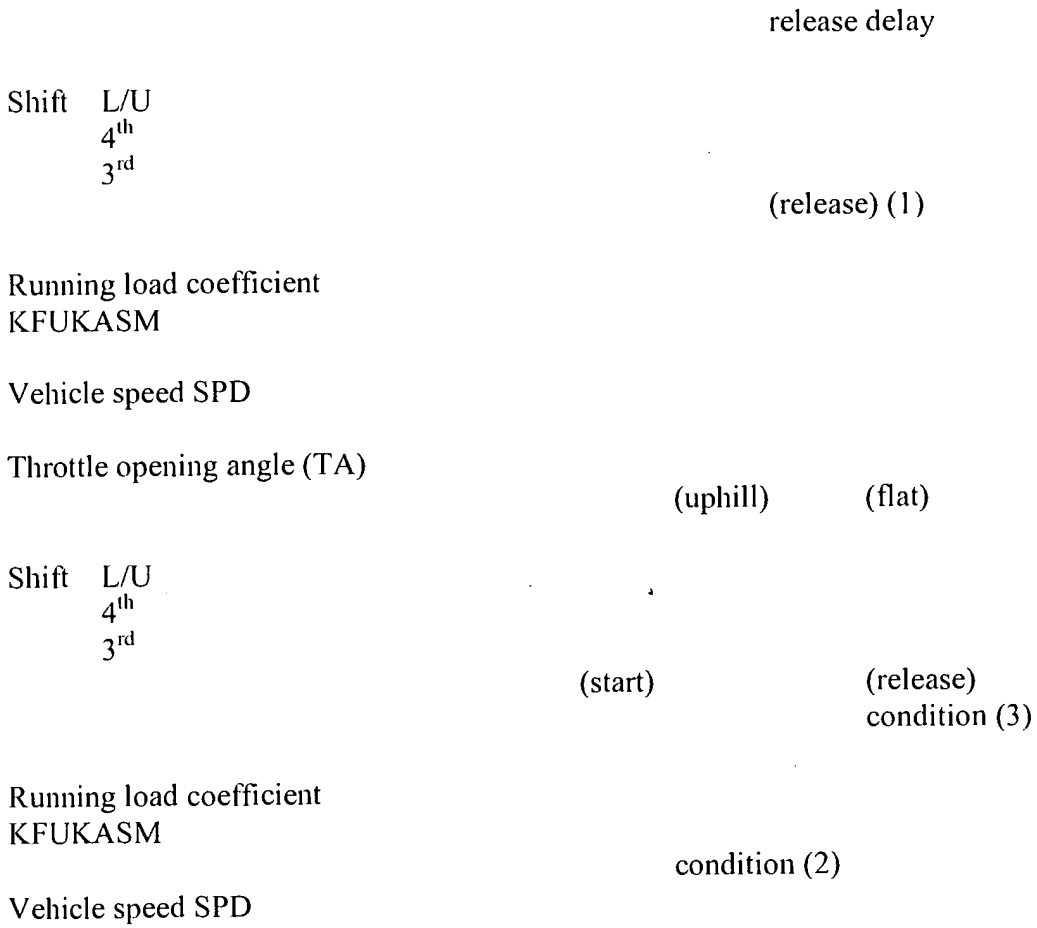
(c)  
4<sup>th</sup> → 3<sup>rd</sup>  
TA

SPD

**FIG. 22**

- 10: engine
- 36: throttle sensor
- 72: vehicle speed sensor
- 80: standard load curve setting means
- 68: automatic transmission
- 84: drive force controlling means
- 82: running load calculating means

FIG. 23



# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-244658  
 (43)Date of publication of application : 01.09.1992

(51)Int.Cl. F16H 61/00  
 F16H 61/10  
 // F16H 59:14  
 F16H 59:24  
 F16H 59:36  
 F16H 59:38  
 F16H 59:44  
 F16H 59:46  
 F16H 59:48

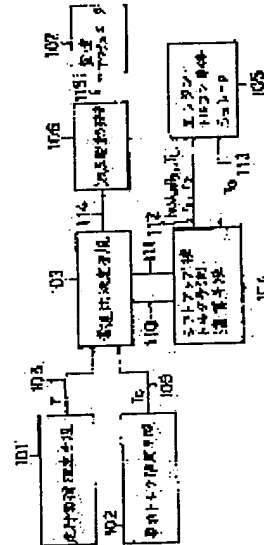
(21)Application number : 03-027725 (71)Applicant : HITACHI LTD  
 (22)Date of filing : 30.01.1991 (72)Inventor : ONISHI HIROSHI  
 ISHII JUNICHI  
 KURIHARA NOBUO

## (54) SHIFT CONTROLLER FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To provide such an automatic transmission shift controller that secures the shift control of an automatic transmission accurately reflected to a driving state in a positive manner, and makes a sufficient fuel consumption so as to be promoted.

**CONSTITUTION:** This shift controller is provided with a transmission gear ratio changed torque predicting means for predicting and operating the extent of torque after changing the gear ratio, and on the basis of the predicated operational result by this transmission gear ratio changed torque predicating operation means, a transmission gear ratio of the automatic transmission is controlled.



### LEGAL STATUS

- [Date of request for examination]
- [Date of sending the examiner's decision of rejection]
- [Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]
- [Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-244658

(43) 公開日 平成4年(1992)9月1日

(51) Int.Cl. <sup>8</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H	61/00	8207-3 J		
	61/10	8207-3 J		
// F 1 6 H	59: 14	8207-3 J		
	59: 24	8207-3 J		
	59: 36	8207-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数7(全9頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平3-27725

(22) 出願日 平成3年(1991)1月30日

(71) 出願人 000005108

株式会社日立製作所  
東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72) 発明者 大西 浩史

茨城県日立市久慈町4026番地 株式会社日立製作所日立研究所内

(72) 発明者 石井 潤市

茨城県日立市久慈町4026番地 株式会社日立製作所日立研究所内

(72) 発明者 栗原 伸夫

茨城県日立市久慈町4026番地 株式会社日立製作所日立研究所内

(74) 代理人 弁理士 武 願次郎

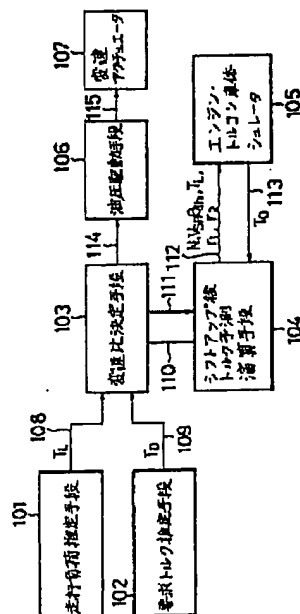
(54) 【発明の名称】 自動変速機の変速制御装置

(57) 【要約】

【目的】 運転状況を的確に反映した自動変速機の変速制御が確実に得られ、充分な燃費向上が図れるようにした自動変速機の変速制御装置を提供すること。

【構成】 変速比変更後のトルクを予測演算する変速比変更後トルク予測演算手段を設け、この変速比変更後トルク予測演算手段による予測演算結果に基づいて自動変速機の変速比を制御するようしたもの。

【図1】



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 制御信号によって段階的に変速比が決定される車両用自動変速機において、変速比変更後のトルクを予測演算する変速比変更後トルク予測演算手段を設け、この変速比変更後トルク予測演算手段による予測演算結果に基づいて上記制御信号を演算するように構成したことを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項2】 請求項1の発明において、変速比の変更に伴うトルク変動をシミュレーション処理により演算するトルク変動シミュレーション手段を設け、上記変速比変更後トルク予測演算手段が、このトルク変動シミュレーション手段によるシミュレーション結果に基づいて上記制御信号を演算するように構成されていることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項3】 請求項2の発明において、車両の走行負荷を推定する走行負荷推定手段と、運転者により要求されているトルクを推定する要求トルク推定手段とを設け、上記走行負荷推定手段による推定結果と、上記要求トルク推定手段による推定結果と、上記変速比変更後トルク予測演算手段による予測演算結果とに基づいて上記制御信号を演算するように構成したことを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項4】 請求項3の発明において、上記走行負荷推定手段が、上記自動変速機の出力トルクの検出結果と、車両に現れる加速度の検出結果とに基づいて車両の走行負荷を推定するように構成されていることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項5】 請求項4の発明において、上記車両に現れる加速度の検出結果が、独立して車両に取付けられた加速度センサによって与えられるように構成したことを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項6】 請求項3の発明において、上記要求トルク推定手段が、エンジンのスロットルバルブ開度と車両の走行速度による要求トルクマップの検索により、運転者が要求するトルクを推定するように構成されていることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項7】 請求項2の発明において、上記トルク変動シミュレーション手段が、エンジン回転速度とスロットルバルブ開度によるエンジントルクマップの検索により求めたエンジントルクと、上記自動変速機のトルクコンバータの入力軸回転速度と出力軸回転速度からトルクコンバータ性能曲線マップの検索により求めたトルクコンバータのタービントルク及びポンプトルクとを用い、エンジンと車両の2自由度をもつ運動モデルからシミュレーション結果を与えるように構成されていることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

【0002】

2

【産業上の利用分野】 本発明は、トルクコンバータを備えた車両用の自動変速機に係り、特に自動車の自動変速機に好適な変速制御装置に関する。

【0003】

【従来の技術】 従来の自動変速機の変速制御装置は、例えば、特開昭61-226706号公報に記載のように、車速及びスロットル開度を電気信号として検知し、車速及びスロットル(バルブ)開度を変数とし、予め設定されている変速パターンに基づいて、現在の車速及びスロットル開度に対応する所定の変速段(比)を選択するようになっている。そして、このときの変速パターンは複数組設定されており、運転者によるパターン選択操作により切換えられるようになっている。なお、この変速パターンの選択は、パターン選択操作を特に行わなくても、運転者の運転操作状態により自動的に切換えられるようにしたものもある。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 上記従来技術は、自動変速機の変速パターンの多様化について配慮がされておらず、変速パターンが代表的な2~3の運転状況に基づいてだけ決められてしまうため、運転状況を的確に反映した変速が十分に得られず、その結果、燃費の悪化を招いてしまうことが多いという問題があった。

【0005】 本発明の目的は、運転状況を的確に反映した自動変速機の変速制御が確実に得られ、充分な燃費向上が図れるようにした自動変速機の変速制御装置を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、本発明は、変速比変更後のトルクを予測演算する変速比変更後トルク予測演算手段を設け、この変速比変更後トルク予測演算手段による予測演算結果に基づいて自動変速機の変速比が制御されるようにしたものである。

【0007】 具体的に、特定の一実施例に即していえば、走行負荷を推定する走行負荷推定手段と、要求トルクを検知する要求トルク推定手段と、変速比を算出する変速比決定手段と、シフトアップ後(変速比変更後)のトルクを予測演算するシフトアップ後トルク予測演算手段と、シフトアップ後のトルクを予測演算するためのエンジン・トルコン・車体シミュレータ(トルク変動シミュレーション手段)と、変速機の制御油圧を変速アクチュエータに出力する油圧駆動手段とを有し、運転状況を的確に反映した変速を実行するようにしたものである。

【0008】

【作用】 シフトアップ後トルク予測演算手段からは、現在の車速とエンジン回転数(回転速度)、現在の変速比、それにシフトアップ後の変速比とがエンジン・トルコン・車体シミュレータに入力され、このエンジン・トルコン・車体シミュレータから変速後の発生トルクが出力され、シフトアップ後トルク予測演算手段に送られる。走

行負荷推定手段と要求駆動力検知手段で検知された信号と、シフトアップ後トルク予測演算手段とエンジン・トルコン・車体シミュレータで演算されたシフトアップ後の発生トルク信号は変速比決定手段に入力され、ここで所定の変速比が決定される。

【0009】

【実施例】以下、本発明による自動変速機の変速制御装置について、図示の実施例により詳細に説明する。なお以下の説明では、本発明を自動車の自動変速機に適用した場合について説明し、このため、変速比又はギア比については、自動車のトランスミッションのギア比とファイナルギア比が乗算されたものとする。

【0010】図1は、本発明の一実施例で、図において、101は走行負荷を推定する走行負荷推定手段で、その出力108からは走行負荷 $T_i$ が変速比決定手段103に入力される。また、102は要求トルクを推定する要求トルク推定手段で、その出力109からは推定要求トルク $T_o$ が変速比決定手段103に入力される。

【0011】そこで、変速比決定手段103からは、出力111として、現在の車速 $V_s$ 、とエンジン回転数 $N$ 、スロットル開度 $\theta_{th}$ 、走行負荷 $T_i$ 、現在の変速比 $r_1$ 、それにシフトアップ後の変速比 $r_2$ などのデータが、シフトアップ後のトルクを予測演算するシフトアップ後トルク予測演算手段104に入力され、この結果、このシフトアップ後トルク予測演算手段104の出力112からは、現在の車速 $V_s$ 、エンジン回転数 $N$ 、スロットル開度 $\theta_{th}$ 、走行負荷 $T_i$ 、現在の変速比 $r_1$ 、それにシフトアップ後の変速比 $r_2$ などのデータが出力され、エンジン・トルコン・車体シミュレータ105に入力される。

【0012】そして、このエンジン・トルコン・車体シミュレータ105は、シフトアップ後のトルク $T_o$ をシミュレーションによって演算し、その出力113からシフトアップ後トルク予測演算手段104を介して変速比決定手段103に、このトルク $T_o$ を入力する。

【0013】そこで、この変速比決定手段103では、以上の入力をもとに変速比の決定が行われ、変速指令信号114が油圧駆動手段106を介して変速アクチュエータ107に出力され、自動変速機の変速比が切換えられる。

【0014】上記したように、従来の自動変速機の制御では、車速及びスロットル開度だけを変数とし、予め設定されている変速パターンに基づいて、現在の車速及びスロットル開度に対応する所定の変速段を選択するようにしてあり、従って、この方法では運転状況の変動、特に走行負荷の変化に対して的確な変速を行うことが困難であった。例えば、平坦路や緩い下り坂などでは、登り坂に比べて早めにシフトアップすることにより、運転性を損なうことなく、しかも燃費が向上すると考えられるが、従来はアクセル開度と車速のみから変速を行つてい

たので、このような変速は行えなかつた。

【0015】そこで、この実施例のように、走行負荷を推定し走行負荷に応じた変速を行うようにしてやれば、燃費の向上が得られ、しかも運転状況に応じた的確な変速が得られることになるのである。

【0016】図2は、本発明の一実施例が適用された自動車のエンジン駆動系とその制御ユニットを示したもので、エンジン201及びトランスミッション(自動変速機)202からは、それぞれの運転状態を示す信号がA/Tコントロールユニット203に出力され、同様に、車両信号207及びASCDコントロールユニット信号208も、A/Tコントロールユニット203に出力される。そしてA/Tコントロールユニット203では、これらの信号から変速比を決定し、トランスミッション202に変速指令信号206を出力する。

【0017】図3は、図2に示されている各種の信号の詳細な説明で、信号304から信号307までがエンジンからの信号204に対応し、信号308から信号310までがトランスミッションからの信号205に対応し、信号311から信号314までが車両信号207に対応し、信号315、316がASCDコントロールユニット信号208に対応し、信号317から信号321までがA/Tコントロールユニット信号206に対応する。これらの信号は入力信号処理ユニット302を介してA/Tコントロールユニット203に入力され、このA/Tコントロールユニット203から出力信号処理ユニット303を介して出力される。

【0018】図4は、図1の変速比決定手段103において行われている処理の流れを示したもので、以下、この流れ図により変速比決定手段103の処理について説明する。

ステップ401：走行負荷 $T_i$ を計算する。

ステップ402：要求トルク $T_o$ を計算する。

ステップ403：シフトアップ後の推定トルク $T_o$ を計算する。

ステップ404： $T_o > T_i + T_o$  ならばステップ405に移る。

そうでなければステップ406に移る。

ステップ405：シフトアップする。そしてステップ401に戻る。

ステップ406：シフトダウンの判定をした後、ステップ401に戻る。

なお、シフトダウンについては、従来の車速とスロットル開度から予め定められた変速パターンにしたがって変速を行う方法を用いても良いし、シフトアップと同様の処理を行なうようにしても良い。

【0019】ここで、要求トルク $T_o$ についてみると、これは運転者が求めている加速度に相当すると考えてよい。一方、 $T_o - T_i$ は、ギアがシフトアップした後に発生すると予想されるトルクである。そこで、ステップ4

5

04では、これらの値を比較することにより、シフトアップの判定を行っているのである。

【0020】次に、図5により、走行負荷推定手段101について説明する。まず、加速度検出手段501は、加速度 $\alpha$ を、信号507として走行負荷推定手段101に出力する。この信号507は図3の加速度センサからの信号314に対応する。タービン回転数 $Nt$ はトルクコンバータ(トルコン)のタービンの回転数で、これは、図3の車速センサ1の信号310からギア比 $r$ 倍することにより求めても良いし、車速センサ2からの信号311から求めても良い。なお、車速センサ1の信号は変速機の出力軸に取り付けられた回転センサからの信号であり、車速センサ2の信号は車速メーターからの信号である。このエンジン回転数 $N$ の信号506は図3のエンジン回転信号307に対応する。タービン回転数信号505及びエンジン回転数信号506はトルコン出力トルク推定手段502に入力される。

【0021】トルコン出力トルク推定手段502では、トルコンの入力軸と出力軸の回転比 $e$ を $e = Nt / N$ で求め、トルコン特性テーブル504に出力する。トルコン特性テーブル504は、トルコンの回転比 $e$ からポンプトルクの係数 $\tau$ 、トルク比 $t$ を検索し、それぞれ信号511と512としてトルコン出力トルク推定手段502に出力する。そこで、このトルコン出力トルク推定手段502では、これらトルコンのポンプトルク係数 $\tau$ 、トルク比 $t$ 、それにエンジン回転数 $N$ の各データから、トルコンのポンプトルク、タービントルクと入力軸、出力軸の回転数の関係により、タービントルク $Tt$ を、 $Tp = \tau \cdot (N / 1000)^2$ 、 $Tt = Tp \cdot t$ の関係式で求め、走行負荷推定手段101に出力する。なお、このタービントルク $Tt$ はトルコン出力トルク $Tl$ と同意義であり、これはトルクセンサを用いて直接測定してもよい。

【0022】そこで、走行負荷推定手段101では、このトルコン出力トルク $Tl$ にギア比 $r$ を乗算して、車輪に発生するトルク $Tm$ を算出し、加速抵抗を、車重 $M$ と車輪の有効半径 $rw$ と、それに加速度 $\alpha$ から、 $M \cdot rw \cdot \alpha$ の関係式で算出し、走行負荷 $Ti$ を、 $Ti = Tm - M \cdot r \cdot \alpha$ の関係式で算出する。以上の計算の流れを図6に示す。

【0023】図6において、ステップ601：車速 $Vsr$ とエンジン回転数 $N$ 、ギア比 $r$ 、それに加速度 $\alpha$ のそれぞれのデータの読み込みを行う。ステップ602：タービン回転数 $Nt$ を次式で演算する。

$$Nt = Vsr / 120 \pi / rw \cdot r \times 1000$$

ステップ603：トルコンの回転比 $e$ を求め、ポンプトルクの係数 $\tau$ とトルク比 $t$ を検索する。

$$e = Nt / N, \tau = f_1(e), t = f_2(e)$$

6

ステップ604：ポンプトルク $Tp$ とタービントルク $Tt$ を計算する。

$$Tp = \tau \cdot (N / 1000)^2, Tt = t \cdot Tp$$

ステップ605：トルク $Tm$ の演算。 $Tm = Tp \cdot r$

ステップ606：走行負荷 $Ti$ の演算。 $Ti = Tm - M \cdot r \cdot \alpha$

次に、要求トルク推定手段102の構成を図7に示す。この図7に示すように、要求トルク推定手段102にはスロットル開度 $\theta_{is}$ と車速 $Vsr$ が入力され、この要求トルク推定手段102から、さらに要求トルクテーブル702にスロットル開度 $\theta_{is}$ 及び車速 $Vsr$ が出力される。この要求トルクテーブル702は、図8に示すように、これらスロットル開度 $\theta_{is}$ および車速 $Vsr$ から要求トルク $Tb$ を検索するようになっており、検索した要求トルク $Tb$ を要求トルク推定手段102に出力する。こうして、要求トルク推定手段102から推定要求トルク $Tb$ が出力される。

【0024】次に、図9は、エンジン・トルコン・車体シミュレータ(トルク変動シミュレーション手段)105の概要を示したもので、この図9から明らかなように、このシミュレータ105は、エンジンのトルク特性901、エンジンの慣性モーメント902、トルクコンバータのモデル903、変速機のモデル904、車両の重量905、それに走行負荷906を含んだシミュレータとなっており、このシミュレータに現在のエンジン回転数 $N$ 、車速 $Vsr$ 、現在のギア比 $r_1$ 、シフトアップ後のギア比 $r_2$ 、走行負荷 $Ti$ を与え、変速時の出力トルク $Tm$ の変化を、シミュレーションを行って推定し、これによりシフトアップ後の出力トルクを正確に推定することが可能となる。

【0025】変速の前後では一般にトルコンの入力軸と出力軸の回転比 $e$ が変化し、従ってトルコンの入力トルクと出力トルクのトルク比も変化する。つまり変速後の出力トルクをエンジン特性、及びギア比の変化だけから求めるようにしたのでは、大きな誤差を伴う。しかしこの回転比 $e$ の変化は運転状況によりまちまちである。そこで、変速時のトルコンの入出力の回転とトルクの伝達の様子をシミュレーションによつて正確に求めることにより、変速時の出力トルクをかなり正確に推測でき、この変速後の出力トルクと要求トルクおよび走行負荷の関係からシフトアップの判定を行うことによつて、運転状況に依じた的確な変速が可能になるのである。

【0026】図10は、変速時の出力トルク $Tm$ の変化を模式的に示したもので、ギア比 $r$ は、変速時には図のように連続的に変化するのが一般的である。また、一方、出力トルク $Tm$ は、図示のように変速ショックを伴つて変化し、変速直後は出力トルクが急変する。そこで、このシミュレータ105では、変速開始時刻をギア比の変化し始める時刻とし、変速終了時刻をギア比が一定になつてからある程度の時間がたつた後として、その

7  
間の時間のシミュレーションを行なうようになって  
いる。なお、以下の説明では、変速開始時刻を  $t = 0$  と  
し、変速終了時刻を  $t = t_{end}$  としている。

【0027】図11はシミュレータのブロック図を示し  
たもので、この図において、ブロック1101はスロット  
トル開度  $\theta_{th}$  とエンジン回転数  $N$  からエンジントルク  
 $T_e$  を求めるテーブルであり、ブロック1111はトル  
コンの入力軸と出力軸の回転の比  $e$  からポンプトルク係  
数  $\tau$  とポンプトルクとタービントルクのトルク比  $t$  を求  
めるテーブルである。まず、ブロック1119ではポン  
プトルク  $T_p$  が求められ、ブロック1118ではタービ  
ントルク  $T_t$  が求められる。ブロック1110はエンジ  
ン慣性モーメントや変数の単位の変換のためのブロック  
であり、 $T_e - T_p$  に乗算される。ブロック1109は  
積分要素で、ブロック1110の出力を積分してエンジ  
ン回転数  $N$  が計算される。ブロック1102、ブロック  
1106は変速機のギア比で、与えられた時間変化にし  
たがって変化する。ブロック1102の出力が出力トル  
ク  $T_m$  であり、シミュレーション終了後、この値が出力  
される。ブロック1121では出力トルク  $T_m$  と走行負  
荷  $T_L$  の差を求めている。ブロック1103は車重と車  
輪の有効半径および変数の単位変換のためのブロックで  
ある。ブロック1104は積分要素で、車速  $V_{sp}$  が求め  
られる。ブロック1105は車速からトランスミッション  
の出力軸回転数を求めるためのブロックである。ブロ  
ック1107では、エンジン回転数  $N$  (=トルコン入力  
軸回転数) とタービン回転数  $N_t$  から回転数の比  $e = N_t / N$   
を求めている。

【0028】図12はトルコンの回転比  $e$  とポンプトル  
ク係数  $\tau$  の関係を示したもので、図13はトルコンの回  
転比  $e$  とトルク比  $t$  の関係を表わしたものである。ま  
た、図14はエンジン回転数  $N$ 、スロットトル開度  $\theta_{th}$  と  
エンジントルクとの関係を表わしたものである。

【0029】図15は、このシミュレーションの処理の  
流れを表わしたもので、以下に処理の流れの詳細を示  
す。

【0030】ステップ1501：現在のエンジン回転数  
 $N$ 、車速  $V_{sp}$  をシミュレーションの初期値  $N(0)$ 、 $V$   
(0) として設定し、 $T$  を積分計算ステップ幅とし、 $n$   
をシミュレーション終了までのステップ数とする。すな  
わち、 $N(0) = N$ 、 $V(0) = V_{sp}$ 、 $i = 0$ 、 $n = t_{end} / N$   
とする。ステップ1502：変速ギア比の時  
系列変化を、 $r(0) = r_1$ 、 $r(nT) = r_2$  として、 $r$   
( $i$ ) ( $i = 1, 2, 3, \dots, (n-1)T$ ) に設定する。  
ステップ1503：タービン回転数  $N_t(i)$  を次式で計  
算する。

$$N_t(i) = V(i) / 120\pi / r_w \cdot r(i) \times 1000$$

ステップ1504：トルコンパータの入力軸と出力軸  
の回転比  $e$  を計算し、ポンプトルク係数  $\tau$  を図12のト  
ルコン特性マップから検索して求め、トルコンのトルク

比  $t$  を図13のトルコン特性マップから検索して求め  
る。つまり、 $e = N_t(i) / N(i)$ 、 $\tau = f_1(e)$ 、 $t =$   
 $f_2(e)$  となる。

【0031】

ステップ1505：ポンプトルク  $T_p$ 、タービントルク  
 $T_t$  を次式で求める。

$$T_p = \tau \cdot (N(i) / 1000)^2, T_t = t \cdot T_p$$

ステップ1506：エンジントルク  $T_e$  を図14のエン  
ジントルク特性マップから求める。従って、 $T_e = f$   
 $(\theta_{th}, N(i))$  となる。

ステップ1507：積分の係数を次式から求める。

$$x = (T_e - T_p) \times 9.8 / I_e \times 60 / 2\pi$$

ステップ1508： $(i+1)T$ でのエンジン回転数  
 $N(i+1)$ を求める。

$$N(i+1) = N(i) + T \cdot x$$

ステップ1509：出力トルク  $T_e$  を求める。

$$T_e = T_t \cdot r(i)$$

ステップ1510：積分の係数  $x$  を求める。

$$x = (T_m - T_L) \times 9.8 / M / r_w \times 3.6$$

ステップ1511： $(i+1)T$ での車速  $V(i+1)$ を求  
める。

$$V(i+1) = V(i) + T \cdot x$$

ステップ1512： $(i+1)T = t_{end}$  ならばステップ  
1513で  $T_m$  を出力し、そうでなければステップ15  
14で  $i$  を  $i+1$  としてステップ1503に戻る。

【0032】従って、この実施例によれば、変速時のト  
ルコンの入出力の回転状態と、トルクの伝達の様子がシ  
ミュレーションによつて正確に求められ、この結果、変  
速時の出力トルクをかなり正確に推測でき、この変速後  
の出力トルクと要求トルクおよび走行負荷の関係からシ  
フトアップの判定が行えることになり、運転状況に応じ  
た的確な変速が可能となる。

【0033】

【発明の効果】本発明によれば、走行負荷を十分に正確  
に推定でき、この結果、走行負荷に充分に対応した変速  
が行えることになり、運転者の意向が充分に反映された  
状態のもとで、運転状況に応じた的確な変速が得られ、  
充分な燃費向上が図れると共に、良好な乗り心地を保つ  
た車両の運転が容易にえられることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による自動変速機の変速制御装置の一実  
施例を示すブロック図である。

【図2】本発明の一実施例が適用された自動車のエンジ  
ン駆動系とその制御ユニットを示した構成図である。

【図3】本発明の一実施例におけるA/Tコントロール  
ユニットへの入力信号と出力信号の詳細を示す説明図で  
ある。

【図4】本発明の一実施例における変速比決定手段の処  
理の流れを説明するためのフローチャートである。

【図5】本発明の一実施例における走行負荷推定手段の

9

10

ブロック図である。

【図6】本発明の一実施例における走行負荷推定手段の処理の流れを説明するためのフローチャートである。

【図7】本発明の一実施例における要求トルク推定手段のブロック図である。

【図8】本発明の一実施例における要求トルク推定手段で使用されている要求トルクテーブルの説明図である。

【図9】本発明の一実施例におけるエンジン・トルコン・車体シミュレータを概念的に示した模式図である。

【図10】本発明の一実施例における変速時の出力トルクの変化を模式的に示した説明図である。

【図11】本発明の一実施例におけるエンジン・トルコン・車体シミュレータのブロック図である。

【図12】本発明の一実施例におけるトルコンの回転比とポンプトルク係数の関係を表わす特性図である。

【図13】本発明の一実施例におけるトルコンの回転比とトルク比の関係を表わす特性図である。

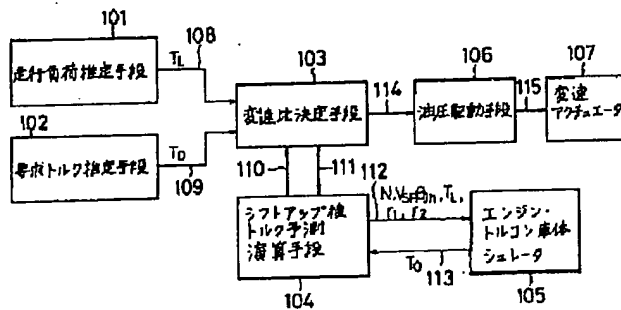
【図14】本発明の一実施例におけるエンジン回転数とスロットル開度及びエンジントルクとの関係を表わす特性図である。

【図15】本発明の一実施例におけるエンジン・トルコン・車体シミュレータの処理の流れを説明するためのフローチャートである。

【符号の説明】

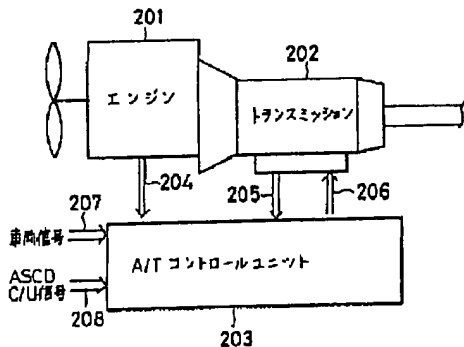
- 101 走行負荷推定手段
- 102 要求トルク推定手段
- 103 変速比決定手段
- 104 シフトアップ後トルク予測演算手段
- 105 エンジン・トルコン・車体シミュレータ(トルク変動シミュレーション手段)
- 106 油圧駆動手段
- 107 変速アクチュエータ

【図1】



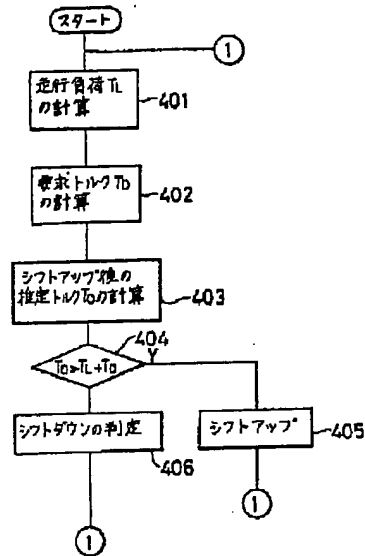
【図2】

【図2】

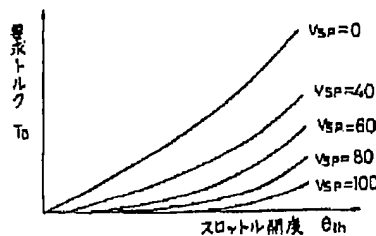


【図8】

【図4】



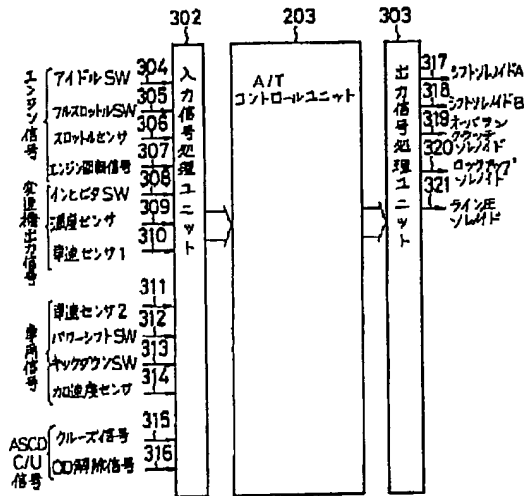
【図8】



【図3】

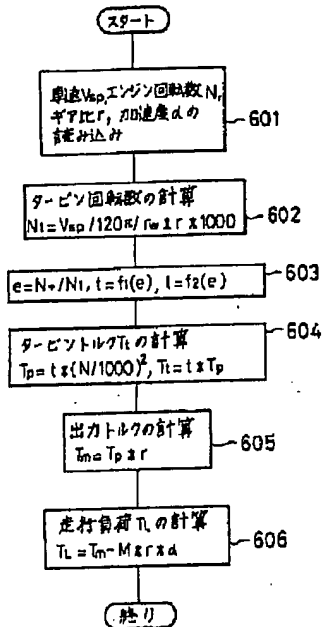
【図5】

【図3】

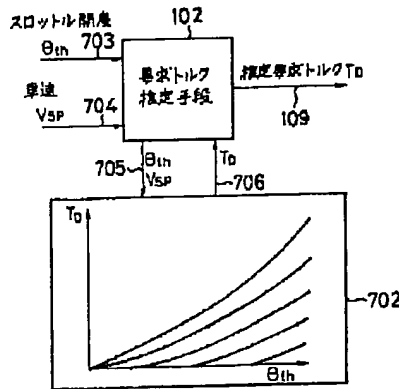


【図6】

【図6】

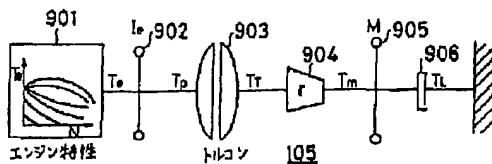


【図7】

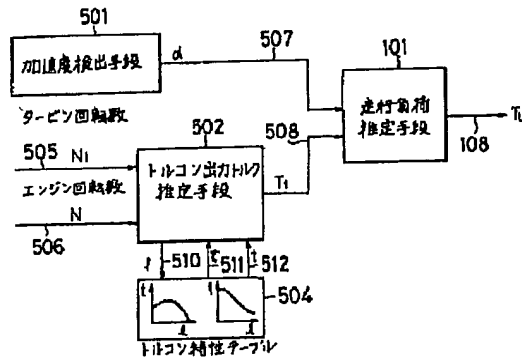


【図9】

【図9】



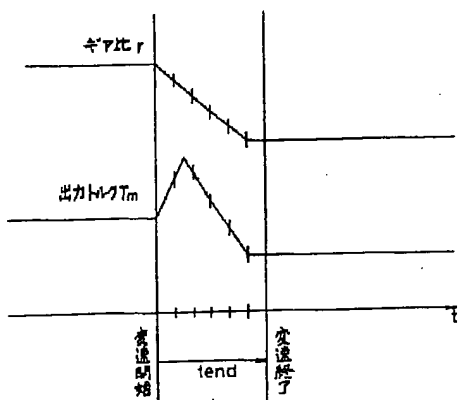
【図5】



【図7】

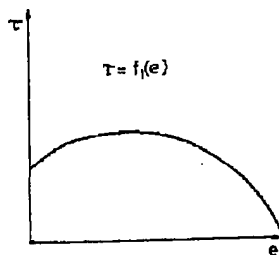
【図10】

【図10】



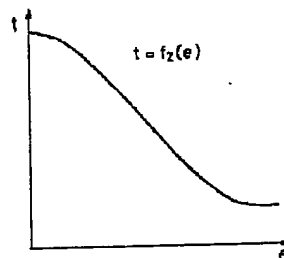
【図12】

【図12】



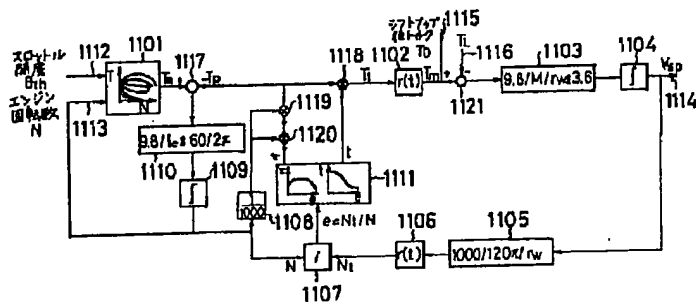
【図13】

【図13】



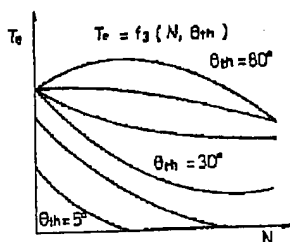
【図11】

【図11】



【図14】

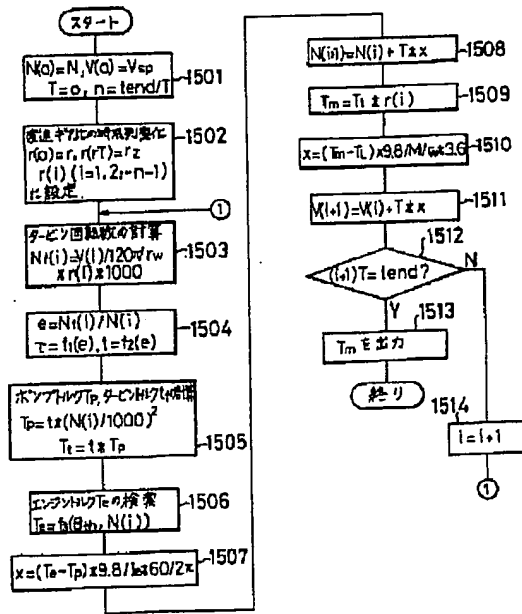
【図14】





【図15】

【図15】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.<sup>6</sup>

F 1 6 H 59:38  
 59:44  
 59:46  
 59:48

識別記号

庁内整理番号

8207-3 J  
 8207-3 J  
 8207-3 J  
 8207-3 J

F I

技術表示箇所

[Translation]

(19) Japanese Patent Office (JP) (12) Official Gazette for Kokai Patent Applications (A)  
(11) Japanese Patent Application Kokai Publication No. Hei 04-244568  
(43) Kokai Publication Date: January 9, 1992

(51) Int. Cl. <sup>5</sup>	Identification No.	JPO File No.	FI	Tech. Ind.
F16H 61/00		8207-3J		
61/10		8207-3J		
// F16H 59:14		8207-3J		
59:24		8207-3J		
59:36		8207-3J		

Examination request: Not on filed Number of claims: 7 (total 9 pages)  
Continued on last page

(21) Application No. Hei 3-27725	(71) Applicant: 000005108 Hitachi Ltd. 4-6 Kanda Surigadai, Chiyoda-ku, Tokyo
(22) Filing Date: January 30, 1991	(72) Inventor: ONISHI, Hiroshi c/o Hitachi Ltd. Hitachi Research Center 4026 Kujicho, Hitachi-shi, Ibaraki-ken (72) Inventor: ISHII, Junichi c/o Hitachi Ltd. Hitachi Research Center 4026 Kujicho, Hitachi-shi, Ibaraki-ken (72) Inventor: KURIHARA, Nobuo c/o Hitachi Ltd. Hitachi Research Center 4026 Kujicho, Hitachi-shi, Ibaraki-ken (74) Agent: Junjiro Take, Patent Attorney

(54) Title of the Invention: SHIFT CONTROLLER FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

(57) Abstract

(Purpose) To provide a shift controller for an automatic transmission which obtains automatic transmission shift control that accurately reflects driving conditions and significantly improves fuel consumption.

(Solution) Controller is provided with a post-shifting torque predictive calculation means, which performs predictive calculation of the torque after the transmission ratio has been changed, and the transmission ratio is controlled based on the predictive calculation results obtained by this post-shifting torque predictive calculation means.

(CLAIMS)

(Claim 1) An automatic transmission shift controller wherein the transmission ratio is determined in stages according to a control a control signal, said automatic transmission shift controller characterized as comprising a post-shifting torque predictive calculation means, which performs predictive calculation of the torque after the transmission ratio has been changed, and being constituted so that said control signal is calculated based on said predictive calculation results obtained by said post-shifting torque predictive calculation means.

(Claim 2) An automatic transmission shift controller according to the invention of claim 1, further characterized as being constituted to comprise a torque change simulation means, which calculates change in torque accompanying a change in the transmission ratio, and so that said post-shifting torque predictive calculation means calculates said control signal based on the simulation results obtained by said torque change simulation means.

(Claim 3) An automatic transmission shift controller according to the invention of claim 2, further characterized as comprising a running load estimating means for estimating the running load of the vehicle and a required torque estimating means for estimating the torque required by the driver, and as being constituted so that said control signal is calculated on the basis of the estimation results by said running load estimating means, the estimation results by said required for estimating means, and the predictive calculation results by said post-shifting torque predictive calculation means.

(Claim 4) An automatic transmission shift controller according to the invention of claim 3, further characterized in that said running load estimating means is constituted so as to estimate the running load of the vehicle on the basis of the detection results of output torque by said automatic transmission in the detection results for acceleration manifested by the vehicle.

(Claim 5) An automatic transmission shift controller according to the invention of claim 4, further characterized as being constituted so that said detection results for acceleration manifested by the vehicle are provided by an acceleration sensor independently attached to the vehicle.

(Claim 6) An automatic transmission shift controller according to the invention of claim 3, further characterized as being constituted so that said required torque estimating means estimates the torque required by the driver by referring to a required torque map according to the throttle valve opening of the engine and the running speed of the vehicle.

(Claim 7) An automatic transmission shift controller according to the invention of claim 2, further characterized as being constituted so that said torque change simulation means provides simulation results from an operating model of the engine and vehicle having two degrees of freedom, using the engine torque obtained by referring to the engine torque map based on the engine RPM's and throttle valve opening, and turbine torque and pump torque of the torque converter obtained from the torque converter input rotational speed and output rotational speed of said automatic transmission by referring to a torque converter performance curve map.

(DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION)

(0001)

(Industrial Field of Application)

(0002)

(Industrial Field of Application) The present invention relates to an automatic transmission shift controller for vehicles provided with torque converters, more particularly, an automatic transmission shift controller suitable for automatic transmission in automobiles.

(0003)

(Prior Art) A conventional automatic transmission shift controller, for example, as described in JPA Sho 61-226706, is constituted so that the vehicle speed and throttle opening are detected as an electrical signal, and using the vehicle speed and throttle (valve) opening as variables, a specified transmission stage (ratio) corresponding to the current vehicle speed and throttle opening is selected based on a preset gearshift pattern. At this time multiple gearshift patterns are set, and switching among these patterns is performed based on a pattern selection operation by the driver. The selection of these gearshift patterns can be effective by automatic switching according to the driving operation status of the driver without performing any special pattern selection operation.

(0004)

(Problems the Invention Is to Solve) In the prior art described above, since the gearshift pattern is based merely on a representative two or three driving states without taking into account the various aspects of gearshift patterns of an automatic transmission, shifting that accurately reflects the driving conditions is not fully realized, which leads to the problem of poor fuel economy.

(0005) The object of the present invention is to provide a shift controller for an automatic transmission which obtains automatic transmission shift control that accurately reflects driving conditions and thus significantly improves fuel consumption.

(0006)

(Means Used to Solve the Problems) In order to achieve the aforesaid object, in the present invention a post-shifting torque predictive calculation means, which performs predictive calculation of the torque after the transmission ratio has been changed, is provided, and the transmission ratio is controlled based on the predictive calculation results obtained by this post-shifting torque predictive calculation means.

(0007) Specifically, to cite one specific embodiment, the present invention is provided with a running load estimating means, which estimates the running load, a required torque estimating means, which detects the required torque, a shift ratio determining means, which calculates the transmission ratio, a post-upshift torque predictive calculation means, which performs predictive calculation of the torque after upshift (after gear change), and engine-torque converter-vehicle body simulator (torque change simulation means) for predictive calculation of the torque after upshifting, and an oil pressure driving means, which outputs control oil pressure for the transmission to the shifting actuator, and thereby transmission control that accurately reflects the driving conditions can be realized.

(0008)

(Operation) The present vehicle speed and engine rpm's (rotational speed), present gear ratio, and gear ratio after upshifting are input from the post-upshift torque predictive calculating means to the engine-torque converter-vehicle body simulator, and the generated torque after shifting is sent from this engine-torque converter-vehicle body simulator to the post-upshift torque predictive calculating means. Signals detected by the running load estimating means and required the drive force estimating means and the post-upshift generated torque signal calculated by the engine-torque converter-vehicle body simulator are input to the shift ratio determining means, where a specified transmission ratio is determined.

(0009)

(Embodiments) Next, the automatic transmission shift controller of the present invention is explained in further detailed by means of working examples shown in the drawings. In the following explanation, cases are cited where the present invention is applied in automatic

transmissions for automobiles, and for this reason the product of the transmission gear ratio and final gear ratio is used with respect to the speed change ratio or gear ratio.

(0010) FIG. 1 shows an embodiment of the present invention. In the drawing, 101 indicates the running load estimating means, which estimates the running load. The running load  $T_L$  from the output 108 thereof is input to the shift ratio determining means 103. 102 is the required torque estimating means, which estimates the required torque. The estimated required torque  $T_D$  from the output 109 thereof is input to the shift ratio determining means 103.

(0011) As output 111 from the shift ratio determining means 103, data such as the current vehicle speed  $V_{SP}$  and engine rotational speed  $N$ , the throttle opening  $\theta_{th}$ , the running load  $T_L$ , the present transmission ratio  $r_1$ , and the post-upshift transmission ratio  $r_2$  are input to the post-upshift torque predictive calculating means 104, and as a result, data such as the current vehicle speed  $V_{SP}$  and engine rotational speed  $N$ , the throttle opening  $\theta_{th}$ , the running load  $T_L$ , the present transmission ratio  $r_1$ , and the post-upshift transmission ratio  $r_2$  are output from the output 112 of the post-upshift torque predictive calculating means 104 and input to the engine-torque converter-vehicle body simulator 105.

(0012) The engine-torque converter-vehicle body simulator 105 calculates the post-upshift torque  $T_0$  by simulation and inputs this torque  $T_0$  from its output 113 to the shift ratio determining means 103 via the post-upshift torque predictive calculating means 104.

(0013) Next, the transmission ratio is determined by the shift ratio determining means 103 based on the input described above, and a shift command signal 114 is issued via the oil pressure driving means 106 to a gearshift actuator 107, and the transmission ratio of the automatic transmission is shifted.

(0014) As described above, in conventional automatic transmission control, only the vehicle speed and throttle opening are used as variables, and a specified shift position is selected corresponding to a current vehicle speed and throttle opening. Thus, using this method it has been difficult to achieve shifting that accurately reflects changes in driving conditions, particularly, changes in the running load. For example, by upshifting earlier when running on a flat road surface or slight downward slope than when driving uphill, fuel consumption is believed to be improved without any loss of drivability, but in the past, since shifting is performed only based on the accelerator opening <sup>and</sup> vehicle speed, it has not been possible to perform shifting in the desired manner.

(0015) As shown in this embodiment, by estimating the running load and shifting gears in accordance with the estimated running load, improvement in fuel consumption can be obtained in shifting control that accurately reflects driving conditions can also be obtained.

(0016) FIG. 2 shows an engine driving system for an automobile in which an embodiment of the present invention is applied and the control unit thereof. Signals indicating the respective driving are output to an automatic transmission control unit 203 from an engine 201 and transmission (automatic transmission) 202, and similarly a vehicle signal 207 and ASCD control unit signal 208 are output to the automatic transmission control unit 203. The automatic transmission control unit 203 thereupon determines the transmission ratio from the signals and outputs a shift command 206 to the transmission 202.

(0017) FIG. 3 provides a detailed explanation of the various signals shown in FIG. 2. The portion from signal 304 to signal 307 corresponds to the signal 204 from the engine, the portion from signal 308 to signal 310 corresponds to signal 205 from the transmission, the portion from signal 311 to signal 314 corresponds to the vehicle signal 207, signals 315 and 316 corresponds to the ASCD control unit signal 208, and the portion from signal 317 to signal 321 corresponds to the automatic transmission control unit signal 206. The signals are input via an input signal processing unit 302 to the automatic transmission control unit 203, and are output via the output signal processing unit from the automatic transmission control unit 203.

(0018) FIG. 4 shows the process flow performed by the shift ratio determining means 103 in FIG. 1. The process performed by the shift ratio determining means 103 is explained below in accordance with these flow charts.

Step 401: Calculate running load  $T_L$ .

Step 402: Calculate required torque  $T_D$ .

Step 403: Calculate post-upshift estimated torque  $T_0$ .

Step 404: If  $T_0 > T_L + T_D$ , then go to step 405.

If not, go to step 406.

Step 405: Upshift. Then return to step 401.

Step 406: After determining downshift, return to step 401.

With respect to downshifting, a conventional method whereby shifting is performed in accordance with a gearshift pattern predetermined from the vehicle speed and throttle opening may be used, or similar processing to upshifting may be used.

(0019) Here, the required torque  $T_D$  can be considered as equivalent to the acceleration required by the driver. On the other hand,  $T_0 - T_L$  is the torque predicted to occur after upshifting. In step 404, the upshift decision is made by comparing these values.

(0020) In FIG. 5, the running load estimating means 101 is explained. First, an acceleration detecting means 501 outputs the acceleration  $\alpha$  as a signal 507 to the running load estimating means 101. This signal 507 corresponds to the signal 314 from the acceleration sensor shown in FIG. 3. The turbine speed  $N_t$  is the rotational speed of the turbine of the torque converter, and may be calculated by multiplication by the gear ratio "r" from the signal 310 of the vehicle speed sensor 1 in FIG. 3, or from the signal 311 from the vehicle speed sensor 2. The signal from the vehicle speed sensor 1 is a signal from a rotation sensor placed on the output shaft of the transmission, and the signal of the vehicle speed sensor 2 is the signal from the vehicle speedometer. The signal 506 which is the engine rotational speed  $N$  corresponds to the engine rotational signal 307 in FIG. 3. A turbine rotational speed signal 505 and engine rotational speed signal 506 are input to the torque converter output torque estimating means 502.

(0021) The torque converter output torque estimating means 502 determines the rotational ratio "e" of the input shaft and output shaft of the torque converter by the formula  $e = N_t/N$  and outputs this the torque converter characteristic table 504. The torque characteristic table 504 searches a pump torque coefficient  $\tau$  and torque ratio "t" from the torque rotational ratio "e", and outputs these as signals 511 and 512 to the torque converter output torque estimating means 502. The torque converter output torque estimating means 502, from various data of the pump torque coefficient  $\tau$  and for ratio "t" torque converter pump torque, as well as the engine rotational speed  $N$ , based on the torque converter pump for and turbine torque and the relationship between the input shaft and output rotational speed, calculates the turbine torque  $T_t$  by the relational formula  $T_p = \tau \cdot (N/1000)^2$ .  $T_t = T_p \cdot t$ , and sends the result to the running load estimating means 101. This turbine torque  $T_t$  has the same meaning as the torque converter output torque  $T_t$  and also may be directly estimated using a torque sensor.

(0022) The running load estimating means 101 now multiplies the torque converter output torque  $T_t$  by the gear ratio "r" to calculate the torque  $T_m$  generated at the wheels, and calculates the running load  $T_L$  based on the relational formula  $T_L = T_m - M \cdot r_w \cdot \alpha$  from the vehicle mass  $M$ , the effective wheel radius  $r_w$  and the acceleration  $\alpha$ . The flow of this calculation shown in FIG. 6.



(0023) In FIG. 6,

Step 601: Reading of the respective data of vehicle speed  $V_{SP}$  and engine rotational speed  $N$ , gear ratio " $r$ " an acceleration  $\alpha$  is performed.

Step 602: the turbine rotational speed  $N_t$  is calculated by the following formula:

$$N_t = V_{SP}/120\pi/rw \cdot r \times 1000$$

Step 603: Torque converter or rotational ratio " $e$ " is calculated and pump torque coefficient  $\tau$  and torque ratio " $t$ " are searched.

$$e = N_t/N, \tau = f_1(e), t = f_2(e)$$

Step 604: Pump torque  $T_p$  and turbine torque  $T_t$  are calculated.

$$T_p = \tau \cdot (N/1000)^2, T_t = t \cdot T_p$$

Step 605: Calculation of torque  $T_m$ .  $T_m = T_p \cdot r$

Step 606: Calculation of running load  $T_L$ .  $T_L = T_m - M \cdot r \cdot \alpha$

Next, the configuration of the required torque estimating means 102 is shown in FIG. 7. As shown in FIG. 7, the throttle opening  $\theta_{th}$  and vehicle speed  $V_{SP}$  are provided as input to the required torque estimating means 102 and then the throttle opening  $\theta_{th}$  and vehicle speed  $V_{SP}$  are output to the required torque table 702 from the required torque estimating means 102. This required torque table 702 is constructed so that the required torque  $T_D$  is retrieved from the throttle opening  $\theta_{th}$  and vehicle speed  $V_{SP}$ , and the retrieved required torque  $T_D$  is then sent as output to the required torque estimating means 102. Thus, the estimated required torque  $T_D$  is provided as output from the required torque estimating means 102.

(0024) Next, FIG. 9 shows an overview of the engine-torque converter-vehicle body simulator (torque change simulation means) 105. As is apparent from FIG. 9, this simulator 105 includes the engine torque characteristics 901, engine torque inertial moment 902, torque converter model 903, transmission model 904, vehicle weight 905 and running load 906. The current vehicle speed  $V_{SP}$  and engine rotational speed  $N$ , the vehicle speed  $V_{SP}$ , the present transmission ratio  $r_1$ , the post-upshift transmission ratio  $r_2$  and running load  $T_L$  are provided to this simulator, and changes in the output torque  $T_m$  upon shifting are estimated by performing simulation, thereby making it possible to estimate output torque after upshifting accurately.

(0025) The rotational ratio between the input shaft and output shaft of the torque converter generally differs before and after shifting, and the torque ratio of the input torque and output torque of the torque converter also changes accordingly. In other words, if the output torque after

shifting is calculated solely from changes in the gear ratio and engine characteristics, significant error will result. However, the changes in this rotational ratio "e" are various according to the driving conditions. For this reason, it is possible to estimate the output torque upon shifting with considerable accuracy by accurately calculating the input and output rotation of the torque converter during shifting and the transfer of torque based on simulations. By determining upshifting based on the coefficients of the output torque after shifting, the required torque and the vehicle load, it is possible to perform shifting that accurately reflects the driving conditions.

(0026) FIG. 10 shows schematically shows changes in the output torque  $T_m$  when shifting. The gear ratio "r" generally changes continuously as shown in the figure when shifting is performed. Meanwhile, the output torque  $T_m$  changes in accordance with shifting shock as shown in the figure and the output torque undergoes sudden change immediately after shifting. Thus, in this simulator 105, the shifting start time is made the time at which change in the gear ratio begins and the shifting completion time is made the time at which a specified period has elapsed after the gear ratio has become stable. The simulation is performed during this interval. In the following explanation, the shifting start time is made  $t = 0$ , and the shifting completion time is made  $t = t_{end}$ .

(0027) FIG. 11 shows a block diagram of a simulator. In this diagram, the block 1101 is a table for obtaining the engine torque  $T_0$  from the throttle opening  $\theta_{th}$  and the engine rotational speed  $N$ . The block 1111 is a table for obtaining the pump torque coefficient  $\tau$ , and the torque ratio "t" of the pump torque and turbine torque from the rotational ratio "e" of the input shaft and output shaft of the torque converter. The pump torque  $T_p$  is obtained in block 1119, and the turbine torque  $T_t$  is obtained in block 1118. Block 1110 is a block for conversion of engine inertial moment and variable units, multiplied by  $T_e - T_p$ . block 1109, the output of block 1110 is an integration element, and the engine rotational speed  $N$  is calculated by integration of the output of the block 1110. Block 1102 and block 1106 or the gear ratios of the transmission and change in accordance with the time changes provided. The output of block 1102 is the output torque  $T_m$ , which value is issued as output after completion of a simulation. In block 1121, the difference between the output torque  $T_m$  and the running load  $T_L$  is obtained. Block 1103 is a block for unit conversion of the vehicle weight and effective radius of the wheels and variables. Block 1104 is an integration element that is used to obtain the vehicle speed  $V_{SP}$ . Block 1105 is the block for obtaining the output shaft rotational speed of the transmission from the vehicle

speed. In block 1107, the ratio  $e = N_t/N$  rotational speed is obtained from the engine rotational speed  $N$  (= torque input shaft rotational speed) and turbine rotational speed  $N_t$ .

(0028) FIG. 12 shows the relation between the torque converter rotational ratio "e" and the pump torque coefficient  $\tau$ . FIG. 13 shows the relation between the torque converter rotational ratio "e" and torque ratio "t". FIG. 14 shows the relation among the engine rotational speed  $N$ , the throttle opening  $\theta_{th}$  and the engine torque.

(0029) FIG. 15 shows the process flow in the simulation, which flow is explained in detail below.

(0030) Step 1501: The present engine rotational speed  $N$  and vehicle speed  $V_{SP}$  are set as the initial values  $N(0)$  and  $V(0)$  in the simulation,  $T$  is made the integration calculation step width and  $n$  the number of steps until completion of the simulation. Specifically,  $N(0) = N$ ,  $V(0) = V_{SP}$ ,  $i = 0$ , and  $n = t_{end}/N$ . Step 1502: Time-series changes in the transmission gear ratio are set as  $r(0) = r_1$ ,  $r(nT) = r_2$ ,  $r(i)$  ( $i = 1, 2, 3... (n-1)T$ ). Step 1503: the turbine rotational speed  $N_t(i)$  is calculated based on the following formula:

$$N_t(i) = V(i)/120\pi/rw \cdot r(i) \times 1000$$

Step 1504: The rotational ratio "e" of the input shaft and output shaft of the torque converter is calculated, the pump torque coefficient  $\tau$  is obtained by searching from the torque characteristic map of FIG. 12, the torque ratio "t" of the torque converter is obtained by searching from the torque converter characteristic map shown in FIG. 13. Specifically,  $e = N_t(i)/N(i)$ ,  $\tau = f_1(e)$ ,  $t = f_2(e)$ .

(0031)

Step 1505: The pump torque  $T_p$  and turbine torque  $T_t$  are calculated by the following equations:

$$T_p = \tau \cdot (N(i)/1000)^2, T_t = t \cdot T_p$$

Step 1506: The engine torque  $T_e$  is obtained from the engine torque characteristic map in FIG. 14. Accordingly,  $T_e = f_3(\theta_{th}, N(i))$ .

Step 1507: The coefficient of integration is calculated from the following equation:

$$x = (T_e - T_p) \times 9.8/I_e \times 60/2\pi$$

Step 1508: The engine rotational speed  $N(i+1)$  is obtained from  $(i+1)T$ :

$$N(i+1) = N(i) + T \cdot x$$

Step 1509: The output torque  $T_e$  is obtained:

$$T_e = T_t \cdot r(i)$$

Step 1510: The integration coefficient  $x$  is obtained:

$$x = (T_m - T_L) \times 9.8/M/rw \times 3.6$$

Step 1511: The vehicle speed  $V(i + 1)$  is obtained at  $(i + 1)T$ :

$$V(i + 1) = V(i) + T \cdot x$$

Step 1512: If  $(i + 1)T = t_{end}$ , then in step 1513  $T_m$  is output, and if not, in step 1514 "i" is made "i + 1" and the process flow is returned to step 1503.

(0032) Thus, according to this embodiment, the state of rotation of the input and output of the torque converter when shifting is performed in the state of transfer of torque can be accurately obtained by simulation. As a result, the output torque when shifting is performed can be accurately predicted, and an upshift decision can be made based on the relation among this output torque during shifting, the required torque and the running load, shifting which accurately reflects the driving condition can be performed.

(0033)

(Effects of the Invention) By means of the present invention, it is possible to predict the running load with sufficient accuracy, and as a result, shifting can be performed that is sufficiently responsive to the running load, and under conditions which sufficiently reflect the intentions of the driver, shifting which accurately respect the driving condition can be obtained, fuel economy can be sufficiently improved, and the vehicle can be driven with enjoyment.

#### (BRIEF EXPLANATION OF THE DRAWINGS)

FIG. 1 is a block diagram showing an embodiment of the automatic transmission shifts controller of the present invention.

FIG. 2 is a block diagram showing an automobile engine drive system and control unit in which an embodiment of the present invention is applied.

FIG. 3 is an explanatory diagram showing in detail the input signal and output signal to the automatic transmission control unit in an embodiment of the present invention.

FIG. 4 is a flow chart explaining the process flow of the shift ratio determining means in an embodiment of the present invention.

FIG. 5 is a block diagram showing a running load estimating means in an embodiment of the present invention.

FIG. 6 is a flow chart explaining the process flow of the running load estimating means in an

embodiment of the present invention.

FIG. 7 is a block diagram of a required torque estimating means in an embodiment of the present invention.

FIG. 8 is a diagram explaining the required torque table used by the required torque estimating means in an embodiment of the present invention.

FIG. 9 is a schematic drawing showing an engine-torque converter-vehicle body simulator in an embodiment of the present invention.

FIG. 10 is an explanatory diagram schematically showing changes in the output torque during shifting in an embodiment of the present invention.

FIG. 11 is a block diagram of the engine-torque converter-vehicle body simulator in an embodiment of the present invention.

FIG. 12 is a characteristic graph showing the relationship between the rotational ratio of the torque converter and the pump torque coefficient in an embodiment of the present invention.

FIG. 13 is a characteristic graph showing the relation between the rotational ratio of the torque converter and torque ratio in an embodiment of the present invention.

FIG. 14 is a characteristic graph showing the relationship among engine rotational speed, throttle opening and engine torque in an embodiment of the present invention.

FIG. 15 is a flow chart explaining the process flow of the engine-torque converter-vehicle body simulator in an embodiment of the present invention.

(Explanation of the Reference Numerals)

101: running load estimating means

102: required torque estimating means.

103: shift ratio determining means

104: post-upshift torque predictive calculating means

105: engine-torque converter-vehicle body simulator (torque change simulation means)

**FIG. 1**

- 101: running load estimating means
- 102: required torque estimating means.
- 103: shift ratio determining means
- 104: post-upshift torque predictive calculating means
- 105: engine-torque converter-vehicle body simulator (torque change simulation means)
- 106: oil pressure driving means
- 107: shifting actuator

**FIG. 2**

- 201: engine
- 202: transmission
- 203: automatic transmission control unit
- 207: vehicle signal
- 208: ASCD C/U signal

**FIG. 3**

- [far left, top to bottom]
- engine signals
- transmission output signals
- vehicle signals
- ASCD C/U signals
- 203: automatic transmission control unit
- 302: input signal processing unit
- 303: output signal processing unit
- 304: idle switch
- 305: full throttle to which
- 306: throttle sensor
- 307: engine speed signal
- 308: inhibitor switch
- 309: temperature sensor

- 310: speed sensor 1
- 311: speed sensor 2
- 312: power shift switch
- 313: kickdown switch
- 314: acceleration sensor
- 315: cruise signal
- 316: OD release signal
- 317: shift solenoid A
- 318: shift solenoid B
- 319: overrun clutch solenoid
- 320: lockup solenoid
- 321: line pressure solenoid

**FIG. 4**

START

- 401: calculate running load  $T_L$
- 402: calculate required torque  $T_D$
- 403: calculate post-upshift estimated torque  $T_0$
- 404:  $T_0 > T_L + T_D$ ?
- 405: upshift
- 406: downshift decision

**FIG. 5**

- 101: running load estimating means
- 501: acceleration detecting means
- [under 501:] turbine rotational speed  $N_t$
- 502: torque converter output torque estimating means
- 504: torque converter characteristic table
- 505: engine rotational speed  $N$

**FIG. 6**

START

601: Reading of vehicle speed  $V_{SP}$  and engine rotational speed  $N$ , gear ratio "r" and acceleration  $\alpha$

602: Calculation of turbine rotational speed:

$$N_t = V_{SP}/120\pi/rw \cdot r \times 1000$$

603:  $e = N_t/N$ ,  $\tau = f_1(e)$ ,  $t = f_2(e)$

604: Calculation of turbine torque  $T_t$ :

$$T_p = \tau \cdot (N/1000)^2. T_t = t \cdot T_p$$

605: Calculation of torque

$$T_m = T_p \cdot r$$

606: Calculation of running load

$$T_L. T_L = T_m - M \cdot r \cdot \alpha$$

END

**FIG. 7**

102: required torque estimating means.

109: estimated required torque  $T_p$

703: throttle opening  $\theta_{th}$

704: vehicle speed  $V_{SP}$

**FIG. 8**

[vertical axis] required torque  $T_D$

[horizontal axis] throttle opening  $\theta_{th}$

**FIG. 9**

901: engine characteristics

903: torque converter

**FIG. 10**

gear ratio  $r$

output torque  $T_m$



start shift

complete shift

**FIG. 11**

1112: throttle opening  $\theta_{th}$

1113: engine rotational speed  $N$

1115: post-upshift torque

FIGS. 12-14: see original

**FIG. 15**

START

1501:  $N(0) = N$ ,  $V(0) = V_{SP}$ ,  $i = 0$ , and  $n = t_{end}/N$ .

1502: Time-series changes in the transmission gear ratio set as  $r(0) = r_1$ ,  $r(nT) = r_2$ ,  $r(i)$  ( $i = 1, 2, 3 \dots (n-1)T$ )

1503: Calculation of turbine rotational speed:

$$N_t(i) = V(i)/120\pi/r_w \cdot r(i) \times 1000$$

1504:  $e = N_t(i)/N(i)$ ,  $\tau = f_1(e)$ ,  $t = f_2(e)$

1505: Calculation of pump torque  $T_p$  and turbine torque  $T_t$ :

$$T_p = \tau \cdot (N(i)/1000)^2, T_t = t \cdot T_p$$

1506: Engine torque  $T_e$  obtained:

$$T_e = f_3(\theta_{th}, N(i))$$

1507:  $x = (T_e - T_p) \times 9.8/I_e \times 60/2\pi$

1508:  $N(i+1) = N(i) + T \cdot x$

1509:  $T_e = T_t \cdot r(i)$

1510:  $x = (T_m - T_L) \times 9.8/M/r_w \times 3.6$

1511:  $V(i+1) = V(i) + T \cdot x$

1512: If  $(i+1)T = t_{end}$ ?

1513:  $T_m$  is output.

1514:  $i = i+1$

END

---

Continued from first page

(51) Int. Cl. <sup>5</sup>	Identification No.	JPO File No.	FI	Tech. Ind.
F16H 59:38		8207-3J		
59:44		8207-3J		
59:46		8207-3J		
59:48		8207-3J		

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-122712  
 (43)Date of publication of application : 30.04.1999

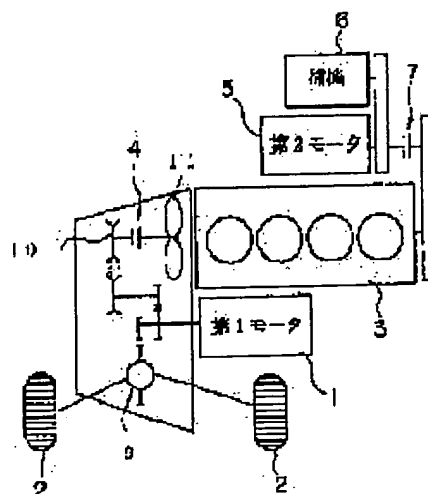
(51)Int.Cl. B60L 11/14  
 B60K 41/02  
 F02D 29/02

(21)Application number : 09-290483 (71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD  
 (22)Date of filing : 07.10.1997 (72)Inventor : MORITA HIROSHI

## (54) CONTROLLER FOR HYBRID CAR

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To enhance acceleration at the time of reacceleration after deceleration.  
**SOLUTION:** An engine 3 and a first motor 1 are provided as prime movers for a car. When it is detected that a brake becomes nonoperative from an operating state, when a first clutch 4 which cuts the linkage of the output shaft of the engine 3 to driving wheels 2 selectively is in a disconnected state, a second clutch 7 which disconnects the linkage of a second motor 5 to the output shaft of the engine 3 selectively is connected, and the engine 3 is driven/ rotated by a second motor 5 preparatorily. And at the point of time when an accelerator is operated, fuel is supplied and the engine 3 is caused to operate autonomously. And the first clutch 4 is connected, and the driving wheels 2 are driven/rotated by the engine 3 and the first motor 1.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 27.09.2001  
 [Date of sending the examiner's decision of rejection]  
 [Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]  
 [Date of final disposal for application]  
 [Patent number] 3412482  
 [Date of registration] 28.03.2003  
 [Number of appeal against examiner's decision of rejection]  
 [Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]  
 [Page 559 of 1239]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(51) Int.Cl. <sup>6</sup>	識別記号	F I	
B 6 0 L 11/14		B 6 0 L 11/14	
B 6 0 K 41/02		B 6 0 K 41/02	
F 0 2 D 29/02		F 0 2 D 29/02	D

審査請求 未請求 請求項の数 6 FD (全 9 頁)

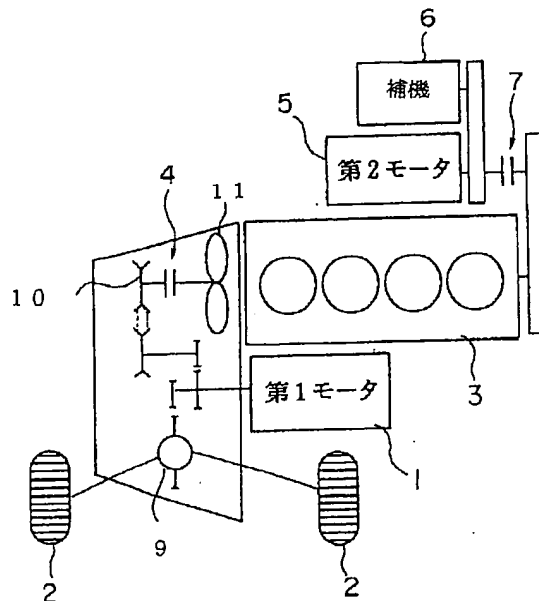
(21) 出願番号	特願平9-290483	(71) 出願人	000003997 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(22) 出願日	平成9年(1997)10月7日	(72) 発明者	森田 比呂志 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(74) 代理人	弁理士 前田 均 (外1名)

(54) 【発明の名称】 ハイブリッド自動車の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 減速再加速時における加速性能を向上することである。

【解決手段】 車両の原動機としてエンジン3及び第1モータ1を備えている。第2モータ5により、エンジン3の出力軸を回転駆動することができる。エンジン3の出力軸と駆動輪2との連結を選択的に切断する第1クラッチ4が切断状態で、ブレーキが作動から非作動になったことが検出されたときに、第2モータ5とエンジン3の出力軸との連結を選択的に切断する第2クラッチ7を接続して、第2モータ5によりエンジン3を予備的に回転駆動し、アクセルが作動された時点で、燃料を供給してエンジン3を自律的に作動せしめ、第1クラッチ4を接続して、エンジン3及び第1モータ1によって駆動輪2を回転駆動する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の駆動輪を回転駆動するエンジンと、前記駆動輪を回転駆動する第1モータと、前記エンジンの出力軸と前記駆動輪との連結を選択的に切断するクラッチとを備えたハイブリッド自動車において、前記エンジンの出力軸を回転駆動する第2モータと、ブレーキの状態を検出するブレーキ状態検出手段と、ブレーキが作動状態にあるとき前記クラッチを切断状態とし、ブレーキが作動状態から非作動状態になったことが検出されたときに、前記第2モータにより前記エンジンを回転駆動する第1制御を実施する制御手段とを備えたことを特徴とするハイブリッド自動車の制御装置。

【請求項2】 前記エンジン及び前記第1モータの回転数を検出する回転数検出手段と、アクセルの状態を検出するアクセル状態検出手段とをさらに備え、前記エンジンは、電子制御式のスロットル弁及び燃料噴射弁を有し、前記制御手段は、前記第1制御を実施中に前記アクセル状態検出手段によりアクセルが非作動状態から作動状態になったことが検出されたときに、前記第1モータにより前記駆動輪を回転駆動するとともに、前記クラッチを接続状態とし、車両の要求トルクと第1モータのトルクとの差に基づき、前記スロットル弁の開度及び前記燃料噴射弁による燃料噴射量を制御する第2制御をさらに実施することを特徴とする請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置。

【請求項3】 前記制御手段は、前記第1及び第2制御を実施中に前記スロットル弁の開度が所定開度か否かを判断し、該開度が所定開度より小さくなったと判断した場合には、前記第1及び第2制御を中止することを特徴とする請求項2記載のハイブリッド自動車の制御装置。

【請求項4】 アクセルの状態を検出するアクセル状態検出手段と、前記エンジンの回転数を検出する回転数検出手段とをさらに備え、

前記制御手段は、前記第1制御を実施中に前記アクセル状態検出手段によりアクセルが非作動状態であることが検出され、且つ前記回転数検出手段により検出された前記エンジンの回転数が予め設定された所定値に達していると判断した場合には、前記第2モータを制御して前記エンジンの回転数を該所定値に維持する第3制御をさらに実施することを特徴とする請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置。

【請求項5】 前記制御手段は、前記ブレーキ状態検出手段によりブレーキが非作動状態から作動状態になったことが検出された場合には、前記第1制御を中止することを特徴とする請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置。

【請求項6】 前記エンジンは、電子制御式のスロット

ル弁を有し、

前記制御手段は、前記第1制御を行うときに、前記スロットル弁の開度を全開とすることを特徴とする請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両の原動機としてモータ及びエンジンを備えたハイブリッド自動車の制御装置に関し、特に、減速中にエンジンを切り離した状態で再加速する場合における加速性能を向上するための技術に関する。

【0002】

【従来の技術】車両の原動機としてモータとエンジンを備えたハイブリッド自動車に関する従来技術としては各種のものが知られている。

【0003】この種のハイブリッド自動車においては、エンジン及びモータのそれぞれの出力軸はクラッチを介して駆動輪の車軸に連結されており、各クラッチの接続又は切断を制御して、エンジン及びモータのいずれか一方又は双方の駆動力によって、走行するようにしている。そして、燃費の向上等の観点から、減速時には該モータをジェネレータとして用いて、車両の運動エネルギーを回生することが行われている。

【0004】また、都市部においては電気自動車として、郊外においては内燃機関式の自動車として使用する形態のハイブリッド自動車として、特開平3-319206号公報に記載されているものも知られている。このものは、都市部で、エンジンを停止し、モータについてのクラッチのみを接続して該モータの駆動力によって走行している場合において、アクセルの作動が解除（オフ）され、且つブレーキが作動（オン）されたときには、エンジンについてのクラッチ（エンジンクラッチ）を接続し、車両の制動力を利用して強制的にエンジンを回転駆動することにより、エンジンが長期間停止した状態が維持されるのを防止している。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところで、制動中にエンジンクラッチを接続して該エンジンを強制的に回転駆動する従来技術では、エンジンブレーキとして消費されるエネルギーに相当する分だけ、エネルギーの回生量が減少し、非効率的であるという問題がある。

【0006】一方、モータによるエネルギーの回生量を増加するため、減速時にエンジンを切り離して（エンジンクラッチを切断して）、モータによりエネルギーの回生を行うようにした場合、減速した後に再加速するとき（減速再加速時）、エンジンが再始動される迄に時間を要し、加速性能が悪いという問題がある。

【0007】本発明は、このような従来技術の問題点を鑑みてなされたものであり、減速再加速時における応答性、加速性を向上するとともに、高効率なエネルギー

回生を行うことができるハイブリッド自動車の制御装置を提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、請求項1記載の本発明のハイブリッド自動車の制御装置は、車両の駆動輪を回転駆動するエンジンと、前記駆動輪を回転駆動する第1モータと、前記エンジンの出力軸と前記駆動輪との連結を選択的に切断するクラッチとを備えたハイブリッド自動車において、前記エンジンの出力軸を回転駆動する第2モータと、ブレーキの状態を検出するブレーキ状態検出手段と、ブレーキが作動状態にあるとき前記クラッチを切断状態とし、ブレーキが作動状態から非作動状態になったことが検出されたときに、前記第2モータにより前記エンジンを回転駆動する第1制御を実施する制御手段とを備えたことを特徴とする。

【0009】減速後に再加速を行う場合には、ブレーキを作動して制動し、ブレーキの作動を解除した後に、アクセルを作動して再加速を行う蓋然性が高いので、この点に着目して、この請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置では、ブレーキが作動状態から非作動状態になったときに、次にアクセルが作動されるであろうことを先取りして、第2モータによってエンジンを予備的に回転駆動（モータリング）するようにしている。

【0010】従って、後にアクセルが作動された場合に、エンジンに対する燃料の供給等を行うことにより、エンジンは第2モータによって既に回転されているから、素早く立ち上がり、再加速の応答性を向上することができる。

【0011】また、ブレーキが作動状態から非作動状態になったときに、第2モータによりエンジンを回転駆動するようにしたから、前述した従来技術のようにブレーキの作動中にエンジンについてのクラッチを接続して該エンジンを強制的に回転駆動する必要がないので、第1モータによって車両の運動エネルギーの回生を行う場合に、エンジンブレーキとして消費されるエネルギーに相当する分だけ、エネルギーの回生量を増加することができる。大幅に燃費の向上を図ることができる。

【0012】また、上記目的を達成するために、請求項2記載のハイブリッド自動車の制御装置は、請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置において、車両の速度を検出する車速検出手段と、前記エンジン及び前記第1モータの回転数を検出する回転数検出手段と、アクセルの状態を検出するアクセル状態検出手段とをさらに備え、前記エンジンは、電子制御式のスロットル弁及び燃料噴射弁を有し、前記制御手段は、前記第1制御を実施中に前記アクセル状態検出手段によりアクセルが非作動状態から作動状態になったことが検出されたときに、前記第1モータにより前記駆動輪を回転駆動するとともに、前記クラッチを接続状態とし、車両の要求トルクと

第1モータのトルクとの差に基づき、前記スロットル弁の開度及び前記燃料噴射弁による燃料噴射量を制御する第2制御をさらに実施することを特徴とする。

【0013】この請求項2記載のハイブリッド自動車の制御装置では、前記第1制御を実施中、即ち、第2モータによるエンジンの予備的な回転駆動がなされている状態で、アクセルが作動された場合に、エンジンを自律的に作動（始動）せしめ、クラッチを接続状態として、エンジン及び第1モータの両方の駆動力によって加速するようにしたから、比較的到低出力のモータや小容量のバッテリーを用いた場合であっても、減速再加速時の加速性を高く維持することができる。

【0014】また、エンジンの自律的な作動に先立ち、第2モータによりエンジンを予備的に回転駆動するようにしたから、再加速時の立ち上がりの遅れが少なく、応答性が良好である。さらに、必要とされる要求トルクと第1モータのトルク（実際のトルクであり、通常は最大発生トルク）との差に基づき、スロットル開度及び燃料噴射量（エンジントルク）を制御する、即ち、必要とされる要求トルクのうち第1モータのトルクで不足する部分をエンジントルクで補うようにしたから、加速性能を維持しつつ、第1モータとして比較的到低出力のモータを採用することができるようになる。

【0015】上記目的を達成するために、請求項3記載のハイブリッド自動車の制御装置は、請求項2記載のハイブリッド自動車の制御装置において、前記制御手段は、前記第1及び第2制御を実施中に前記スロットル弁の開度が所定開度か否かを判断し、該開度が所定開度より小さくなったと判断した場合には、前記第1及び第2制御を中止することを特徴とする。

【0016】この請求項3記載のハイブリッド自動車の制御装置では、スロットル弁の開度が所定開度より小さくなった場合には、第1制御を中止（第2クラッチの切断、第2モータの作動の停止）及び第2制御を中止するようにしており、これは、スロットル弁の開度が所定開度である場合には要求トルクが満たされていないが、所定開度より小さくなった場合には要求トルクが満たされたと判断することができる、要求トルクが満たされた場合には、第1モータによる補助を行う必要はないためであり、かかる制御を中止した方が、効率が良いためである。

【0017】上記目的を達成するために、請求項4記載のハイブリッド自動車の制御装置は、請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置において、アクセルの状態を検出するアクセル状態検出手段と、前記エンジンの回転数を検出する回転数検出手段とをさらに備え、前記制御手段は、前記第1制御を実施中に前記アクセル状態検出手段によりアクセルが非作動状態であることが検出され、且つ前記回転数検出手段により検出された前記エンジンの回転数が予め設定された所定値に違っていると判

断した場合には、前記第2モータを制御して前記エンジンの回転数を該所定値に維持する第3制御をさらに実施することを特徴とする。

【0018】この請求項4記載のハイブリッド自動車の制御装置は、例えば、最大出力で第2モータによりエンジンの予備的な回転駆動を行った場合であって、その後アクセルが作動されない状態、即ち再加速されない状態が継続した場合に、最大出力でエンジンを回転駆動し続けることは非効率的であるため、第2モータを制御してエンジンの回転数を予め決められた所定値に制限し、電力消費量の低下を図りつつ、再加速時の応答性、加速性を維持するようにしたものである。

【0019】上記目的を達成するために、請求項5記載のハイブリッド自動車の制御装置は、請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置において、前記制御手段は、前記ブレーキ状態検出手段によりブレーキが非作動状態から作動状態になったことが検出された場合には、前記第1制御を中止することを特徴とする。

【0020】この請求項5記載のハイブリッド自動車の制御装置は、ブレーキが作動状態となった場合には、第2モータによるエンジンの予備的な回転駆動を継続することは無駄なので、この制御を中止して、高効率化を図るようにしたものである。

【0021】上記目的を達成するために、請求項6記載のハイブリッド自動車の制御装置は、請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置において、前記エンジンは、電子制御式のスロットル弁を有し、前記制御手段は、前記第1制御を行うときに、前記スロットル弁の開度を全開とすることを特徴とする。

【0022】この請求項6記載のハイブリッド自動車の制御装置では、第2モータによりエンジンの回転駆動を行う場合には、スロットル弁が閉じていると負荷となるため、これを全開として負荷を最小限にしているから、エンジン回転数の上昇時間を短縮することができる。また、後にアクセルが作動された場合に、既にスロットル弁が開いているので空気が円滑に流通しており、従って、ただちに燃料の供給や点火を開始することができ、加速応答性も向上することができる。

【0023】

【発明の効果】請求項1記載のハイブリッド自動車の制御装置によれば、減速後に再加速を行う場合に応答性、加速性を向上することができるという効果がある。また、モータによりエネルギーの回生を行う場合に、エネルギーの回生量を従来よりも大きくでき、燃費を大幅に向上することができるという効果もある。

【0024】請求項2記載のハイブリッド自動車の制御装置によれば、請求項1についての前記効果に加えて、減速再加速時の加速性能を維持しつつ、駆動輪を回転駆動するモータ（第1モータ）として比較的的小型、低出力のモータや小容量のバッテリーを採用することができる

ようになり、全体として小型・軽量化を図れるとともに、低コスト化を図ることができるという効果がある。

【0025】請求項3記載のハイブリッド自動車の制御装置によれば、請求項2についての前記効果に加えて、スロットル開度が全開でなくなった場合に要求トルクが満たされたと判断して制御を中止するようにしたから、制御の高効率化を達成できるという効果がある。

【0026】請求項4記載のハイブリッド自動車の制御装置によれば、請求項1についての前記効果に加えて、第2モータによりエンジンの予備的な回転駆動を行った場合の該第2モータの電力消費量を抑制しつつ、再加速時の応答性、加速性をある程度高く維持できるという効果がある。

【0027】請求項5記載のハイブリッド自動車の制御装置によれば、請求項1についての前記効果に加えて、減速後に再加速されない場合の効率の低下を防止できるという効果がある。

【0028】請求項6記載のハイブリッド自動車の制御装置によれば、請求項1についての前記効果に加えて、第2モータによるエンジンの回転駆動について、その負荷を軽減することができ、エンジン回転数の上昇時間を短縮することができるとともに、再加速時の加速応答性をさらに向上することができるという効果がある。

【0029】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。図1は、本発明の実施形態のハイブリッド自動車の要部構成を示す図、図2は本発明の実施形態の制御手段の各種信号の入出力を示す図である。

【0030】図1において、1は車両駆動及びエネルギーの回生に用いられる第1モータ（電気モータ）であり、この第1モータ1の出力軸は差動装置9を介して駆動輪2の車軸に連結されている。

【0031】3は電子制御式のスロットル弁及び燃料噴射弁を有するエンジンであり、エンジン3の出力軸（クランク軸）はトルクコンバータ11、無段変速機10（CVT）を介して第1モータ1の出力軸に連結されている。エンジン3の出力軸と該無段変速機10の入力軸は第1クラッチ4を介して連結されており、これらの間を選択的に接続又は切断できるようになっている。

【0032】5はエアコン等の補機6の駆動及びエンジン3を回転駆動するための第2モータ（電気モータ）である。第2モータ5の出力軸は減速機を介してエンジンの出力軸（クランク軸）に連結されている。第2モータ5の出力軸と該減速機の入力軸は第2クラッチ7を介して連結されており、これらの間を選択的に接続又は切断できるようになっている。

【0033】また、図示は省略しているが、このハイブリッド自動車は、エンジン3の回転数を検出するエンジン回転数検出手段、第1モータ1の回転数を検出する第1モータ回転数検出手段、第2モータ5の回転数を検出



(5)

8

する第2モータ回転数検出手段、ブレーキのオン（作動）又はオフ（非作動）を検出するブレーキ状態検出手段（ブレーキセンサ）、アクセルの作動状態を検出するアクセル状態検出手段（アクセルセンサ）、車両の速度を検出する車速検出手段、第1クラッチ4のオン（接続）又はオフ（切断）を検出する第1クラッチ状態検出手段、第2クラッチ7のオン（接続）又はオフ（切断）を検出する第2クラッチ状態検出手段を備えている。

【0034】これらの各手段からの信号は、図2に示されているように、車両走行状態判別手段、各部指令モード判定手段を含む制御手段8に入力される。即ち、エンジン回転数検出手段によるエンジン回転数 $N_e$ 、第1モータ回転数検出手段による第1モータ回転数 $N_{m a}$ 、第2モータ回転数検出手段による第2モータ回転数 $N_{m b}$ 、ブレーキ状態検出手段によるブレーキセンサ信号 $BR$ 、アクセル状態検出手段によるアクセルセンサ信号 $AC$ 、車速検出手段による車速 $VSP$ 、第1クラッチ状態検出手段による第1クラッチ断接信号 $CL1$ 、第2クラッチ状態検出手段による第2クラッチ断接信号 $CL2$ は、それぞれ制御手段8に入力される。

【0035】制御手段8は、これらの信号及びその他の信号やデータ等に基づき、第1クラッチ4、第2クラッチ7、第1モータ1、第2モータ5、及びエンジン（スロットル弁や燃料噴射弁等）3に対して指令信号を出力し、これらを制御する。ここで、第1クラッチ4の作動を簡単に説明すると、車両減速時、第1モータ1による回生エネルギーを増加するため、アクセルペダルがOFFされ、且つブレーキペダルが踏み込まれると、第1クラッチ4は切断され、エンジン3は、車輪から切り離される。一方、ブレーキペダルがOFFされると、再加速する蓋然性が高いため、アクセルペダルが踏み込まれる迄の間に第1クラッチ4を接続する。具体的には、次に説明する図3のフローチャートに従って動作する。

【0036】図3は本発明の実施形態の制御手段による処理を示すフローチャートである。まず、制御手段8は各部（各手段）からの信号を読み込む（S1）。即ち、エンジン回転数 $N_e$ 、第1モータ回転数 $N_{m a}$ 、第2モータ回転数 $N_{m b}$ 、ブレーキセンサ信号 $BR$ 、アクセルセンサ信号 $AC$ 、車速信号 $VSP$ 、第1クラッチ断接信号 $CL1$ 及び第2クラッチ断接信号 $CL2$ を読み込む。

【0037】次いで、検出した運転状態に応じて第1モータ1の出力（要求トルク）を演算し（S2）、第1モータ1に対して出力を指令する（S3）。第1クラッチ断接信号 $CL1=OFF$ （エンジンが切り離されている）か否かを判断し（S4）、第1クラッチ断接信号 $CL1=OFF$ の場合（Yesの場合）には、ブレーキセンサ信号 $BR=0$ （ブレーキ非作動）か否かを判断する（S5）。

【0038】S5において、ブレーキセンサ信号 $BR=0$ の場合（Yesの場合）には、前回（直前）のブレー

キセンサ信号 $BR=0$ （ブレーキ非作動）か否かを判断し（S6）、前回のブレーキセンサ信号 $BR=1$ （ブレーキ作動）である場合（Noの場合）には、制御フラグ $FMG=1$ とする（S7）。その後、TVO（エンジン3のスロットル弁の開度）が全開となるように制御し、第2クラッチ7を接続するための指令信号 $MCL2=1$ を出力して、第2モータ5の出力軸とエンジン3の出力軸を接続する（S8）。

【0039】次いで、第2モータ5に対して最大トルクを発生するように指令信号を出力して、エンジン3の回転数を上昇せしめ（S9）、アクセルセンサ信号 $AC=0$ （アクセル非作動）か否かを判断し（S10）、アクセルセンサ信号 $AC=1$ （アクセル作動）の場合（Noの場合）には、第1クラッチ4を接続するための指令信号 $MCL1=1$ を出力して、エンジン3の出力軸と駆動輪2の車軸を接続する（S11）。

【0040】その後、目標エンジントルク $T_{Me}$ 、車両の要求トルク $T_{Ma}$ 、第2モータの最大発生トルク $T_{Ja}$ として、 $T_{Me}=T_{Ma}-T_{Ja}$ を演算し（S12）、この目標エンジントルク $T_{Me}$ に基づき、燃料噴射弁による燃料噴射量及びTVO（スロットル弁の開度）を演算し（S13）、S13で演算された燃料噴射量及びTVOの指令信号等を出力して、エンジン3の自立的な運転を開始する（S14）。

【0041】次いで、TVOが全開（所定開度）か否かを判断し（S15）、TVOが全開である場合（Yesの場合）にはエンジンが要求トルクを満たしていないと判断して以降のステップ（S16～S18）をスキップし、TVOが全開でない（所定開度よりも小さい）場合（Noの場合）には、要求トルクが満たされたので、第2クラッチ7を切り離すための指令信号 $MCL2=0$ を出力して、第2モータ5の出力軸とエンジン3の出力軸との接続を解除（切断）する（S16）。その後、第2モータトルク=0とするための指令信号を出力し（S17）、制御フラグ $FMG=0$ とする（S18）。

【0042】S4において、第1クラッチ断接信号 $CL1=ON$ （接続）の場合（Noの場合）には、制御フラグ $FMG=1$ か否かを判断し（S20）、制御フラグ $FMG=1$ の場合（Yesの場合）には、S5に進み、制御フラグ $FMG=0$ の場合（Noの場合）にはこの処理を終了する。

【0043】S5において、ブレーキセンサ信号 $BR=1$ （作動）の場合（Noの場合）には、制御フラグ $FMG=1$ か否かを判断し（S21）、制御フラグ $FMG=0$ の場合（Noの場合）にはこの処理を終了する。S21において、制御フラグ $FMG=1$ の場合（Yesの場合）には、第2クラッチ7を切り離すための指令信号 $MCL2=0$ を出力して、第2モータ5の出力軸とエンジン3の出力軸との接続を解除（切断）し（S22）、第2モータトルク=0とするための指令信号を出力し（S

23)、第2モータ5によるエンジンのモータリングを中止する。

【0044】その後、フューエルカットフラグFFC=0か否か、即ち燃料の供給を実施しているか否かを判断し(S24)、フューエルカットフラグFFC=0(供給)の場合(Yesの場合)には、フューエルカットフラグFFC=1を出力して燃料の供給を停止し(S25)、制御フラグFMG=0とし(S26)、この処理を終了する。S24において、フューエルカットフラグFFC=1の場合(Noの場合)には、制御フラグFMG=0とし(S26)、この処理を終了する。

【0045】S6において、前回のブレーキセンサ信号BRO=0(ブレーキ非作動)の場合(Yesの場合)には、制御フラグFMG=1か否かを判断し(S27)、制御フラグFMG=1の場合(Yesの場合)には、S8に進み、制御フラグFMG=0の場合(Noの場合)にはこの処理を終了する。

【0046】S10において、アクセルセンサ信号AC=0(アクセル非作動)の場合(Yesの場合)には、エンジン回転数Neが予め設定された所定値Nid1に達しているか否かを判断し(S28)、エンジン回転数Neが予め設定された所定値Nid1に達していない場合(Noの場合)にはこの処理を終了し、エンジン回転数Neが予め設定された所定値Nid1に達している場合(Yesの場合)には、第2モータ回転数Nmb=Cb×Nid1となるように指令信号を出力して、エンジン回転数Neを所定値Nid1に維持し(S29)、この処理を終了する。なお、Cbは第2モータ5とエンジン3との間の減速比である。

【0047】図4は本発明の実施形態の各部の作動とトルクや回転数の変化等の関係を示す図である。上から順に、(a)はアクセル開度又はアクセルのオン・オフ、(b)はブレーキのオン・オフ、(c)は車速の変化、(d)は第1モータトルクの変化、(e)はエンジントルクの変化、(f)はエンジン回転数の変化、(g)は第2モータトルクの変化、(h)は第2モータ回転数の変化、(i)は第1クラッチのオン・オフ、(j)は第2クラッチのオン・オフ、(k)はエアコンのオン・オフを示している。なお、横軸は時間(t)を示している。

【0048】簡単に説明すると、アクセル開度が0とされ(a)のt1)、次いで、ブレーキがオン(作動)されると(b)のt2)、第1クラッチ4がオフ(切断)となり(i)のt2)、エンジン3への燃料供給は停止されてエンジン回転数が降下し(f)のt2)、第1モータ1によるエネルギーの回生が大となる(d)のt2)。

【0049】この状態から、ブレーキがオフ(作動解除)されると(b)のt3)、第2クラッチ7がオン(接続)され(j)のt3)、第2モータ5はエンジ

ンを最大トルクでモータリングし(g)のt3)、エンジン回転数が上昇する(f)のt3)。

【0050】この状態で、アクセル開度が大とされると(a)のt4)、第1クラッチ4がオン(接続)されるとともに(i)のt4)、エンジン3に燃料が供給されて自律運転が開始され(e)のt4)、その後第2クラッチ7がオフ(切断)される(j)参照)。

【0051】これにより、エンジン3は素早く立ち上がり、エンジン3及び第1モータ1の両方の駆動力によって加速される(c)参照)。なお、第2モータ5の駆動力を全てエンジン3の予備的な回転(モータリング)に用いるため、ブレーキがオフ(作動解除)されて以降、エンジンが自律運転を開始してしばらく経過するまでの間、エアコンの作動は停止している(k)のt3)。

【0052】上述した本発明の実施形態によると、ブレーキがオン(作動)からオフ(作動解除)になったときに、次にアクセルが作動されるであろうことを先取りして、第2モータ5によってエンジン3を予備的に回転駆動(モータリング)し、後にアクセルが作動された時点で、エンジン3に対する燃料の供給を行ってエンジン3を自律運転するようにしたから、エンジン3は燃料供給開始時において第2モータ5によって既に回転されており、従って素早く立ち上がり、再加速の応答性が非常に良好となる。

【0053】また、加速時にエンジン3と第1モータ1の両方によって駆動するようにしているから、加速性能が高いとともに、加速性能を維持しつつ、第1モータ1として比較的的小型で低出力のモータを採用することができるようになり、搭載されるバッテリーも小型で小容量のものを採用することもできるから、ハイブリッド自動車の小型化、軽量化、低コスト化を図ることが可能である。

【0054】さらに、ブレーキの作動時にはエンジン3を切り離しているから、エンジンブレーキとして消費されるエネルギーを回生することが可能であり、これと上述した軽量化等により、大幅に燃費を向上することができる。

【0055】なお、以上説明した実施形態は、本発明の理解を容易にするために記載されたものであって、本発明を限定するために記載されたものではない。したがって、上記の実施形態に開示された各要素は、本発明の技術的範囲に属する全ての設計変更や均等物をも含む趣旨である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態のハイブリッド自動車の要部構成を示す図である。

【図2】本発明の実施形態のハイブリッド自動車の制御手段の各種信号の入出力を示す図である。

【図3】本発明の実施形態の制御手段の処理を示すフロ

ーチャートである。

【図4】本発明の実施形態の各部の作動とトルクや回転数の変化等の関係を示す図である。

【符号の説明】

1…第1モータ

2…駆動輪

\* 3…エンジン

4…第1クラッチ

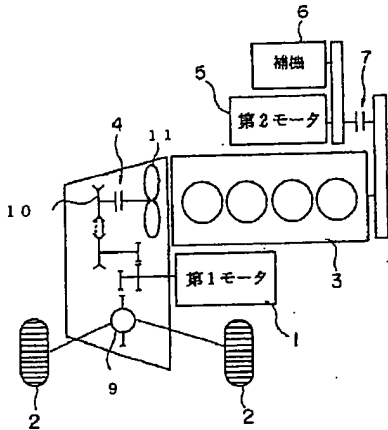
5…第2モータ

7…第2クラッチ

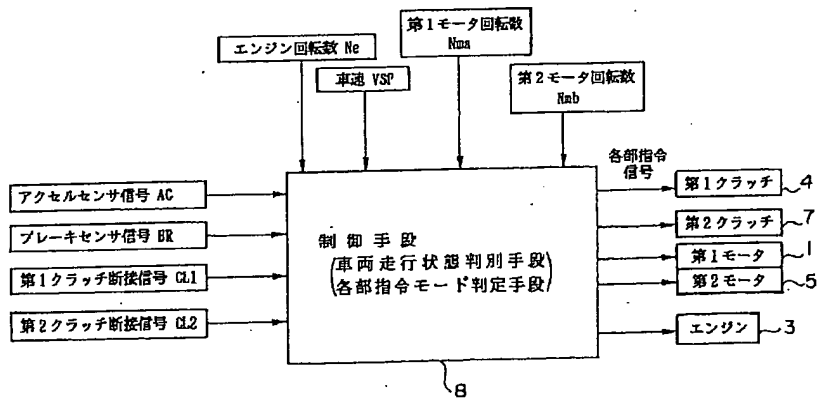
8…制御手段

\*

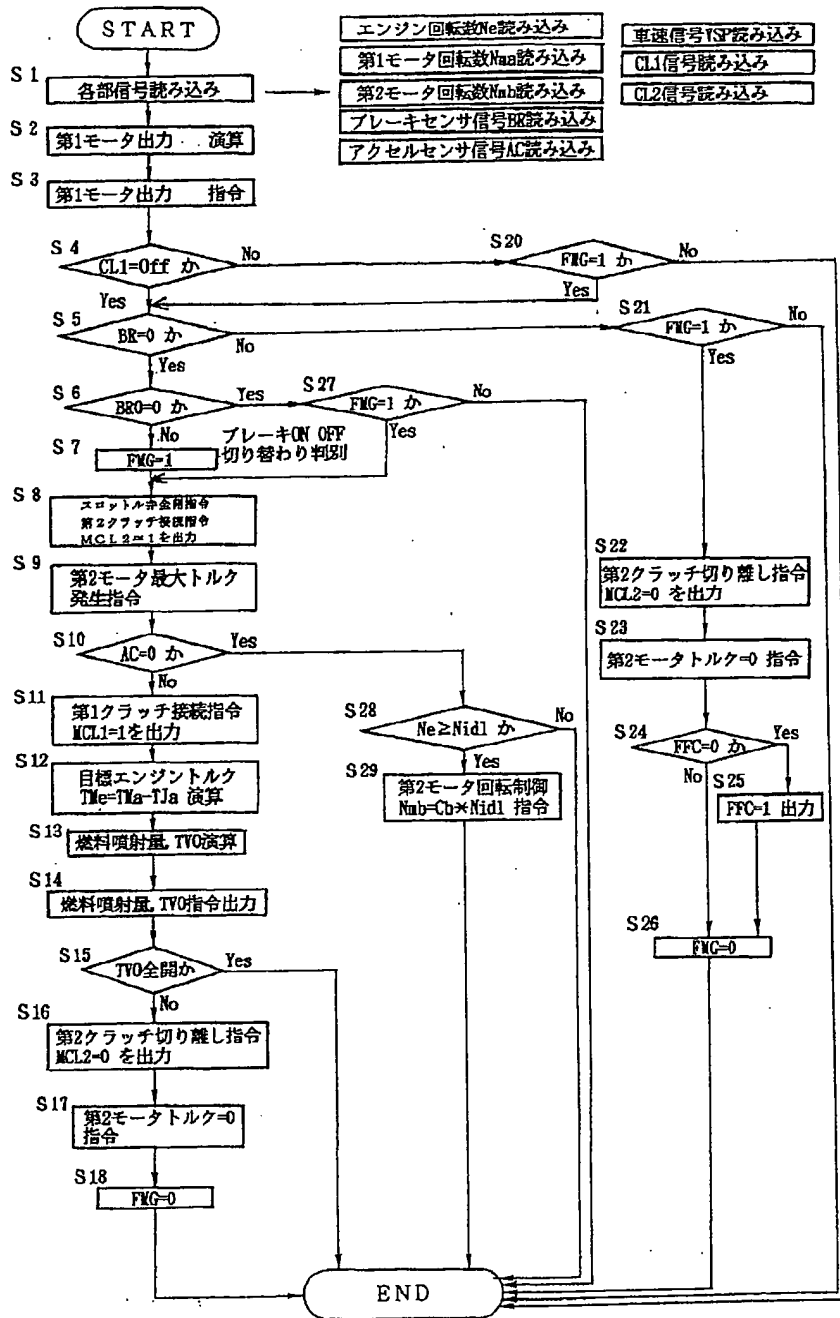
【図1】



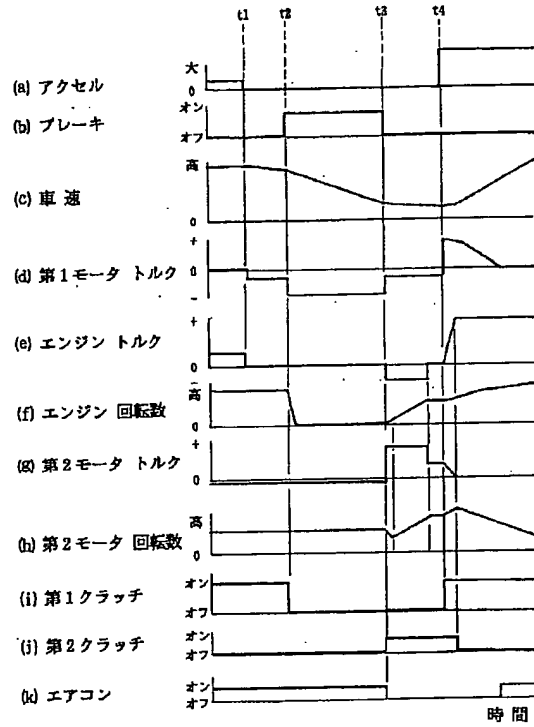
【図2】



【図3】



【図4】



[Translation]

(19) Japanese Patent Office (JP) (12) Official Gazette for Kokai Patent Applications (A)  
(11) Japanese Patent Application Kokai Publication No. Hei 11-122712  
(43) Kokai Publication Date: April 30, 1999

---

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>	Identification No.	FI
B60L 11/14		B60L 11/14
B60K 41/02		B60K 41/02
F02D 29/02		F02D 29/02

Examination request: Not on filed Number of claims: 6 OL (total 9 pages)

---

(21) Application No. Hei 9-290483

(22) Filing Date: October 7, 1997

(71) Applicant: 000003997

Nissan Motor Co., Ltd.

2 Muromachi, Kanagawa-ku,

Yokohama-shi, Kanagawa-ken

(72) Inventor: MORITA, Hiroshi

c/o Nissan Motor Co., Ltd.

2 Muromachi, Kanagawa-ku,

Yokohama-shi, Kanagawa-ken

(74) Agent:

Hitoshi Maeda, Patent Attorney (and one other)

---

(54) Title of the Invention: CONTROL SYSTEM FOR HYBRID CAR

(57) Abstract

(Purpose)

(Solution)

(CLAIMS) [omitted]

(DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION)

(0001)

(Technical Field of the Invention)

The present invention relates to a control system for hybrid automobiles which are equipped with a motor [here and hereinafter referring to an electric motor] and engine [here and hereinafter referring to an internal combustion engine] as the sources of motive force of the vehicle. More specifically, the present invention relates to a technique for improving acceleration performance when the vehicle reaccelerates while the engine is disengaged upon deceleration.

(0002)

(Prior Art)

Various types of hybrid automobiles equipped with both a motor and an engine as motive power source are known in prior art.

(0003) In hybrid automobiles of this type, the respective output shafts of the engine and motor are connected to the axle of the drive wheels via a clutch. By controlling the connection or disconnection of each clutch, the vehicle is driven by the driving force of either the motor or the engine or both. From the standpoint of improving fuel consumption, during deceleration the motor is used as a generator, allowing the drive energy of the vehicle to be recovered.

(0004) JPA Hei 3-319206 describes a vehicle that can be used as an electric automobile in metropolitan areas and a hybrid automobile that can be used as an automobile with an internal combustion engine in suburban areas. With this vehicle, when the vehicle is driven in metropolitan areas with engine stopped, engaging only the clutch with respect to the electric motor and running the vehicle with said motor only, when the accelerator at all is released (off), and the brake is operated (on), the clutch (engine clutch) is connected with respect to the engine, and the engine is forcibly driven in rotation using the braking force of the vehicle, thereby preventing the engine from being kept in an idle state for long periods of time.

(0005)

(Problems the Invention Is to Solve)

It should be noted that, however, in the prior art whereby the engine is forcibly driven in rotation by connection of the engine clutch during braking, energy recovery is lost in an amount equivalent to the energy expended in engine braking, and to that extent the system is inefficient.

(0006) On the other hand, in systems where energy is recovered by the motor by disengaging the engine during deceleration (disengaging the engine clutch) in order to increase the amount of energy recovered by the motor, when reaccelerating after deceleration (when decelerating and reaccelerating), time is required to restart the engine and acceleration performance is poor.

(0007) The present invention was produced in light of these problems in prior art and has the object of offering a control system for a hybrid automobile that is able to improve responsiveness and acceleration when reaccelerating after deceleration, and can recover energy with high efficiency.

(0008)

(Means Used to Solve the Problems) In order to achieve the objects described above, the control system for hybrid automobiles according to the present invention as described in claim 1 is a control system in a hybrid automobile provided with an engine, which drives the rotation of the drive wheels of the vehicle, a first motor, which drives the rotation of said drive wheels, and a clutch, which selectively disengages the output shaft of said engine and said drive wheels, and is characterized as comprising a second motor, which drives the rotation of the output shaft of said engine, a braking state detecting means, which detects the state of braking, and a controller, which places said clutch in a disengaged state when the brake is in an applied state, and drives the rotation of said engine by means of said second motor when it is detected that the brake has shifted from an applied state to a non-applied state.

(0009) When the vehicle reaccelerating after deceleration, after braking has been performed by applying the brake and then the application of the brake is released, there is a high probability that the accelerator will be applied and reacceleration performed. In light of this point, in a control system for hybrid automobiles as described in this first claim, when the brake has changed from an applied state to a non-applied state, the engine is next driven in rotation in preparation ("motoring") by the second motor in anticipation that the accelerator will probably next be applied.



(0010) Accordingly, when the accelerator is subsequently applied, since the engine is already being turned by the second motor, when fuel is fed to the engine, it quickly starts and responsiveness in reacceleration can be improved.

(0011) When the brake is changed from an applied state to a non-applied state, since the engine is driven in rotation by the second motor, it is not necessary to engage the clutch with respect to the engine while the brake is engaged and to forcibly drive the rotation of the engine as described in the prior art above. Therefore, the energy recovery amount can be increased to the extent of energy applied in engine braking when running energy of the vehicle is recovered by the first motor, and fuel consumption can be greatly improved.

(0012) In addition, in order to achieve the purpose described above, the hybrid automobile control system of the second claim is characterized in that, in the hybrid automobile control system of the first claim, a vehicle speed detecting means, which detects the speed of the vehicle, and a rotational speed detecting means, which detects the rotational speed of said first motor, and an accelerator detecting means, which detects the state of accelerator, are provided, said engine has electronically controlled type throttle valves and fuel injection valves, said controller, when it has been detected by said accelerator detecting means that the accelerator has shifted from a non-applied state to an applied state, while said first control process is being implemented, performs a second control process to drive the rotation of said drive wheels by means of said first motor, places the clutch in a state of engagement, and, based on the required torque of the vehicle in the torque of the first motor, controls the opening of said throttle valves and the fuel injection amount injected by said fuel injection valves.

(0013) In the hybrid automobile control system of this second claim, when the accelerator is applied while the rotation of the engine is being driven in preparation by the second motor, i.e., in a state in which preparatory rotational driving of the engine is being performed by the second motor, autonomous operation (starting) of the engine is implemented, and since acceleration is performed by the drive force of both the engine and first motor with the clutch in an engaged state, even if a motor with comparatively low output or a small-capacity battery is used, the acceleration upon reacceleration after deceleration can be maintained at a high level.

(0014) Moreover, since the rotation of the engine is being driven in preparation by the second motor prior to start autonomous operation of the engine, there is no delay in starting upon reacceleration, and responsiveness is good. Moreover, based on the difference between the

required torque and the torque of the first motor (the actual torque, normally the maximum generated torque), the throttle opening and fuel injection amount (engine four) are controlled, i.e., the insufficiency in the torque of the first motor in relation to the total torque required is made up for by engine torque, so that a motor having a comparatively low output can be used as the first motor while maintaining acceleration performance.

(0015) In order to achieve the objects described above, the hybrid automobile control system described in claim 3 is characterized in that, in the hybrid automobile control system described in claim 2, when determining whether the opening of the throttle valve is a specified opening well the aforementioned first and second control processes are in progress, if it is determined that said opening is smaller than a specified opening, the aforesaid first and second control processes are halted.

(0016) In the hybrid vehicle control system described in this third claim, when the opening of the throttle valve is smaller than a specified opening, the first control process is halted (disengagement of the second clutch and halting of the operation of the second motor) and the second control process is halted. This process is performed for the following reason: When the throttle valve opening is at a specified opening, the required torque is not satisfied, but it can be determined that when it is smaller than the specified opening, the required torque has been satisfied, and when the required torque has been satisfied, assistance by the first motor becomes unnecessary, and efficiency is improved if this control process is halted.

(0017) In order to achieve the objective described above, the hybrid automobile control system described in claim 4 is characterized in that, in the hybrid automobile control system of claim 1, an accelerator state detecting means, which detects the state of the accelerator, and a rotational speed detecting device, which detects the rotational speed of the aforesaid engine, are also provided, and the aforesaid controller is constituted so that, when it is detected by the aforesaid accelerator state detecting means that the accelerator is in a non-applied state while the aforesaid first control process is in progress, and it is determined that the rotational speed of the engine detected by the aforesaid rotational speed detecting device has reached a set value that has been previously established, a third control process is performed whereby the engine rotational speed is maintained at a specified level by controlling the second motor.

(0018) The hydraulic automobile control system described in this fourth claim is constituted so that, when, for example, the engine is driven in rotation in preparation by the second motor at

maximum output, and the accelerator is not thereafter applied, i.e., a state continues in which reacceleration does not occur, since it is inefficient for the engine to continue to be driven and maximum output, the rotational speed of the engine is restricted to a predetermined set value by controlling the second motor, and the responsiveness and acceleration performance upon reacceleration can be maintained while reducing the amount electrical power consumed.

(0019) In order to achieve the aforementioned objective, the hybrid automobile control system described in claim 5 is characterized by the fact that, in the hybrid automobile control system described in claim 1, the aforementioned controller halts the aforementioned first control process when the aforementioned braking state detecting means is detected that the brake has shifted from a non-applied state to an applied state.

(0020) The hybrid automobile control system described in this fifth claim is able to improve efficiency by halting the control process when the brake is in an applied state, since continuation of preparatory driving of the engine by the second motor would be wasteful.

(0021) In order to achieve the aforesaid purpose, the hybrid automobile control system described in claim 6 is characterized in that, in a hybrid automobile control system described in claim 1, the engine has an electronically controlled throttle valve, and the controller fully opens the opening of this throttle valve when performing the aforementioned first control process.

(0022) With the hybrid automobile control system described in this sixth claim, when the rotation of the engine is driven by the second motor, the throttle valve constitutes a load when it is closed, so the load is minimized by completely opening the throttle, allowing the startup time for the engine rotational speed to be shortened. However, when the accelerator is subsequently applied, air is able to flow smoothly since throttle is opened, and accordingly feeding fuel and ignition can be started and acceleration responsiveness can be improved.

(0023)

(Effects of the Invention) By means of the hybrid automobile control system described in claim 1, the responsiveness and acceleration performance can be improved when reaccelerating after deceleration. In addition, when energy is recovered by the motor, the amount of energy recovered is greater than that in the past, thus having effect of greatly improving fuel efficiency.

(0024) By means of the hybrid automobile control system described in claim 2, in addition to the effects mentioned above with respect to claim 1, it is also possible to use a comparatively small-size and low-output motor and low-capacity battery for the motor (first motor) that drives

rotation of the drive wheels while maintaining good acceleration performance when reaccelerating after deceleration, thereby achieving an overall reduction in size and weight and having effect of reducing costs.

(0025) By means of the hybrid automobile control system described in claim 3, in addition to the effects mentioned above with respect to claim 2, since the control process is discontinued when it is determined that torque has been satisfied when the throttle opening is not fully opened, the effect of achieving higher efficiency in control is obtained.

(0026) The hybrid automobile control system described in claim 4, besides the effects mentioned above with respect to claim 3, has the additional the effect of maintaining a certain degree of responsiveness and acceleration performance at a high level upon reacceleration while restraining power consumption by the second motor when preparatory rotation of the engine is driven by the second motor.

(0027) The hybrid automobile control system described in claim 5, in addition to the effects described with respect to claim 1, offers the effect of being able to prevent a loss of efficiency upon reacceleration after deceleration.

(0028) The hybrid automobile control system described in claim 6, in addition to the effects described with respect to claim 1, offers the effect of being able to reduce the load with respect to the rotational driving of the engine by the second motor, and to be able to increase acceleration responsive upon reacceleration.

(0029)

(Embodiments on of the Invention) An embodiment of the present invention is explained below referring to the drawings. Figure 1 is a drawing for the essential constitution of a hybrid automobile in an embodiment of the present invention, and Figure 2 is a diagram training input and output of various signals by the controller in an embodiment of the present invention.

(0030) In Figure 1, the reference numeral 1 represents the first motor (electric motor) use for the driving the vehicle and recovery of energy, and the output shaft of this first motor 1 is linked to the axle of the drive wheels 2 via a differential device 9.

(0031) 3 is the engine, which has an electronic control type throttle valve and fuel injection valve. The output shaft (crankshaft) of the engine 3 is linked with the output shaft of the first motor 1 via a torque converter 11 and the input shaft of a continuously variable transmission 10, and is able to selectively engage with and disengage from these parts.

(0032) 5 is a second motor (electric motor), which drives the ancillary equipment 6 such as the air-conditioner and drives the rotation of the engine 3. The output shaft of the second motor 5 is connected to the output shaft (crankshaft) of the engine via a reducer. The output shaft of the second motor 5 and input shaft of the reducer are linked via a second clutch 7, and can be selectively engaged and disengaged.

(0033) Although omitted from the drawings, this hybrid automobile is provided with an engine rotational speed detecting means for detecting the rotational speed to the engine 3, a first motor rotational speed detecting means for detecting the rotational speed of the first motor 1, a second motor rotational speed detecting means for detecting the rotational speed of the second motor 5, a braking state detecting means (brake sensor), which detects whether the brake is on (applied) or off (not applied), and an accelerator state detecting means (accelerator sensor), which detects the operating state of the accelerator, a first clutch state detecting means, which detects whether the first clutch 4 is on (engaged) or off (disengaged), and a second clutch state detecting means, which detects whether the second clutch 7 is on (engaged) or off (disengaged).

(0034) The signals from each of these means are input to a controller 8, which includes a command mode deciding means for each part. Specifically, the engine rotational speed  $N_e$  obtained by the engine rotational speed detecting means, the first motor rotational speed  $N_{m1}$  detected by the first motor rotational speed detecting means, the second motor rotational speed  $N_{m2}$  obtained by the second motor rotational speed detecting means, a brake sensor signal BR obtained by the braking state detecting means, an accelerator sensor signal AC obtained by the accelerator state detecting means, the vehicle speed VSP obtained by the vehicle speed detecting means, a first clutch engagement signal CL1 obtained by the first clutch state detecting means, and a second clutch engagement signal CL2 obtained by the second clutch state detecting means are input to the controller 8.

(0035) The controller 8, based on these signals and other signals and data, outputs command signals to and controls the first clutch 4, second clutch 7, first motor 1, second motor 5 and engine (throttle valve, fuel injection valve, etc.) 3. Here, to explain the operation of the first clutch 4 briefly, upon deceleration of the vehicle since the recovered energy produced by the first motor 1 is increased, when the operator's foot has been removed from the accelerator pedal and the brake pedal is depressed, the first clutch 4 is disengaged, the engine 3 is disengaged from the wheels. On the other hand, when the operator's foot has been removed from the brake pedal,

since the probability of reacceleration is high, the first clutch 4 is engaged during the period until the accelerator pedal is depressed. Specifically, the operation indicated in the flowchart of Figure 3, explained below, is performed.

(0036) Figure 3 is a flowchart showing the process performed by the controller in an embodiment of the present invention. First, the controller 8 reads the signals from each part (each means) (S1). Specifically, it reads the engine rotational speed  $N_e$ , the first motor rotational speed  $N_{ma}$ , the second motor rotational speed  $N_{mb}$ , the brake sensor signal BR, the accelerator sensor signal AC, the vehicle speed signal VSP, a first clutch engagement signal CL1 and the second clutch engagement signal CL2.

(0037) Next, the output (required toward) a first motor 1 is calculated in accordance with the driving state detecting (S2), and output is directed to the first motor 1 (S3). It is next determined whether the first clutch engagement signal CL1 = OFF (engine is disengaged) (S4), and if the first clutch engagement signal CL1 = OFF (if YES), then is determined whether the brake sensor signal BR = 0 (brake is not applied) (S5).

(0038) In S5, if the brake sensor signal BR = 0 (if YES), it is determined whether the previous (immediately previous) brake sensor signal BRO = 0 (brake not applied) (S6), if the brake sensor signal BRO = 1 (if NO), the full flag FMG is made FMG = 1 (S7). Next, control is performed so that the TVO (engine 3 throttle opening) is made completely open, a command signal MCL2 = 1 is output in order to engage the second clutch 7, and the output shaft of the second motor 5 and the output shaft of the engine 3 are engaged (S8).

(0039) Next, a command signal to generate maximum torque is output to the second motor 5, and the rotational speed of the engine 3 is increased (S9), it is determined whether or not the accelerator sensor signal AC = 0 (accelerator not applied) (S10), and if the accelerator sensor signal AC = 1 (accelerator applied) (if NO), a command signal MCL1 = 1 is output to engage the first clutch 4, and the output shaft of the engine 3 and the output shaft of the drive wheels 2 are engaged (S11).

(0040) The target engine torque  $T_{me}$  is then calculated by  $T_{me} = T_{ma} - T_{ja}$  based on the required vehicle torque  $T_{ma}$  and maximum torque  $T_{ja}$  of the second motor (S12). Based on this target engine torque  $T_{me}$ , the fuel injection amount according to the fuel injector valve and TVO (throttle valve opening) are calculated (S13), and a command signal for the fuel injection amount and TVO calculated in S13 is ended, and the autonomous operation of the engine is started (S14).

(0041) Next, it is determined whether the TVO is fully open (specified opening) (S15), and if the TVO is fully open (if YES), and if it is determined if the engine has not satisfied the required torque, and subsequent steps (S16-S18) are skipped, and if the TVO is not fully open (is smaller than the specified opening) (if NO), the required torque is not satisfied. Therefore a command signal  $MCL2 = 0$  is issued to disengage the second clutch 7, and the engagement of the output shaft of the second motor 5 and the output shaft of the engine 3 is released (disengaged) (S16). Next, a command signal for second motor torque = 0 is issued (S17), and the control flag FMG is made 0 (S18).

(0042) In S4, if the first clutch engagement signal  $CL1 = ON$  (engaged) (if NO), it is determined whether the control flag  $FMG = 1$  (S20), and if the control flag  $FMG = 1$  (if YES) the process sequence advances to S5, while if the control flag  $FMG = 0$  (if NO), this process is ended.

(0043) In S5, if the brake sensor signal  $BR = 1$  (applied) (if NO), then it is determined whether the control flag  $FMG = 1$  (S21), and if the control flag  $FMG = 0$  (if NO), this process is ended. In S21, if the control flag  $FMG = 1$  (if YES), then a command signal MCL for disengaged in the second clutch 7 is issued, the engagement of the output shaft of the second motor 5 and the output shaft of the engine 3 is released (disengaged) (S22), a command signal for making the second motor torque = 0 is issued (S23), and the motoring of the engine by the second motor 5 is stopped.

(0044) Next it is determined whether the fuel cut flag  $FFC = 0$ , i.e., whether or not fuel is being supplied (S24), and if the fuel cut flag  $FFC = 0$  (supplied) (if YES), fuel cut flag  $FFC = 1$  is issued, the feeding of the fuel is halted (S25), the control flag FMG is made 0 (S26) and the process is ended.

(0045) In S6, if the previous brake sensor signal  $BRO = 0$  (brake not applied) (if YES), it is determined whether the control flag  $FMG = 1$  (S27), and if the control flag  $FMG = 1$  (if YES), the process advances to S8, while if control flag  $FMG = 0$  (if NO), this process is ended.

(0046) In S10, if the accelerator sensor signal  $AC = 0$  (accelerator not applied) (if YES), it is determined whether the engine rotational speed  $N_e$  has reached a predetermined set value  $N_{id1}$  (S28), and if the engine rotational speed  $N_e$  has not reached a predetermined set value  $N_{id1}$  (if NO), this process is ended, while if the engine rotational speed  $N_e$  has reached a predetermined set value  $N_{id1}$  (if YES), a command signal is issued such that the second motor rotational speed

$N_{mb} = C_b \times N_{id1}$ , the engine rotational speed  $N_e$  is maintained at the specified value  $N_{id1}$  (S29), and this process is ended.  $C_b$  here is the deceleration ratio between the second motor 5 and engine 3.

(0047) Figure 4 is a diagram showing the relation between operation of different parts in the employment of the present invention and changes in torque, rotational speed and the like. In order from the top, (a) shows the accelerator opening or accelerator on/off status, (b) the brake on/off status, (c) changes in vehicle speed, (d) changes in first motor torque, (e) changes in engine torque, (f) changes in engine rotational speed, (g) changes in second motor torque, (h) changes in second motor rotational speed, (i) first clutch on/off status, (j) second clutch on/off status, and (k) air-conditioner on/off status. The horizontal axis shows time (t).

(0048) Explained briefly, the accelerator opening is made 0 ( $t_1$  of (a)), next the brake is switched on (applied) ( $t_2$  of (b)), the first clutch 4 is switched off (disengaged) ( $t_2$  of (i)), feeding of fuel to the engine 3 is halted and the engine rotational speed is reduced ( $t_2$  of (f)), and the recovery of energy by the first motor 1 is increased ( $t_2$  of (d)).

(0049) From this state, when the brake is switched off (application released), ( $t_3$  of (b)), the second clutch 7 is switched on (engaged) ( $t_3$  of (j)), the second motor 5 motors the engine at maximum torque ( $t_3$  of (g)), and the engine rotational speed is increased ( $t_3$  of (f)).

(0050) In this state, when the accelerator opening is increased ( $t_4$  of (a)), the first clutch 4 is switched on (engaged) ( $t_4$  of (i)) and the autonomous operation of the engine 3 is started by feeding fuel ( $t_4$  of (e)), then the second clutch 7 is switched off (disengaged) (see (j)).

(0051) By this means, the engine 3 starts up quickly, and the vehicle is accelerated by the drive force of both the engine 3 and the first motor 1 (see (c)). Since all of the drive force of the second motor 5 is used in the preparatory rotation (motoring) of the engine 3, after the brake has been switched off (released), for the short interval until autonomous running of the engine is started, the operation of the air-conditioner ceases ( $t_3$  of (k)).

(0052) According to this embodiment of the present invention, when the brake has been switched from on (applied) to off (released), it is anticipated that the accelerator will be applied, the preparatory rotation (motoring) of the engine 3 is performed by the second motor 5, and when the accelerator is then applied, fuel is applied to the engine 3 in the engine is able to operate autonomously, so that the engine is already being rotated by the second motor 5 when



the feeding of fuel is begun and accordingly is able to start quickly, so that reacceleration responsiveness is extremely good.

(0053) Since the vehicle is driven by both the engine 3 and first motor 1 when accelerating, acceleration performance is high, it is possible to use a motor having a comparatively small size and low output as the first motor 1 while maintaining good acceleration performance, and since the battery carried also can be made lightweight and reduced in size, reduction in the size, weight and cost of the hybrid automobile as a whole is possible.

(0054) Further, since the engine 3 is disengaged when the brake is applied, the energy consumed in engine braking can be recovered, and by means of this recovery along with the weight reduction described above, fuel efficiency can be greatly improved.

(0055) The embodiment explained above is described in order to facilitate understanding of the present invention and is not described in order to restrict the present invention. Accordingly, the various elements developed in the embodiment described above include any and all design changes or equivalent items within the technical scope of the invention.

(Brief Explanation of the Drawings)

Figure 1 is a drawing showing the main constituent parts of a hybrid automobile according to an embodiment of the invention.

Figure 2 is a diagram showing the input and output of various signals of the controller in a hybrid automobile according to an embodiment of the present invention.

Figure 3 is a flowchart showing the process performed by the controller according to an embodiment of the present invention.

Figure 4 is a diagram showing the relation between the operation of various parts and changes in torque, rotational speed and the like in an embodiment of the present invention.

(Explanation of the Reference Numerals)

- 1... first motor
- 2... drive wheels
- 3... engine
- 4... first clutch
- 5... second motor
- 7... second clutch
- 8... controller

Figure 1

- 1: first motor
- 5: second motor
- 6: ancillary equipment

Figure 2

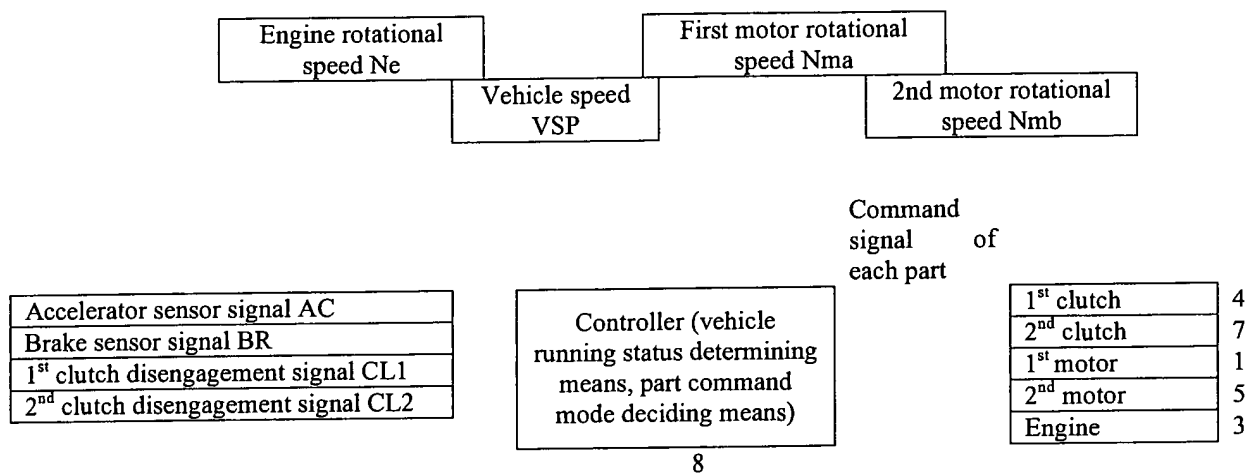


Figure 3

START

S1: Read each part's signal

S2: Calculate 1<sup>st</sup> motor output

S3: Command 1<sup>st</sup> motor output

S4: CL1 = Off?

S5: BR = 0?

S6: BR = 0?

S7: FMG = 1

S8: Throttle valve full open command; 2<sup>nd</sup> clutch engagement command, MCL 2= 1 issued

S9: 2<sup>nd</sup> motor maximum torque generation command

S10: AC= 0?

S11: 1<sup>st</sup> clutch engagement command MCL1 = 1 issued

S12: Target engine torque TMe = Tma - TJa calculation

S13: Fuel injection amount TVO calculation

S14: Fuel injection amount, TVO command issued

S15: TVO fully open?

S16: 2<sup>nd</sup> clutch disengagement command MCL2 = 0 issued

S17: 2<sup>nd</sup> motor torque = 0 command

S18: FMG = 0

Read engine rpm Ne
Read 1 <sup>st</sup> motor rpm Nma
Read 2 <sup>nd</sup> motor rpm Nmb
Read brake sensor signal BR
Read accelerator sensor signal AC

Read vehicle speed signal VSP
Read CL1 signal
Read CL2 signal

S20: FMG = 1?

S27: FMG = 1?

Brake on/off  
Switch discrimination

S21: SMG = 1

S22: 2<sup>nd</sup> clutch disengaged command MCL2 = 0 issued

S23: 2<sup>nd</sup> motor torque = 0 command

S24: FFC=0?

S28: Ne ≥ Nid1?

S29: 2<sup>nd</sup> motor rotation control Nmb = Cb\*Nid1 command

S25: FFC= 1 issued

S26: FMG=0

END

Figure 4

(a) Accelerator	large 0	
(b) Brake	on off	
(c) Vehicle speed	high	
(d) 1 <sup>st</sup> motor torque		
(e) Engine torque	high	
(f) Engine rotational speed		
(g) 2 <sup>nd</sup> engine torque	high	
(h) 2 <sup>nd</sup> motor rotational speed		
(i) 1 <sup>st</sup> clutch	on off	
(j) 2 <sup>nd</sup> clutch	on off	
(k) air-conditioner	on off	
		Time

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 62-113956  
 (43)Date of publication of application : 25.05.1987

(51)Int.Cl. F16H 11/06  
 B60K 41/04

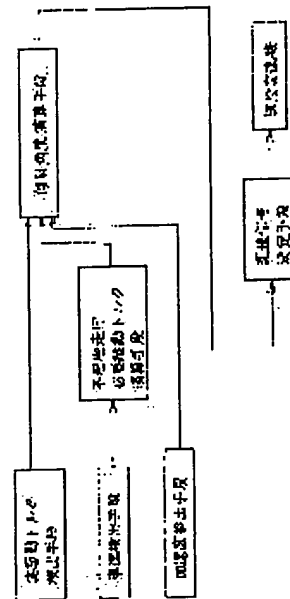
(21)Application number : 60-253730 (71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD  
 (22)Date of filing : 14.11.1985 (72)Inventor : HISAMURA HARUYOSHI

## (54) CONTROL DEVICE FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To always keep an engine brake effect optimum, by calculating the value which corresponds to the angle of inclination of a road surface traveled over, and varying automatically a change gear ratio pattern according to said calculated value.

**CONSTITUTION:** An actual driving torque detecting means, which detects an actually generated driving torque on the output side of a continuously variable transmission, and an acceleration detecting means which detects the actual acceleration of a vehicle, are installed. Then, a calculating means for driving torque required for the flat land travel which calculates the flat land driving torque, which is required when it is assumed that the vehicle travels on the flat land at the detected speed, is also installed. Moreover, an angle of inclination calculating means, which calculates the angle of inclination of a road surface, from the flat land driving torque and the detected acceleration, is installed, and a speed change signal deciding means, which decides the control target change gear ratio or the control target input rotating speed, according to the output of said angle of inclination calculating means, is installed. With this constitution, an engine brake effect can be always kept optimum.



### LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision]

of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑪ 公開特許公報(A)

昭62-113956

⑫ Int.Cl.<sup>4</sup>

F 16 H 11/06  
B 60 K 41/04

識別記号

庁内整理番号  
C-6608-3J  
8108-3D

⑬ 公開 昭和62年(1987)5月25日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全12頁)

⑭ 発明の名称 無段変速機の制御装置

⑮ 特 願 昭60-253730

⑯ 出 願 昭60(1985)11月14日

⑰ 発 明 者 久 村 春 芳 横浜市神奈川区宝町二番地 日産自動車株式会社内  
⑱ 出 願 人 日産自動車株式会社 横浜市神奈川区宝町2番地  
⑲ 代 理 人 弁理士 宮内 利行

明 細 書

1. 発明の名称

無段変速機の制御装置

2. 特許請求の範囲

1. 無段変速機の出力側の実際の発生駆動トルクを検出する実駆動トルク検出手段と、車両の走行速度を検出する車速検出手段と、車両の実際の加速度を検出する加速度検出手段と、検出された車速で平坦地を走行するとした場合に必要とされる平坦地駆動トルクを演算する平坦地走行必要駆動トルク演算手段と、実駆動トルク検出手段によって検出される実駆動トルクと平坦地走行必要駆動トルク演算手段によって演算される平坦地駆動トルクと加速度検出手段によって検出される車両の実加速度とに基づいて路面の傾斜角度を演算する傾斜角度演算手段と、傾斜角度演算手段によって演算された傾斜角度に基づいて制御目標変速比又は制御目標入力回転速度を決定する変速信号決定手段と、を有することを特徴とする無段変速機の制御装置。

2. 上記変速信号決定手段は、スロットル全閉運転状態では、傾斜角度演算手段によって演算される傾斜角度が、登り坂では小さくなるにしたがって、また下り坂では大きくなるにしたがって、制御目標変速比又は制御目標入力回転速度を変速比大側に決定する特許請求の範囲第1項記載の無段変速機の制御装置。

3. 上記変速信号決定手段は、スロットル全閉以外の運転条件では、傾斜角度演算手段によって演算される傾斜角度が、登り坂では大きくなるにしたがって、また下り坂では小さくなるにしたがって、制御目標変速比又は制御目標入力回転速度を変速比大側に決定する特許請求の範囲第1又は2項記載の無段変速機の制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(イ) 産業上の利用分野

本発明は、無段変速機の制御装置に関するものである。

(ロ) 従来技術

従来は無段変速機の制御装置としては、例えば

特開昭58-180864号公報に示されるものがある。この無段変速機の制御装置は、車速の変化から実加速度を算出し、所定の比較基準加速度と実加速度とを比較し、実加速度の方が小さい場合にはそうでない場合の基準変速比よりも大きい修正変速比を指令するようにしたものである。これにより登坂走行時に駆動力が不足した運転状態となったとき変速比が増大してエンジン回転速度が上昇するので、Lレンジにセレクトすることなく良好な走行フィーリングを得ることができる。

#### (ハ) 発明が解決しようとする問題点

しかし、上記のような従来の無段変速機の制御装置は、比較基準加速度と実加速度とを比較するように構成されているため、比較基準加速度のデータが膨大となって、データの作成及び処理が面倒で実際的でないという問題点がある。すなわち、傾斜角度の異なる様々な坂道において最適な運転状態を得るようにするためには、細かく区分した傾斜角度ごとに比較基準加速度を設定し、

場合に必要とされる平坦地駆動トルクを演算する平坦地走行必要駆動トルク演算手段と、実駆動トルク検出手段によって検出される実駆動トルクと平坦地走行必要駆動トルク演算手段によって演算される平坦地駆動トルクと加速度検出手段によって検出される車両の実加速度とに基づいて路面の傾斜角度を演算する傾斜角度演算手段と、傾斜角度演算手段によって演算された傾斜角度に基づいて制御目標変速比又は制御目標入力回転速度を決定する変速信号決定手段と、有している。

#### (ホ) 作用

傾斜角度演算手段によって演算された傾斜角度は、実際に走行している路面の傾斜角度に対応している。すなわち、実駆動トルク検出手段によって検出される実駆動トルクと、平坦地走行必要駆動トルク演算手段によって演算される平坦地駆動トルクとの差、すなわち余裕トルク（又は不足トルク）を演算し、これと車両の実際の加速度（正確には、この加速度を得るためのトルク）との差から傾斜角度が演算される。こうして求められた

これに対応して車速及びスロットル開度によって決定される変速指令信号を設定する必要があり、精度のよい制御を行なうためには膨大なデータを必要とする。このようなデータを作成するためには各傾斜角度ごとに実際に実験又は計算を行って最適な値を決定する必要があり、多大な労力を必要とする。また、このような膨大なデータを記憶装置内に格納するために容量の非常に大きな記憶装置を必要とする。本発明は、このような問題点を解決することを目的としている。

#### (ニ) 問題点を解決するための手段

本発明は、エンジンの性能データから計算によって走行中の坂道の傾斜角度を算出し、これに応じて変速信号を決定することにより、上記問題点を解決する。すなわち、本発明による無段変速機の制御装置は、無段変速機の出力側の実際の発生駆動トルクを検出する実駆動トルク検出手段と、車両の走行速度を検出する車速検出手段と、車両の実際の加速度を検出する加速度検出手段と、検出された車速で平坦地を走行するとした場

傾斜角度に応じて変速パターンを制御することにより、登り坂に応じて必要な駆動トルクを得ることができ、また下り坂の場合には適度なエンジンブレーキ効果を得ることができ、例えば、登り坂の場合には、演算された傾斜角度が大きいほど変速比を大側に設定する。また、下り坂の場合には、演算された傾斜角度が大きいほど変速比大側に設定する。

#### (ヘ) 実施例

第2図に無段変速機の動力伝達機構を示す。この無段変速機はフルードカップリング12、前後進切換機構15、Vベルト式無段変速機構29、差動装置56等を有しており、フューエルカット装置11付きのエンジン10の出力軸10aの回転を所定の変速比及び回転方向で出力軸66及び68に伝達することができる。なお、フューエルカット装置11は、所定の運転状態、すなわちスロットルが全閉でエンジン回転速度（又は車速）が所定値以上の場合に、燃料の供給を停止することができる装置である。この無段変速機は、



フルードカップリング12(ロックアップ油室12a、ポンプインベラー12b、タービンランナ12c等を有している)、回転軸13、駆動軸14、前後進切換機構15、駆動プーリ16(固定円すい板18、駆動プーリシリンダ室20(室20a、室20b)、可動円すい板22、みぞ22a等からなる)、遊星歯車機構17(サンギア19、ピニオンギア21、ピニオンギア23、ピニオンキャリア25、インターナルギア27等から成る)、Vベルト24、従動プーリ26(固定円すい板30、従動プーリシリンダ室32、可動円すい板34等から成る)、従動軸28、前進用クラッチ40、駆動ギア46、アイドルギア48、後進用ブレーキ50、アイドル軸52、ピニオンギア54、ファイナルギア44、ピニオンギア58、ピニオンギア60、サイドギア62、サイドギア64、出力軸66、出力軸68などから構成されているが、これらについての詳細な説明は省略する。なお、説明を省略した部分の構成については本出願人の出願に係る特願

ポート134a~e、スプール136、ランド136a~b、油路138、一方向オリフィス139、油路140、油路142、一方向オリフィス143、弁穴146、ポート146a~g、スプール148、ランド148a~e、スリーブ150、スプリング152、スプリング154、押圧部材158、油路164、油路165、オリフィス166、オリフィス170、弁穴172、ポート172a~e、スプール174、ランド174a~c、スプリング175、油路176、オリフィス177、レバー178、油路179、ピン181、ロッド182、ランド182a~b、ラック182c、ピン183、ピン185、弁穴186、ポート186a~d、油路188、油路189、油路190、弁穴192、ポート192a~g、スプール194、ランド194a~e、負圧ダイヤフラム198、オリフィス199、オリフィス202、オリフィス203、弁穴204、ポート204a~e、スプール206、ランド

図59-226706号に記載されている。

第3図に無段変速機の油圧制御装置を示す。この油圧制御装置は、オイルポンプ101、ライン圧調圧弁102、マニュアル弁104、変速制御弁106、調整圧切換弁108、変速モータ(ステップモータ)110、変速操作機構112、スロットル弁114、一定圧調圧弁116、電磁弁118、カップリング圧調圧弁120、ロックアップ制御弁122等を有しており、これらは互いに図示のように接続されており、また前進用クラッチ40、後進用ブレーキ50、フルードカップリング12、ロックアップ油室12a、駆動プーリシリンダ室20及び従動プーリシリンダ室32とも図示のように接続されている。これらの弁等についての詳細な説明は省略する。説明を省略した部分については前述の特願昭59-226706号に記載されている。なお、第3図中の各参照符号は次の部材を示す。ピニオンギア110a、タンク130、ストレーナ131、油路132、リリーフ弁133、弁穴134、

206a~b、スプリング208、油路209、フィルター211、オリフィス216、ポート222、ソレノイド224、プランジャ224a、スプリング225、弁穴230、ポート230a~e、スプール232、ランド232a~b、スプリング234、油路235、オリフィス236、弁穴240、ポート240a~h、スプール242、ランド242a~e、油路243、油路245、オリフィス246、オリフィス247、オリフィス248、オリフィス249、チョーク形絞り弁250、リリーフバルブ251、チョーク形絞り弁252、保圧弁253、油路254、クーラー256、クーラー保圧弁258、オリフィス259、切換検出スイッチ278。

第4図にステップモータ110及びソレノイド224の作動を制御する変速制御装置300を示す。変速制御装置300は、入力インターフェース311、基準パルス発生器312、CPU(中央処理装置)313、ROM(リードオンリメモ

特開昭62-113956(4)

り) 314、RAM(ランダムアクセスメモリ) 315及び出力インターフェース316を有しており、これらはアドレスバス319及びデータバス320によって連絡されている。この変速制御装置300には、エンジン回転速度センサー301、車速センサー302、スロットル開度センサー303、シフトポジションスイッチ304、タービン回転速度センサー305、エンジン冷却水温センサー306、ブレーキセンサー307及び切換検出スイッチ298からの信号が直接又は波形成形器308、309及び322、及びAD変換器310を通して入力され、一方増幅器317及び線317a~dを通してステップモータ110へ信号が出力され、またソレノイド224へも信号が出力されるが、これらについての詳細な説明は省略する。なお、説明を省略した部分の構成については、前述の特開昭59-226706号に記載されている。

第5~8図に変速制御装置300によって行われる制御内容を示す。このうちソレノイド224

(同810)、 $V_{s0} \leq V_{s1}$  のときには $\Delta V$ の値を0に設定し(同812)、ステップ816に進み、また $V_{s0} > V_{s1}$  のときには $\Delta V$ の値として $V_{s0} - V_{s1}$ の値を設定し(同814)、ステップ816に進む。 $\Delta V$ は速度の変化、すなわち加速度を示す値となる。ステップ816ではエンジン回転速度 $N_e$ 及びスロットル開度 $TH_1$ の値に基づいて、あらかじめ記憶させてあるエンジン性能のデータから補間法によりトルク値 $T_r$ を求める。次いで、ステップ818で車速 $V_s$ に基づいて駆動トルク $T_f$ を求める。駆動トルク $T_f$ としては車速 $V_s$ で平坦地を走行する場合の平坦地駆動トルクが設定されているが、これについても走行性能のデータから補間法により求められる。次いで、ステップ820で傾斜角度 $S$ の値として、 $C_1(C_2 \times i \times T_r - \Delta V \times C_0 - T_f)$ の値を演算する。次いで、ステップ822でスロットルが全閉であるかどうかを判断し、全閉でない場合には傾斜角度 $S$ の値に応じて変速パターンAを決定し(同824)、またスロットル

を制御することによるクラッチの完全締結制御及びフルードカップリング12のロックアップ制御については、前述の特開昭59-226706号に記載されたものと同様であるので説明を省略する。

第6~8図にはステップモータ制御ルーチンが示してある。ステップ602で実際の車速 $V_s$ が所定の小さい値 $V_0$ よりも大きい場合にはステップ624に進んでシフトポジションがDレンジにあるかどうかを判断し、Dレンジにある場合にはステップ802に進む。ステップ802では $V_{s1}$ の値として現在ルーチンよりも一回前のルーチンにおける $V_{s0}$ の値を設定し、次いでステップ804で $V_{s0}$ として現在のルーチンで読み込んだ車速 $V_s$ を設定する。次いで、同様にステップ806で $TH_1$ として現在のルーチンよりも一回前のルーチンにおける値 $TH_0$ を設定し、次いでステップ808で $TH_0$ として現在のルーチンにおける $TH$ を設定する。次いで、 $V_{s0}$ が $V_{s1}$ よりも大きいかどうかを判断し

全閉の場合には傾斜角度 $S$ の値に応じて変速パターンBを決定し(同826)、次いで変速パターンの検索を行ない(同828)、ステップ902に進む。変速パターンA及びBとしては、例えば第9図に示すように傾斜角度 $S$ に応じて $A_0 \sim A_n$ 、及び $B_0 \sim B_n$ が設定されている。変速パターンAは第10図に示すようにエンジン回転速度とスロットル開度とを関連づける。また変速パターンBは車速とエンジン回転速度とを第11図に示すように関連づける。

前述のステップ624でDレンジにはないと判断され、ステップ639でLレンジにあると判断された場合にはLレンジ変速パターンの検索を行ない、Rレンジにあると判断された場合にはRレンジ変速パターンの検索を行なう(同640)。前述のステップ828、ステップ628、及びステップ640からはステップ902に進むが、ステップ902以下の内容は特開昭60-42881号に記載されており、また本発明とは直接関連しないので、説明を省略する。なお、こ

のフローチャートでステップ604、906の $TH_1$ は小さなスロットル開度に相当する所定値であり、ステップ908の $V_1$ は低車速相当の所定値である。また、ステップ602からステップ604に進んだ場合の制御についても同様の理由で説明を省略する。

結局、ステップ802からステップ828までの制御によって次のような動作が行なわれることになる。エンジン回転速度 $N_e$ 及びスロットル開度 $TH_1$ からエンジンの実駆動トルク $T_r$ が算出され、またその時点の車速で平坦地を走行する場合に必要な平坦地駆動トルク $T_f$ が演算される(ステップ816及び818)。次いで、 $C_1$ ( $C_2 \times i \times T_r - \Delta V \times C_3 - T_f$ )を演算することにより傾斜角度 $S$ を算出する。この傾斜角度 $S$ に基づいて、スロットルが開いている場合にはAパターンが選択され、その変速パターンに基づいて変速比が制御される。変速パターンAは、第10図に示すようにスロットル開度に対応する目標制御エンジン(入力)回転速度が与えら

第2実施例は前述の第1実施例の第6図に示すステップ816~820をステップ817及び819に変更したものである。すなわち、ステップ817ではスロットル開度 $TH$ に対応して $N_e \times T_r$ を検索する。すなわち、第13図に示すようなパターンがあらかじめ作られており、これに基づいて $N_e \times T_r$ を検索する。次いで、ステップ819では $C_1$ ( $C_2 \times N_e \times T_r / V_s - \Delta V \times C_3 - T_f$ )を傾斜角度 $S$ の値として設定する。こうすることによって前述の第1実施例と同様の作用を得ることができる。なお、変速パターンAとして、パターンA<sub>0</sub>及びパターンA<sub>1</sub>のみを設定し、傾斜角度 $S$ の値に応じて補間法により中間のパターンを求めるようにすることもできる。変速パターンBについても同様である。

#### (第3実施例)

第14~16図に本発明の第3実施例を示す。この第3実施例は、第1実施例に対してステップ816とステップ818との間にステップ840

れており、また傾斜角度 $S$ に応じて $A_0 \sim A_1$ を選択することにより、傾斜角度にかかわらず同一スロットル開度ではほぼ同一の加速力が得られるように設定されている。また、スロットル全開の場合には、変速パターンBが選択され、これに基づいて変速制御が行なわれるが、変速パターンBは、車速に応じて目標制御エンジン(入力)回転速度が与えられており、また $B_0 \sim B_1$ を選択することにより、傾斜角度にかかわらず車速を一定、すなわち加速度をほぼ0とするようにあらかじめ設定されている。このようにこの実施例では変速パターンとして加速側及びコースティング側にそれぞれ複数種類用意してあり、算出される傾斜角度 $S$ に応じてパターンの切り換えが行なわれることになる。なお、パターン選択のハンチングが発生することを防止するために、パターン切り換えに用いる傾斜角度 $S$ の値の間にはヒステリシスが付けられている。

#### (第2実施例)

第12図に本発明の第2実施例を示す。この

及び842が挿入されていること、及びステップ822~828をステップ850~888に置き換えていること、だけが相違している。この第3実施例は登り坂に対してのみ第1実施例とほぼ同様の作用を行う。すなわち、傾斜角度 $S$ の値が基準となる $S_0$ よりも大きい場合には大きな変速比を設定したパワーパターンが選択されて十分な駆動トルクが得られ、傾斜角度 $S$ が $S_0$ よりも小さい場合には小さな変速比を設定したエコノミーパターンが選択される。なお、 $S_0$ の値は車速及びスロットル開度の増大に応じて減少するように設定される。これは駆動トルクの余裕がないときはパワーパターンを選択しやすくするためである。なお、ステップ862及び864は $S > S_0$ の状態が所定時間継続した場合にパワーパターンが選択されるようにして誤判断を防止するためのものである。また、ステップ870~882は、パワーパターンで走行中に短時間だけアクセルペダルを戻したときにはパワーパターンを維持するように作用するもので、ステップ

872のTH<sub>0</sub>及びステップ876のV<sub>0</sub>はそれぞれ低開度及び低車速（TH<sub>0</sub>及びV<sub>0</sub>よりは大きい）に相当する所定値である。

(ト) 発明の効果

以上説明してきたように、本発明によると、走行路面の傾斜角度に相当する値を算出し、この値に応じて変速パターンを自動的に変化させるようにしたので、登り坂における加速力及び下り坂におけるエンジブレーキ効果が常に最適な状態に制御される。また、車両の積載重量が変化した場合にも同様に加速力及びエンジブレーキ効果が変化するため運転性が大幅に向上する。また、記憶装置に入力するデータはエンジン性能に関するものだけでよくなり、データの入力作業が大幅に簡便化される。

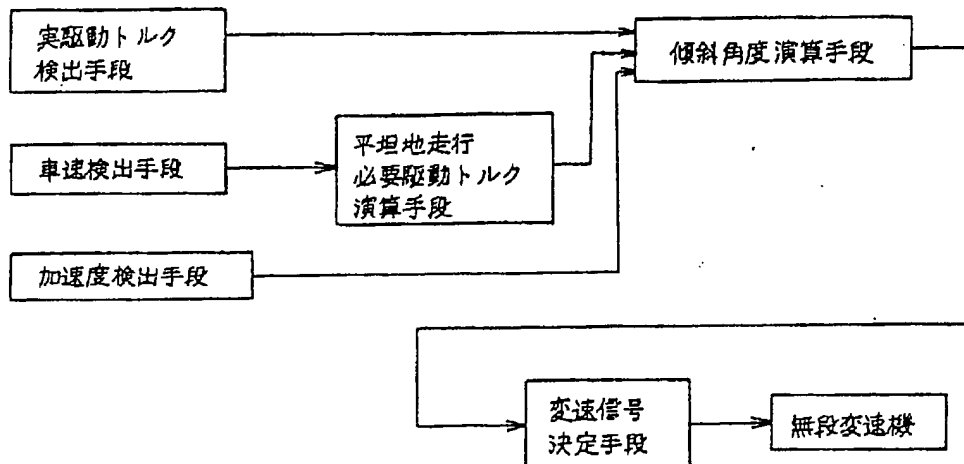
4. 図面の簡単な説明

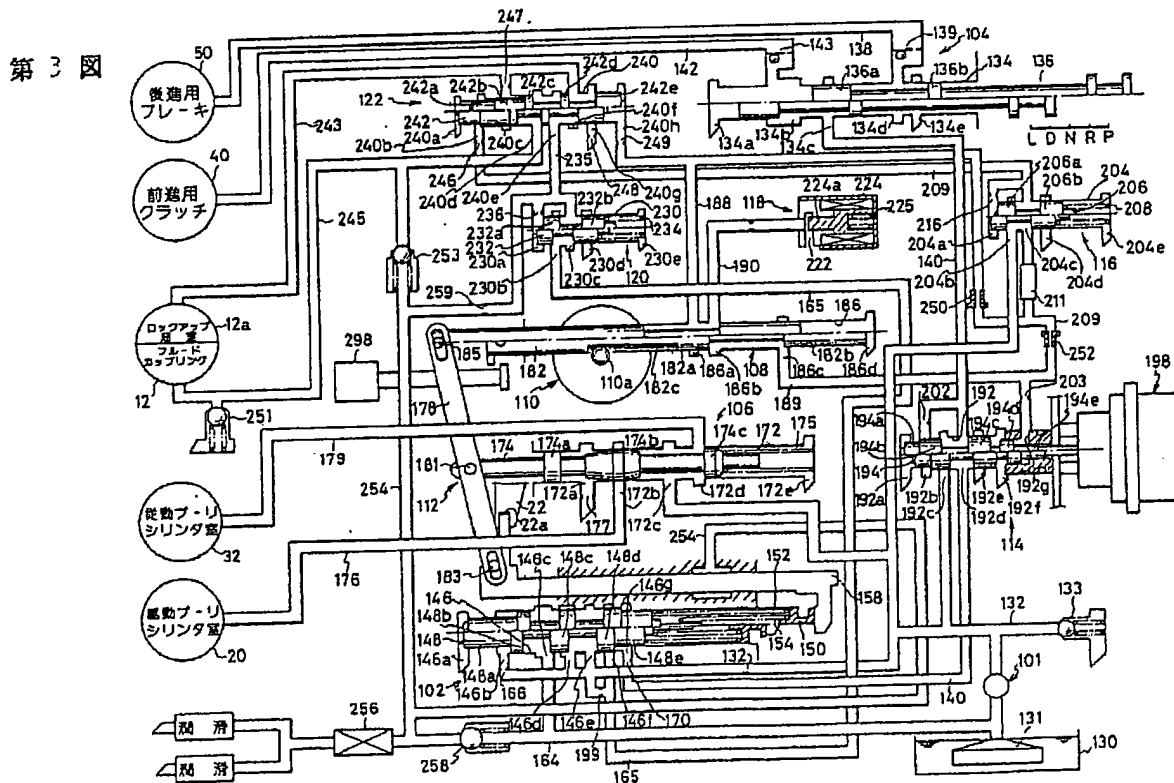
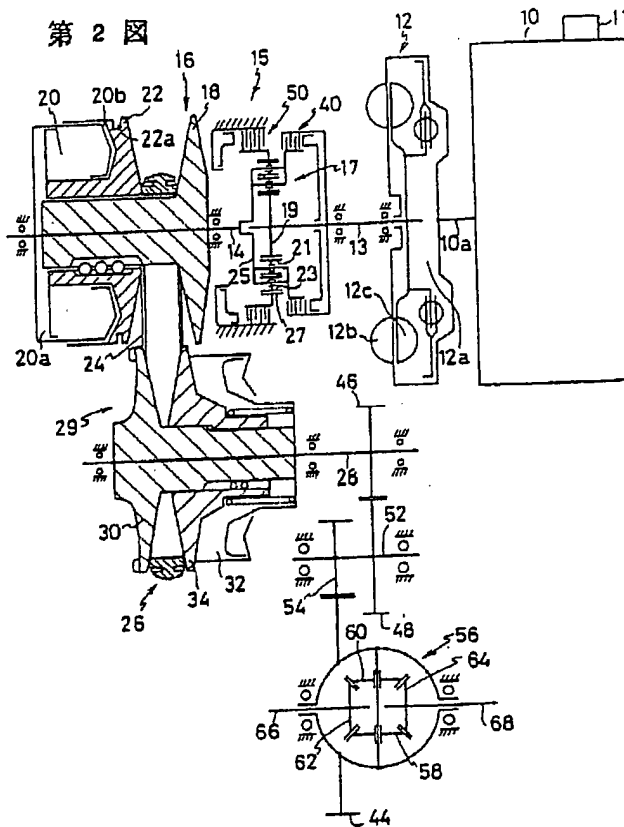
第1図は本発明の構成要素間の関係を示す図、第2図は無段変速機の骨組図、第3図は油圧制御装置を示す図、第4図は変速制御装置を示す図、第5、6、7及び8図は制御ルーチンを示す図、

第9図は傾斜角度に対する変速パターンの設定を示す図、第10図は変速パターンAを示す図、第11図は変速パターンBを示す図、第12図は本発明の第2実施例を示す図、第13図はスロットル開度に対するN<sub>e</sub>×T<sub>r</sub>の関係を示す図、第14、15及び16図は本発明の第3実施例の制御ルーチンを示す図である。

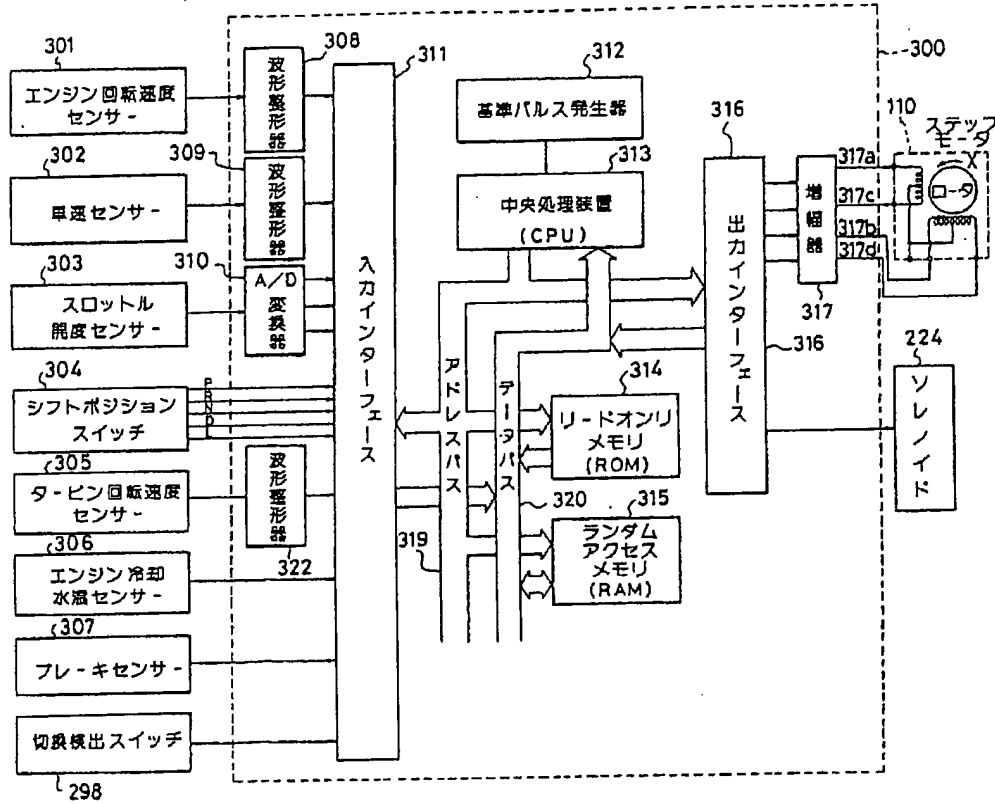
特許出願人 日産自動車株式会社  
代理人 弁理士 宮内利行

第 1 図

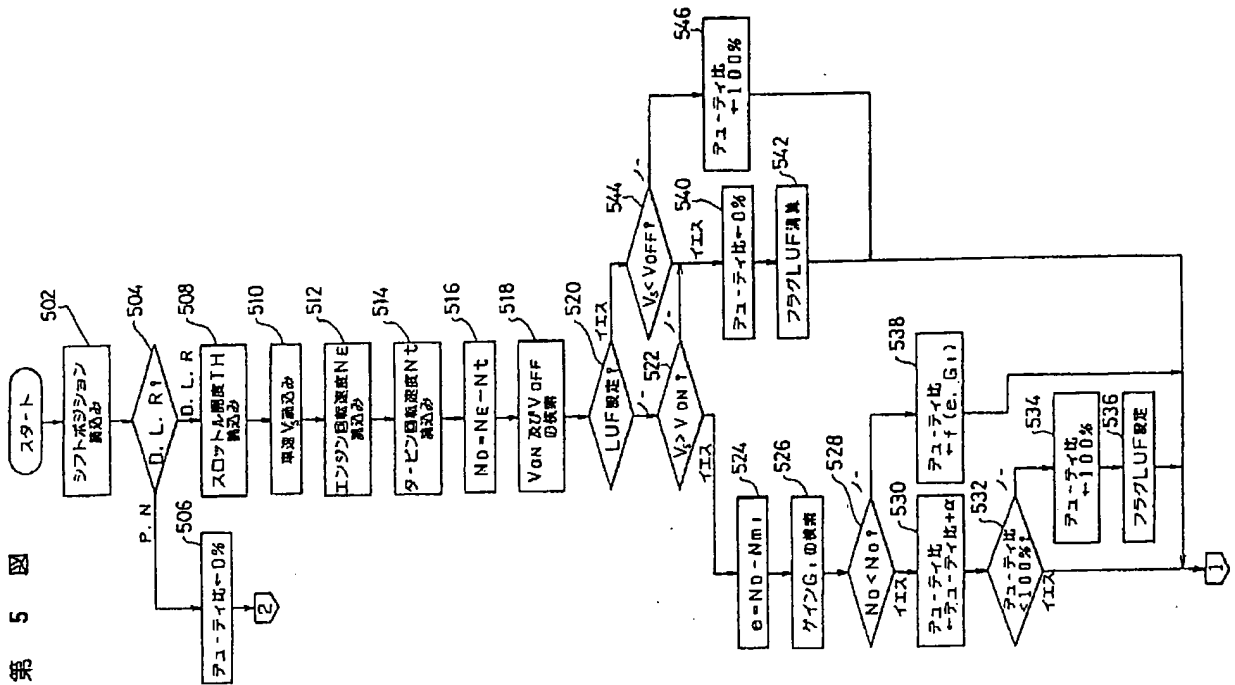




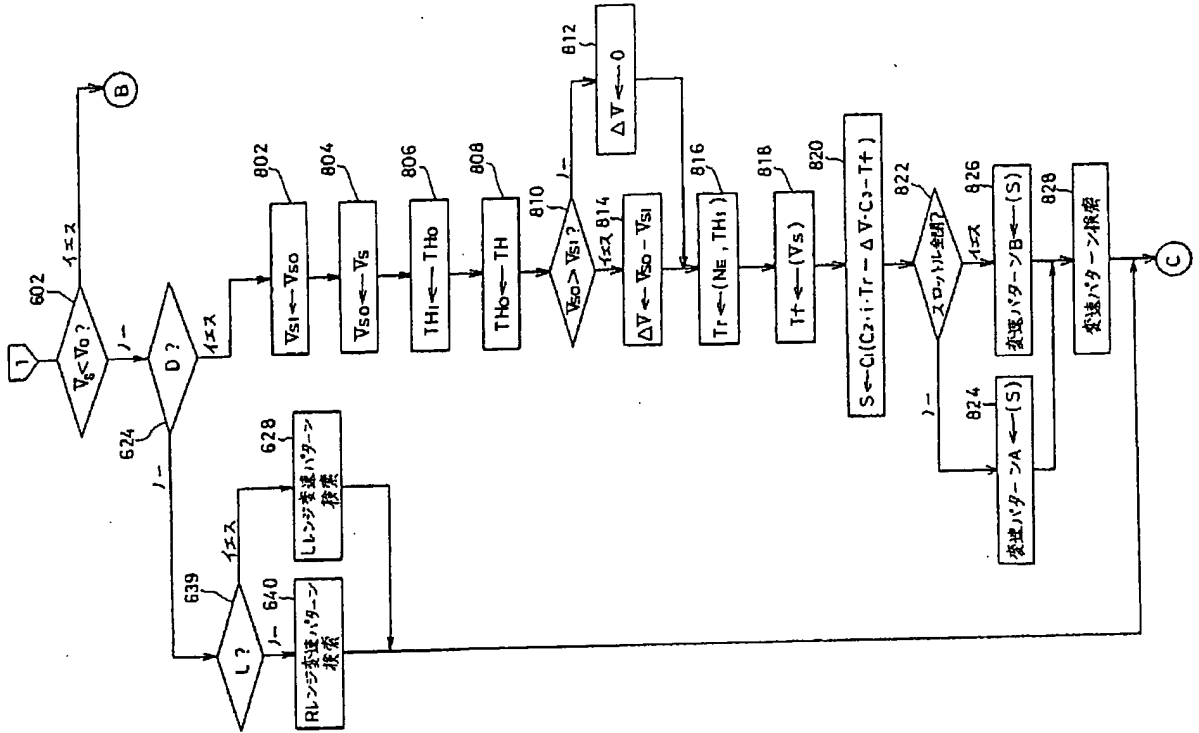
第4図



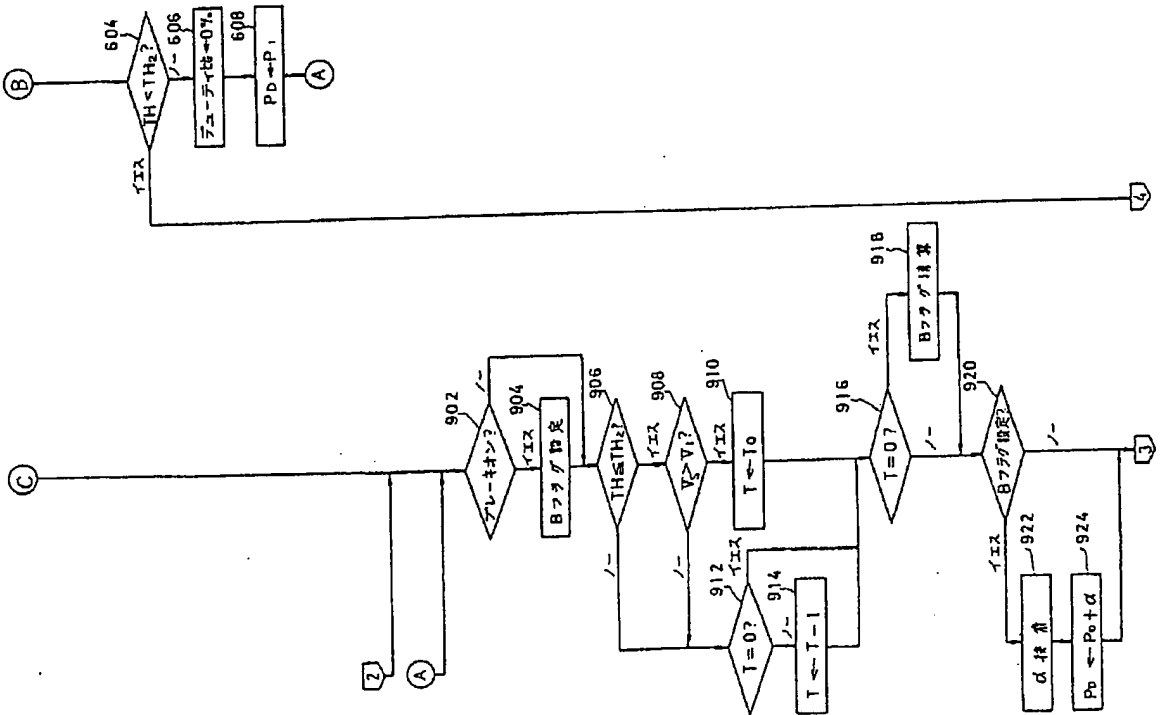
第5図



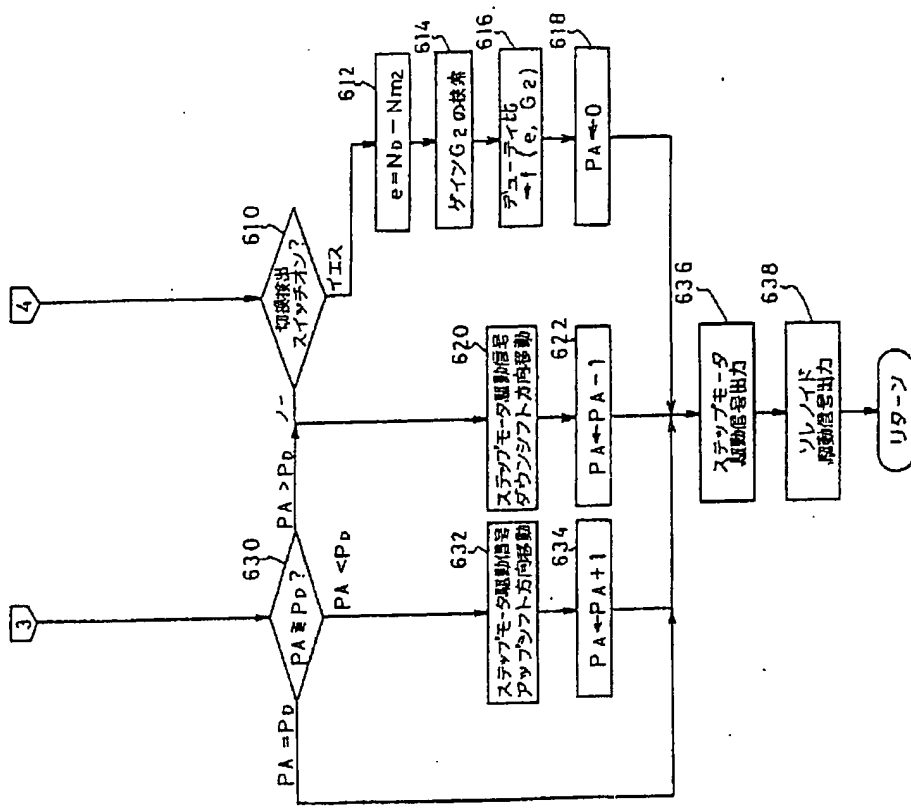
第6図



第7図



第 8 図

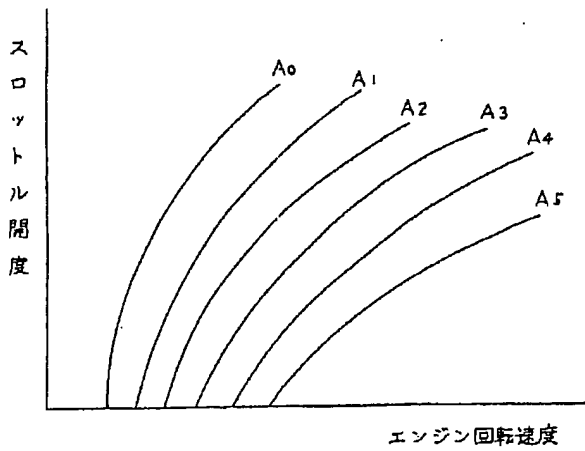


第 9 図

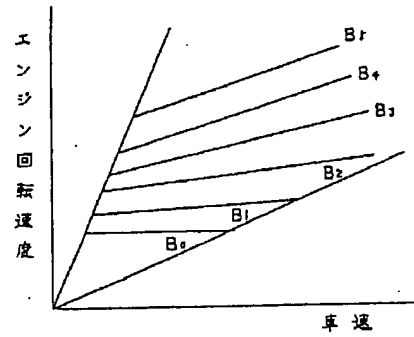
B <sub>5</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>0</sub>	
A <sub>0</sub>	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	A <sub>5</sub>	
-8	-6	-4	0	4	6	8

傾斜角度

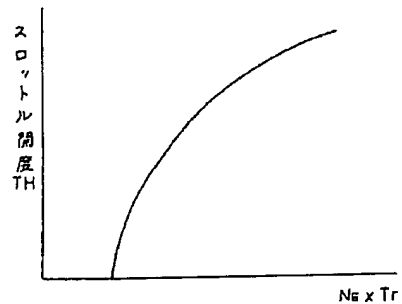
第 10 図



第 11 図

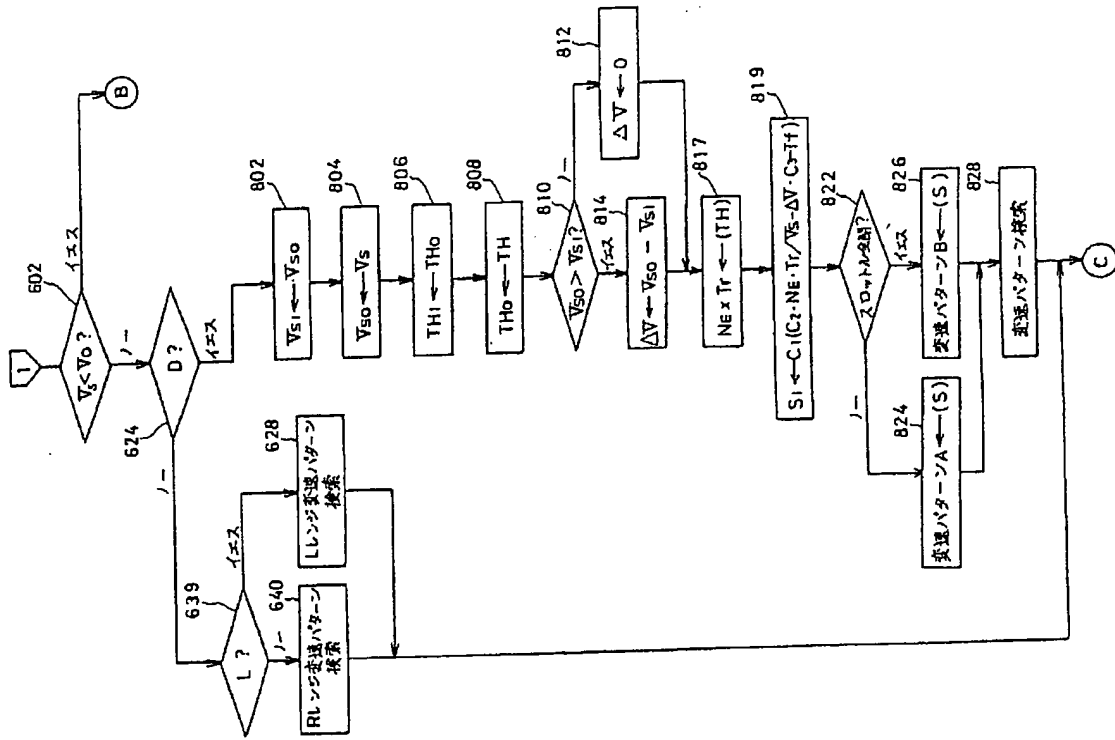


第 13 図

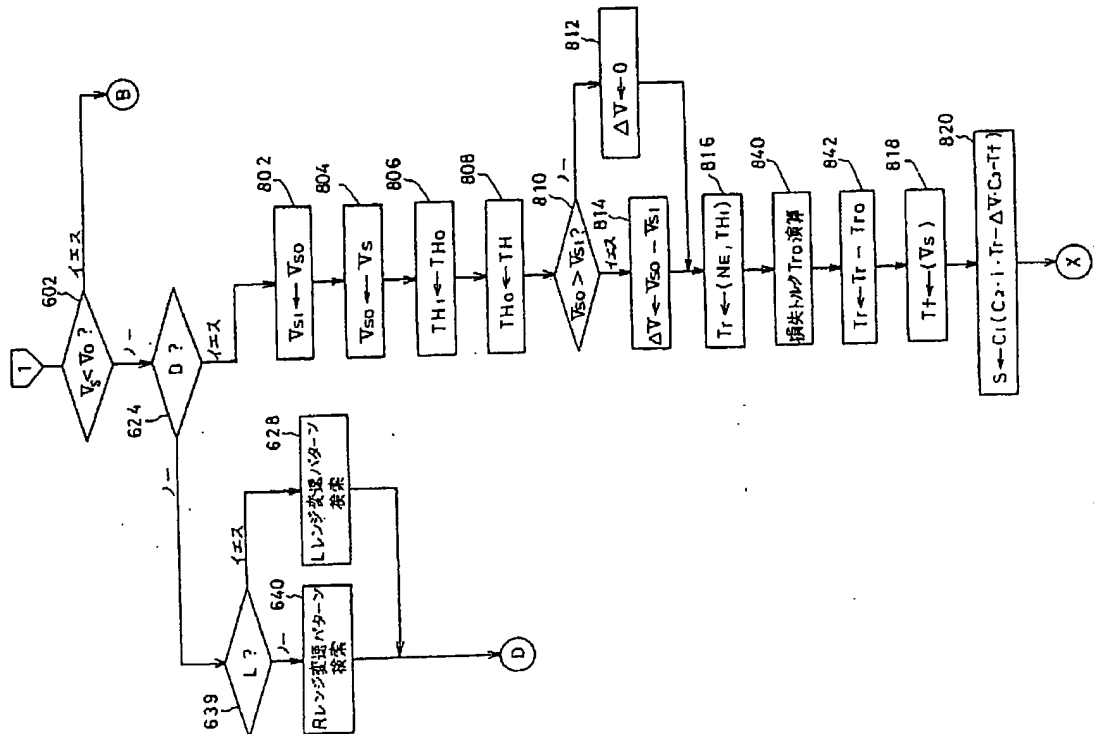




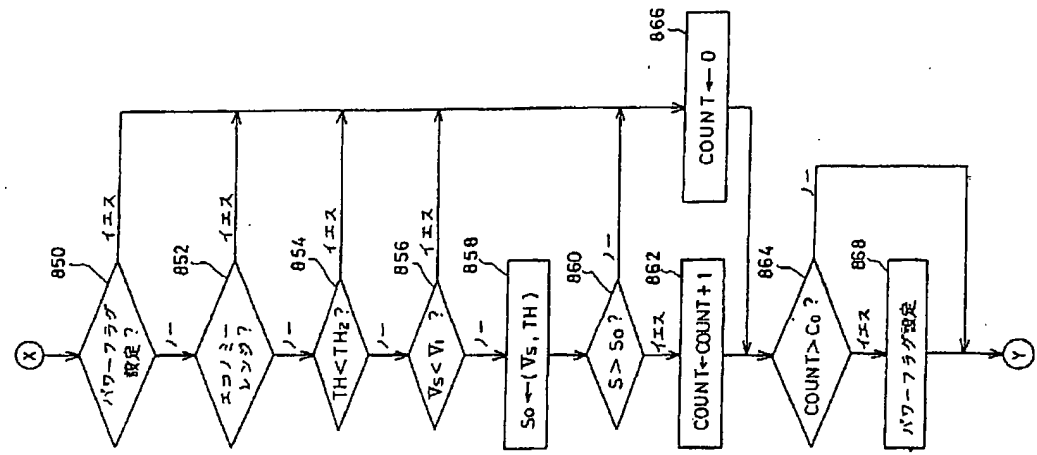
第12図



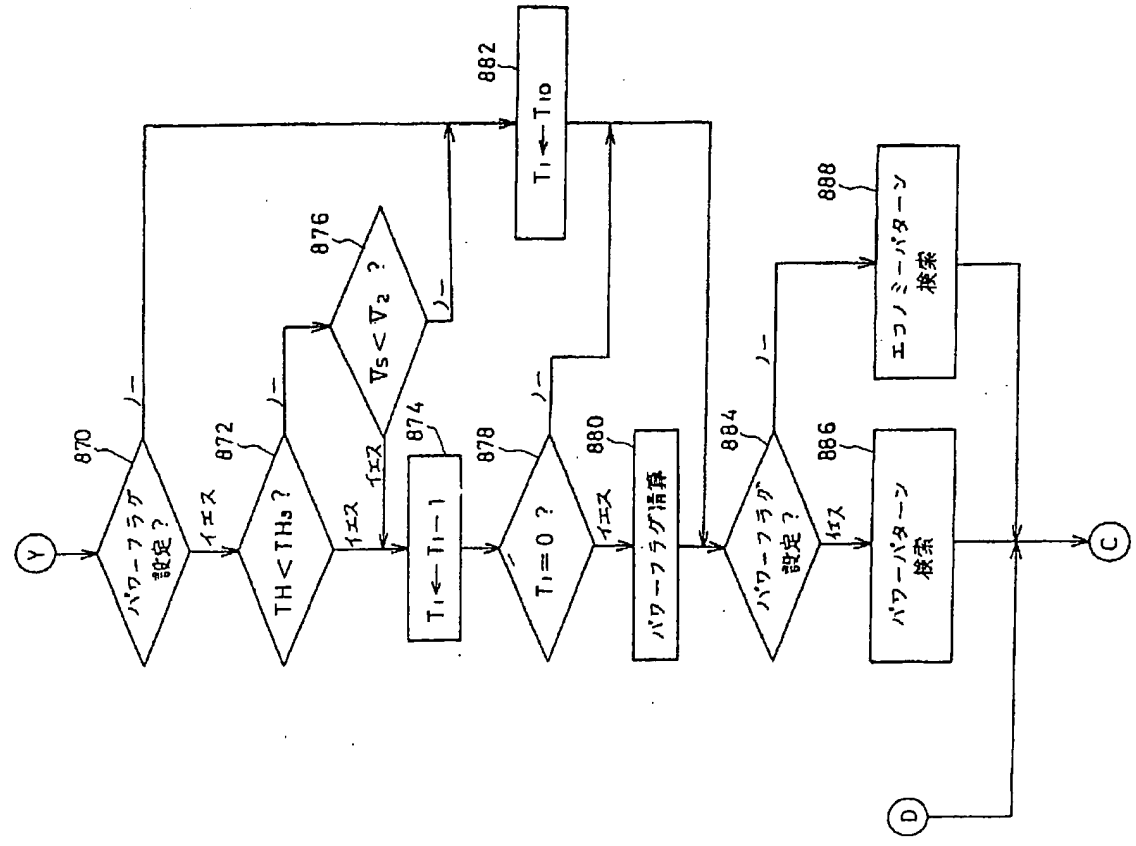
第14図



第15図



第16図



[Translation]

(19) Japanese Patent Office (JP)      (12) Official Gazette for Kokai Patent Applications (A)

(11) Japanese Patent Application Kokai Publication No. Sho 62-113956

(43) Kokai Publication Date: May 25, 1987

(51) Int. Cl.<sup>4</sup>                      Identification No.      JPO File No.

F 16 H 11/06

C-6608-3J

B 60 K 41/04

8108-3D

Examination Request: Not Filed Number of Inventions: 1 (total 12 pages [original])

(54) Title of the Invention: Control Device for Continuously Variable Transmission

(21) Application No.: Sho 60-253730

(22) Filing date: November 14, 1985

(72) Inventor: HISAMURA, Haruyoshi

c/o Nissan Motor Co. Ltd., No. 2 Muromachi, Kanagawa-ku, Yokohama-shi

(71) Applicant: Nissan Motor Co. Ltd.

No. 2 Muromachi, Kanagawa-ku, Yokohama-shi

(74) Agent: Noriyuki Miyauchi, Patent Attorney

## SPECIFICATION

### 1. Title of the Invention

Control Device for Continuously Variable Transmission

### 2. Claims

[Omitted]

### 3. Detailed Description of the Invention

#### (A) Industrial Field of Application

The present invention relates to a control device for a continuous variable transmission.

#### (B) Prior Art

The invention disclosed in JPA Sho 58-180864 can be cited as a representative example of a control device for continuously variable transmissions used heretofore. This control device for continuously variable transmissions calculates the actual acceleration from changes in the vehicle speed, compares a specified comparison standard acceleration and the actual acceleration, and if the actual acceleration is smaller, orders a corrected shift ratio that is greater than the standard shift ratio when the actual acceleration is not smaller. By this means, when the vehicle is in a driving state where the drive torque is insufficient, such as when climbing a slope, by increasing the shift ratio the engine rotational speed can be increased, so that a good driving sensation can be obtained without selecting in the L range.

#### (C) Problems the Invention Is to Solve

Nevertheless, since such prior control devices for continuously variable transmissions are constituted so as to compare a comparison standard acceleration and the actual acceleration, there is a problem that the comparison standard acceleration data expands, making preparation and processing of the data difficult and impractical. More specifically, in order to obtain the optimal driving state on roads having various angles of inclination, it is necessary to set the standard comparison acceleration for each of many finely divided angles of inclination and to set the shift command signal that is determined by the vehicle speed and throttle opening so as to correspond therewith, and an extremely large amount of data is necessary in order to perform control with good precision. In order to create such data, the optimal value must be determined

by actual testing and calculation of the slope, requiring extensive labor. The object of the present invention is to solve such problems.

#### (D) Means Used to Solve the Problems

The present invention solves the aforementioned problems by calculating the slope of inclined roads while driving by means of calculation from engine performance data and determines a shifting signal in accordance therewith. Specifically, the continuously variable transmission control device according to the present invention comprises an actual drive torque detecting means, which detects the actual drive torque generated on the output side of the variable transmission, a vehicle speed detecting means, which detects the traveling speed of the vehicle, an acceleration detecting means, which detects the actual acceleration of the vehicle, a flatland traveling required drive torque calculating means, which calculates the flatland drive torque required when traveling on a flat surface at the detected vehicle speed, a slope calculating means, which calculates the slope of the road based on the actual drive torque detected by the actual drive torque detector, the flatland drive torque calculated by the flatland traveling required drive torque calculating means, and the actual acceleration of the vehicle detected by the acceleration detecting means, and a shift signal deciding means, which decides the shift ratio to be controlled or input rotational speed to be controlled based on the slope calculated by the slope calculating means.

#### (E) Operation

The slope calculated by the slope calculating means corresponds to the slope of the road on which the vehicle is actually traveling. In other words, the difference between the actual drive torque detected by the actual drive torque detecting means and the flatland drive torque calculated by the flatland traveling required drive torque calculating means, i.e., the torque margin (or insufficient torque), is calculated and the slope is calculated from the difference between this and the actual acceleration of the vehicle (more precisely, the torque obtained from this acceleration). By controlling the shift pattern in accordance with the slope thus obtained, it is possible to obtain the required drive torque in accordance with the uphill slope, and in the case of a downhill slope to obtain an appropriate engine-brake effect. For example, in the case of an uphill slope, the shift ratio is set at a larger value as the calculated slope increases. In the case of a downhill slope, the shift ratio is set at a larger value as the calculated slope increases.

#### (F) Working Examples

Figure 2 shows a power transfer mechanism of a continuously variable transmission. This continuously variable transmission comprises a fluid coupling 12, a forward and reverse switching mechanism 15, a V-belt type continuously variable transmission 29, a differential apparatus 56, and the like. The rotation of an output shaft 10a of the engine 10, which is equipped with a fuel cut device 11, can be transferred to output shafts 66 and 68 at a specified shift ratio and rotational direction. The fuel cut device 11 is an apparatus for preventing the feeding of fuel in specified driving status, i.e., when the engine rotational speed (or vehicle speed) exceeds a specified value and the throttle is completely closed. This continuously variable transmission comprises a fluid coupling 12 (having a lockup oil chamber 12a, a pump impeller 12b, a turbine runner 12c, etc.), rotary shaft 13, drive shaft 14, forward/reverse switching mechanism 15, drive pulley 16 (comprising a fixed conical plate 18, drive pulley cylinder chambers 20 (chambers 20a and 20b), a movable conical plate 22, a channel 22a, etc.), a planetary gear mechanism 17 (comprising a sun gear 19, pinion gear 21, pinion gear 23, pinion carrier 25, internal gear 27, etc.), a V-belt 24, a slave pulley 26 (comprising a fixed conical plate 30, slave pulley cylinder chamber 32, movable conical plate 34, etc.), a slave shaft 28, a forward clutch 40, a drive gear 46, and idle gear 48, a reverse brake 50, and idle shaft 52, a pinion gear 54, a final gear 44, a pinion gear 58, a pinion gear 60, a side gear 62, a side gear 64, an output shaft 66, an output shaft 68, and other parts, but detailed explanation thereof is omitted. The constitution of these parts of which discussion is omitted here is described in Japanese Patent Application Sho 59-226706, which was filed by the present inventor.

Figure 3 shows a hydraulic control apparatus of the continuously variable transmission. This hydraulic control apparatus comprises an oil pump 101, line pressure adjustment valve 102, manual valve 104, shift control valve 106, adjustment pressure switching valve 108, shifting motor (step motor) 110, shifting operation mechanism 112, while valve 114, fixed pressure adjustment valve 116, solenoid 118, coupling pressure adjustment valve 120, lockup control valve 122, and the like. These are interconnected as shown in figure and are also connected with the clutch 40, reverse brake 50, fluid coupling 12, lockup oil chamber 12a, drive pulley cylinder chamber 20, and slave pulley cylinder chamber 32, as shown in figure. The detailed explanation of these valves and the like is omitted. The parts of which discussion is omitted here are described in the aforementioned Japanese Patent Application Sho 59-226706. The reference numerals in Figure 3 refer to the following members: pinion gear 110a, tank 130, strainer 131,

oil passage 132, relief valve 133, valve hole 134, ports 134a-e, spool 136, lands 136a-b, oil passage 138, one-way orifice 139, oil passage 140, oil passage 142, one-way orifice 143, valve hole 146, ports 146a-g, spool 148, lands 148a-e, sleeve 150, spring 152, spring 154, pressure member 158, oil passage 164, oil passage 165, orifice 166, orifice 170, valve hole 172, ports 172a-e, spool 174, lands 174a-c, spring 175, oil passage 176, orifice 177, lever 178, oil passage 179, pin 181, rod 182, lands 182a-b, rack 182c, pin 183, pin 185, valve hole 186, ports 186a-d, oil passage 188, oil passage 189, oil passage 190, valve hole 192, ports 192a-g, spool 194, lands 194a-e, negative pressure diaphragm 198, orifice 199, orifice 202, orifice 203, valve hole 204, ports 204a-e, spool 206, lands 206a-b, spring 208, oil passage 209, filter 211, orifice 216, port 222, solenoid 224, plunger 224a, spring 225, valve hole 230, ports 230a-e, spool 332, lands 332a-b, spring 234, oil passage 235, orifice 236, valve hole 240, ports 240a-b, spool 242, lands 242a-e, oil passage 243, oil passage 245, orifice 246, orifice 247, orifice 248, orifice 249, choke type throttle valve 252, pressure keeping valve 253, oil passage 254, cooler 256, cooler pressure keeping valve 258, orifice 259 and changeover detecting switch 278.

Figure 4 shows a shift controller 300, which controls the operation of the step motor 110 and solenoid 224. The shift controller 300 includes an input interface 311, a standard pulse generator 312, a CPU (central processing unit) 313, a ROM (read-only memory) 314, a RAM (random access memory) 315 and an output interface 316, and these are linked by means of an address bus 319 and data bus 320. In this shift controller 300, from an engine rotational speed sensor 301, vehicle speed sensor 302, throttle opening sensor 303, shift position switch 304, turbine rotational speed sensor 305, engine cooling water temperature sensor 306, brake sensor 307 and changeover detecting switch 298 are input via direct or waveform fabricators 308, 309 and 322 and an AD converter 310, pass through an amplifier 317 and lines 317a-d, and are output to the step motor 110 or to the solenoid 224. Detailed description of these matters is omitted here, but a detailed description of the parts explanation of which has been omitted may be found in the aforementioned Japanese Patent Application Sho 59-226706.

The content of the control process performed by the shift controller 300 is shown in Figures 5 through 8. The complete conclusive control process of the clutch and the lockup control process of the fluid coupling 12 by means that the solenoid 224 is likewise described in the aforementioned Japanese Patent Application Sho 59-226706, and is omitted here.

Figures 6 through 8 illustrate the step motor control routine. In step 602, if the actual vehicle speed  $V_s$  is greater than a specified small value  $V_0$ , then the routine advances to step 624, it is determined whether the shift position is in the D range, and if it is in the D range, the routine advances to step 802. In step 802, the value of  $V_{s0}$ , in the immediately preceding routine from the present routine is set as the value of the  $V_{s1}$ , and next, in step 804, the vehicle speed  $V_s$  which has been read in the current routine is set as  $V_{s0}$ . Next, similarly in step 806, the value  $TH_0$  in the routine immediately previous to the current routine is set as  $TH_1$ , and in the following step 808,  $TH$  in the present routine is set as  $TH_0$ . Next, it is determined whether  $V_{s0}$  is larger than  $V_{s1}$  (step 810), and if  $V_{s0} \geq V_{s1}$ , then the value of  $\Delta V$  is set at 0 (step 812), and the routine advances to step 816. If  $V_{s0} < V_{s1}$ , then the value of  $\Delta V$  is set at the value of  $V_{s0} - V_{s1}$  (step 814), and the routine advances to step 816.  $\Delta V$  represents the change in the vehicle speed i.e., the value of acceleration. In step 816, based on the values of the engine rotational speed  $N_E$  and the throttle opening  $TH_1$ , the torque value  $Tr$  is obtained by interpolation from previously stored data on engine performance. Next, in step 818, the drive torque  $Tf$  is calculated based on the vehicle speed  $V_s$ . The flatland drive torque is set as the drive torque at traveling on a flat surface at the vehicle speed  $V_s$ , but this value can also be obtained from the running performance data by interpolation. Next, in step 820, the value of  $C_1$  ( $C_2 \times i \times Tr - \Delta V \times C_3 - Tf$ ) is calculated as the value of the slope  $S$ . Next, in step 822, it is determined whether the throttle is completely closed, and if it is not completely closed, a shift pattern A is determined in accordance with the value of the slope  $S$  (step 824), and if the throttle is completely closed, a shift pattern B is determined in accordance with the value of the slope  $S$  (step 826). Shift pattern retrieval is next performed (step 828), and the procedure then advances to step 902. As shift patterns A and B, for example,  $A_0$ - $A_5$  and  $B_0$ - $B_5$  can be set in accordance with the slope  $S$ , is shown in Figure 9. The engine rotational speed and throttle opening are correlated, as shown in Figure 10. Additionally, the shift pattern B is correlated as shown in Figure 11 with the engine rotational speed.

If it is determined in step 624 described above that the shift position is not in D range, then in step 639, if it is determined that the position is in the L range, retrieval of L range shift pattern is performed, and if the position is determined to be in the R range, then R range shift patterns are retrieved (step 640). The routine then advances from the above-described step 828, step 628 and step 640 to step 902, but the contents of step 902 and subsequent steps are described in Japanese Patent Application Sho 60-42881 and are not directly relevant to the present invention, so



explanation thereof is omitted. In this flowchart,  $TH_2$  of steps 604 and 906 is a specified value corresponding to a small throttle opening, and  $V_1$  in step 908 is a specified value corresponding to a low vehicle speed. Description of the control process when proceeding from step 602 to step 604 is omitted for similar reasons.

Ultimately, following operation is effected by the control procedure from step 822 to step 828. The actual torque  $Tr$  of the engine is calculated from the engine rotational speed  $N_E$  and the throttle opening  $TH_1$ , and the flatland drive torque  $Tf$  required in the case of driving on a flat road at the vehicle speed at that point in time is calculated (steps 816 and 818). Next, the slope  $S$  is calculated by computation of  $C_1 (C_2 \times i \times Tr - \Delta V \times C_3 - Tf)$ . Based on this slope  $S$ , if the throttle is open, then pattern A is selected in the shift ratio is adjusted based on this shift pattern. The shift pattern A provides a target control engine (input) rotational speed corresponding to the throttle opening, as shown in Figure 10, and by selecting  $A_0$ - $A_S$  in accordance with this slope  $S$ , setting can be performed so that nearly the same acceleration is obtained at the same throttle opening irrespective of the slope. If the throttle is completely closed, then the shift pattern B is selected, and shift control is performed based thereon. The shift pattern B provides a target control engine (input) rotational speed in accordance with the vehicle speed and by selecting  $B_0$ - $B_S$  in accordance, the vehicle speed can be fixed, i.e., can be set in advance so that acceleration is roughly 0, irrespective of the slope. Thus, in this working example multiple types of shift patterns can be prepared on both the acceleration and coasting sides, and the patterns can be switched in accordance with the calculated slope  $S$ . In order to prevent the occurrence of hunting in the pattern selection, hysteresis is provided between the values of the slope  $S$  used in pattern switching.

(Working Example 2)

Working Example 2 of the present invention is shown in Figure 12. In this second working example, the steps 816 through 820 shown in Figure 6 in Working Example 1 are changed to steps 817 and 819. Described specifically, in step 817  $N_E \times Tr$  is retrieved corresponding to the throttle opening  $TH$ . In other words, a pattern similar to that shown in Figure 13 is prepared in advance and  $N_E \times Tr$  is retrieved based on this pattern. Next, in step 819,  $C_1 (C_2 \times N_E \times Tr / V_s - \Delta V \times C_3 - T_s)$  is set as the slope  $S$ . By this means, a similar action can be obtained as that described in Working Example 1 above. Here, only pattern  $A_0$  and pattern  $A_S$  are set as the shift

pattern A, and intermediate patterns can be obtained by interpolation in accordance with the value of the slope S. The same is true with respect to the shift pattern B.

(Working Example 3)

Working Example 3 of the present invention is shown in Figures 14 through 16. This third working example differs from Working Example 1 merely in the fact that steps 840 and 842 are inserted between step 816 and step 818 and steps 822 through 828 are replaced by steps 850 through 888. This third working example performs a nearly similar operation to that of Working Example 1 only with respect to uphill slopes. Specifically, if the value of the slope S is greater than a standard value  $S_0$ , then a sufficient drive torque is obtained by selecting a power pattern in which a large shift ratio is set, and if the slope S is smaller than  $S_0$ , an economy pattern is selected in which the shift ratio is set so as to be small. This is in order to facilitate selection of a power pattern when the drive torque is insufficient. Steps 682 and 684 are so that a power pattern will be selected for preventing a misjudgment when the condition of  $S > S_0$  has continued for more than a specified length of time. In addition, steps 870 through 882 are performed in order to maintain a power pattern when depression of the accelerator pedal has been resumed for a short period of time during driving in a power pattern, and  $TH_3$  in step 872 and  $V_2$  in step 876 are set values corresponding to the low opening and low vehicle speed (greater than  $TH_2$  and  $V_0$ ).

(G) Effects of the Invention

As explained above, by means of the present invention, since the value corresponding to the slope of the road on which the vehicle is driving is calculated and the shift pattern is automatically changed in accordance with this value, the accelerating power on uphill slopes and the engine brake effect on downhill slopes can always be controlled to optimal conditions. In addition, since the accelerating force and engine brake effect likewise change when the loaded vehicle weight changes, drivability is greatly improved. Moreover, since data that is stored in the memory device need only be data concerning the engine performance, the data input operation is greatly simplified.

4. Brief Explanation of the Drawings.

Figure 1 is a diagram showing the relationship between the constituent elements of the present invention, Figure 2 is a schematic drawing of a day continuously variable transmission, Figure 3 is a diagram showing the hydraulic control apparatus therein, Figure 4 is a diagram

showing a shift controller, Figures 5, 6, 7 and 8 are diagrams showing control routines, Figure 9 is a diagram showing the setting of a shift pattern corresponding to slope, Figure 10 is a diagram showing shift pattern A, Figure 11 is a diagram showing shift pattern B, Figure 12 is a diagram showing Working Example 2 of the present invention, Figure 13 is a diagram showing the relationship of  $NE \times Tr$  to the throttle opening, and Figures 14, 15 and 16 are diagrams showing a control routine in Working Example 3 of the present invention.

Applicant: Nissan Motor Co. Ltd.

Agent: Noriyuki Miyauchi, Patent Attorney

**Figure 1**

Actual drive torque detecting means

Slope calculating means

Vehicle speed detecting means

Flatland traveling required drive torque calculating means

Acceleration detecting means

Shift signal determining means

Continuously variable transmission

**Figure 3**

50: reverse brake

40: forward clutch

12a: lockup oil chamber.

12: fluid coupling

32: slave pulley cylinder chamber

20: drive pulley cylinder chambers

lubrication

lubrication

**Figure 4**

- 301: engine rotational speed sensor
- 302: vehicle speed sensor
- 303: throttle opening sensor
- 304: shift position switch
- 305: turbine rotational speed sensor
- 306: engine cooling water temperature sensor
- 307: brake sensor
- 298: changeover detecting switch
- 308, 309 and 322: waveform fabricators
- 310: AD converter
- 311: input interface
- 312: standard pulse generator
- 313: central processing unit (CPU)
- 314: read-only memory (ROM)
- 315: random access memory (RAM)
- 316: output interface
- 319: address bus 319
- 320: data bus 320
- 317: amplifier
- 110: step motor
- 224: solenoid

**Figure 5**

START

502: read shift position

504: D. L. R?

506: duty ratio  $\leftarrow 0\%$

508: read throttle opening TH

510: read vehicle speed VS

512: read engine rotational speed  $N_E$

514: read turbine rotational speed  $N_t$

516:  $N_D = N_E - N_T$

518: retrieve  $V_{ON}$  and  $V_{OFF}$

520: LUF set?            Yes

          No

522:  $V_s > V_{ON}$ ?        No

          Yes

524e =  $N_D - N_{m1}$

526: retrieve gain  $G_1$

528:  $N_D < N_0$ ?            No

          Yes

530: duty ratio  $\leftarrow$  duty ratio +  $\alpha$

532: duty ratio < 100%?            No

          Yes

534: duty ratio  $\leftarrow$  100%

536: set flag LUF

538: duty ratio  $\leftarrow f(e, G_1)$

540: duty ratio  $\leftarrow 0\%$

542: clear flag LUF

544:  $V_s < V_{OFF}$ ?            No

          Yes

546: duty ratio  $\leftarrow$  100%

**Figure 6**

602:  $V_s < V_0$ ? Yes  
No  
624: D?  
No Yes  
639: L? Yes  
No  
628: retrieve L range shift pattern  
640: retrieve R range shift pattern  
802:  $V_{S1} \leftarrow V_{S0}$   
804:  $V_{S0} \leftarrow V_S$   
806:  $TH_1 \leftarrow TH_0$   
808:  $TH_0 \leftarrow TH$   
810:  $V_{S0} > V_{S1}$ ? No  
Yes  
812:  $\Delta V \leftarrow 0$   
814:  $\Delta V \leftarrow V_{S0} - V_{S1}$   
816:  $Tr \leftarrow (N_E, TH_1)$   
818:  $Tf \leftarrow (V_S)$   
820:  $S \leftarrow C_1 (C_2 \times i \times Tr - \Delta V \times C_3 - Tf)$   
822: throttle fully open?  
No Yes  
824: shift pattern A  $\leftarrow (S)$   
826: shift pattern B  $\leftarrow (S)$   
828: retrieve shift pattern

**Figure 7**

604:  $TH < TH_2$

Yes No

606: duty ratio  $\leftarrow \theta\%$

608:  $P_D \leftarrow P_1$

902: brake on? No

Yes

904: B flag set

906:  $TH \leq TH_2?$

No Yes

908:  $V_s \leq V_1?$

No Yes

910:  $T \leftarrow T_0$

912:  $T = 0?$  Yes

No

914:  $T \leftarrow T-1$

916:  $T = 0?$  Yes

No

918: clear B flag

920: B flag set?

Yes No

922: retrieve  $\alpha$

924:  $PD \leftarrow PD + \alpha$



**Figure 8**

610: changeover detecting switch on?  
No                    Yes  
612:  $e = N_D - Nm_2$   
614: retrieve gain  $G_2$   
616: duty ratio  $\leftarrow f(e, G_2)$   
618:  $P_A \leftarrow 0$   
620: move step motor drive signal in downshift direction  
622:  $P_A \leftarrow P_A - 1$   
630:  $P_A \geq P_D?$   
632: move step motor drive signal in upshift direction  
634:  $P_A \leftarrow P_A + 1$   
636: step motor drive signal output  
638: solenoid drive signal output  
      return

**Figure 9**

[See original for graph]  
Slope

**Figure 10**

[vertical axis] throttle opening  
[horizontal axis] engine rotational speed

**Figure 11**

[vertical axis] engine rotational speed  
[horizontal axis] vehicle speed

**Figure 13**

[vertical axis] throttle opening  
[horizontal axis]  $N_E \times T_R$

**Figure 12**

602:  $V_S < V_0$ ? Yes  
No  
624: D?  
No Yes  
639: L? Yes  
No  
628: retrieve L range shift pattern  
640: retrieve R range shift pattern  
802:  $V_{S1} \leftarrow V_{S0}$   
804:  $V_{S0} \leftarrow V_S$   
806:  $TH_1 \leftarrow TH_0$   
808:  $TH_0 \leftarrow TH$   
810:  $V_{S0} > V_{S1}$ ? No  
Yes  
812:  $\Delta V \leftarrow 0$   
814:  $\Delta V \leftarrow V_{S0} - V_{S1}$   
817:  $Tr \leftarrow (TH)$   
819:  $S \leftarrow C_1 (C_2 \times i \times Tr/V_S - \Delta V \times C_3 - Tf)$   
822: throttle fully open?  
No Yes  
824: shift pattern A  $\leftarrow (S)$   
826: shift pattern B  $\leftarrow (S)$   
828: retrieve shift pattern

**Figure 14**

602:  $V_s < V_0$ ? Yes  
No  
624: D?  
No Yes  
639: L? Yes  
No  
628: retrieve L range shift pattern  
640: retrieve R range shift pattern  
802:  $V_{S1} \leftarrow V_{S0}$   
804:  $V_{S0} \leftarrow V_S$   
806:  $TH_1 \leftarrow TH_0$   
808:  $TH_0 \leftarrow TH$   
810:  $V_{S0} > V_{S1}$ ? No  
Yes  
812:  $\Delta V \leftarrow 0$   
814:  $\Delta V \leftarrow V_{S0} - V_{S1}$   
816:  $Tr \leftarrow (N_E, TH_1)$   
840: Calculate torque loss  $Tr_0$   
842:  $Tr \leftarrow Tr - Tr_0$   
818:  $Tf \leftarrow (V_S)$   
820:  $S \leftarrow C_1 (C_2 \times i \times Tr - \Delta V \times C_3 - Tf)$

**Figure 15**

850: power flag set? Yes  
No  
852: economy range? Yes  
No  
854:  $TH < TH_2$ ? Yes  
No  
856:  $V_S < V_1$ ? Yes  
No  
858:  $S_0 \leftarrow (V_S, TH)$   
860:  $S > S_0$ ? No  
Yes  
862:  $COUNT \leftarrow COUNT + 1$   
864:  $COUNT > C_0$ ? No  
Yes  
866:  $COUNT \leftarrow 0$   
868: set power flag

**Figure 16**

870: power flag set?	No
Yes	
872: $TH < TH_3$ ?	No
Yes	
874: $T_1 \leftarrow T_1 - 1$	
876: $V_s < V_2$ ?	
Yes	No
No	
878: $T_1 + 0$ ?	No
Yes	
880: clear power flag	
882: $T_1 < T_{10}$	
884: power flag set?	No
Yes	
886: retrieve power pattern	
888: retrieve economy pattern	

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT OR DRAWING
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- GRAY SCALE DOCUMENTS
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

DI

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-082260  
 (43)Date of publication of application : 26.03.1999

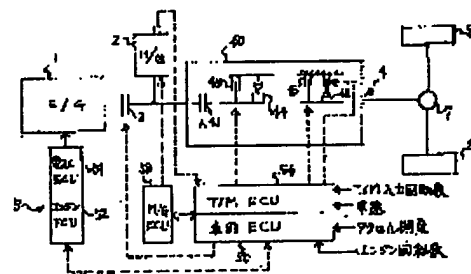
(51)Int.Cl. F02N 11/04  
 B60K 41/02  
 F02B 61/00  
 F02D 29/02  
 F16H 59/74  
 F16H 61/02  
 // B60L 11/14

(21)Application number : 09-249337 (71)Applicant : AISIN AW CO LTD  
 (22)Date of filing : 29.08.1997 (72)Inventor : TSUZUKI SHIGEO  
 KURITA NORIYOSHI  
 MATSUSHITA YOSHIAKI

## (54) ON-VEHICLE HYBRID DRIVE DEVICE

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To improve response of restarting while running to reduce decelerating shock.  
**SOLUTION:** This on-vehicle hybrid drive device is provided with an engine 1, a motor generator 2, an input clutch 3, a transmission 4, a second clutch 41, and their controller. A control device 5 starts the engine 1 by means of a power of the motor generator 2 by engaging the input clutch 3 in the condition where a torque transmission through the transmission 4 is shut off by an operation of the second clutches 41 or 42 when shifting from motor generator running to engine running.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 27.08.2004  
 [Date of sending the examiner's decision of rejection]  
 [Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]  
 [Date of final disposal for application]  
 [Patent number]  
 [Date of registration]

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>	識別記号	F I	
F02N 11/04		F02N 11/04	D
B60K 41/02		B60K 41/02	
F02B 61/00		F02B 61/00	D
F02D 29/02		F02D 29/02	D
F16H 59/74		F16H 59/74	

審査請求 未請求 請求項の数14 F D (全16頁) 最終頁に続く

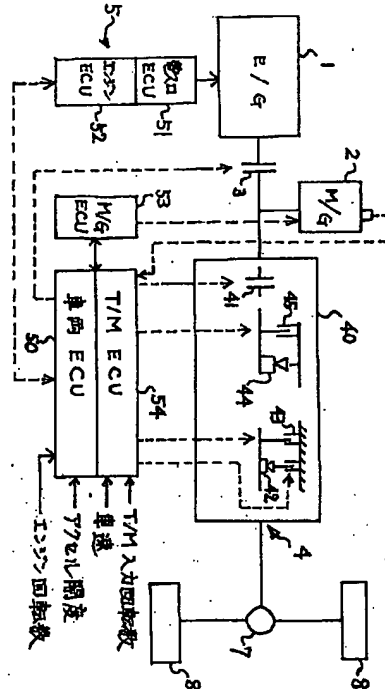
(21) 出願番号	特願平9-249337	(71) 出願人	000100768 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 愛知県安城市藤井町高根10番地
(22) 出願日	平成9年(1997) 8月29日	(72) 発明者	都築 繁男 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
		(72) 発明者	栗田 規善 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
		(72) 発明者	松下 善紀 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
		(74) 代理人	弁理士 阿部 英幸

(54) 【発明の名称】 車両用ハイブリッド駆動装置

(57) 【要約】

【課題】 走行中エンジン再始動のレスポンスを向上させ、減速ショックを低減する。

【解決手段】 車両用ハイブリッド駆動装置は、エンジン1、モータジェネレータ2、入力クラッチ3、伝動装置4、第2のクラッチ4 1及びそれらの制御装置を備える。制御装置5は、モータジェネレータ走行からエンジン走行に移る際に、第2のクラッチ4 1又は4.2の作動で伝動装置4を介するトルク伝達が遮断される状態で、入力クラッチ3を係合させてモータジェネレータ2の動力によりエンジン1を始動させる。



1

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 エンジンと、モータジェネレータと、前記エンジン及びモータジェネレータ相互間の動力伝達を制御可能な入力クラッチと、前記エンジンとモータジェネレータの動力を車輪に伝達する伝動装置と、該伝動装置による動力の伝達を制御可能な第 2 のクラッチと、前記エンジン、モータジェネレータ及び入力クラッチを制御する制御装置と、を備える車両用ハイブリッド駆動装置において、

前記制御装置は、エンジンを停止させ、モータジェネレータの動力を車輪へ伝達しているモータ走行時に、アクセル操作を検出して、前記第 2 のクラッチの作動で伝動装置を介するトルク伝達が遮断される状態で、入力クラッチを係合させてモータジェネレータの動力によりエンジンを始動させる始動制御手段を有する、ことを特徴とする、車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 2】 前記第 2 のクラッチは、前記制御装置により制御される摩擦クラッチとされ、前記始動制御手段は、第 2 のクラッチを解放させて伝動装置を介するトルク伝達を遮断する、請求項 1 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 3】 前記伝動装置は、複数の変速段を達成する変速機を含み、前記第 2 のクラッチは、変速機内に配設され、所定の変速段達成時にモータジェネレータから車輪へのトルク伝達のみ可能とするワンウェイクラッチとされ、前記始動制御手段は、変速機を前記所定の変速段に変速する変速制御手段を含む、請求項 1 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 4】 前記始動制御手段は、入力クラッチの係合によりモータジェネレータの回転が減少したときに、モータトルクを増大させるトルク増大手段を含む、請求項 1 又は 2 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 5】 前記始動制御手段は、モータジェネレータの回転に応じてモータトルクを制御するトルク制御手段を含む、請求項 1、2 又は 4 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 6】 前記変速機は、ワンウェイクラッチに併設され、車輪からモータジェネレータへのトルク伝達を可能とするエンジンプレーキ用係合要素を有し、前記変速制御手段は、前記所定の変速段でエンジンプレーキ用係合要素を解放する、請求項 3 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 7】 前記変速機は、ワンウェイクラッチに併設され、車輪からモータジェネレータへのトルク伝達を可能とするエンジンプレーキ用係合要素を有し、前記変速制御手段は、変速機を他の変速段からダウンシフトさせて前記所定の変速段に変速する、請求項 3 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

2

【請求項 8】 前記制御装置は、入力クラッチの係合圧をスリーブアップさせ、モータジェネレータ回転の減少時に、入力クラッチを完全係合させるスリーブアップ手段を有する、請求項 1～5 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 9】 前記始動制御手段は、モータジェネレータにエンジンのクランキングトルクの平均値を出力させるトルク制御手段を含む、請求項 1～8 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

10 【請求項 10】 前記制御装置は、入力クラッチの係合圧をピストンストロークを詰めた後、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる係合圧にするスタンバイ制御手段を有する、請求項 1～9 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 11】 前記制御装置は、モータ走行領域とエンジン走行領域との間にクラッチスタンバイ領域を設定された、請求項 1～10 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

20 【請求項 12】 前記始動制御手段は、エンジン回転が所定回転になったとき、エンジンに燃料を供給し点火させる、請求項 1～11 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 13】 前記始動制御手段は、エンジン回転とモータジェネレータ回転の同期後に第 2 のクラッチを完全係合させる、請求項 1～12 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

30 【請求項 14】 前記始動制御手段は、エンジン始動後、モータジェネレータの出力トルクをスリーブダウンさせ、エンジンのスロットル開度を開く終了制御手段を含む、請求項 1～13 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、エンジンとモータジェネレータを動力とする車両用ハイブリッド駆動装置に関し、特に、燃費節減のために車両走行中に停止させたエンジンをモータジェネレータ駆動による走行下で再始動させる技術に関する。

【0002】

40 【従来の技術】車両用駆動装置として、燃焼機関（本明細書において、エンジンという）と電動発電機（同じく、モータジェネレータという）を動力源とするハイブリッド駆動装置がある。こうした装置における一方の動力源としてのエンジンは、その特性として、低負荷側で負荷の減少量に対して急激に効率の減少割合が大きくなる傾向がある。

【0003】そこで、燃費性能を改善して省エネルギーを図るため、低負荷すなわちアクセル操作量（同じく、アクセル開度という）が小さい状態での走行時に、エンジンを自動的に停止させ、モータジェネレータ駆動で走行

50



する方式の駆動装置が提案されている。この方式では、アクセル開度が所定の低开度領域を出るとき、エンジンを自動的に再始動させなければならないが、その際に、走行のための駆動トルクを出力しているモータジェネレータの駆動力を一部エンジン始動に割くことになるため、エンジンのクランキング負荷による駆動力の低下で、大きな減速感が生じる。したがって、この方式では、エンジン再始動時の減速ショックを如何に軽減するかが解決しなければならない大きな問題点となる。

【0004】こうした減速ショックの発生に対する対策として、従来、エンジン再始動時に、モータジェネレータの出力トルクをエンジンに伝達するクラッチの係合圧をスweepアップさせながら、入力クラッチの係合の進行に伴うトルク伝達力の増加につれて生じるモータジェネレータの微小回転変化率を認識し、その出力トルクを補足（ブースト）する制御を行う技術がある。

【0005】ところで、エンジン始動時のクランキング負荷は、その停止状態からの加速に必要なイナーシャトルクの他に、各シリンダで吸入、圧縮、排気が生じることに伴う抵抗、機械的引きずり抵抗分のトルク、エアコン、オルタネータ、ウォータポンプ、オイルポンプ等の補機類の駆動トルク等の合成トルクとなる。これらのうち、特に吸排気動作による負荷は、例えば6気筒エンジンでは、図11に各気筒ごとに異なる記号付の線で示すように周期的な変動トルクとなり、上記各トルクの合計値は、実線で示すような特性となる。

【0006】しかしながら、実際のクランキングトルクは、一旦エンジンの回転が始まると、当初回転の抵抗となっていたイナーシャトルクが、フライホイールイナーシャの発生により、逆にトルク変動を抑制する要素として働くようになるため、図12に示すように、回転の立ち上がり時のみ極端に大きく、その後はほぼ一定の値となる特性を有する。したがって、トルク変動は残るものの、一定速度の回転を維持するために外部より平均的に与えなければならないクランキングトルクは、変動トルクの平均値でよいようになる。

【0007】そこで、こうしたクランキングトルクの特性に合わせて、再始動時にエンジンがある程度の回転数に達して、回転の立ち上げのための慣性力負荷が低減するまで吸排気動作に伴う負荷が生じないようにすることで、トルク負荷のピーク値を下げ、モータジェネレータにかかるクランキングトルクを軽減する技術が提案されている。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、後者の技術は、エンジンの改変を要するばかりでなく、複雑な制御を必要とし、実用までには未だ多くの解決すべき問題点があると考えられる。他方、前者の技術にも、上記クランキングトルクの特性に伴う問題点がある。すなわち、クランキングトルクの立ち上がり特性は、前記の周

期的な変動トルク成分があることで、エンジン停止時のクランクシャフトの位置により、図13に一点鎖線と実線で対比して示すようにピーク位置がずれて特性が異なってくる。このようにピークトルク発生タイミングがずれることで、クラッチの伝達トルク容量を異ならせるべく、クラッチ係合油圧もそれに合わせて変化させる必要が生じ、モータジェネレータ出力トルク増分をそれに応じて異ならせる極めてきめの細かな制御が必要となる。こうした精密な制御は、マップ制御のような簡易制御では困難である。また、この制御では、シリンダの圧縮、膨張で発生する変動トルク成分が正確に推定できないため、エンジン始動初期にショックが発生しやすい。更に、制御スピードが十分でない。

【0009】ところで、エンジン再始動の際の駆動力の低下によるショックを軽減するには、出力トルクに十分余裕のある大容量のモータジェネレータを用い、クランキング負荷に応じてその出力トルクを増大させる制御を行えばよいことになるが、エンジン始動のためだけに備えて、そうした大容量のモータジェネレータを搭載することは、自体の大型化を招くばかりでなく、それを制御するインバータの高容量化、更にはバッテリーの高容量化を招き、有効な解決策とはなりえない。

【0010】そこで本発明は、モータジェネレータによる走行中に、エンジン再始動のためのトルク負荷の増加でモータジェネレータの回転が低下しても、それが伝動装置を介して車輪に及ばないようにして、エンジン再始動時の減速によるショックを防ぐことができる車両用ハイブリッド駆動装置を提供することを第1の目的とする。

【0011】次に、本発明は、上記エンジン再始動時の減速によるショックの防止を伝動装置のクラッチの制御で実現することを第2の目的とする。

【0012】また、本発明は、上記エンジン再始動時の減速によるショックの防止を伝動装置の変速機の制御で格別の付加的な手段を用いることなく実現することを第3の目的とする。

【0013】次に、本発明は、上記エンジン再始動のためのクランキングを簡単な方法で、しかも適正なタイミングで開始させることを第4の目的とする。

【0014】更に、本発明は、上記エンジン再始動のためのクランキングを適性なモータトルクで行うことを第5の目的とする。

【0015】また、本発明は、上記変速機の制御でエンジン再始動時の減速によるショックを防止するものにおいて、そのための具体的制御手段を得ることを第6の目的とする。

【0016】また、本発明は、上記エンジン再始動の際の減速によるショックを変速機の制御で防止するものにおいて、再始動時の変速状態に応じた具体的制御手段を得ることを第7の目的とする。

【0017】また、本発明は、上記エンジン再始動のためにモータトルクをエンジンに伝達する入力クラッチを簡単な係合圧の制御で迅速かつ確実に係合させることを第8の目的とする。

【0018】また、本発明は、エンジン再始動制御時のモータジェネレータのトルクを低減することを第9の目的とする。

【0019】また、本発明は、エンジン再始動を一定の短時間でレスポンス良く行うことを第10の目的とする。

【0020】ところで、従来ハイブリッド駆動装置における走行モードの切り換えは、制御装置のマイクロコンピュータにメモリされ、アクセル開度と車速の関係から走行領域を定めた走行モードマップを参照しながら、各時点のアクセル開度と車速の関係に応じてなされる。そこで、本発明は、上記スタンバイ制御の開始時期をマップ上に設定することで、簡易なマップ制御で確実にエンジン再始動を行うことを第11の目的とする。

【0021】また、本発明は、適切な燃料供給の再開と点火により始動制御の最終段階でタイミング良くエンジンを自力回転させることを第12の目的とする。

【0022】また、本発明は、モータジェネレータによるエンジン始動制御を円滑に終了させることを第13の目的とする。

【0023】また、本発明は、エンジン始動後のモータ走行からエンジン走行への移行を円滑に行うことを第14の目的とする。

【0024】

【課題を解決するための手段】上記第1の目的を達成するため、本発明は、エンジンと、モータジェネレータと、前記エンジン及びモータジェネレータ相互間の動力伝達を制御可能な入力クラッチと、前記エンジンとモータジェネレータの動力を車輪に伝達する伝動装置と、該伝動装置による動力の伝達を制御可能な第2のクラッチと、前記エンジン、モータジェネレータ及び入力クラッチを制御する制御装置と、を備える車両用ハイブリッド駆動装置において、前記制御装置は、エンジンを停止させ、モータジェネレータの動力を車輪へ伝達しているモータ走行時に、アクセル操作を検出して、前記第2のクラッチの作動で伝動装置を介するトルク伝達が遮断される状態で、入力クラッチを係合させてモータジェネレータの動力によりエンジンを始動させる始動制御手段を有する、ことを特徴とする。

【0025】次に、第2の目的を達成するため、前記第2のクラッチは、前記制御装置により制御される摩擦クラッチとされ、前記始動制御手段は、第2のクラッチを解放させて伝動装置を介するトルク伝達を遮断する構成とされる。

【0026】また、第3の目的を達成するため、前記伝動装置は、複数の変速段を達成する変速機を含み、前記

第2のクラッチは、変速機内に配設され、所定の変速段達成時にモータジェネレータから車輪へのトルク伝達のみ可能とするワンウェイクラッチとされ、前記始動制御手段は、変速機を前記所定の変速段に変速する変速制御手段を含む構成とされる。

【0027】更に、第4の目的を達成するため、前記始動制御手段は、入力クラッチの係合によりモータジェネレータの回転が減少したときに、モータトルクを増大させるトルク増大手段を含む構成とされる。

10 【0028】次に、第5の目的を達成するため、前記始動制御手段は、モータジェネレータの回転に応じてモータトルクを制御するトルク制御手段を含む構成とされる。

【0029】次に、第6の目的を達成するため、前記変速機は、ワンウェイクラッチに併設され、車輪からモータジェネレータへのトルク伝達を可能とするエンジンブレーキ用係合要素を有し、前記変速制御手段は、前記所定の変速段でエンジンブレーキ用係合要素を解放する構成とされる。

20 【0030】更に、第7の目的を達成するため、前記変速機は、ワンウェイクラッチに併設され、車輪からモータジェネレータへのトルク伝達を可能とするエンジンブレーキ用係合要素を有し、前記変速制御手段は、変速機を他の変速段からダウンシフトさせて前記所定の変速段に変速する構成とされる。

【0031】次に、第8の目的を達成するため、前記制御装置は、入力クラッチの係合圧をスリーブアップさせ、モータジェネレータ回転の減少時に、入力クラッチを完全係合させるスリーブアップ手段を有する構成とされる。

30 【0032】次に、第9の目的を達成するため、前記始動制御手段は、モータジェネレータにエンジンのクランキングトルクの平均値を出力させるトルク制御手段を含む構成とされる。

【0033】次に、第10の目的を達成するため、前記制御装置は、入力クラッチの係合圧をピストンストロークを詰めた後、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる係合圧にするスタンバイ制御手段を有する構成とされる。

40 【0034】次に、第11の目的を達成するため、前記制御装置は、モータ走行領域とエンジン走行領域との間にクラッチスタンバイ領域を設定された構成とされる。

【0035】次に、第12の目的を達成するため、前記始動制御手段は、エンジン回転が所定回転になったとき、エンジンに燃料を供給し点火させる構成とされる。

【0036】次に、第13の目的を達成するため、前記始動制御手段は、エンジン回転とモータジェネレータ回転の同期後に第2のクラッチを完全係合させる構成とされる。

50 【0037】次に、第14の目的を達成するため、前記

始動制御手段は、エンジン始動後、モータジェネレータの出力トルクをスワイプダウンさせ、エンジンのスロットル開度を開く終了制御手段を含む構成とされる。

【0038】

【発明の作用及び効果】上記の構成を採る請求項1記載の車両用ハイブリッド駆動装置では、モータ走行時に、第2のクラッチの作動で伝動装置を介する車輪への動力伝達が遮断される状態で、入力クラッチを係合させてエンジンを始動させる制御が行われるので、モータジェネレータの回転がエンジンのクランキング負荷のために低下しても、それにより車輪の回転が低下することがなくなる。したがって、この構成によれば、車両の惰行状態でエンジン再始動が行われることになるので、エンジン再始動時の減速によるショックを防ぐことができる。また、モータジェネレータの出力トルクを専らエンジン始動に用いることで、レスポンスの良いエンジン再始動を行うことができる。

【0039】次に、請求項2記載の構成では、伝動装置を介する車輪への動力伝達が遮断される状態を、始動制御手段による第2のクラッチの解放制御で実現することができる。

【0040】また、請求項3に記載の構成では、伝動装置を变速機を含むものとするので、变速機に通常配設されているワンウェイクラッチを第2のクラッチとして利用して、伝動装置を介する車輪への動力伝達が一方方向遮断される状態を得ることができる。

【0041】更に、請求項4に記載の構成では、始動制御手段によりモータジェネレータの回転の減少で入力クラッチの係合を判断してモータトルクを増大させる制御を行なうことができるので、本来検出精度の高いモータジェネレータ回転数の変化によりタイミング良くモータトルクを増大させてエンジンのクランキングを開始させることができる。したがって、この構成によれば、エンジン再始動レスポンスを向上させることができる。

【0042】更に、請求項5に記載の構成では、トルク制御手段によりモータジェネレータの回転に応じてモータトルクを制御することで、再始動終了時のエンジン回転を簡単にモータジェネレータ回転に同期させる制御が可能となる。したがって、この構成によれば、単純な制御で始動制御を終了させることができる。

【0043】更に、請求項6に記載の構成では、所定の变速段がエンジンブレーキ用係合要素の係合される变速段であっても、变速制御手段でエンジンブレーキ用係合要素を解放することで、ワンウェイクラッチの作動により伝動装置を介する車輪への動力伝達が一方方向遮断される状態を得ることができる。

【0044】次に、請求項7に記載の構成では、エンジン再始動時の变速段がワンウェイクラッチの作動が関与しない直結段等の变速段であっても、变速制御手段で所定の变速段にシフトダウンすることでワンウェイクラッ

チの作動により伝動装置を介する車輪への動力伝達が一方方向遮断される状態を得ることができる。

【0045】更に、請求項8に記載の構成では、スワイプアップ手段により入力クラッチの係合圧を単にスワイプアップさせ、モータジェネレータの回転が減少するところで完全係合する係合圧とする制御で、入力クラッチ係合圧の簡易な制御でクランキングを開始させることができる。

【0046】更に、請求項9に記載の構成では、トルク制御手段によりモータジェネレータの出力トルクがクランキングトルクの平均値に制御されるので、比較的低いトルクでのエンジンクランキングが可能となる。したがって、この構成によれば、出力の小さなモータジェネレータによるエンジン再始動が可能となる。

【0047】更に、請求項10に記載の構成では、始動制御に先行するスタンバイ制御によりクランキング開始位置を常に一定にすることができ、それにより、その後の簡易な入力クラッチ係合制御とモータトルク制御で、レスポンス良くエンジン再始動を行うことができる。

【0048】更に、請求項11に記載の構成では、スタンバイ制御の開始時期を領域判断で簡単に行うことができるので、スタンバイ制御のロジックを単純化しながら、迅速にスタンバイ制御を実行することができる。

【0049】更に、請求項12に記載の構成では、エンジン回転が所定の回転数になったところで始動のためにエンジンに燃料を供給し、点火する制御が行われるので、的確なエンジン始動が可能となる。

【0050】更に、請求項13に記載の構成では、エンジン回転とモータジェネレータ回転が同期したところで、伝動装置を介する動力伝達が再開されるので、エンジン始動後のモータ走行からエンジン走行への移行時のショックを防ぐことができる。

【0051】更に、請求項14に記載の構成では、終了制御手段による単純なトルク制御とスロットル制御で、エンジン始動後のモータ走行からエンジン走行への移行を円滑に行うことができる。

【0052】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿い、本発明の実施形態について説明する。図1は車両用ハイブリッド駆動装置のシステム構成を示すもので、この装置は、エンジン(E/G)1と、モータジェネレータ(M/G)2と、エンジン1及びモータジェネレータ2相互間の動力伝達を制御可能な入力クラッチ(以下、実施形態の説明において、他のクラッチと区別する意味でC1クラッチという)3と、エンジン1とモータジェネレータ2の動力を車輪に伝達可能な伝動装置4と、エンジン1、モータジェネレータ2及び入力クラッチ3を制御する制御装置5(ECU)とを備えている。

【0053】モータジェネレータ2は、そのロータが入力クラッチ3を介してエンジン1に連結され、更に、伝

動装置4を構成する自動変速機(T/M)40に、他のクラッチ(同じく、実施形態の説明においてC1クラッチという)41を介して連結されている。本形態では、自動変速機(T/M)40の入力クラッチとしてのC1クラッチ41は、伝動装置4による動力の伝達を制御可能な第2のクラッチを構成する。

【0054】自動変速機40は、複数の変速段を達成する所定のギヤトレインを備えるものとされ、その出力軸は、ディファレンシャル装置7を介して左右の駆動輪8に連結されている。この自動変速機40は、所定の変速段達成時にモータジェネレータ2から車輪8へのトルク伝達のみ可能とするワンウェイクラッチ42又は他のワンウェイクラッチ44と、これらワンウェイクラッチ42、44に併設され、車輪8からモータジェネレータ2へのトルク伝達を可能とするエンジンブレーキ用係合要素43又はクラッチ45とを有する。

【0055】制御装置5は、エンジン1のスロットルを電子スロットルアクチュエータを介して制御する電子スロットル制御部(電スロECU)51、エンジン制御部(E/G-ECU)52、モータジェネレータ2を図示しないインバータを介して制御するモータジェネレータ制御部(M/G-ECU)53と、自動変速機40の油圧コントロールユニットをソレノイドを介して制御するトランスミッション系制御部(T/M-ECU)54、それら各制御部を統括制御する車両制御部(車両ECU)50とから構成されている。これら各制御部は、マイクロコンピュータを主体とする電子制御装置を構成している。そして、制御装置5へは、車両の各部に通常配置される各図示しないセンサからのアクセル開度信号、車速信号、トランスミッション入力回転数信号及びエンジン回転数信号が取込み可能とされている。

【0056】本発明に従い、制御装置5は、エンジン1を停止させ、C1クラッチ3を解放させてモータジェネレータ2の動力を車輪8へ伝達している車両走行時に、アクセル開度を検出して、エンジン1を始動させる制御装置内の処理プロセスとしての始動制御手段を有している。更に、制御装置5は、始動制御手段によるエンジン1の始動に先行させて、エンジン1をクランキング開始位置まで回転させる制御を行う同じく処理プロセスとしてのスタンバイ制御手段を有する。

【0057】更に、制御装置5は、そのマイクロコンピュータのメモリ上に走行モードマップを備えている。図2はこのマップデータを図式化して示すもので、車速と、アクセル開度との関係から、アクセルオン時の負(後進)高車速側にエンジン走行領域、車速0を挟む正負(前進及び後進)両低車速側にエンジン及びモータ走行領域、低アクセル開度を除く正(前進)高車速側にエンジン走行領域、そして低アクセル開度側にモータ走行領域、更に、アクセルオフの正(ホイール駆動の前進)車速側に回生領域を設定されている。そして、本形態で

は、特に、エンジン走行領域に隣接するモータ走行領域に、後に詳記するC1クラッチスタンバイ制御領域が設定されている。

【0058】次に、上記走行モードマップを参照して行われる本発明の主題に係る制御内容を具体的に説明する。まず、エンジン停止判断は、本発明の主題とは直接関係ないが、例えば、図2に示す走行モードマップに従い、アクセル開度が所定時間以上モータ走行領域にあるとき、制御装置5のエンジン停止可の判断により行われる。そしてこうしたエンジン停止下での走行状態において、上記エンジン停止判断と逆に、アクセル開度が所定時間以上エンジン走行領域にあるとき、制御装置5によりエンジン始動必要と判断することで、エンジン再始動判断がなされる。そして、このエンジン再始動判断により、C1クラッチ3のスタンバイ制御と、エンジン始動制御と、完爆判断と、終了制御が実行される。更に、エンジン始動制御は、クランキングの前半部分のエンジン回転の立ち上げ制御と、後半部分の加速制御と、燃料供給及び点火で構成されている。

【0059】まず、C1クラッチのスタンバイ制御は、次の三つのタイミングで実行可能である。第1は、上記再始動判断が成立したときであり、第2は、アクセル開度が図2に示す走行モードマップのC1クラッチスタンバイ制御領域に入ったときであり、第3は、エンジン停止制御が終了した後の所定時間の間である。これらのうち、第2の判断方法が最も効果的である。なお、本形態では、これらを併用している。

【0060】以下、図3に示すタイムチャートに基づき、図1を併せて参照しながら、順次制御内容を説明する。当初、エンジン回転数(Ne)は停止状態の0、モータ回転数(Nm)は車速の増加に連れて漸増、エンジントルク(Te)は停止状態の0、モータトルク(Tm)は、アクセル開度に応じてあらかじめ設定された出力制御マップに基づき出力されるトルク(Tacc)で加速状態の漸増、C1クラッチ圧(Pci)は解放状態の0、C1クラッチ圧(Pc1)は係合状態のライン圧、出力軸トルク(Tout)はモータトルク駆動力に見合ったトルク漸増状態となっている。

【0061】ここで、モータ走行領域から、アクセル開度がC1クラッチスタンバイ制御領域に入ると、トランスミッション系制御部54から油圧コントロールユニットへのソレノイド信号出力で、C1クラッチ圧(Pc1)を0としてC1クラッチ41を解放させるとともに、C1クラッチ圧(Pci)をファーストフィル圧(Pf)としてファーストフィル時間(tf)だけC1クラッチ3の油圧サーボへ供給する制御が行われる。このファーストフィル圧(Pf)とファーストフィル時間(tf)は、素早くクラッチピストンをストロークさせ、C1クラッチ油圧サーボのシリンダ内がオイルで充填できる程度の値に設定される。一方、モータジェネレ

ータ2の出力トルク ( $T_m$ ) は0とされる。

【0062】次に、同様の手順で、スタンバイ圧 ( $P_{s t b y}$ ) の供給がスタンバイ時間 ( $t_{s t b y}$ ) だけ行われる。スタンバイ圧 ( $P_{s t b y}$ ) は、C i クラッチ3が少しトルクを伝え、エンジン1のクランクシャフトが少し回転し、圧縮トルクを必要とする直前の角度位置で停止する程度の圧力 (例えば100~200 kPa程度) とする。スタンバイ時間 ( $t_{s t b y}$ ) は、第1又は第3の判断方法による場合は、例えば数100 m s e c程度必要であり、第1の判断方法の場合は、その後直ちにスィープアップ制御に移り、第3の判断方法の場合は、その後C i クラッチオフでモータ走行に移る。また、第2の判断方法の場合は、スタンバイ時間 ( $t_{s t b y}$ ) は、C i クラッチ圧の次の制御 (スィープアップ制御) が始まるまで続けられる。

【0063】このように、C i クラッチスタンバイ制御を実行することで、C i クラッチ3を介してモータジェネレータ2のイナーシャトルクがエンジン1に伝達され、エンジン1は回転するが、最初のシリンダの圧縮行程に入るところで、所要トルクが大きくなることでC i クラッチ3はスリップし、エンジン1はそのクランク角位置で停止してクランキング前のスタンバイ状態となる。この回転角は、6気筒エンジンで最大でも100°程度である。かくして、クランク角位置を常にクランキングのピークトルクが発生する手前に置くことで、制御開始時のクランキングトルクの立ち上がり特性を同じにすることができる。

【0064】このようにしてスタンバイ状態が達成されるスタンバイ時間 ( $t_{s t b y}$ ) が経過すると、今度は、始動制御手段によるエンジン始動が行われる。この場合、まずC i クラッチ圧 ( $P_{c i}$ ) のスィープアップが行われる。そして、これによるC i クラッチ3の係合の進行でトルク伝達力が次第に増加して、エンジンのクランキングが開始される。このとき、モータ回転数 ( $N_m$ ) がクランキング負荷で低下し始めるので、C i クラッチ圧 ( $P_{c i}$ ) を一気にライン圧まで上昇させるとともに、モータトルク ( $T_m$ ) の出力を再開させる。このときのモータトルク ( $T_m$ ) は、エンジンのクランキングに必要なトルク ( $T_{c r u n k}$ ) とされ、トルク伝達容量を増したC i クラッチ3を介するトルク伝達で、エンジン1はその回転の立ち上がり時のイナーシャトルクによるピークトルクを乗り越えて回転を始める。その後クランキングトルク出力は継続され、この場合は、エンジン回転 ( $N_e$ ) が所定回転数になることで点火タイミングが図られる。そして点火と同時にモータトルク ( $T_m$ ) は、車両走行に必要な駆動に必要なトルク ( $T_{a c c}$ ) に戻される。

【0065】エンジン1の始動 (エンジンが自力で回転を持続できる状態) を確認する完爆判断は、下記の方法により行うことができる。その第1は、通常の空燃比

御に使用するエグゾースト側に設けた $O_2$  (酸素) センサの出力を用いる方法である。この方法では、シリンダ内での燃焼が全シリンダで連続して生じるようになると、排ガス中の酸素濃度が極めて少なくなるので、エンジン完爆判定が可能となる。また、第2は、排ガス温度又は排ガス処理用触媒コンバータの温度をみる方法である。そして、第3は、シリンダ内の燃焼圧力をみる方法である。上記方法のうち、第1の方法が最も効果的であり、特に排ガス温度が低い状態のときでもセンサ性能 (感度) が安定するようにしたヒータ付 $O_2$  センサを用いると更に有効である。これに対して、第3の方法は、リーンバーンエンジンでしか使用しないセンサを用いることになるため、通常のエンジンに適用した場合、センサは完爆判定以外には使用しないものになってしまう点でコスト上は不利となる。

【0066】こうしてエンジン完爆を判断した時点で、エンジン1の電磁制御スロットルバルブを、その時々アクセル開度に応じた開度を開き、同じくアクセル開度に応じた出力トルク ( $T_{a c c}$ ) によりモータ駆動されているトランスミッション入力回転数にエンジン1の回転数を近付けていく。そして、エンジン回転数とトランスミッション入力回転数すなわちモータ回転数が等しくなったとき、C i クラッチ係合圧のスィープアップとともに、モータ出力トルク ( $T_m$ ) をアクセル開度に応じた所定勾配でスィープダウンさせる。

【0067】次に、上記制御を実行する具体的な手順をフローで説明する。図4は、走行中エンジン始動制御メインフローを示す。まず、ステップS1のアクセル開度読み込みと、ステップS2の車速読み込みにより、ステップS3で、走行マップ (図2参照) から現在の走行状態がエンジン走行領域にあるか否かを判断する。また、ステップS4では、同じく走行マップからC i クラッチスタンバイ領域にあるか否かを判断する。これらステップS3とステップS4の何れかの判断が成立 (Y e s) する場合に、スタンバイ制御手段を構成するステップS5で、C i クラッチスタンバイ制御を実行し、次いで、始動制御手段を構成するステップS6によるエンジン始動制御を実行することになる。

【0068】図5は、図4に示すステップS5のC i クラッチスタンバイ制御のサブルーチンを示す。このルーチンでは、当初のステップS21で、C i クラッチを解放する。これにより車両は慣性走行となる。次に、ステップS22によりC i クラッチ圧 ( $P_{c i}$ ) を初期値 ( $P_f$ ) にして出力し、クラッチのピストンストロークを詰める処理を行う。この処理によるC i クラッチ3の作動は、ステップS23によるタイマ判断で、油圧出力から時間 ( $t_f$ ) が経過したことにより確認される。

【0069】この時間経過を待って、ステップS24で、C i クラッチ圧 ( $P_{c i}$ ) をエンジンがクランキング開始位置になるように、所定のスタンバイ圧 ( $P_{s t$

by) に設定し、出力する。これにより、エンジン 1 のクランク軸が微小回転し、クランキング開始位置 (圧縮行程手前) になる。このクランキング開始位置の確認は、ステップ S 2 5 で、スタンバイ圧 (P s t b y) を出力してからの時間が所定のスタンバイ時間 (t s t b y) 経過したかの判断で行われる。次に、ステップ S 2 6 で、エンジン走行領域になったかを判断する。そして、この判断が成立 (Y e s) の場合には、エンジン始動制御サブルーチンに入る。一方、ステップ S 2 6 で、エンジン走行領域判断が不成立 (N o) の場合には、更に、ステップ S 2 7 で、C i クラッチスタンバイ領域にあるかを判断し、これが成立 (Y e s) の場合は、ステップ S 2 4 に戻って、C i クラッチ圧 (P c i) をスタンバイ圧 (P s t b y) 状態に保持する。また、ステップ S 2 7 の C i クラッチスタンバイ領域判断が不成立 (N o) の場合は、モータ走行領域に戻ったとして本制御を中止すべく、ステップ S 2 8 で、C i クラッチ圧 (P c i) を 0 にする処理を行う。そして最後に、ステップ S 2 9 で C 1 クラッチを再係合させる。

【0070】このようにしてスタンバイ状態になった後のエンジン始動制御は、大別して 2 つの形態を採ることができる。まず第 1 実施形態として、C 1 クラッチ 4 1 を第 2 のクラッチとして用いる制御について説明する。

【0071】この場合、図 6 及び図 7 に示すエンジン始動制御サブルーチンに入ると、ステップ S 3 1 で、C i クラッチ圧 (P c i) をスweepアップさせながら、ステップ S 3 2 で、モータ回転数 (N m) の変化率 ( $X 2 = d N m / d t$ ) を求める。そして、ステップ S 3 3 で、変化率 (X 2) が所定変化率 (X 1) を上回ったかをみる。すなわち、C i クラッチ 3 の係合の進行でクランキングが開始されてモータ回転がエンジン 1 により引き下げられ始めたかをみる。この判断が成立 (Y e s) すると、ステップ S 3 4 で、C i クラッチ圧 (P c i) を 1 0 0 % の圧、すなわち P 1 0 0 にし、C i クラッチ 3 を完全係合させる。上記ステップ S 3 1 ~ S 3 4 は、本発明にいうスweepアップ手段を構成する。そして、トルク増大手段を構成するステップ S 3 5 で、モータトルク (T m) をエンジンの始動トルク (T c r u n k) を出力するように設定する。更に、ステップ S 3 6 で、モータ回転数 (N m) と変速機の入力回転数 (N i n) との偏差 (d N) を求める。そして、ステップ S 3 7 で、偏差 (d N) より微小トルク (d T m) を決定する。かくして、ステップ S 3 8 で、フィードバックを実行する。この場合、C 1 クラッチ 4 1 が解放されており、モータトルク (T m) は全てエンジン 1 をクランキングするために使われるので、モータトルクを一定に維持すると、エンジン回転が必要以上に上昇してしまい、C 1 クラッチ 4 1 を再係合させる際に支障が生じる可能性がある。そこで、モータ回転と変速機の入力回転の偏差に応じてモータトルクをフィードバック制御するわけ

である。上記ステップ S 3 6 ~ S 3 8 は、本発明にいうトルク制御手段を構成する。

【0072】更に、ステップ S 3 9 で、エンジン回転が所定回転数 (例えば、5 0 0 r p m、すなわち燃料供給と点火によりエンジンが自力回転可能な完爆状態となる回転数) になったかを判断する。そして、ステップ S 4 0 でエンジン点火済みかを判定し、未点火 (N o) の場合は、ステップ S 4 1 でエンジンに燃料を噴射し、点火させ、エンジンを始動させる。また、点火済みの場合には、ステップ S 4 1 を跳ばして、次のステップに進む。

【0073】かくして、エンジン 1 が始動したら、ステップ S 4 2 で、エンジン回転数 (N e) が変速機 4 0 の入力回転数 (N i n) と同期したかを、 $\pm N a$  の幅の範囲で判断する。これによる同期の判断が成立 (Y e s) したところで、ステップ S 4 3 により、C 1 クラッチ 4 1 を係合させる。この場合、エンジン回転数 (N e) が変速機 4 0 の入力回転数 (N i n) とすでに同期しているので、係合時のショックは発生しない。かくして C 1 クラッチ 4 1 の係合でエンジン 1 のトルクが車輪 8 に伝達可能となるので、次のステップ S 4 4 では、モータトルク (T m) を減少させていく処理を行う。併せて、ステップ S 4 5 で、モータトルク (T m) のスweepダウンにより減少した分をエンジン 1 に出力させる ( $T e = T a c c - T m$ ) 処理を行う。具体的には、電子スロットルへの信号出力でスロットルを開いて行く。最後に、ステップ S 4 6 でモータトルク (T m) が 0 になったかを判断する。この判断が成立 (Y e s) することで、モータ走行からエンジン走行の切換えが終了する。以上のステップ S 4 4、S 4 5 は、終了制御手段を構成する。

【0074】上記実施形態によれば、モータジェネレータ 2 の出力トルクを全てクランキングトルクとして使用できるので、従来のように車両の駆動トルクに加えたクランキングトルク分を出力できるように性能を見積もる必要がないので、モータジェネレータ 2 の大型化を防ぐことができる。

【0075】次に、前記第 1 実施形態では、車輪 8 からモータジェネレータ 2 への伝動装置 4 を介するトルク伝達の遮断状態を得る第 2 のクラッチとして C 1 クラッチ 4 1 を用いる形態を採ったが、C 1 クラッチ 4 1 に代えてワンウェイクラッチ 4 2 (又はワンウェイクラッチ 4 4) を使用する形態を採ることもできる。次に、こうした形態を採る第 2 実施形態について図 8 に示すタイムチャートを参照しながら説明する。

【0076】この形態における C i クラッチ圧 (P c i) の制御は、前形態と同様となるので説明を省略する。一方、モータトルク (T m) の制御については、前形態と同様とすることもできるが、この第 2 実施形態では、当初の状態からスタンバイ制御期間を通じて、車両の駆動に必要なアクセル開度に応じたそれまでのトルク (T a c c) に維持される。そして、この場合の動力遮

断手段は、所定の変速段達成時にモータジェネレータ 2 から車輪 8 へのトルク伝達のみ可能とするワンウェイクラッチ 4 2 (又はワンウェイクラッチ 4 4) となるので、制御開始時の変速段が所定の変速段にあるか否かにより変速制御を必要とし、更にワンウェイクラッチ 4 2 (又はワンウェイクラッチ 4 4) と併設されてトルク伝達を有効とするエンジンブレーキ用係合要素 4 3 (又はクラッチ 4 5) の解放制御を必要とする。したがって、この制御では、制御開始時の変速段が図に示すように例えば直結段の第 4 速の場合には、第 3 速へのシフトダウンによりワンウェイクラッチ 4 2 (又はワンウェイクラッチ 4 4) による逆駆動トルクの遮断が得られるようにしなければならない。また、その状態でも、エンジンブレーキ用係合要素 4 3 (又はクラッチ 4 5) の係合によりエンジンブレーキが達成される場合、エンジンブレーキ用係合要素 4 3 (又はクラッチ 4 5) を解放して逆駆動トルクが伝わらないようにすることになる。

【0077】次のエンジン始動制御時は、制御内容自体は同様であるが、モータトルク (Tm) は、それまでの車両の駆動に必要なアクセル開度の応じたトルク (Tacc) にクラッキングトルク (Tcrunk) 分を加えたトルク出力とされる。その余の点は、同期確認時に変速段を元の変速段に戻し、あるいはエンジンブレーキ用係合要素 4 3 を解放させる点を除いて前形態と同様である。

【0078】この第 2 実施形態のクラッチスタンバイ制御サブルーチンは、図 9 に示すフローとなる。この場合のフローは、前記第 1 実施形態と概ね共通となるので、異なる箇所のみ異なるステップ番号を付して説明する。まず変速制御手段としてのステップ S 2 1 - 1 で、ワンウェイクラッチ (OWC) の効く変速段、すなわち車輪 8 からモータジェネレータ 2 へのトルク伝達を無効とする作動が生じる変速段に変速させる。なお、この場合、制御開始時の変速段がすでにワンウェイクラッチ (OWC) の効く変速段であるときは、エンジンブレーキ用係合要素 4 3 (又はクラッチ 4 5) を解放する。また変速を要する場合は、ダウンシフトさせる。これはモータ走行からエンジン走行への切り換え時には加速しているので、アップシフトよりもダウンシフトさせたほうがよいからである。この制御に対応させて変速制御手段としてのステップ S 2 9 - 1 では、元の変速段に戻す等の制御処理を行う。

【0079】次にエンジン始動制御サブルーチンは、図 1 0 に示すフローとなる。この場合のフローも前記第 1 実施形態と概ね共通となるので、異なる箇所のみ異なるステップ番号を付して説明する。このルーチンでは、ステップ S 3 5 - 1 で、モータトルク (Tm) をアクセル開度に応じたトルク (Tacc) とエンジン始動に必要なトルク (Tcrunk) とを出力させる。そして、ステップ 4 1 - 1 では、モータトルク (Tm) をアクセル

開度に応じたトルク (Tacc) に戻す。これは、この時点でエンジンの始動によりクラッキングトルク (Tcrunk) は不要となるためである。

【0080】なお、この形態におけるエンジン走行への切り換え終了後は、この制御開始前の変速段に戻すか、又はエンジンブレーキ用係合要素を係合に戻すことになる。この場合、他の変速制御方法として、通常の変速マップに従って変速段を設定することもできる。

【0081】上記第 2 実施形態によれば、C i クラッチスタンバイ制御期間中もモータトルク (Tm) が出力されているので、エンジン再始動時の惰行期間を短くすることができる利点が見られる。

【0082】以上、本発明を主として二つの実施形態に基づき変形形態をも含めて詳説したが、本発明は上記実施形態の開示内容のみに限定されることなく、特許請求の範囲に記載の事項の範囲内で種々に細部の具体的構成を変更して実施可能なものであることはいままでもない。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施形態に係る車両用ハイブリッド駆動装置のシステム構成図である。

【図 2】上記駆動装置における制御装置内の走行モードマップである。

【図 3】上記制御装置による走行中エンジン始動のタイムチャートである。

【図 4】上記エンジン始動のメインフローチャートである。

【図 5】上記メインフロー中のスタンバイ制御サブルーチンのフローチャートである。

【図 6】上記メインフロー中のエンジン始動制御サブルーチンの一部を示すフローチャートである。

【図 7】上記エンジン始動制御サブルーチンの他部を示すフローチャートである。

【図 8】第 2 実施形態の制御装置によるエンジン始動のタイムチャートである。

【図 9】上記エンジン始動におけるスタンバイ制御サブルーチンのフローチャートである。

【図 1 0】上記エンジン始動におけるエンジン始動制御サブルーチンを示すフローチャートである。

【図 1 1】一般的な 6 気筒エンジンのクランク回転に対するトルク変動を示す特性図である。

【図 1 2】一般的なエンジンのクラッキングトルク特性を示す模式図である。

【図 1 3】上記クラッキングトルクの立ち上がり特性を示す模式図である。

【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 モータジェネレータ
- 3 C i クラッチ (入力クラッチ)
- 4 伝動装置

5 制御装置

4 0 自動変速機

4 1 C 1クラッチ (第 2 のクラッチ)

4 2 ワンウェイクラッチ (第 2 のクラッチ)

4 3 エンジンブレーキ用係合要素

S 5 スタンバイ制御手段

S 6 始動制御手段

S 2 1 - 1 , S 2 9 - 1 変速制御手段

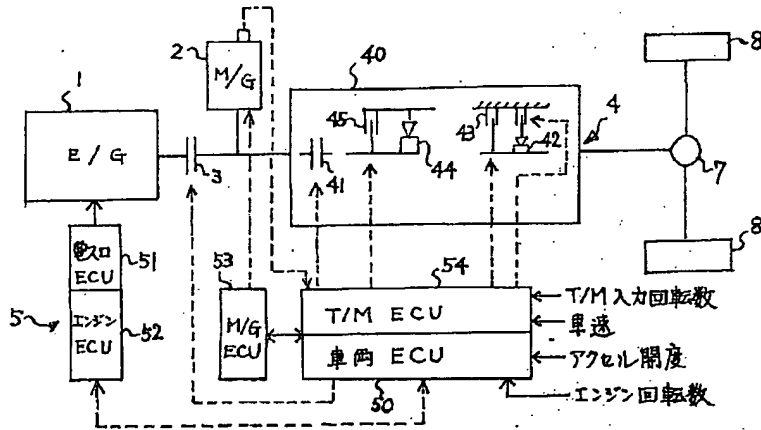
S 3 1 ~ 3 4 スイープアップ手段

S 3 5 トルク増大手段

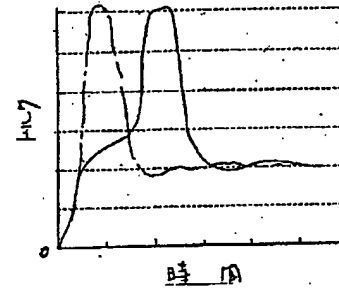
S 3 6 ~ S 3 8 トルク制御手段

S 4 4 , S 4 5 終了制御手段

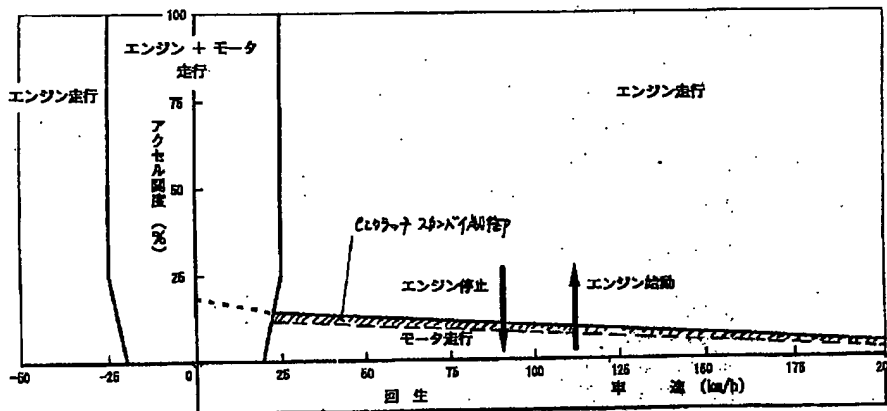
【 図 1 】



【 図 1 3 】

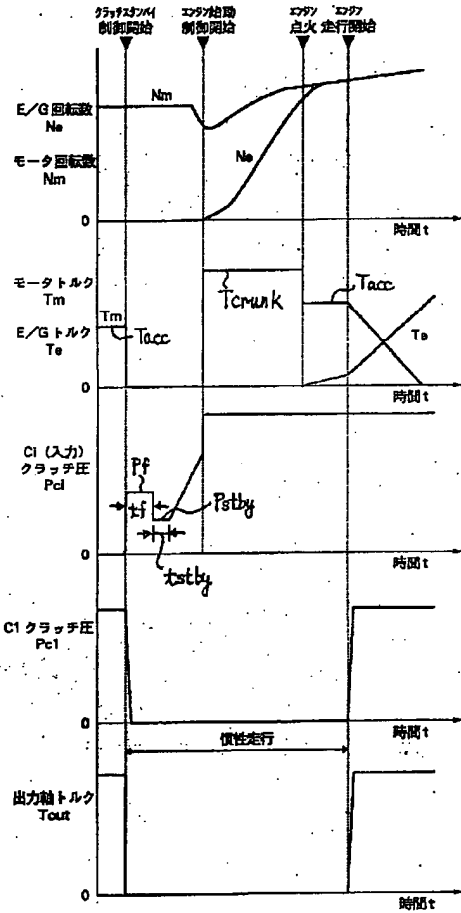


【 図 2 】

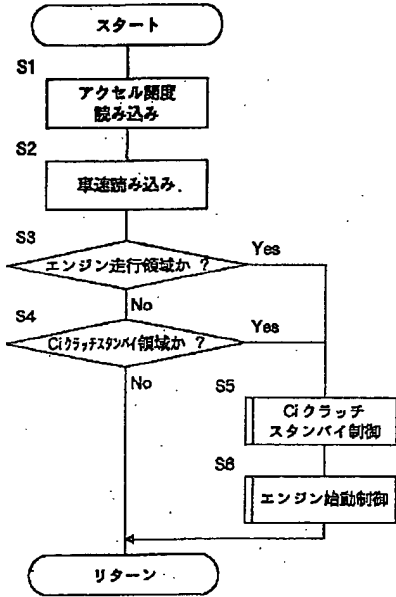




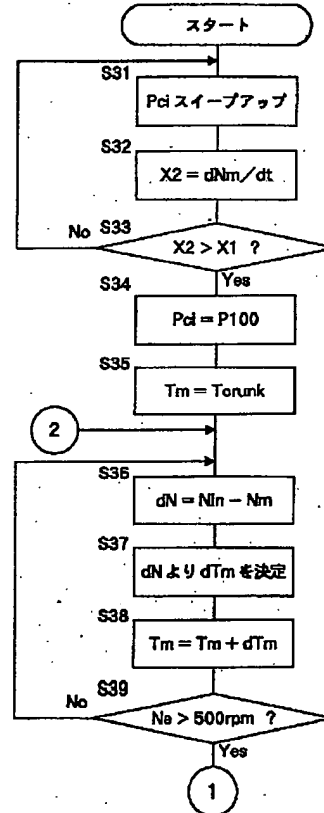
【 図 3 】



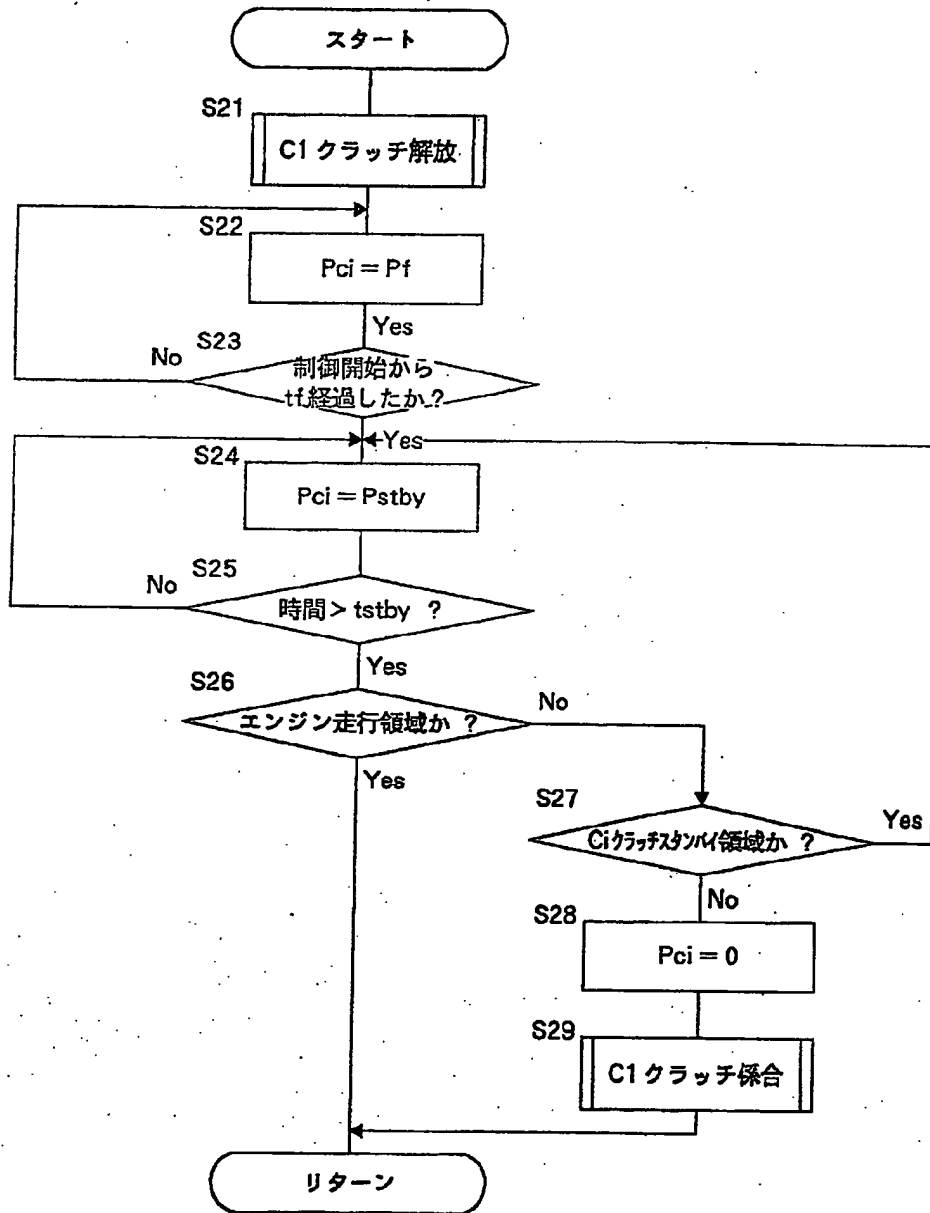
【 図 4 】



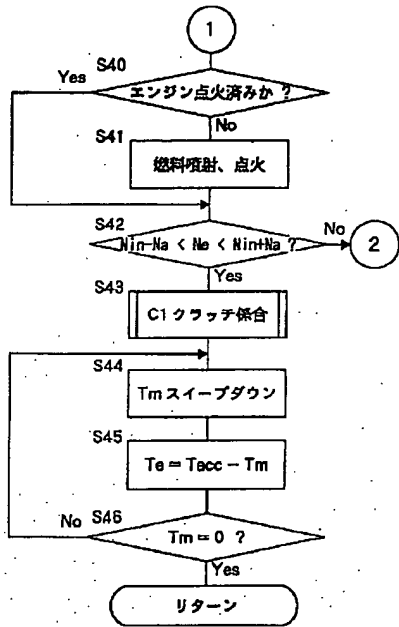
【 図 6 】



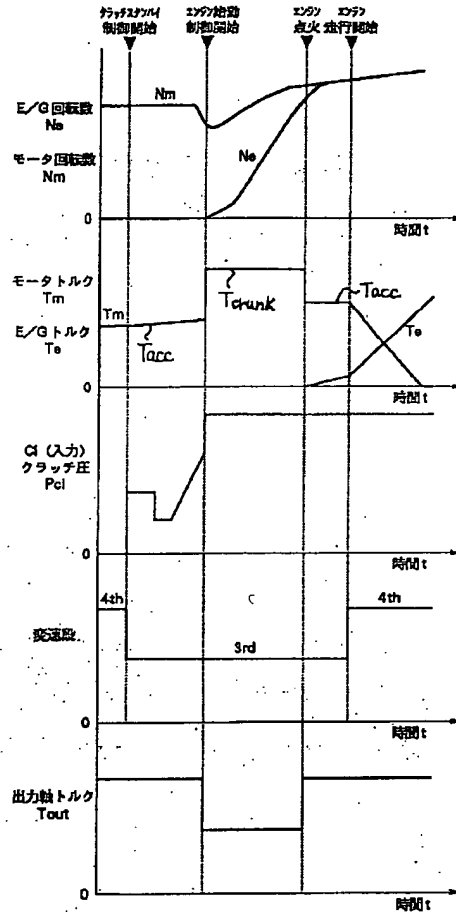
【図 5】



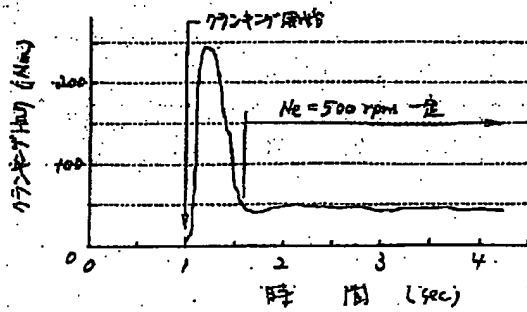
【 図 7 】



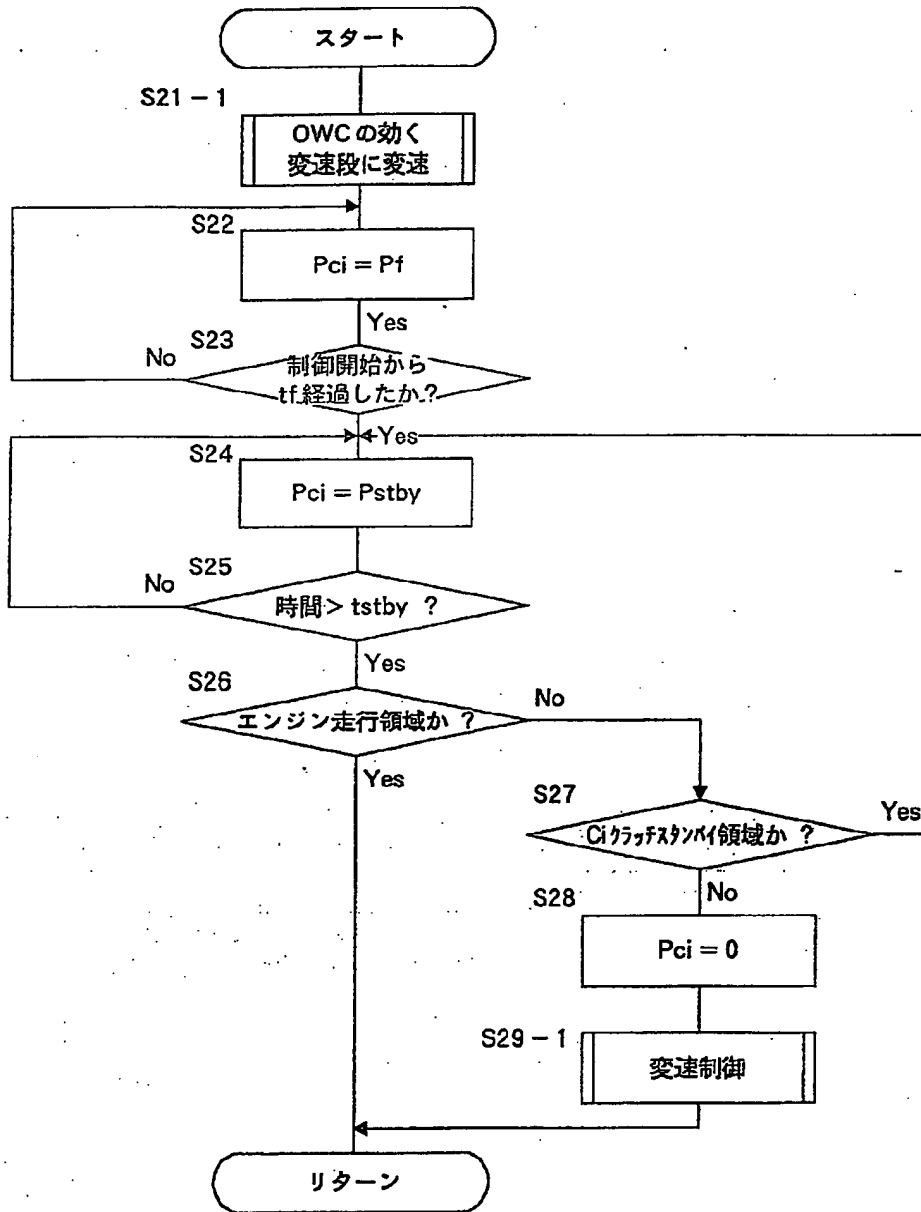
【 図 8 】



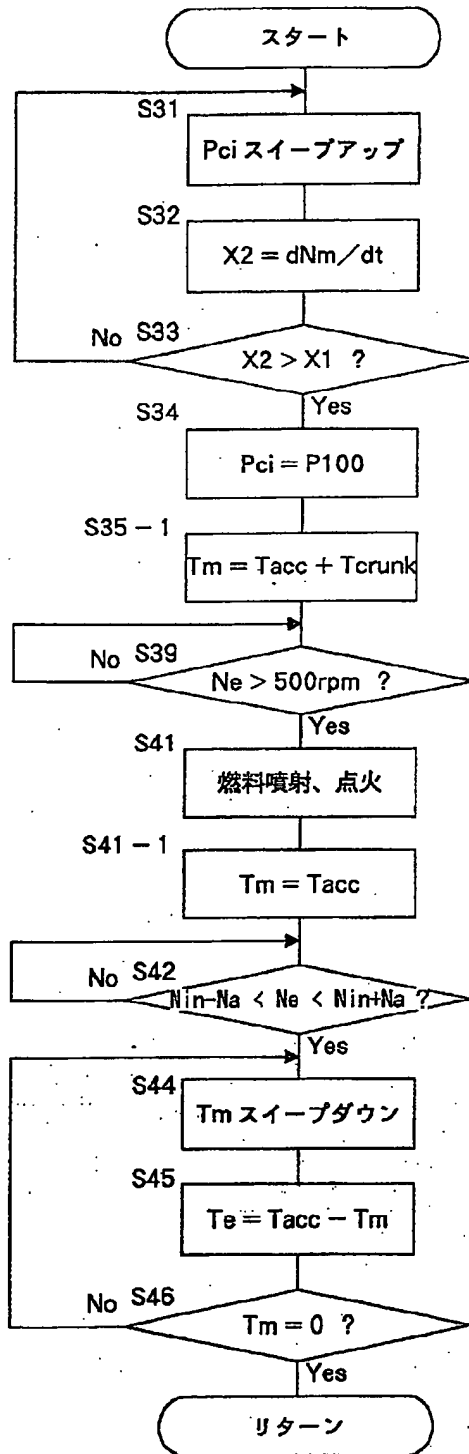
【 図 1 2 】



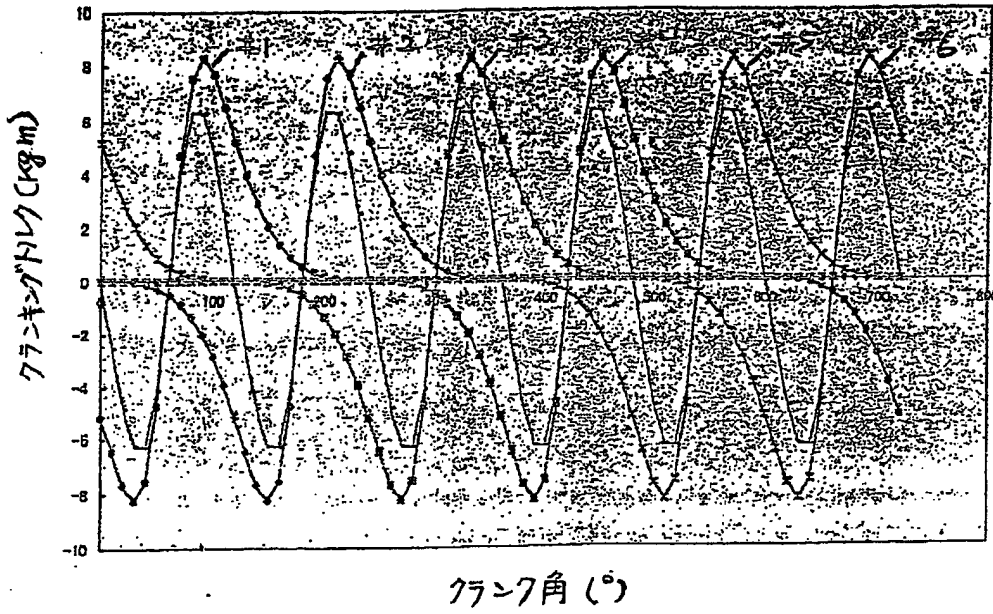
【 図 9 】



【図 1 0】



【図 1 1】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.<sup>4</sup>  
 F 1 6 H 61/02  
 // B 6 0 L 11/14

識別記号

F I  
 F 1 6 H 61/02  
 B 6 0 L 11/14

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT OR DRAWING
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- GRAY SCALE DOCUMENTS
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-082261

(43)Date of publication of application : 26.03.1999

(51)Int.Cl. F02N 11/04  
 B60K 41/02  
 B60L 11/14  
 F02B 61/00  
 F02D 29/02  
 F02N 11/08

(21)Application number : 09-249338  
 (22)Date of filing : 29.08.1997

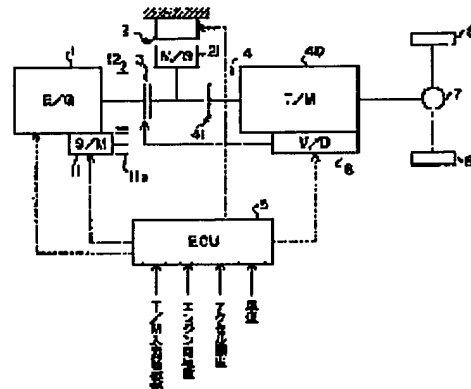
(71)Applicant : AISIN AW CO LTD  
 (72)Inventor : TSUZUKI SHIGEO  
 KURITA NORIYOSHI  
 MATSUSHITA YOSHIAKI

(54) ON-VEHICLE HYBRID DRIVE DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve response of restarting while running to reduce decelerating shock.

SOLUTION: This on-vehicle hybrid drive device is provided with an engine 1, a motor generator 2, a clutch 3, a transmission 4, and their controller 5. A control device 5 is provided with a stand-by control mean that controls to rotate the engine 1 to a cranking start position by previously transmitting a power of the motor generator 2 to the engine 1 by controlling an engaging pressure of the clutch 3 to fix cranking characteristics when starting an engine to improve starting response when shifting from motor generator running to engine running.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 27.08.2004  
 [Date of sending the examiner's decision of rejection]  
 [Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]  
 [Date of final disposal for application]  
 [Patent number]  
 [Date of registration]  
 [Number of appeal against examiner's decision]



(51) Int. Cl. <sup>6</sup>	識別記号	F I	
F02N 11/04		F02N 11/04	D
B60K 41/02		B60K 41/02	
B60L 11/14		B60L 11/14	
F02B 61/00		F02B 61/00	D
F02D 29/02		F02D 29/02	D

審査請求 未請求 請求項の数26 F D (全20頁) 最終頁に続く

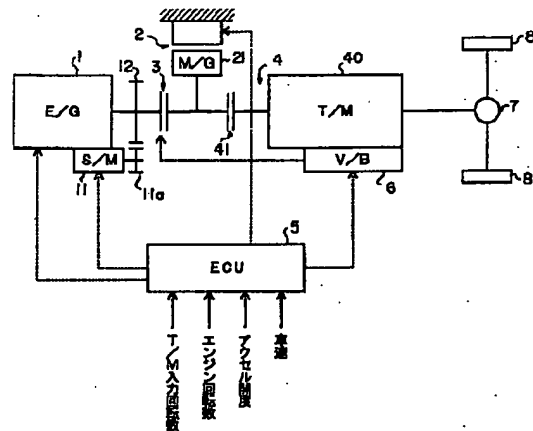
(21) 出願番号	特願平9-249338	(71) 出願人	000100768 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 愛知県安城市藤井町高根10番地
(22) 出願日	平成9年(1997) 8月29日	(72) 発明者	都築 繁男 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
		(72) 発明者	栗田 規善 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
		(72) 発明者	松下 善紀 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
		(74) 代理人	弁理士 阿部 英幸

(54) 【発明の名称】 車両用ハイブリッド駆動装置

(57) 【要約】

【課題】 走行中エンジン再始動のレスポンスを向上させ、減速ショックを低減する。

【解決手段】 車両用ハイブリッド駆動装置は、エンジン1、モータジェネレータ2、クラッチ3、伝動装置4及びそれらの制御装置5を備える。制御装置5は、モータジェネレータ走行からエンジン走行に移る際に、エンジン始動時のクランキング特性を一定にして始動レスポンスを向上させるべく、予めモータジェネレータ2の動力をクラッチ3の係合圧の制御によりエンジン1に伝達して、エンジン1をクランキング開始位置まで回転させる制御を行うスタンバイ制御手段を有する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 エンジンと、モータジェネレータと、前記エンジンとモータジェネレータの動力を車輪に伝達可能な伝動装置と、前記エンジン、モータジェネレータ及びそれらの動力の車輪への伝達を制御する制御装置と、を備える車両用ハイブリッド駆動装置において、前記制御装置は、エンジンを停止させ、モータジェネレータの動力を車輪へ伝達している車両走行時に、アクセル操作を検出して、エンジンを始動させる始動制御手段と、該始動制御手段によるエンジンの始動に先行させて、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる制御を行うスタンバイ制御手段とを有する、ことを特徴とする、車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 2】 前記エンジン及びモータジェネレータ相互間の動力伝達を制御可能なクラッチを有し、前記スタンバイ制御手段は、前記クラッチのトルク伝達容量が、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる容量となるように、クラッチ圧を制御するスタンバイ圧制御手段を含む、請求項 1 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 3】 前記始動制御手段は、スタンバイ制御後に、前記クラッチのトルク伝達容量がモータジェネレータの出力トルク以下となるように、クラッチの係合圧を制御するクランキング圧制御手段を含む、請求項 2 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 4】 前記エンジンを始動させるスタータモータを有し、前記始動制御手段は、スタンバイ制御後に、スタータモータの起動と、前記クラッチの係合を同時に行わせる、請求項 2 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 5】 エンジンと、モータジェネレータと、前記エンジン及びモータジェネレータ相互間の動力伝達を制御可能なクラッチと、前記エンジンとモータジェネレータの動力を車輪に伝達可能な伝動装置と、前記エンジン、モータジェネレータ及びクラッチを制御する制御装置と、を備える車両用ハイブリッド駆動装置において、前記制御装置は、エンジンを停止させ、クラッチを解放してモータジェネレータの動力を車輪へ伝達している車両走行時に、アクセル操作を検出して、クラッチの係合によりエンジンを始動させる始動制御手段と、該始動制御手段によるエンジンの始動に先行させて、クラッチの係合によりエンジンをクランキング開始位置まで回転させる制御を行うスタンバイ制御手段とを有し、前記スタンバイ制御手段は、前記クラッチのトルク伝達容量が、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる容量となるように、クラッチの係合圧を制御するスタンバイ圧制御手段を含み、前記始動制御手段は、スタンバイ制御後に、前記クラッチのトルク伝達容量がモータジェネレータの出力トルク以下となるように、クラッチの係合圧を制御するクランキング圧制御手段を含む、こ

とを特徴とする、車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 6】 エンジンと、モータジェネレータと、前記エンジンを始動させるスタータモータと、前記エンジン及びモータジェネレータ相互間の動力伝達を制御可能なクラッチと、前記エンジンとモータジェネレータの動力を車輪に伝達可能な伝動装置と、前記エンジン、モータジェネレータ、スタータモータ及びクラッチを制御する制御装置と、を備える車両用ハイブリッド駆動装置において、

10 前記制御装置は、エンジンを停止させ、クラッチを解放してモータジェネレータの動力を車輪へ伝達している車両走行時に、アクセル操作を検出して、エンジンを始動させる始動制御手段と、該始動制御手段によるエンジンの始動に先行させて、クラッチの係合によりエンジンをクランキング開始位置まで回転させる制御を行うスタンバイ制御手段とを有し、

20 前記スタンバイ制御手段は、前記クラッチのトルク伝達容量が、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる容量となるように、クラッチの係合圧を制御するスタンバイ圧制御手段を含み、

前記始動制御手段は、スタンバイ制御後に、スタータモータの起動と、前記クラッチの係合を同時に行わせる、ことを特徴とする、車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 7】 前記クランキング圧制御手段は、エンジン回転の変化率が目標値になるように、クラッチの係合圧を制御する定加速制御手段を含む、請求項 5 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 8】 前記クランキング圧制御手段は、モータジェネレータ回転の減少度を所定値以内に抑えるようにクラッチの係合圧を制御する回転数維持制御手段を含む、請求項 5 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 9】 前記始動制御手段は、スタータモータをエンジンが微小回転する期間だけ作動させる立ち上げ制御手段を含む、請求項 6 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 10】 前記始動制御手段は、クラッチの係合圧をクラッチがエンジンのクランキングトルクの平均値を伝達する値に設定するクランキング圧設定手段を含む、請求項 6 又は 9 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 11】 前記始動制御手段は、モータジェネレータにエンジンのクランキングトルクの平均値と車両の駆動トルクを出力させるトルク制御手段を含む、請求項 6、9 又は 10 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 12】 前記始動制御手段は、モータジェネレータにスタータモータの起動電流に応じてトルクを出力させるトルク制御手段を含む、請求項 6 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 13】 前記スタータモータの作動期間は、タイム制御とされた、請求項 6 又は 9 記載の車両用ハイブ

リッド駆動装置。

【請求項 1 4】 前記始動制御手段は、モータジェネレータに最大トルクを出力させるトルク制御手段と、モータジェネレータの最大トルク出力時に、クラッチのトルク容量を大きくすべく係合圧を増大させる増圧手段を含む、請求項 5 又は 7 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 1 5】 前記始動制御手段は、モータジェネレータにエンジンのクランキングトルクの平均値を出力させるトルク制御手段を含む、請求項 5 又は 7 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 1 6】 前記始動制御手段は、クラッチの係合圧をスィープアップさせるスィープアップ手段を含む、請求項 5 又は 8 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 1 7】 前記スタンバイ制御手段は、クラッチのピストンストロークを詰めるファーストフィル圧供給手段を含む、請求項 5 又は 7 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 1 8】 前記制御装置は、モータ走行領域とエンジン走行領域との間にクラッチスタンバイ領域を設定された、請求項 5 又は 7 記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 1 9】 前記始動制御手段は、エンジン回転が所定回転になったとき、エンジンに燃料を供給し点火させる、請求項 5、7、1 4 ~ 1 8 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 2 0】 前記始動制御手段は、エンジン回転とモータジェネレータ回転の同期後にクラッチを完全係合させる、請求項 5、7、1 4 ~ 1 9 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 2 1】 前記制御装置は、エンジン始動後、モータジェネレータの出力トルクをスィープダウンさせ、エンジンのスロットル開度を開く、終了制御手段を有する、請求項 5、7、1 4 ~ 2 0 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 2 2】 前記スタンバイ制御手段は、クラッチのピストンストロークを詰めるファーストフィル圧供給手段を含む、請求項 6、9 ~ 1 3 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 2 3】 前記制御装置は、モータ走行領域とエンジン走行領域との間にクラッチスタンバイ領域を設定された、請求項 6、9 ~ 1 3 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 2 4】 前記始動制御手段は、エンジン回転が所定回転になったとき、燃料を供給し点火させる、請求項 6、9 ~ 1 3、2 2、2 3 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 2 5】 前記始動制御手段は、エンジン回転とモータジェネレータ回転の同期後にクラッチを完全係合させる、請求項 6、9 ~ 1 3、2 2 ~ 2 4 のいずれか 1

項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【請求項 2 6】 前記制御装置は、エンジン始動後、モータジェネレータの出力トルクをスィープダウンさせ、エンジンのスロットル開度を開く、終了制御手段を有する、請求項 6、9 ~ 1 3、2 2 ~ 2 5 のいずれか 1 項記載の車両用ハイブリッド駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】本発明は、エンジンとモータジェネレータを動力とする車両用ハイブリッド駆動装置に関し、特に、燃費節減のために車両走行中に停止させたエンジンをモータジェネレータ駆動による走行下で再始動させる技術に関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】車両用駆動装置として、燃焼機関（本明細書において、エンジンという）と電動発電機（同じく、モータジェネレータという）を動力源とするハイブリッド駆動装置がある。こうした装置における一方の動力源としてのエンジンは、その特性として、低負荷側で負荷の減少量に対して急激に効率の減少割合が大きくなる傾向がある。

【0 0 0 3】

そこで、燃費性能を改善して省エネルギーを図るため、低負荷すなわちアクセル操作量（同じく、アクセル開度という）が小さい状態での走行時に、エンジンを自動的に停止させ、モータジェネレータ駆動で走行する方式の駆動装置が提案されている。この方式では、アクセル開度が所定の低开度領域を出るとき、エンジンを自動的に再始動させなければならないが、その際に、走行のための駆動トルクを出力しているモータジェネレータの駆動力を一部エンジン始動に割くことになるため、エンジンのクランキング負荷による駆動力の低下で、大きな減速感が生じる。したがって、この方式では、エンジン再始動時の減速ショックを如何に軽減するかが解決しなければならない大きな問題点となる。

【0 0 0 4】

こうした減速ショックの発生に対する対策として、従来、エンジン再始動時に、モータジェネレータの出力トルクをエンジンに伝達するクラッチの係合圧をスィープアップさせながら、クラッチの係合の進行に伴うトルク伝達力の増加につれて生じるモータジェネレータの微小回転変化率を認識し、その出力トルクを補足（ブースト）する制御を行う技術がある。

【0 0 0 5】

ところで、エンジン始動時のクランキング負荷は、その停止状態からの加速に必要なイナーシャトルクの他に、各シリンダで吸入、圧縮、排気が生じることに伴う抵抗、機械的引きずり抵抗分のトルク、エアコン、オルタネータ、ウォータポンプ、オイルポンプ等の補機類の駆動トルク等の合成トルクとなる。これらのうち、特に吸排気動作による負荷は、例えば 6 気筒エンジンでは、図 1 2 に各気筒ごとに異なる記号付の線で示すように周期的な変動トルクとなり、上記各トルクの合計

値は、実線で示すような特性となる。

【0006】しかしながら、実際のクランキングトルクは、一旦エンジンの回転が始まると、当初回転の抵抗となっていたイナーシャトルクが、フライホイールイナーシャの発生により、逆にトルク変動を抑制する要素として働くようになるため、図13に示すように、回転の立ち上がり時のみ極端に大きく、その後はほぼ一定の値となる特性を有する。したがって、トルク変動は残るものの、一定速度の回転を維持するために外部より平均的に与えなければならないクランキングトルクは、変動トルクの平均値でよいようになる。

【0007】そこで、こうしたクランキングトルクの特性に合わせて、再始動時にエンジンがある程度の回転数に達して、回転の立ち上げのための慣性力負荷が低減するまで吸排気動作に伴う負荷が生じないようにすることで、トルク負荷のピーク値を下げて、モータジェネレータにかかるクランキングトルクを軽減する技術が提案されている。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、後者の技術は、エンジンの改変を要するばかりでなく、複雑な制御を必要とし、実用までには未だ多くの解決すべき問題点があると考えられる。他方、前者の技術にも、上記クランキングトルクの特性に伴う問題点がある。すなわち、クランキングトルクの立ち上がり特性は、前記の周期的な変動トルク成分があることで、エンジン停止時のクランクシャフトの位置により、図14に一点鎖線と実線で対比して示すようにピーク位置がずれて特性が異なってくる。このようにピークトルク発生タイミングがずれることで、クラッチの伝達トルク容量を異ならせるべく、クラッチ係合油圧もそれに合わせて変化させる必要が生じ、モータジェネレータ出力トルク増分をそれに伴って異ならせる極めてきめの細かな制御が必要となる。こうした精密な制御は、マップ制御のような簡易制御では困難である。また、この制御では、シリンダの圧縮、膨張で発生する変動トルク成分が正確に推定できないため、エンジン始動初期にショックが発生しやすい。更に、制御スピードが十分でない。

【0009】そこで本発明は、モータジェネレータによる走行中に、エンジンをレスポンスよく、しかも簡単な制御で再始動させるべく、エンジン再始動時のクランキング特性を一定化することができる車両用ハイブリッド駆動装置を提供することを第1の目的とする。

【0010】次に、本発明は、上記クランキング特性を一定化するためのスタンバイ状態を、油圧制御で実現することを第2の目的とする。

【0011】次に、本発明は、上記クランキング特性を一定化するためのスタンバイ状態と、その後の始動とを、限られたモータジェネレータ出力の範囲で可能とすることを第3の目的とする。

【0012】ところで、エンジン再始動の際の駆動力の低下によるショックを軽減するには、出力トルクに十分余裕のある大容量のモータジェネレータを用い、クランキング負荷に応じてその出力トルクを増大させる制御を行えばよいことになるが、エンジン始動のためだけに備えて、そうした大容量のモータジェネレータを搭載することは、自体の大型化を招くばかりでなく、それを制御するインバータの高容量化、更にはバッテリーの高容量化を招き、有効な解決策とはなりえない。そこで、本発明は、エンジンに付設されたスタータモータを補助的に使用することで、クランキングのためにモータジェネレータの定格を大きくすることなく、しかも簡易なクラッチ係合圧の制御で、エンジンのクランキングをレスポンスよく可能とする車両用ハイブリッド駆動装置を提供することを第4の目的とする。

【0013】次に、本発明は、上記クランキング特性を一定化するためのスタンバイ状態と、その後の始動とを、格別の補助的駆動手段なしでモータジェネレータにより実現する車両用ハイブリッド駆動装置を提供することを第5の目的とする。

【0014】ところで、従来一般的な技術として、スタータモータでエンジン始動する方法があるが、こうした方法を走行中のエンジン再始動に単に適用した場合、クランキングトルクの変動による駆動ノイズが際立つようになり、始動レスポンスも満足のいくものとはならない。そこで、本発明は、クランキングの際の、特に大きなトルクを要するエンジン回転立ち上げ時に、エンジンに付設されたスタータモータを補助的に使用することで、クランキングのためにモータジェネレータの定格を大きくすることなく、しかも簡易なクラッチ係合圧の制御で、エンジンのクランキングをレスポンスよく可能とする車両用ハイブリッド駆動装置を提供することを第6の目的とする。

【0015】次に、モータジェネレータのみでエンジン始動を行う場合、エンジンのクランキングのために、クラッチの係合圧を制御してエンジンの回転数を増加させて行くには種々の方法が考えられるが、係合圧の制御がそのために複雑なものとなるのでは実用性に乏しい。そこで本発明は、簡単なクラッチ係合圧の制御でエンジンを再始動させることを第7の目的とする。

【0016】また、同様にモータジェネレータのみでエンジン始動を行う場合、モータジェネレータの定格出力の制約下では、エンジンのクランキングのために生じる減速ショックの発生は避けられないが、減速感を所定の範囲に制限することで体感上のショックを軽減できる。そこで本発明は、クラッチ係合圧の制御でモータジェネレータの回転数の低下を所定の範囲内に抑えながらエンジンを再始動させることを第8の目的とする。

【0017】一方、スタータモータを使用する場合、従来からエンジンに付設されているスタータモータは、通

常、使用頻度が少ないため、かなりの大電流駆動の過負荷状態で作動させていることから、使用頻度の多い走行時のエンジン再始動に同様の負荷状態で使用すると、耐久性の低下が懸念される。そこで本発明は、スタータモータをモータジェネレータによるクランキングトルクを補う軽負荷状態で駆動し、しかも駆動時間を極限して使用することで、スタータモータの耐久性を確保することを第 9 の目的とする。

【0018】ところで、エンジン始動のためのクランキングトルクは、前述のように、当初のエンジン回転立ち上げ時には大きい、その後はそれほど小さくなる。そこで、本発明は、上記の回転立ち上げ時に、スタータモータを補助的に利用することで、エンジン始動期間を通じてモータジェネレータのトルク出力の増大分を平均化することで、そのトルクを伝達するためのクラッチ係合圧の制御を単純化することを第 10 の目的とする。

【0019】また、上記のように回転立ち上げ時に、スタータモータを補助的に利用することで、エンジン始動期間を通じてモータジェネレータのトルク出力の増大分を軽減することができる。そこで、本発明は、エンジン始動のためのモータジェネレータのトルク負荷を軽減しながら、その出力トルク制御をも単純化することを第 11 の目的とする。

【0020】また、モータジェネレータトルクをエンジン始動のために割かない方法として、スタータモータのみで走行時のエンジン再始動を行わせることも考えられるが、そのようにすると、前記の理由から、スタータモータの耐久性の低下が懸念される。そこで、本発明は、前記とは逆に、スタータモータを主体としながらモータジェネレータトルクを補助的に利用することで、走行時エンジン再始動を行う場合でも、スタータモータの耐久性を確保することを第 12 の目的とする。

【0021】また、本発明は、始動制御時のスタータモータの制御を単純化することを第 13 の目的とする。

【0022】また、本発明は、モータジェネレータトルクのみで、減速ショックの発生を最小限に抑えながら、レスポンス良くエンジンを再始動させることを第 14 の目的とする。

【0023】また、本発明は、始動制御時のモータジェネレータのトルク制御をクラッチの係合圧制御に合わせて単純化することを第 15 の目的とする。

【0024】また、本発明は、スタンバイ制御から始動制御への移行の際のモータジェネレータのトルク制御を極めて単純な方法で行うことを第 16 の目的とする。

【0025】また、本発明は、モータジェネレータによる始動制御において、それに先行するスタンバイ制御のレスポンスを向上させることを第 17 の目的とする。

【0026】ところで、従来ハイブリッド駆動装置における走行モードの切り換えは、制御装置のマイクロコン

ピュータにメモリされ、アクセル開度と車速の関係から走行領域を定めた走行モードマップを参照しながら、各時点のアクセル開度と車速の関係に応じてなされる。そこで、本発明は、上記スタンバイ制御の開始時期をマップ上に設定することで、簡易なマップ制御で確実にエンジン再始動を行うことを第 18 の目的とする。

【0027】ところで、上記の制御において、エンジンの始動を確認することは、可能な限り短時間にエンジン始動制御を終了させる上で重要である。そこで、本発明は、的確なエンジン始動判断を可能とすることを第 19 の目的とする。

【0028】また、本発明は、モータジェネレータによるエンジン始動制御を円滑に終了させることを第 20 の目的とする。

【0029】また、本発明は、エンジン始動後のモータ走行からエンジン走行への移行を円滑に行うことを第 21 の目的とする。

【0030】また、本発明は、スタータモータを用いる始動制御において、それに先行するスタンバイ制御のレスポンスを向上させることを第 22 の目的とする。

【0031】また、本発明は、スタータモータを用いる始動制御において、それに先立つスタンバイ制御の開始時期をマップ上に設定することで、簡易なマップ制御で確実にエンジン再始動を行うことを第 23 の目的とする。

【0032】また、本発明は、適切な燃料供給の再開と点火により始動制御の最終段階でタイミング良くエンジンを自力回転させることを第 24 の目的とする。

【0033】また、本発明は、スタータモータを用いるエンジン始動制御を円滑に終了させることを第 25 の目的とする。

【0034】また、本発明は、スタータモータを用いるエンジン始動制御において、エンジン始動後のモータ走行からエンジン走行への移行を円滑に行うことを第 26 の目的とする。

【0035】

【課題を解決するための手段】上記第 1 の目的を達成するため、本発明は、エンジンと、モータジェネレータと、前記エンジンとモータジェネレータの動力を車輪に伝達可能な伝動装置と、前記エンジン、モータジェネレータ及びそれらの動力の車輪への伝達を制御する制御装置と、を備える車両用ハイブリッド駆動装置において、前記制御装置は、エンジンを停止させ、モータジェネレータの動力を車輪へ伝達している車両走行時に、アクセル操作を検出して、エンジンを始動させる始動制御手段と、該始動制御手段によるエンジンの始動に先行させて、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる制御を行うスタンバイ制御手段とを有する、ことを特徴とする。

【0036】次に、第 2 の目的を達成するため、前記駆

動装置は、前記エンジン及びモータジェネレータ相互間の動力伝達を制御可能なクラッチを有し、前記スタンバイ制御手段は、前記クラッチのトルク伝達容量が、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる容量となるように、クラッチ圧を制御するスタンバイ圧制御手段を含む構成が採られる。

【0037】更に、第3の目的を達成するため、前記始動制御手段は、スタンバイ制御後に、前記クラッチのトルク伝達容量がモータジェネレータの出力トルク以下となるように、クラッチの係合圧を制御するクランキング圧制御手段を含む構成とされる。

【0038】また、第4の目的を達成するため、前記駆動装置は、前記エンジンを始動させるスタータモータを有し、前記始動制御手段は、スタンバイ制御後に、スタータモータの起動と、前記クラッチの係合を同時に行わせる構成とされる。

【0039】次に、第5の目的を達成するため、本発明は、エンジンと、モータジェネレータと、前記エンジン及びモータジェネレータ相互間の動力伝達を制御可能なクラッチと、前記エンジンとモータジェネレータの動力を車輪に伝達可能な伝動装置と、前記エンジン、モータジェネレータ及びクラッチを制御する制御装置と、を備える車両用ハイブリッド駆動装置において、前記制御装置は、エンジンを停止させ、クラッチを解放してモータジェネレータの動力を車輪へ伝達している車両走行時に、アクセル操作を検出して、クラッチの係合によりエンジンを始動させる始動制御手段と、該始動制御手段によるエンジンの始動に先行させて、クラッチの係合によりエンジンをクランキング開始位置まで回転させる制御を行うスタンバイ制御手段とを有し、前記スタンバイ制御手段は、前記クラッチのトルク伝達容量が、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる容量となるように、クラッチの係合圧を制御するスタンバイ圧制御手段を含み、前記始動制御手段は、スタンバイ制御後に、前記クラッチのトルク伝達容量がモータジェネレータの出力トルク以下となるように、クラッチの係合圧を制御するクランキング圧制御手段を含む、ことを特徴とする。

【0040】また、第6の目的を達成するため、本発明は、エンジンと、モータジェネレータと、前記エンジンを始動させるスタータモータと、前記エンジン及びモータジェネレータ相互間の動力伝達を制御可能なクラッチと、前記エンジンとモータジェネレータの動力を車輪に伝達可能な伝動装置と、前記エンジン、モータジェネレータ、スタータモータ及びクラッチを制御する制御装置と、を備える車両用ハイブリッド駆動装置において、前記制御装置は、エンジンを停止させ、クラッチを解放してモータジェネレータの動力を車輪へ伝達している車両走行時に、アクセル操作を検出して、エンジンを始動させる始動制御手段と、該始動制御手段によるエンジンの始動に先行させて、クラッチの係合によりエンジンをク

ランキング開始位置まで回転させる制御を行うスタンバイ制御手段とを有し、前記スタンバイ制御手段は、前記クラッチのトルク伝達容量が、エンジンをクランキング開始位置まで回転させる容量となるように、クラッチの係合圧を制御するスタンバイ圧制御手段を含み、前記始動制御手段は、スタンバイ制御後に、スタータモータの起動と、前記クラッチの係合を同時に行わせる、ことを特徴とする。

【0041】更に、第7の目的を達成するため、前記クランキング圧制御手段は、エンジン回転の変化率が目標値になるように、クラッチの係合圧を制御する定加速制御手段を含む構成とされる。

【0042】次に、第8の目的を達成するため、前記クランキング圧制御手段は、モータジェネレータ回転の減少度を所定値以内に抑えるようにクラッチの係合圧を制御する回転数維持制御手段を含む構成とされる。

【0043】次に、第9の目的を達成するため、前記始動制御手段は、スタータモータをエンジンが微小回転する期間だけ作動させる立ち上げ制御手段を含む構成とされる。

【0044】更に、第10の目的を達成するため、前記始動制御手段は、クラッチの係合圧をクラッチがエンジンのクランキングトルクの平均値を伝達する値に設定するクランキング圧設定手段を含む構成とされる。

【0045】次に、第11の目的を達成するため、前記始動制御手段は、モータジェネレータにエンジンのクランキングトルクの平均値と車両の駆動トルクを出力させるトルク制御手段を含む構成とされる。

【0046】次に、第12の目的を達成するため、前記始動制御手段は、モータジェネレータにスタータモータの起動電流に応じてトルクを出力させるトルク制御手段を含む構成とされる。

【0047】次に、第13の目的を達成するため、前記スタータモータの作動期間は、タイマ制御とされる。

【0048】次に、第14の目的を達成するため、前記始動制御手段は、モータジェネレータに最大トルクを出力させるトルク制御手段と、モータジェネレータの最大トルク出力時に、クラッチのトルク容量を大きくすべく係合圧を増大させる増圧手段を含む構成とされる。

【0049】次に、第15の目的を達成するため、前記始動制御手段は、モータジェネレータにエンジンのクランキングトルクの平均値を出力させるトルク制御手段を含む構成とされる。

【0050】次に、第16の目的を達成するため、前記始動制御手段は、クラッチの係合圧をスリーブアップさせるスリーブアップ手段を含む構成とされる。

【0051】次に、第17の目的を達成するため、前記スタンバイ制御手段は、クラッチのピストンストロークを詰めるファーストフィル圧供給手段を含む構成とされる。

【0052】次に、第18の目的を達成するため、前記制御装置は、モータ走行領域とエンジン走行領域との間にクラッチスタンバイ領域を設定された構成とされる。

【0053】次に、第19の目的を達成するため、前記始動制御手段は、エンジン回転が所定回転になったとき、エンジンに燃料を供給し点火させる構成とされる。

【0054】次に、第20の目的を達成するため、前記始動制御手段は、エンジン回転とモータジェネレータ回転の同期後にクラッチを完全係合させる構成とされる。

【0055】次に、第21の目的を達成するため、前記制御装置は、エンジン始動後、モータジェネレータの出力トルクをスィープダウンさせ、エンジンのスロットル開度を開く、終了制御手段を有する構成とされる。

【0056】次に、第22の目的を達成するため、前記スタンバイ制御手段は、クラッチのピストンストロークを詰めるファーストフィル圧供給手段を含む構成とされる。

【0057】次に、第23の目的を達成するため、前記制御装置は、モータ走行領域とエンジン走行領域との間にクラッチスタンバイ領域を設定された構成とされる。

【0058】次に、第24の目的を達成するため、前記始動制御手段は、エンジン回転が所定回転になったとき、燃料を供給し点火させる構成とされる。

【0059】次に、第25の目的を達成するため、前記始動制御手段は、エンジン回転とモータジェネレータ回転の同期後にクラッチを完全係合させる構成とされる。

【0060】次に、第26の目的を達成するため、前記制御装置は、エンジン始動後、モータジェネレータの出力トルクをスィープダウンさせ、エンジンのスロットル開度を開く、終了制御手段を有する構成とされる。

【0061】

【発明の作用及び効果】上記の構成を採る請求項1記載の車両用ハイブリッド駆動装置では、スタンバイ制御手段による制御下で、常にエンジンがクランキング開始位置まで回転させられた状態で、始動制御手段の制御によるエンジンのクランキングが開始されるので、不定位置からのクランキングと異なり、クランキングの制御が容易となり、実質上一定の短い時間内で安定してエンジンを始動させることができる。したがって、この構成によれば、モータジェネレータによる走行中に、エンジンをレスポンスよく再始動させることができ、結果的に、エンジン再始動の際の駆動トルクの大きな落ち込みを、簡単な始動制御で防ぐことができるようになる。

【0062】次に、請求項2記載の構成では、上記のスタンバイ制御を行なう際に、スタンバイ圧制御手段によるクラッチの係合圧の制御でトルク容量を制限することで、モータジェネレータのトルクを利用して、確実にエンジンをクランキング開始位置まで回転させることができる。

【0063】更に、請求項3記載の構成では、エンジン

のクランキング時に、クランキング圧制御手段によるクラッチの係合圧の制御で、トルク伝達容量をモータジェネレータの出力トルク以下に制限することで、出力可能トルク内でエンジンをクランキングすることができる。

【0064】一方、請求項4記載の構成では、スタンバイ制御後に、始動制御手段によりクラッチの係合と同時にスタータモータが起動されるので、特にクランキング当初のエンジン回転の立ち上げ時の大きなトルクを必要とする時期に合わせて、スタータモータのトルクを有効に利用することができる。

【0065】次に、請求項5記載の構成では、上記クランキング特性を一定化するためのスタンバイ状態を得た上で、その後の始動をモータジェネレータの出力トルク以下で行うことができる。したがって、この構成によれば、エンジンのクランキングのためのスタンバイ状態と、その後のクランキングによる始動とを、格別の補助的駆動手段なしでモータジェネレータにより行うことができる。

【0066】また、請求項6に記載の構成では、上記クランキング特性を一定化するためのスタンバイ状態を得た上で、その後のクランキングの際の、特に大きなトルクを要するエンジン回転立ち上げ時に、エンジンに付設されたスタータモータを補助的に使用することで、モータジェネレータとスタータモータ両方の負荷を軽減しながらエンジンをクランキングすることができる。したがって、この構成によれば、クランキングのためにモータジェネレータの定格を大きくすることなく、しかもエンジンの再始動をレスポンスよく行うことができる。

【0067】更に、請求項7に記載の構成では、エンジンのクランキングのために、クラッチの係合圧を、エンジン回転の変化率が一定となるように制御しているので、簡単なクラッチ係合圧の制御でエンジンを再始動させることができる。

【0068】更に、請求項8に記載の構成では、エンジンのクランキングのために、クラッチの係合圧を、モータジェネレータの回転数の低下が所定の範囲内に抑えられるように制御しているので、本来検出精度の高いモータジェネレータ回転数を基とする体感上の減速感に沿った始動制御が可能となる。

【0069】更に、請求項9に記載の構成では、スタータモータをモータジェネレータによるクランキングトルクを補う軽負荷状態で駆動し、しかも駆動時間を極限して使用した始動制御が行われるので、クランキングの際のモータジェネレータとスタータモータの負荷を共に軽減しながら、スタータモータの耐久性を確保することができる。

【0070】次に、請求項10に記載の構成では、クランキング当初の回転立ち上げ時に、スタータモータを補助的に利用し、エンジン始動期間を通じてモータジェネレータのトルク出力の増大分を平均化することで、その

トルクを伝達するためのクラッチ係合圧の制御を単純化することができる。

【0071】更に、請求項11に記載の構成では、上記のように回転立ち上げ時に、スタータモータを補助的に利用し、エンジン始動期間を通じてモータジェネレータのトルク出力の増大分を軽減することで、エンジン始動のためのモータジェネレータのトルク負荷を軽減しながら出力トルク制御を単純化することができる。

【0072】更に、請求項12に記載の構成では、スタータモータを主体としながらモータジェネレータトルクを補助的に利用したエンジン始動が行われるので、モータジェネレータのクランキングのためのトルクを軽減して駆動トルクへの影響を最小限に抑える制御が可能となり、しかもスタータモータの耐久性を確保することができる。

【0073】更に、請求項13に記載の構成では、始動制御時のスタータモータの制御を単純化することができる。

【0074】更に、請求項14に記載の構成では、クランキング時にモータジェネレータの出力可能な最大のトルクでエンジンのクランキングが行われるので、減速ショックの発生を最小限に抑えながら、モータジェネレータのみでレスポンス良くエンジンを再始動させることができる。

【0075】更に、請求項15に記載の構成では、始動制御時にモータジェネレータに一定のトルクを出力させながら、エンジンを定加速でクランキングすることができるので、モータジェネレータの制御を単純化することができる。

【0076】更に、請求項16に記載の構成では、スタンバイ制御から始動制御への移行の際のクラッチの係合圧の制御を単純化することができる。

【0077】更に、請求項17に記載の構成では、モータジェネレータによる始動制御において、それに先行するスタンバイ制御のためのクラッチのピストンストロークを迅速に行わせることができるので、スタンバイ制御のレスポンスを向上させることができる。

【0078】更に、請求項18に記載の構成では、スタンバイ制御の開始時期を領域判断で簡単に行うことができるので、スタンバイ制御のロジックを単純化しながら、迅速にスタンバイ制御を実行することができる。

【0079】更に、請求項19に記載の構成では、エンジン回転が所定の回転数になったところで始動のためにエンジンに燃料を供給し、点火する制御が行われるので、的確なエンジン始動が可能となる。

【0080】更に、請求項20に記載の構成では、モータジェネレータによるエンジン始動制御を円滑に終了させることができる。

【0081】更に、請求項21に記載の構成では、エンジン始動後のモータ走行からエンジン走行への移行を円

滑に行うことができる。

【0082】更に、請求項22に記載の構成では、スタータモータを用いる始動制御において、それに先行するスタンバイ制御のためのクラッチのピストンストロークを迅速に行わせることができるので、スタンバイ制御のレスポンスを向上させることができる。

【0083】更に、請求項23に記載の構成では、スタータモータを用いる再始動におけるスタンバイ制御の開始時期を領域判断で簡単に行うことができるので、スタンバイ制御のロジックを単純化しながら、迅速にスタンバイ制御を実行することができる。

【0084】更に、請求項24に記載の構成では、スタータモータを用いる再始動において、エンジン回転が所定の回転数になったところで始動のためにエンジンに燃料を供給し、点火する制御が行われるので、的確なエンジン始動が可能となる。

【0085】更に、請求項25に記載の構成では、モータジェネレータとスタータモータによるエンジン始動制御を円滑に終了させることができる。

【0086】更に、請求項26に記載の構成では、モータジェネレータとスタータモータによるエンジン始動後のモータ走行からエンジン走行への移行を円滑に行うことができる。

【0087】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿い、本発明の実施形態について説明する。図1は第1実施形態に係る車両用ハイブリッド駆動装置のシステム構成を示すもので、この装置は、エンジン(E/G)1と、モータジェネレータ(M/G)2と、エンジン1及びモータジェネレータ2相互間の動力伝達を制御可能なクラッチ3と、エンジン1とモータジェネレータ2の動力を車輪に伝達可能な伝動装置4と、エンジン1、モータジェネレータ2、スタータモータ(S/M)11及びクラッチ3を制御する制御装置5(ECU)とを備えている。

【0088】エンジン1は、本形態において、その補機として補機用12V低電圧バッテリーを電源として作動するスタータモータ11を備えており、その起動により通常のスタータと同様に、回転する出力歯車11aがエンジン1のクランク軸に固定された大歯車12に噛合し、停止により噛合から外れる構成とされている。

【0089】モータジェネレータ2は、そのロータ21がクラッチ(以下、実施形態の説明において、他のクラッチと区別する意味でC1クラッチという)3を介してエンジン1に連結され、更に、入力クラッチ(同じく、実施形態の説明においてC1クラッチという)41を介して主たる伝動装置4を構成する自動変速機(T/M)40に連結されている。

【0090】伝動装置4を構成する自動変速機40は、本形態において油圧コントロールユニット(V/B)6により制御される所定のギヤトレインを備えるものとさ



れ、その出力軸は、ディファレンシャル装置 7 を介して左右の駆動輪 8 に連結されている。この装置では、油圧コントロールユニット 6 は、C i クラッチ 3 の油圧サーボを制御するコントロールユニットを兼ねている。

【0091】制御装置 5 は、モータジェネレータ 2 を図示しないインバータを介して、また、油圧コントロールユニット 6 を図示しないソレノイドを介して、更に、スタータモータ 1 1 をリレー等を介して制御するマイクロコンピュータを主体とする電子制御装置を構成している。そして、制御装置 5 へは、車両の各部に通常配置される各図示しないセンサからのアクセル開度信号、車速信号、トランスミッション入力回転数信号及びエンジン回転数信号が取込み可能とされている。

【0092】本発明に従い、制御装置 5 は、エンジン 1 を停止させ、C i クラッチ 3 を解放させてモータジェネレータ 2 の動力を車輪 8 へ伝達している車両走行時に、アクセル開度を検出して、エンジン 1 を始動させる制御装置内の処理プロセスとしての始動制御手段を有している。更に、制御装置 5 は、始動制御手段によるエンジン 1 の始動に先行させて、エンジン 1 をクランキング開始位置まで回転させる制御を行う同じく処理プロセスとしてのスタンバイ制御手段を有する。具体的には、本形態におけるスタンバイ制御手段は、C i クラッチ 3 の係合圧を制御して動力伝達を調整するスタンバイ圧制御手段を主な処理プロセスとして包含している。

【0093】更に、制御装置 5 は、そのマイクロコンピュータのメモリ上に走行モードマップを備えている。図 2 はこのマップデータを図式化して示すもので、車速と、アクセル開度との関係から、アクセルオン時の負（後進）高車速側にエンジン走行領域、車速 0 を挟む正負（前進及び後進）両低車速側にエンジン及びモータ走行領域、低アクセル開度を除く正（前進）高車速側にエンジン走行領域、そして低アクセル開度側にモータ走行領域、更に、アクセルオフの正（ホイール駆動の前進）車速側に回生領域を設定されている。そして、本形態では、特に、エンジン走行領域に隣接するモータ走行領域に、後に詳記する C i クラッチスタンバイ制御領域が設定されている。

【0094】次に、上記走行モードマップを参照して行われる本発明の主題に係る制御内容を具体的に説明する。まず、エンジン停止判断は、本発明の主題とは直接関係ないが、例えば、図 2 に示す走行モードマップに従い、アクセル開度が所定時間以上モータ走行領域にあるとき、制御装置 5 のエンジン停止可の判断により行われる。そしてこうしたエンジン停止下での走行状態において、上記エンジン停止判断と逆に、アクセル開度が所定時間以上エンジン走行領域にあるとき、制御装置 5 によりエンジン始動必要と判断することで、エンジン再始動判断がなされる。そして、このエンジン再始動判断により、C i クラッチ 3 のスタンバイ制御と、エンジン始動

制御と、完爆判断と、終了制御が実行される。更に、エンジン始動制御は、クランキングの前半部分のエンジン回転の立ち上げ制御と、後半部分の加速制御と、燃料供給及び点火で構成されている。

【0095】まず、C i クラッチのスタンバイ制御は、次の三つのタイミングで実行可能である。第 1 は、上記再始動判断が成立したときであり、第 2 は、アクセル開度が図 2 に示す走行モードマップの C i クラッチスタンバイ制御領域に入ったときであり、第 3 は、エンジン停止制御が終了した後の所定時間の間である。これらのうち、第 2 の判断方法が最も効果的である。なお、本形態では、これらを併用している。

【0096】以下、図 3 に示すタイムチャートに基づき、図 1 を併せて参照しながら、順次制御内容を説明する。当初、エンジン回転数 (N e) は停止状態の 0、モータ回転数 (N m) は車速の増加に連れて漸増、エンジントルク (T e) は停止状態の 0、モータトルク (T m) は、アクセル開度に応じてあらかじめ設定された出力制御マップに基づき出力されるトルクで加速状態の漸増、C i クラッチ圧 (P c i) は解放状態の 0、出力軸トルク (T o u t) はモータトルク駆動力に見合ったトルク漸増状態となっている。

【0097】ここで、モータ走行領域から、アクセル開度が C i クラッチスタンバイ制御領域に入ると、制御装置 5 から油圧コントロールユニット 6 へのソレノイド信号出力 (図 1 に破線で示す) で、C i クラッチ圧 (P c i) をファーストフィル圧 (P f) としてファーストフィル時間 (t f) だけ C i クラッチ 3 の油圧サーボへ供給する (図 1 に一点鎖線で示す) 制御が行われる。このファーストフィル圧 (P f) とファーストフィル時間 (t f) は、素早くクラッチピストンをストロークさせ、C i クラッチ油圧サーボのシリンダ内がオイルで充填できる程度の値に設定される。

【0098】次に、同様の手順で、スタンバイ圧 (P s t b y) の供給がスタンバイ時間 (t s t b y) だけ行われる。スタンバイ圧 (P s t b y) は、C i クラッチ 3 が少しトルクを伝え、エンジン 1 のクランクシャフトが少し回転し、圧縮トルクを必要とする直前の角度位置で停止する程度の圧力 (例えば 1 0 0 ~ 2 0 0 k P a 程度) とする。スタンバイ時間 (t s t b y) は、第 1 又は第 3 の判断方法によるときは、例えば数 1 0 0 m s e c 程度必要であり、第 1 の判断方法の場合は、その後直ちにスィープアップ制御に移り、第 3 の判断方法の場合は、その後 C i クラッチオフでモータ走行に移る。また、第 2 の判断方法の場合は、スタンバイ時間 (t s t b y) は、C i クラッチ圧の次の制御 (スィープアップ制御) が始まるまで続けられる。

【0099】このように、C i クラッチスタンバイ制御を実行することで、C i クラッチ 3 を介してモータジェネレータ 2 のトルクがエンジン 1 に伝達され、エンジン

1 は回転するが、最初のシリンダの圧縮行程に入るところで、所要トルクが大きくなることでC i クラッチ 3 はスリップし、エンジン 1 はそのクランク角位置で停止してクランキング前のスタンバイ状態となる。この回転角は、6 気筒エンジンで最大でも 1 0 0 ° 程度である。この間、モータトルク ( T m ) の一部はエンジン 1 のクランキング開始位置までの回転のために使われるが、回転抵抗が小さいため、出力軸トルク ( T o u t ) への影響はごく僅かである。かくして、クランク角位置を常にクランキングのピークトルクが発生する手前に置くこと

で、制御開始時のクランキングトルクの立ち上がり特性を同じにすることができる。その結果、エンジン始動制御時のC i クラッチ圧のスイープアップレスポンスを高めることができる。

【0 1 0 0】このようにしてスタンバイ状態が達成されるスタンバイ時間 ( t s t b y ) が経過すると、今度は、始動制御手段によるエンジン始動が行われる。この場合、モータトルク ( T m ) の増大と、C i クラッチ圧 ( P c i ) の上昇と、スタータモータ 1 1 の始動が同時に行われる。これにより、モータトルク ( T m ) は、車両の駆動に必要なアクセル開度に応じたそれまでのトルク ( T a c c ) にトルク増大分 ( T c r u n k ) とスタータトルクを加えたトルクが付加され、C i クラッチ圧 ( P c i ) の上昇によりトルク伝達容量を増したクラッチを介するトルク伝達でエンジンのクランキングが行われる。これにより、エンジンはその回転の立ち上がり時のイナーシャトルクによるピークトルクを乗り越えて回転を始める。回転の立ち上がりの判断は、エンジン回転数 ( N e ) の検出により行うこともできないではないが、こうした低回転数の高精度の検出は困難なので、本形態では、スタータモータのオフ時間 ( t o f f ) の経過でなされ、その時間経過でスタータはオフ ( O F F ) とされる。その後もモータトルクの増大状態は継続され、この場合は、エンジン回転が所定回転数になることで点火タイミングが図られる。そして点火と同時にモータトルク ( T m ) は、車両走行駆動に必要なトルクに戻される。

【0 1 0 1】エンジンの始動 (エンジンが自力で回転を継続できる状態) を確認する完爆判断は、下記の方法により行うことができる。その第 1 は、通常のア空燃比制御に使用するエグゾースト側に設けた O<sub>2</sub> (酸素) センサの出力を用いる方法である。この方法では、シリンダ内の燃焼が全シリンダで連続して生じるようになると、排ガス中の酸素濃度が極めて少なくなるので、エンジン完爆判断が可能となる。また、第 2 は、排ガス温度又は排ガス処理用触媒コンバータの温度をみる方法である。そして、第 3 は、シリンダ内の燃焼圧力をみる方法である。上記方法のうち、第 1 の方法が最も効果的であり、特に排ガス温度が低い状態のときでもセンサ性能 (感度) が安定するようにしたヒータ付 O<sub>2</sub> センサを用いる

と更に有効である。これに対して、第 3 の方法は、リーンバーンエンジンでしか使用しないセンサを用いることになるため、通常のエンジンに適用した場合、センサは完爆判定以外には使用しないものになってしまう点でコスト上は不利となる。

【0 1 0 2】こうしてエンジン完爆を判断した時点で、エンジン 1 の電磁制御スロットルバルブを、その時々アクセル開度に応じた開度に開き、同じくアクセル開度に応じた出力トルクによりモータ駆動されているトランスミッションの入力回転数にエンジン 1 の回転数を近づけていく。そして、C i クラッチ 3 が係合完了 (エンジン回転数とトランスミッション入力回転数すなわちモータ回転数が等しくなったとき) すると、モータ出力トルク ( T m ) をアクセル開度に応じた所定勾配でスイープダウンさせる。

【0 1 0 3】次に、上記制御を実行する具体的な手順をフローで説明する。図 4 は、走行中エンジン始動制御メインフローを示す。まず、ステップ S 1 のアクセル開度読み込みと、ステップ S 2 の車速読み込みにより、ステップ S 3 で、走行マップ (図 2 参照) から現在の走行状態がエンジン走行領域にあるか否かを判断する。また、ステップ S 4 では、同じく走行マップからC i クラッチスタンバイ領域にあるか否かを判断する。これらステップ S 3 とステップ S 4 の何れかの判断が成立 ( Y e s ) する場合には、ステップ S 5 で、C i クラッチスタンバイ制御を実行し、次いで、ステップ S 6 によるエンジン始動制御を実行することになる。

【0 1 0 4】図 5 は、図 4 に示すステップ S 5 のC i クラッチスタンバイ制御のサブルーチンを示す。このルーチンでは、当初のステップ S 2 1 で、C i クラッチ圧 ( P c i ) を初期値 ( P f ) にして出力し、クラッチのピストンストロークを詰める処理を行う。この処理によるC i クラッチの作動は、ステップ S 2 2 によるタイマ判断で、油圧出力から時間 ( t f ) が経過したことにより確認される。

【0 1 0 5】この時間経過を待って、ステップ S 2 3 で、C i クラッチ圧 ( P c i ) をエンジンのクランキング開始位置になるように、所定のスタンバイ圧 ( P s t b y ) に設定し、出力する。これにより、エンジンのクランク軸が微小回転し、クランキング開始位置 (圧縮行程手前) になる。このクランキング開始位置の確認は、ステップ S 2 4 で、スタンバイ圧 ( P s t b y ) を出力してからの時間が所定のスタンバイ時間 ( t s t b y ) 経過したかの判断で行われる。次に、ステップ S 2 5 で、エンジン走行領域になったかを判断する。そして、この判断が成立 ( Y e s ) の場合には、エンジン始動制御サブルーチンに入る。一方、ステップ S 2 5 で、エンジン走行領域判断が不成立 ( N o ) の場合には、更に、ステップ S 2 6 で、C i クラッチスタンバイ領域にあるかを判断し、これが成立 ( Y e s ) の場合は、ステップ

S 2 3 に戻って、C i クラッチ圧 ( P c i ) をスタンバイ圧 ( P s t b y ) 状態に保持する。また、ステップ S 2 6 の C i クラッチスタンバイ領域判断が不成立 ( N o ) の場合は、モータ走行領域に戻ったとして本制御を中止すべく、ステップ S 2 7 で、C i クラッチ圧 ( P c i ) を 0 にする処理を行う。

【 0 1 0 6 】このようにしてスタンバイ状態になった後のエンジン始動制御は、大別して 2 つの形態を採ることができる。まず第 1 実施形態として、スタータモータを用いる制御について説明する。

【 0 1 0 7 】この場合、図 6 に示すエンジン始動制御サブルーチンに入ると、ステップ S 3 1 からステップ S 3 3 を同時に実行することになるが、チャート表現の便宜上、順次並べて表記されている。ステップ S 3 1 では、スタータモータを始動する。ステップ S 3 2 では、C i クラッチ圧 ( P c i ) を  $P c i = ( T c r u n k / \mu - c ) / a$  のように設定する。ここに、T c r u n k は、エンジンのクランキングトルクの平均値で、エンジンによって予め決まった値である。 $\mu$  は、クラッチの摩擦材の摩擦係数である。a と c はクラッチによって決まる定数である。また、ステップ S 3 3 では、モータトルク ( T m ) を出力する。このモータトルクは、 $T m = T c r u n k + T a c c$  とする。ここに、T c r u n k は、エンジン始動に必要なトルクであり、T a c c は、アクセル開度に応じたトルクで、車両の駆動に必要なトルクである。このように、各ステップを同時に実行したのち、ステップ S 3 4 で、制御開始からの時間がオフ時間 ( t o f f ) を過ぎたかをみる。この時間は、エンジンが微小回転 ( 1 回転 ) すればよい時間なので、非常に微小な時間である。そして、オフ時間 ( t o f f ) 経過が確認されたら、ステップ S 3 5 で、スタータモータをオフ ( O F F ) する。この場合、非常に微小なオフ時間 ( t o f f ) のみスタータを作動させるので、スタータの耐久性、スタータ始動による異音などは問題ない。以上のステップ S 3 1 ~ ステップ S 3 5 は、エンジン回転の立ち上げ制御を構成する。

【 0 1 0 8 】更に、ステップ S 3 6 で、エンジン回転が所定回転数 ( 例えば、5 0 0 r p m、すなわち燃料供給と点火によりエンジンが自力回転可能な完爆状態となる回転数 ) になったかを判断する。そして、ステップ S 3 6 の判断が成立 ( Y e s ) の場合は、ステップ S 3 7 で、実際にエンジンに燃料を噴射し、点火させ、エンジンを始動させる。上記ステップ S 3 2 ~ ステップ S 3 6 は、エンジン回転の加速制御を構成する。

【 0 1 0 9 】かくして、エンジンが始動したら、ステップ S 3 8 で、モータのトルク ( T m ) をアクセル開度に応じたトルク ( T a c c ) に戻す。この処理は、エンジンの始動によりクランキングトルク ( T c r u n k ) は不要となったためである。そして、次に、ステップ S 3 9 で、エンジン回転数 ( N e ) が変速機の入力回転数

( N i n ) と同期したかを、 $\pm N a$  の幅の範囲で判断する。これによる同期の判断が成立 ( Y e s ) したところで、ステップ S 4 0 により、C i クラッチ圧 ( P c i ) を 1 0 0 % の圧、すなわち P 1 0 0 にする。かくして、C i クラッチの完全係合により、エンジンのトルクが車輪に伝達可能となるので、ステップ S 4 1 で、モータトルク ( T m ) を減少させていく処理を行う。併せて、ステップ S 4 2 で、モータトルク ( T m ) のスweepダウンにより減少した分をエンジンに出力させる (  $T e = T a c c - T m$  ) 処理を行う。具体的には、電子スロットルへの信号出力でスロットルを開いて行く。最後に、ステップ S 4 3 でモータトルク ( T m ) が 0 になったかを判断する。この判断が成立 ( Y e s ) することで、モータ走行からエンジン走行の切換えが終了する。以上のステップ S 3 8 ~ ステップ S 4 3 は、終了制御を構成する。

【 0 1 1 0 】上記実施形態によれば、モータジェネレータが車両駆動性能に加えてクランキングトルク分を出力できるように性能を見積もる必要がないので、モータジェネレータの大型化が防げる。また、スタータモータの方は、通常エンジン駆動車用の量産品と共用できるので、コストアップが最小限に抑えられる。更に、付随的な利点として、高圧系 ( モータジェネレータ駆動用電源 ) S O C が長期不使用による自己放電等で 0 % になっても、通常のエンジン駆動車のように 1 2 V 補機バッテリーでエンジン始動が可能な利点が見られる。また、ブースタケーブルによるジャンピングスタートも可能である。また、極低温 ( - 3 0 ~ - 4 0 ° C ) のエンジン始動も、電動オイルポンプの低温時性能によらず、現行車両と同様のレスポンスで可能である。

【 0 1 1 1 】ところで、上記第 1 実施形態ではモータジェネレータ 2 を主とし、スタータモータ 1 1 を補助として使用する形態を採ったが、逆にスタータモータ 1 1 を主としてモータジェネレータ 2 を補助的に使用する形態を採ることもできる。この場合、スタータモータ駆動回路にスタータモータに突入する電流値を計測する電流センサを設け、この出力値を始動制御時のモータジェネレータ出力トルク制御のフィードバック制御に用いる。図 7 はこうした制御形態を採る場合のタイムチャートを示す。この制御では、スタータモータ駆動電流 ( I s t ) が所定値を超えないようにモータジェネレータ出力トルクを調整する。この場合のクラッチ係合圧 ( P c i ) は、スタータモータの起動と同時にライン圧 ( P l ) まですweepアップし、以後一定に保つ制御で足りる。そして、スタータモータの停止は、エンジン回転が所定の回転数になったときとする。

【 0 1 1 2 】こうした制御を行った場合、スタータモータ 1 1 の駆動負荷を図に実線で示すように所定のしきい値以下に抑えることができる。そして、図に点線で示すピーク分のクランキング負荷をモータジェネレータ 2 が

負担することになる。

【0113】次に、前記第1実施形態では、エンジン1のクランキングを主としてモータジェネレータ2で行い、エンジン回転の立ち上げにスタータモータ11を補助的に使用する構成を採っているが、エンジン1のクランキングは、立ち上げ時も含めて、スタータモータ11を用いずにモータジェネレータ2のみで行うこともできる。次に、こうした形態を採る第2実施形態について図8に示すタイムチャートを参照しながら説明する。

【0114】この形態でも、当初の状態からスタンバイ制御までの期間は、前記第1実施形態と同様であるので、その参照をもって説明に代える。そして、同様にしてスタンバイ状態が達成されるスタンバイ時間 ( $t_{s t b y}$ ) が経過すると、始動制御手段によるエンジン始動が行われる。この場合、前形態と異なり、モータトルク ( $T_m$ ) の最大値 ( $T_{m m a x}$ ) までの増大と、C i クラッチ圧 ( $P_{c i}$ ) の上昇とが同時に行われる。これにより、モータトルク ( $T_m$ ) は、車両の駆動に必要なアクセル開度に応じたそれまでのトルク ( $T_{a c c}$ ) にトルク増大分を加えたトルクが付加され、C i クラッチ圧 ( $P_{c i}$ ) の上昇によりトルク伝達容量を増したC i クラッチ3を介するトルク伝達でエンジン1のクランキングが行われる。これにより、エンジン1はその回転の立ち上がり時のイナーシャトルクによるピークトルクを乗り越えて回転を始める。回転の立ち上がり (微小回転) の判断はタイマ又はエンジン回転数 ( $N_e$ ) でなされる。その後モータトルク ( $T_m$ ) はエンジン回転数を所定変化率で上昇できるトルク ( $T_{m t}$ ) まで下げられて増大状態は継続され、この場合も、エンジン回転が所定回転数になることで点火タイミングが図られる。点火と同時にモータトルク ( $T_m$ ) は駆動に必要なトルク ( $T_{a c c}$ ) に戻される。これ以後の制御は、前記第1実施形態の場合と同様である。

【0115】このようにモータジェネレータ2のみでエンジン始動を行う場合、エンジン始動に伴う車両駆動トルク ( $T_{o u t}$ ) の変化 (落ち込み) は、C i クラッチ3の伝達トルク容量の大きさそのものとなる。したがって、C i クラッチ3の伝達トルク容量を係合圧力で制御し、駆動トルクの落ち込みとその継続時間との兼ね合いから、モータジェネレータ2のトルク出力能力の範囲内で、ショックを体感上許容できるレベル以下に抑えることで、不快な減速感が生じるのを防ぐことになる。

【0116】この場合、最も大きな始動トルクを必要とする領域は、エンジン始動初期制御 (立ち上げ制御) 領域 ( $N_e = 0 \sim N_{e 1}$ ) となるので、この期間モータ出力トルクを出力可能な最大値 ( $T_{m m a x}$ ) とする。この値は、車速、バッテリー温度、SOCなどの諸条件によって異なる。そして、このトルク制御と同時に、C i クラッチ圧 ( $P_{c i}$ ) を下記要領で出力させる。すなわち、エンジン始動 (最初に回転させるため) に使われる

トルクを  $T_{m e s}$  として、

$$T_{m e s} = T_{c i} (C i \text{ クラッチ伝達トルク容量}) = (a P_{c i} + c) \mu$$

ここに、 $a$ 、 $c$  はクラッチ諸元により決まる定数、 $\mu$  はクラッチ摩擦材の摩擦係数、 $P_{c i}$  はC i クラッチ係合圧を表す。なお、 $\mu$  は摩擦材のスリップ速度、押し付け面圧、オイル温度により、マップからの読み取りで決定される。

【0117】なお、エンジン始動に使われるトルク ( $T_{m e s}$ ) と車両駆動に使われるトルク ( $T_{m k}$ ) の割合は、実車による感応評価で決定する。この場合、限られた出力可能なトルク最大値 ( $T_{m m a x}$ ) の範囲内でエンジン始動に使われるトルク ( $T_{m e s}$ ) を小さく設定すると、エンジン始動初期制御 (立ち上げ制御) 領域 ( $N_e = 0 \sim N_{e 1}$ ) の時間が長くなり、エンジン始動レスポンスが悪くなる。逆に、トルク ( $T_{m e s}$ ) を大きく設定すると、駆動トルクの不足で始動ショックが大きくなる。上記制御をエンジン回転数が所定の微小回転数 ( $N_{e 1}$ ) に達するまで継続する。

【0118】このエンジン回転数が微小回転数 ( $N_{e 1}$ ) に達するまでのように、回転数が低い領域では、電磁ピックアップセンサのような安価なセンサでは、正確にエンジン回転数 ( $N_e$ ) を検知できない場合があるので、前述の制御をエンジン回転数 ( $N_e$ ) ではなく、エンジンの吸入空気量センサの出力により行うようにしてもよい。

【0119】上記の制御の後に定加速制御を行う。この制御では、あらかじめ設定された加速度でエンジン回転数が上昇するようC i クラッチ係合圧をフィードバック制御する。この場合、エンジン回転数 ( $N_e$ ) が微小回転数 ( $N_{e 1}$ ) に達したら、モータ出力をエンジンを定常的に加速するトルク ( $T_{m t}$ ) まで下げる。このトルクは、エンジン油温 ( $T_{e o i l}$ ) とエンジン回転数 ( $N_e$ ) で決定できる。この関係は、実験値として入手できる。そして、上記モータ出力の条件で、エンジン回転数 ( $N_e$ ) の上昇率 ( $d N_e / d t$ ) が所定値となるように、C i クラッチ係合圧 ( $P_{c i}$ ) 出力をフィードバック制御する。

【0120】こうしてエンジン回転数 ( $N_e$ ) が同期回転数 ( $N_{i n}$ 、約500~700rpm程度) が適当に達したら、前形態と同様の方法で燃料噴射と点火のためのエンジン制御を開始する。そして、最後に終了制御に入る。この制御では、モータ走行からエンジン走行へ駆動源を切り換える。その際、同期確認後適当なタイマを設定し、同期を確実にするため、連続同期状態を保持した後、C i クラッチ係合圧をデューティ比100%に対応する圧力まで上げる。

【0121】この第2実施形態のエンジン始動制御サブルーチンは、図9及び図10に示すフローとなる。この場合、ステップS51で、モータトルク ( $T_m$ ) をモー

タジェネレータがそのときの条件下で出力可能な最大トルク (Tmax) にする。ここに、最大トルク (Tmax) は、エンジンの始動トルク (Tmes) と車両駆動トルク (Tmk) の両方を出力できる値である。これは、車速、バッテリー容量SOC、バッテリー温度に応じて変更してもよい。同時に、ステップS52で、C iクラッチ圧 (Pci) を  $Pci = (Tmes / \mu - c) / a$  のように設定する。すなわち、C iクラッチ圧 (Pci) を始動トルク (Tmes) だけ伝達可能な値に設定する。

【0122】ステップS53で、エンジン回転数 (Ne) が所定微小回転数 (Nel) を上回ったかを判断する。この判定は回転数でなく、タイマで設定してもよい。そして、ステップS54で、モータトルク (Tm) をエンジン回転数を所定変化率で上昇できるトルク (Tmt) に減少させる。次に、ステップS55で、C iクラッチ圧 (Pci) をフィードバック初期値 (Pa) にする。そして、ステップS56で、エンジン回転数の現在の変化率 (dX2) を求める。更に、ステップS57で、目標変化率 (dX1) との偏差 (dX) を求める。ステップS58では、求めた偏差 (dX) からC iクラッチ圧 (Pci) の変更率 (dPci) を求める。この値は、偏差 (dX) が正側に大きいときにはC iクラッチ圧 (Pci) を減少させ、偏差 (dX) が負側に大きいときにはC iクラッチ圧 (Pci) を増大させるように設定される。かくしてステップS59で、フィードバック制御を実行する。

【0123】次に、ステップS60で、エンジン回転数 (Ne) が所定回転数 (例えば、500rpm) を上回ったかをみる。この判断が成立するまで、ステップS56に戻って、フィードバック制御を実行する。やがてステップS60のエンジン回転数判断が成立すると、ステップS61で、エンジンがすでに点火されている完爆状態か否かを判断する。この判断は、前記のように空燃比制御のためにエンジンのエグゾースト側に設けたO<sub>2</sub> (酸素) センサの出力に基づいて、シリンダ内での燃焼が全シリンダで連続して生じることで、排ガス中の酸素濃度が極めて少なくなることで判定が可能となる。初回のループではこの判断は不成立 (No) となるので、ステップS62で、エンジンへの燃料の噴射を行い、点火する。

【0124】以後のステップS63～ステップS67のプロセスは、前記第1実施形態のステップS39～ステップS43のものと実質上同様であるので、説明を省略する。

【0125】上記第2実施形態によれば、スタータモータ11を使用せずに、簡単な制御でレスポンスよくエンジン再始動を実現できる。従って、この制御は、スタータモータ11を備えないハイブリッド駆動装置にも適用可能な利点を有する。

【0126】ところで、上記第2実施形態の始動制御は、モータ回転数が推定値をトレースするように制御する変形形態を採ることもできる。この場合、始動制御でのモータ出力トルクの制御は、第2実施形態と同様とする。そして、C iクラッチ圧 (Pci) の制御を図11のタイムチャートに示すように行う。すなわち、クランキング開始の所定時間前におけるモータ回転数 (Nm) の変化率からクランキング以降のモータ回転数 (Nm) の経過を推定する。この推定値による目標値と実際のモータ回転数 (Nm) の値との偏差 (e) を取り、モータ回転数 (Nm) が目標値をトレースするよう、C iクラッチ圧 (Pci) の出力をフィードバック制御する。なお、この制御では、モータ磁極位置センサ (レゾルバ) の出力 (速度検出値) をベースに制御を行うのが好適である。その後の制御は、第2実施形態と同様である。

【0127】なお、この形態において、モータ回転数 (Nm) の目標値を車速から演算する方法も考えられるが、当制御での偏差量 e は、極小値であるので、十分な精度が得られない。これに対してモータジェネレータの磁極センサの場合、精度は極めて高く (角度にして数十秒～数分程度)、駆動系の振れれ量を検出するにも十分な精度である。

【0128】以上、本発明を、その制御形態を中心として、図1に示す特定のシステム構成の駆動装置に適用して例示したが、次に、伝動装置4のシステム構成の変形形態について説明する。図15に示す第3実施形態は、伝動装置4中の自動変速機40とC iクラッチ41との間に、第2のモータジェネレータ (M/G) 2Aを付設したものである。また、この形態では、走行時エンジン停止中も補機9を稼働すべく、モータジェネレータ2Aに補機9をVベルト掛け等で駆動連結する構成を採っている。こうした形態の駆動装置においても、前記のスタンバイ制御と始動制御は、同様の手法で行なうことができる。なお、この形態の場合、エンジンの始動制御時に、第2のモータジェネレータ2Aでトルクの落ち込み分を補う制御を行なうことで、エンジン始動時のショックを一層小さくすることも可能となる。その余の構成については、前記第1実施形態のものと同様であるので、相当する要素に同じ参照符号を付して説明に代える。

【0129】次に、図16に示す第4実施形態は、伝動装置4内に、モータジェネレータ2をエンジン (E/G) 1と自動変速機 (T/M) 40とに連結する直結クラッチ42付きプラネタリギヤ40Aを配置して、エンジン1とモータジェネレータ2とによるパラレル駆動とスプリット駆動とを可能としたものである。そして、プラネタリギヤ40Aのサンギヤ43がモータジェネレータ2に連結され、リングギヤ45がエンジン1に連結され、キャリア44が出力要素として自動変速機40に連結されている。その余の構成については、前記第1実施形態のものと同様であるので、この場合も相当する要素

に同じ参照符号を付して説明に代える。この形態では、モータ走行によるエンジン始動時は、直結クラッチ 4 2 を係合状態として、先に述べたスタンバイ制御と始動制御に従って、C i クラッチ 3 の制御とモータジェネレータ 2 の制御を行なうことになる。

【0 1 3 0】最後に、図 1 7 に示す第 5 実施形態は、伝動装置 4 内に、モータジェネレータ 2 をエンジン ( E / G ) 1 と自動変速機に置き代わる第 2 のモータジェネレータ ( M / G ) 2 B に連結するプラネタリギヤ 4 0 B を配置したものである。そして、上記第 4 実施形態とは逆に、プラネタリギヤ 4 0 B のサンギヤ 4 3 をモータジェネレータ 2 に、キャリア 4 4 をエンジン 1 に連結し、リングギヤ 4 5 を出力要素として第 2 のモータジェネレータ ( M / G ) 2 B に連結に連結している。この形態の場合、前記各形態において必ず設けられている C i クラッチ 3 を廃止した構成が採られている。この伝動装置の構成では、モータ走行時は、第 2 のモータジェネレータ 2 B の正転で車両を駆動させ、エンジン 1 の停止のために、第 1 のモータジェネレータ 2 による反力支持を逃がすべく、モータジェネレータ 2 を空転状態とすることになる。そしてエンジン始動時のスタンバイ制御では、第 1 のモータジェネレータ 2 を小さなトルク出力で正転方向へ微小回転させることでスタンバイ状態とし、その後、始動制御では、第 1 のモータジェネレータ 2 と第 2 のモータジェネレータ 2 B を同時にトルク増大制御することになる。この形態においても前記第 3 実施形態のものと同様に、エンジン始動時のショックを一層小さくすることができる。

【0 1 3 1】以上、本発明を 5 つの実施形態に基づき変形形態をも含めて詳説したが、本発明は上記実施形態の開示内容のみに限定されることなく、特許請求の範囲に記載の事項の範囲内で種々に細部の具体的構成を変更して実施可能なものであることはいうまでもない。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施形態に係る車両用ハイブリッド駆動装置のシステム構成図である。

【図 2】上記駆動装置における制御装置内の走行モードマップである。

【図 3】上記制御装置による走行中エンジン始動のタイムチャートである。

【図 4】上記エンジン始動のメインフローチャートである。

【図 5】上記メインフロー中のスタンバイ制御サブルー

チンのフローチャートである。

【図 6】上記メインフロー中のエンジン始動制御サブルーチンのフローチャートである。

【図 7】上記第 1 実施形態の始動制御の変形形態を示すタイムチャートである。

【図 8】第 2 実施形態の制御装置によるエンジン始動のタイムチャートである。

【図 9】上記エンジン始動におけるエンジン始動制御サブルーチンの一部を示すフローチャートである。

【図 1 0】上記エンジン始動制御サブルーチンの他部を示すフローチャートである。

【図 1 1】上記第 2 実施形態の始動制御の変形形態を示すタイムチャートである。

【図 1 2】一般的な 6 気筒エンジンのクランク回転に対するトルク変動を示す特性図である。

【図 1 3】一般的なエンジンのクランキングトルク特性を示す模式図である。

【図 1 4】上記クランキングトルクの立ち上がり特性を示す模式図である。

【図 1 5】本発明の第 3 実施形態に係る車両用ハイブリッド駆動装置のシステム構成図である。

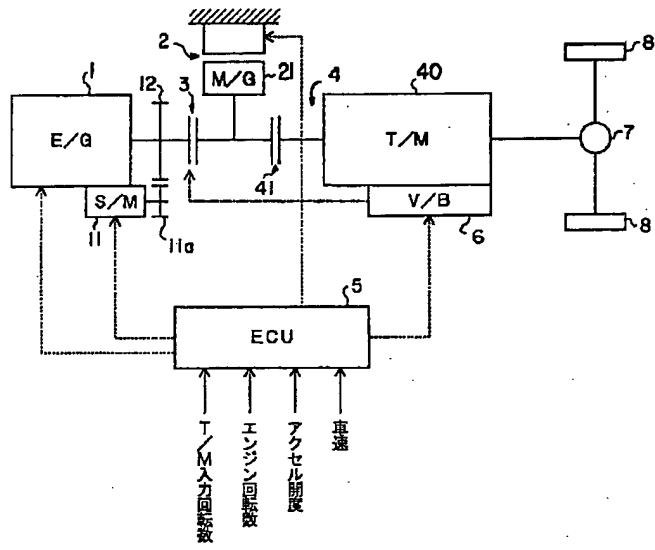
【図 1 6】本発明の第 4 実施形態に係る車両用ハイブリッド駆動装置のシステム構成図である。

【図 1 7】本発明の第 5 実施形態に係る車両用ハイブリッド駆動装置のシステム構成図である。

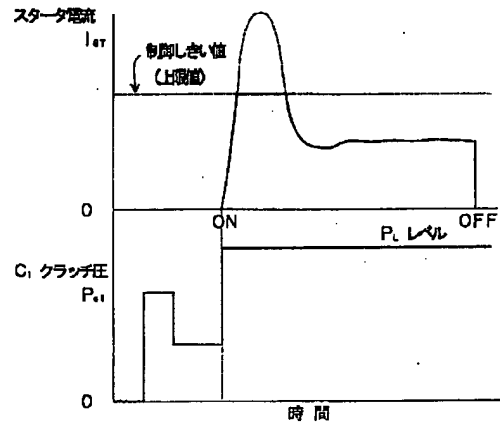
【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 モータジェネレータ
- 3 C i クラッチ (クラッチ)
- 4 伝動装置
- 5 制御装置
- 1 1 スタータモータ
- S 5 スタンバイ制御手段
- S 6 始動制御手段
- S 2 1 ファーストフィル圧供給手段
- S 2 3 スタンバイ圧制御手段
- S 3 1, S 3 4 立ち上げ制御手段
- S 3 2 クランキング圧設定手段
- S 3 3 トルク制御手段
- S 4 1, S 4 2 終了制御手段
- S 5 1 トルク制御手段
- S 5 2 クランキング圧制御手段, 増圧手段
- S 5 8 定加速制御手段

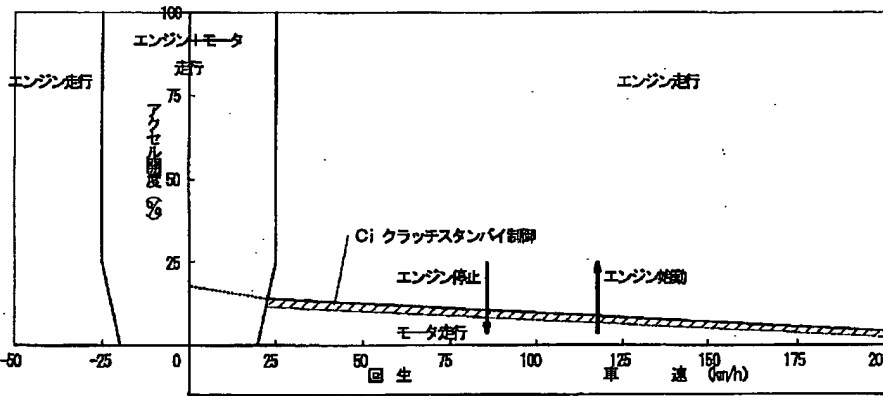
【 図 1 】



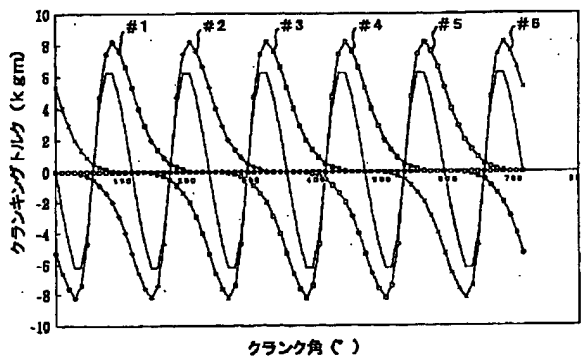
【 図 7 】



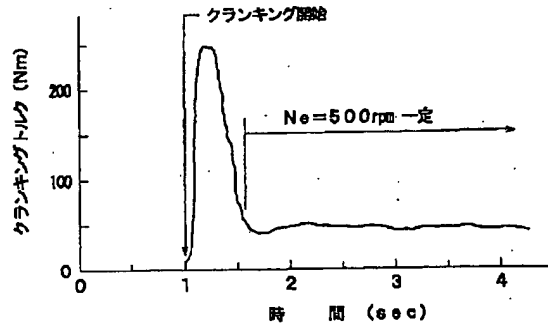
【 図 2 】



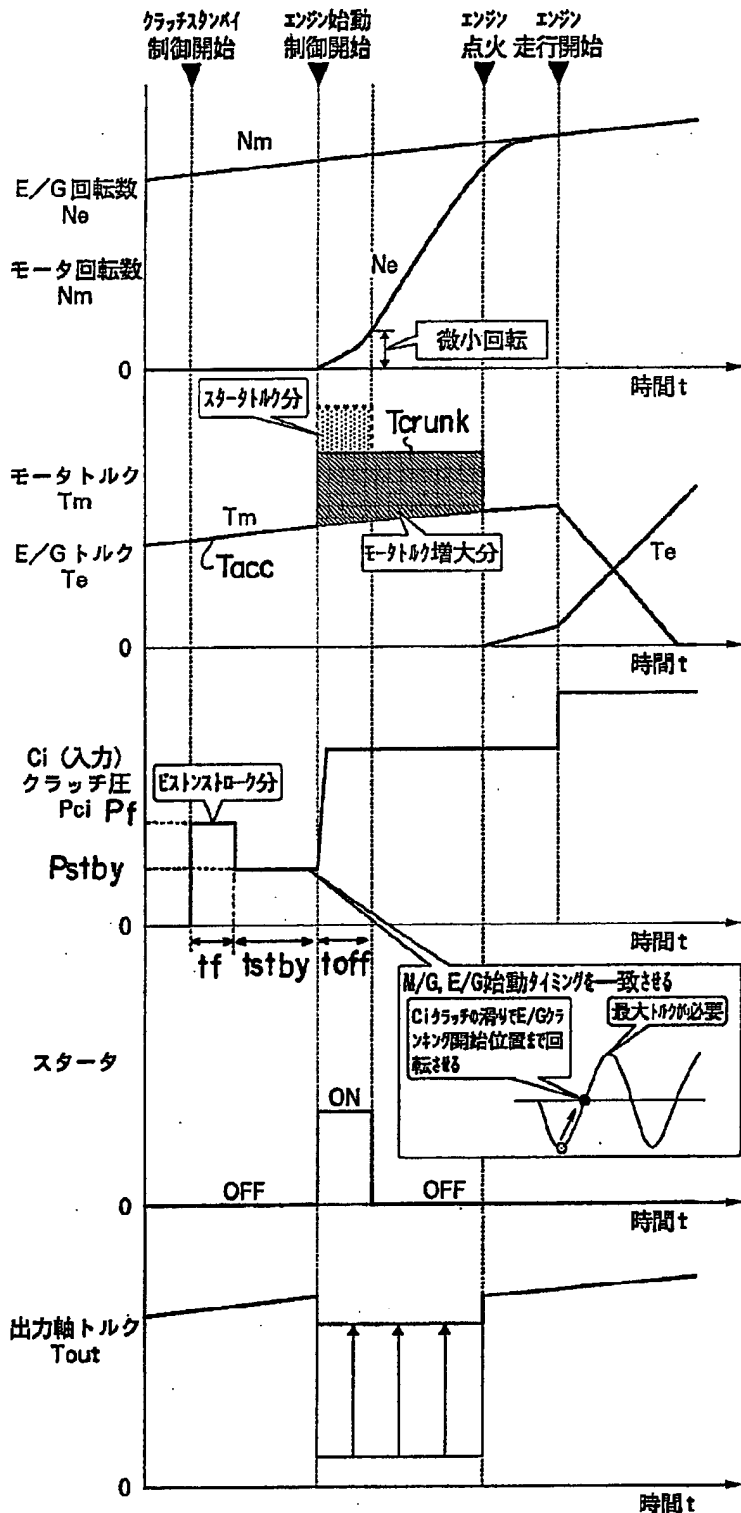
【 図 1 2 】



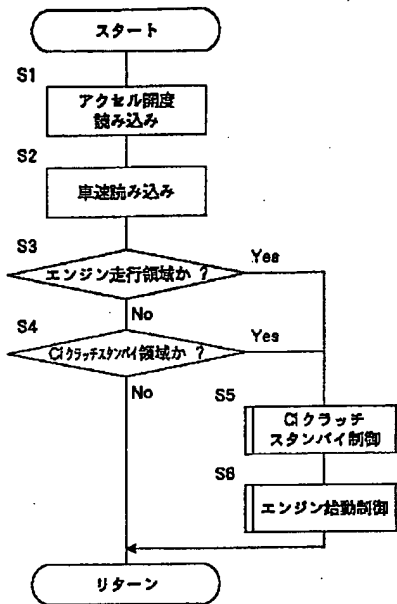
【 図 1 3 】



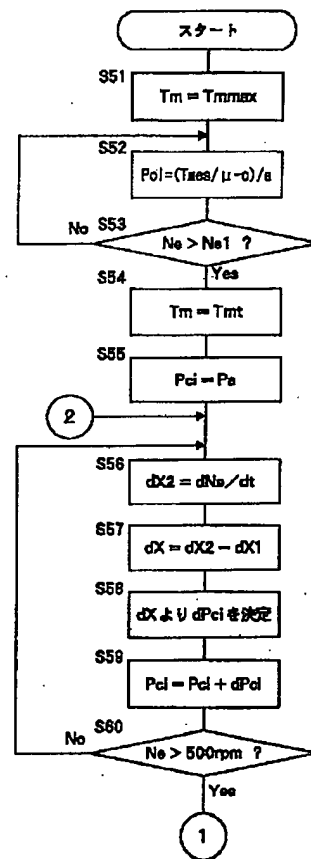
【 図 3 】



【 図 4 】

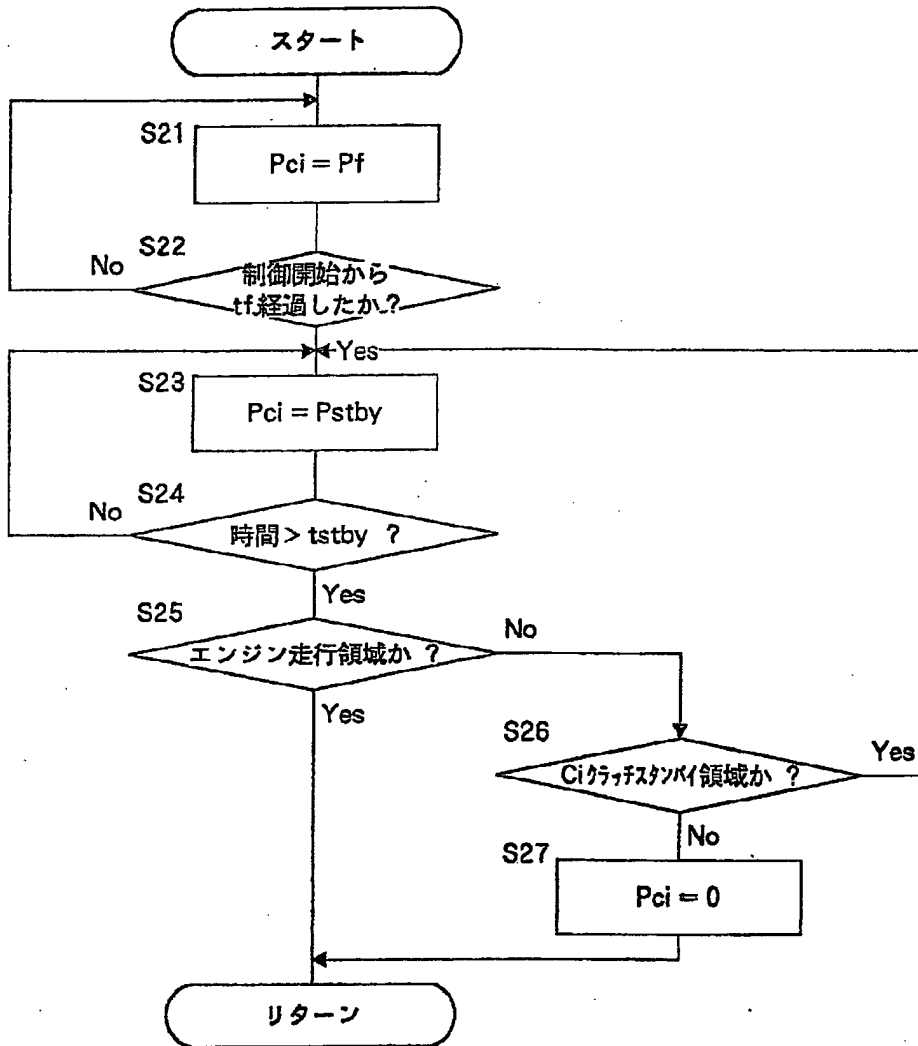


【 図 9 】

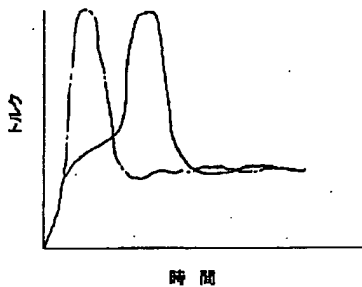




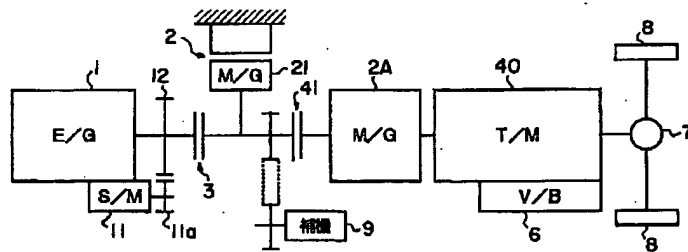
【 図 5 】



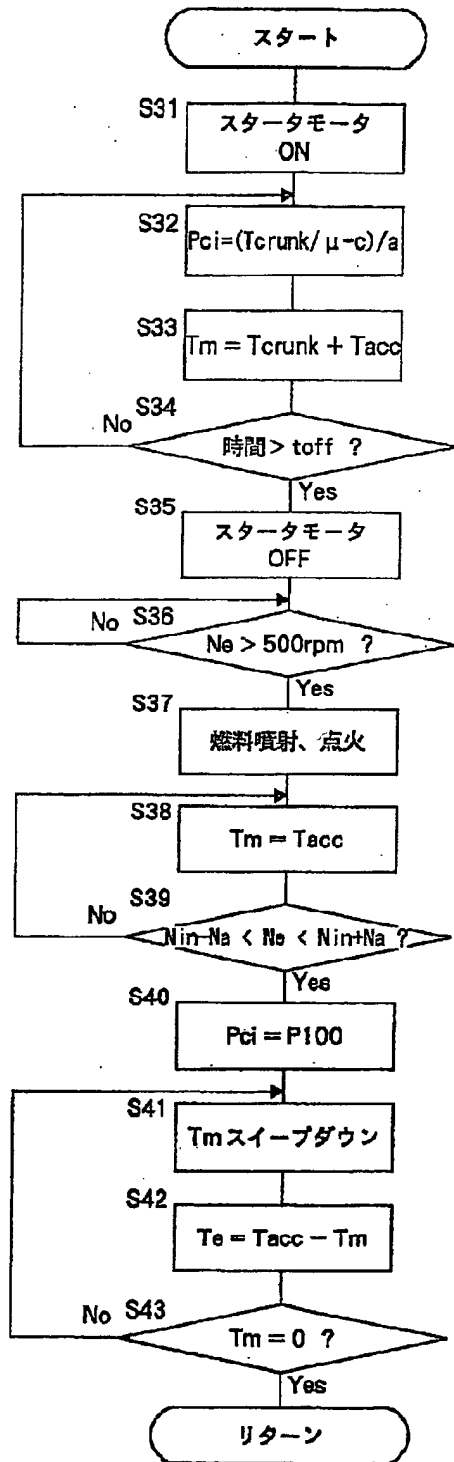
【 図 1 4 】



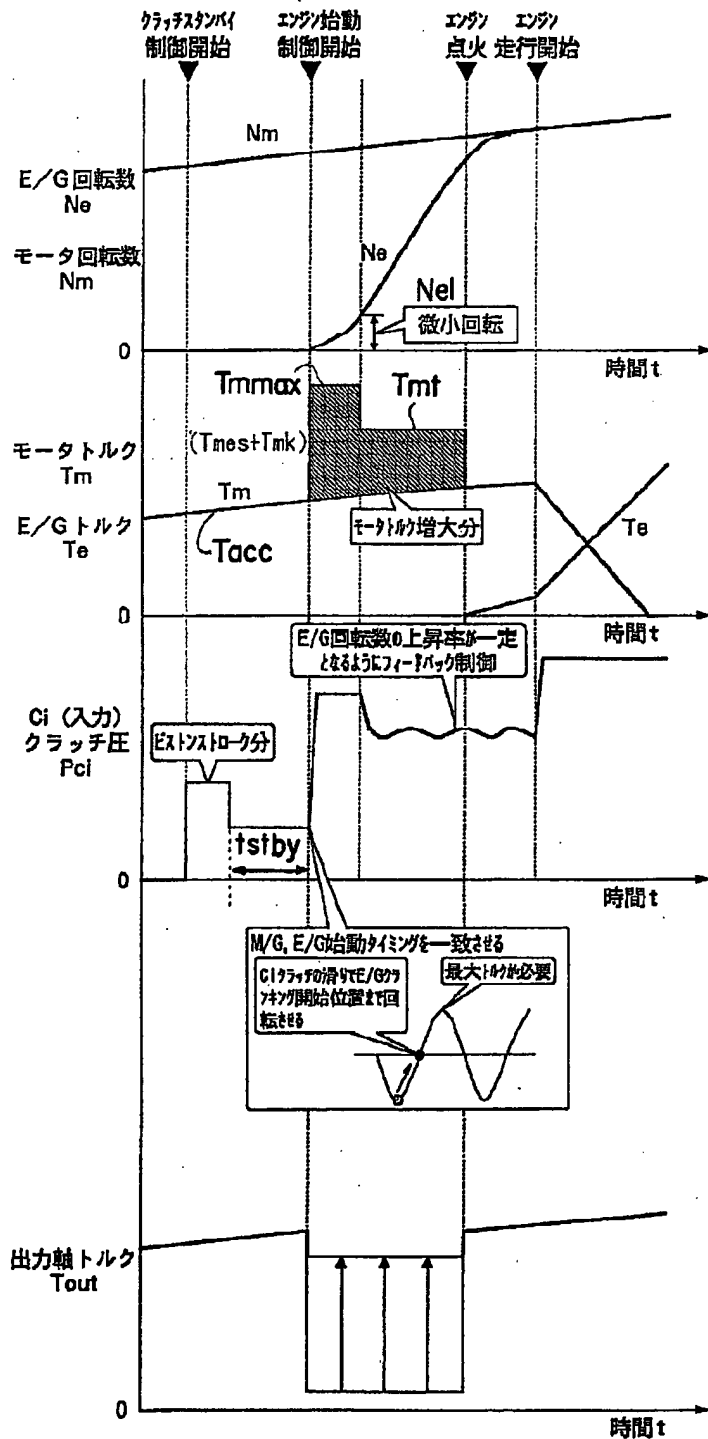
【 図 1 5 】



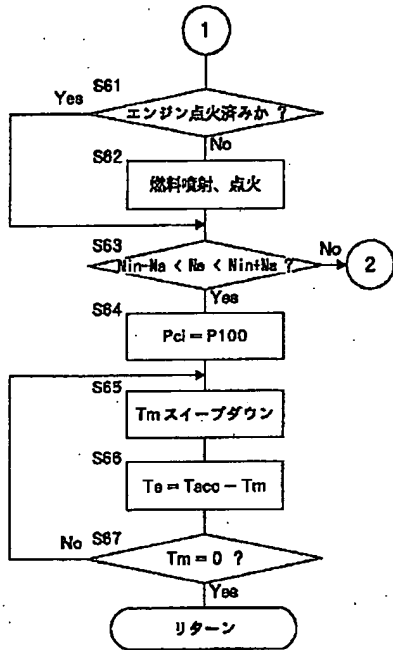
【図6】



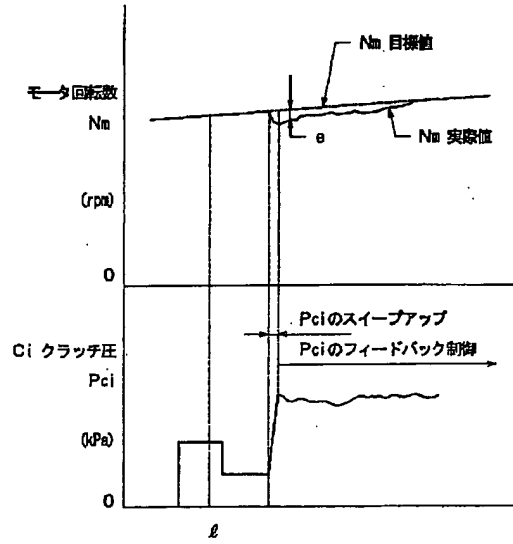
【図8】



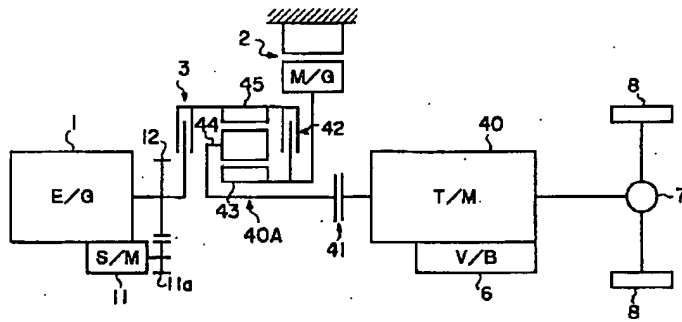
【図 10】



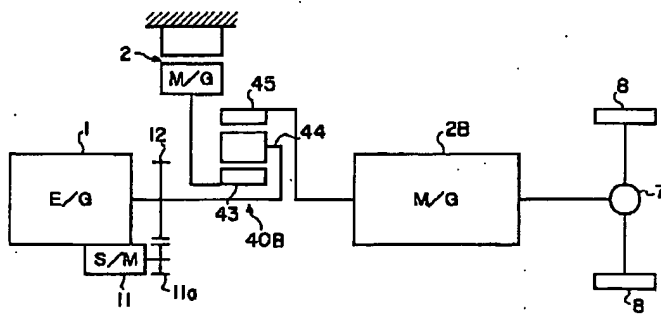
【図 11】



【図 16】



【図 17】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 4

F 0 2 N 11/08

識別記号

F I

F 0 2 N 11/08

F



19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**  
10 **DE 198 38 853 A 1**

51 Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**B 60 K 6/02**

21 Aktenzeichen: 198 38 853.5  
22 Anmeldetag: 26. 8. 98  
43 Offenlegungstag: 4. 3. 99

DE 198 38 853 A 1

<p>30 Unionspriorität: H9-249338 29. 08. 97 JP</p> <p>71 Anmelder: Aisin AW Co., Ltd., Anjo, Aichi, JP</p> <p>74 Vertreter: Tiedtke, Bühling, Kinne &amp; Partner, 80336 München</p>	<p>72 Erfinder: Tsuduki, Shigeo, Anjo, Aichi, JP; Kurita, Kiyoshi, Anjo, Aichi, JP; Matsushita, Yoshinori, Anjo, Aichi, JP</p>
--	--

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

- 54 Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug
- 57 Eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug, die in der Lage ist, das Ansprechen beim Wiederanlassen einer Maschine während der Fahrt eines Fahrzeuges zu verbessern. Im Ergebnis kann ein Stoß infolge einer Verzögerung vermindert werden. Die Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug hat eine Maschine, einen Elektromotor, eine Kupplung, eine Getriebereinheit und eine Steuereinheit zur Steuerung der anderen Elemente. Die Steuereinheit hat eine Wartezustandssteuereinrichtung zur Realisierung einer konstanten Anlaßkennlinie, um das Anlaßansprechen beim Anlassen der Maschinen durch Übertragung der Kraft des Elektromotors auf die Maschine und Steuern des Eingriffsdrucks der Kupplung zu verbessern, um somit die Maschine in eine Anlaßstartposition zu drehen.

DE 198 38 853 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug mit einem Verbrennungsmotor und einem Elektromotor Generator als Antriebsquellen und bezieht sich insbesondere auf eine Lehre zum Anlassen des Verbrennungsmotors der in einem Zustand angehalten wurde, in welchem das Fahrzeug durch den Elektromotor Generator zur Verminderung des Kraftstoffkonsums angetrieben wird.

Eine Hybridantriebsvorrichtung ist als eine Antriebsvorrichtung für ein Fahrzeug bekannt, welches eine Brennkraftmaschine (nachfolgend als Maschine bezeichnet) und einen Elektromotor-Generator (nachfolgend als Elektromotor bezeichnet) aufweist, die jeweils als eine Antriebsquelle dienen. Die Maschine, eine der Antriebsquellen, ist dadurch gekennzeichnet, daß die Wirkungsgradabnahme rasch ansteigt, um die Lastabnahmerate im Bereich leichterer Lasten zu schneiden.

Um den Kraftstoffverbrauch zur Energieeinsparung zu reduzieren, wurde eine Antriebsvorrichtung vorgeschlagen, die an ein Verfahren angepaßt ist, eine Maschine automatisch anzuhalten und das Fahrzeug mit einem Elektromotor bei leichter Last anzutreiben, d. h. der Zustand, in welchem der Betrag des Niederdrückens eines Gaspedals (nachfolgend als Gaspedalstellung bezeichnet) einen geringen Wert annimmt. Bei dem vorgenannten Verfahren muß die Maschine automatisch angelassen werden, wenn die Gaspedalstellung auf einen Wert größer als der kleine Wert gesetzt wird. Zu dieser Zeit wird, weil ein Teil der Antriebskraft des Elektromotors zur Bewegung des Fahrzeugs verwendet wird, ein anderer Teil zum Anlassen des Motors verwendet. Folglich liegt infolge der Anlaßlast für die Maschine eine Verminderung in der Antriebskraft vor, die den Fahrer des Fahrzeugs das Gefühl einer übermäßigen Verzögerung gibt. Folglich ist ein Verfahren erforderlich, um die vorgenannte Schwierigkeit zu überwinden, in dem der aus der Verzögerung beim Wiederanlassen der Maschine erzeugte Stoß vermindert wird.

Als eine Maßnahme zur Verhinderung eines Stoßes infolge einer Verzögerung ist eine Technologie bekannt, mit der der Eingriffsdruck der Kupplung zwischen dem Elektromotor und der Maschine abgetastet wird, um eine leichte Änderung der Drehzahl des Elektromotors zu erfassen, die durch den Anstieg der Übertragungskraft des Drehmoments bei dem Kupplungseingriff hervorgerufen ist. Daraufhin wird das Ausgangsdrehmoment des Elektromotors angehoben.

Die beim Wiederanlassen der Maschine erzeugte Anlaßlast ist ein künstliches Drehmoment, das aus dem Widerstandsdrehmoment, das durch Ansaug-, Verdichtungs- und Ausstoßhub in jedem Zylinder hervorgerufen ist, dem dem mechanischen Schleppwiderstand entsprechenden Drehmoment, dem Drehmoment zur Betätigung von Hilfseinrichtungen, wie eine Klimaanlage, eine Lichtmaschine, eine Wasserpumpe und eine Ölpumpe und dem Trägheitsdrehmoment besteht, das erforderlich ist, um die angehaltene Maschine zu beschleunigen. Darüber hinaus ist die durch die Ansaug/Ausstoßvorgänge erzeugte Last ein periodisch oszillierendes Drehmoment, wie durch Linien mit entsprechend den Zylindern jeweils unterschiedlichen Symbolen in Fig. 12 gezeigt ist. Der Gesamtwert des vorgenannten Drehmoments hat eine Kennlinie, die mit einer durchgezogenen Linie angedeutet ist.

Das tatsächliche Anlaßdrehmoment ist dadurch gekennzeichnet, daß es sehr steil ansteigt, um lediglich beim Beginn der Umdrehung einen übermäßig hohen Drehmomentwert anzunehmen und dann einen im wesentlichen gleich-

mäßigen Wert annimmt, wie in Fig. 13 gezeigt ist. Dies liegt am Trägheitsdrehmoment als ein Widerstand gegen die Umdrehungen, das wiederum dazu dient, die Schwankungen des Drehmoments durch die Schwungradträgheit zu begrenzen, nach dem die Maschine gestartet wurde. Folglich kann das Anlaßdrehmoment, welches erforderlich ist, Umdrehungen mit einer vorbestimmten Geschwindigkeit aufrechtzuerhalten, einen Durchschnittswert annehmen.

Entsprechend wurde eine Technologie vorgeschlagen, um die Erzeugung jedweder Last während der Ansaug- und Ausstoßvorgänge zu verhindern, bis der Motor wieder angelassen wurde, um eine bestimmte Drehzahl in Übereinstimmung mit der Kennlinie des Anlaßdrehmoments zu haben. Folglich ist der Spitzenwert der Drehmomentlast vermindert, um das auf den Elektromotor aufgebrachte Anlaßdrehmoment zu vermindern.

Jedoch erfordert die letztgenannte Technik Veränderungen der Maschine sowie eine komplizierte Steuerung. Folglich muß für eine praktische Anwendung eine Vielzahl von Schwierigkeiten gelöst werden. Währenddessen hat die erstgenannte Technik eine durch die Kennlinie des Anlaßdrehmoments hervorgerufene Schwierigkeit. Die Anlaufkennlinie des Anlaßdrehmoments mit der vorgenannten periodisch oszillierenden Drehmomentkomponente wird verändert, weil die Position der Spitze von der Kurbelwellenposition im Anhaltezustand der Maschine, die mit einer unterbrochenen Linie gezeigt ist, in die durch die durchgezogene Linie von Fig. 14 gezeigte Position verschoben sein kann. Weil der Zeitpunkt der Erzeugung des Spitzendrehmoments wie oben beschrieben verschoben ist, muß der hydraulische Druck für den Eingriff der Kupplung verändert werden, um mit dem vorgenannten Effekt übereinzustimmen. Folglich muß eine sehr genaue Steuerung ausgeführt werden, dahingehend daß der Anstiegsbetrag des Ausgangsdrehmoments von dem Elektromotor verändert wird, um mit dem vorgenannten Hydraulikdruck übereinzustimmen. Diese genaue Steuerung kann nicht durch eine einfache Steuerung bewältigt werden, die beispielsweise eine Steuerung unter Verwendung eines Kennfelds ist. Weil die Steuerung die durch die Verdichtungs- und Expansionshübe in den Zylindern hervorgerufene oszillierende Drehmomentkomponente nicht genau abschätzen kann, kann leicht zu Beginn des Anlassens der Maschine ein Stoß hervorgerufen werden. Erschwerend kommt hinzu, daß eine zufriedenstellend hohe Steuergeschwindigkeit nicht realisiert werden kann.

Entsprechend ist es eine erste Aufgabe der Erfindung, eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug zu schaffen, die ausgelegt ist, eine Anlaßkennlinie beim Wiederanlassen der Maschine konstant zu machen, so daß die Maschine mit guten Ansprechen unter einfacher Steuerung in einem Zustand wieder angelassen werden kann, in welchem das Fahrzeug durch den Elektromotor angetrieben ist.

Ein zweites Ziel der Erfindung ist es einen Wartezustand durch hydraulische Steuerung zu realisieren, um die Anlaßkennlinie konstant zu machen.

Ein drittes Ziel der Erfindung ist es, den Wartezustand zur Vergleichmäßigung der Einlaßkennlinie anzupassen und das nachfolgende Anlassen innerhalb eines begrenzten Ausgangsleistungsbereich vor dem Elektromotor zu realisieren.

Um einen Stoß infolge der Abnahme der Antriebskraft beim Wiederanlassen der Maschine zu vermeiden, muß ein Elektromotor mit einer großen Kapazität verwendet werden, um ein ausreichend großes Drehmoment abzugeben. Zudem muß eine Steuerung für die Steigerung des Ausgangsdrehmoments in Übereinstimmung mit der Anlaßlast ausgeführt werden. Wenn der Elektromotor mit der großen Kapazität lediglich zum Anlassen der Maschine vorgesehen werden muß, wird die Größe des Elektromotors unnötig groß. Die

Kapazität eines Wandlers zur Steuerung des Elektromotors wird entsprechend größer, was zu einer vergrößerten Batteriekapazität führt. Somit kann das vorgenannte Verfahren die Schwierigkeiten nicht effizient lösen.

Entsprechend ist es ein viertes Ziel der Erfindung, eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug zu schaffen, welches einen Anlassermotor für eine Maschine verwendet, der zusätzlich betätigt wird, um die Maschine mit einem zufriedenstellenden Ansprechen anzuwerfen, ohne den Elektromotor zu vergrößern, und um das Anlassen unter einfacher Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung auszuführen.

Ein fünftes Ziel der Erfindung ist es, eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug zu schaffen, die ausgelegt ist, einen Wartezustand zu realisieren, um die Anlaßkennlinie konstant zu machen und den Motor durch einen Elektromotor nachfolgend anzulassen, ohne spezielle Hilfsantriebsmittel zu verwenden.

Es ist ein allgemeines Verfahren bekannt, bei dem eine Maschine durch einen Anlassermotor angelassen wird. Wenn das vorgenannte Verfahren lediglich angewandt wird, um die Maschine während der Fahrt des Fahrzeugs anzuwerfen, wird ein störendes Geräusch infolge von Veränderungen des Anlaßdrehmoments erzeugt und das Startverhalten kann die Anforderungen nicht erfüllen. Entsprechend ist es ein sechstes Ziel der Erfindung, eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug zu schaffen, welche einen Anlassermotor für eine Maschine verwendet, um zusätzlich beim Beginn der Maschinendrehung, die ein im wesentlichen hohes Drehmoment beim Anlassen erfordert, betrieben zu werden, um ein Anwerfen der Maschine mit guten Ansprechen zu ermöglichen, ohne den Elektromotor zu vergrößern, und um das Anlassen unter einer einfachen Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung zu ermöglichen.

Wenn die Maschine lediglich durch den Elektromotor angelassen wird, können verschiedene Verfahren verwendet werden, um den Eingriffsdruck der Kupplung zu steuern, um die Anzahl-Umdrehungen der Maschine zum Anlassen der Maschine anzuheben. Wenn die Steuerung des Eingriffsdrucks kompliziert wird, kann ein Verfahren nach dem vorhergehenden Typ praktisch nicht verwendet werden. Entsprechend ist es ein siebtes Ziel der Erfindung, eine Maschine wieder anzulassen, in dem der Eingriffsdruck der Kupplung auf einfache Weise gesteuert wird.

Wenn die Maschine lediglich durch den Elektromotor angelassen wird, kann die Erzeugung eines Verzögerungsstoßes infolge des Anlassens der Maschine nicht bei dem begrenzten Ausgang des Elektromotors verhindert werden. Wenn das Verzögerungsgefühl auf einen vorbestimmten Bereich begrenzt wird, kann ein fühlbarer Stoß verhindert werden. Entsprechend ist es ein achttes Ziel der Erfindung, die Maschine anzulassen, während eine Verminderung der Drehzahl eines Elektromotors verhindert ist, um einen vorbestimmten Drehzahlbereich durch Steuerung des Eingriffsdrucks einer Kupplung einzuhalten.

Weil ein Anlassermotor für die Maschine nicht häufig betrieben wird, wird er in einem Überlastzustand betrieben, der einen hohen elektrischen Strom erfordert. Wenn jedoch der Anlassermotor häufig zum Wiederanlassen der Maschine in diesem Überlastzustand verwendet wird, kann die Haltbarkeit des Anlassermotors vermindert sein. Entsprechend ist ein neuntes Ziel der Erfindung, die Lebensdauer des Anlassermotors aufrechtzuerhalten, indem der Anlassermotor in einem Leichtlastzustand betrieben wird, wobei das Anlaßdrehmoment durch einen Elektromotor vervollständigt ist, so daß die Betriebszeit stark begrenzt ist.

Wie oben beschrieben ist, wird das Anlaßdrehmoment zum Anlassen der Maschine zu Beginn der Umdrehung der

Maschine hoch und das nachfolgende Drehmoment nimmt ab. Folglich ist es ein zehntes Ziel der Erfindung, die Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung zur Drehmomentübertragung zu vereinfachen, indem zusätzlich ein Anlassermotor betrieben wird, um das erhöhte Ausgangsdrehmoment des Elektromotors während des gesamten Maschinenanlaßvorgangs auszumitteln.

Wenn der Anlassermotor zusätzlich während der Umdrehungsanfangszeit betrieben wird, kann der Anstieg des Ausgangsdrehmoments von dem Elektromotor über die gesamte Maschinenanlaßzeit vermindert werden. Entsprechend ist es ein elftes Ziel der Erfindung, die Drehmomentbelastung des Elektromotors zum Anlassen der Maschine zu vermindern und die Ausgangsdrehmomentsteuerung zu vereinfachen.

Als ein Verfahren zur Verhinderung, daß das Drehmoment des Elektromotors zum Anlassen der Maschine verwendet wird, könnte es machbar sein, ein Verfahren zum Wiederanlassen der Maschine während der Fahrt nur durch den Anlassermotor zu verwenden. Wenn dieses Verfahren verwendet wird, kann die Lebensdauer des Anlassermotors aus den vorgenannten Gründen beeinträchtigt sein. Entsprechend ist es ein zwölftes Ziel der Erfindung, die Lebensdauer des Anlassermotors aufrechtzuerhalten, sogar wenn der Anlassermotor hauptsächlich verwendet wird und das Drehmoment des Elektromotors zusätzlich verwendet wird, um die Maschine während der Fahrt anzulassen.

Ein dreizehntes Ziel der Erfindung ist es die Steuerung des Anlassermotors bei der Anlaßsteuerung zu vereinfachen.

Ein vierzehntes Ziel der Erfindung ist es, die Maschine mit gutem Ansprechen lediglich durch das Elektromotordrehmoment anzulassen, während die Erzeugung eines Verzögerungsstoßes auf ein Minimum unterdrückt wird.

Ein fünfzehntes Ziel der Erfindung ist es, die Drehmomentsteuerung des Elektromotordrehmoments bei der Anlaßsteuerung in Übereinstimmung mit der Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung zu vereinfachen.

Ein sechzehntes Ziel der Erfindung ist es, die Drehmomentsteuerung des Elektromotordrehmoments auszuführen, wenn die Wartezustandssteuerung mit einem sehr einfachen Verfahren auf die Anlaßsteuerung übergehen wird.

Ein siebzehntes Ziel der Erfindung ist es, das Ansprechen einer Wartezustandssteuerung vor der Anlaßsteuerung durch den Elektromotor zu verbessern.

Der Antriebsmodus in der herkömmlichen Hybridantriebsvorrichtung ist derart geschaltet, daß auf ein Antriebsmodusfeld, das in einem Mikrocomputer einer Steuereinheit gespeichert ist, Bezug genommen wird, welches Antriebsbereiche hat, die in Übereinstimmung mit der Beziehung zwischen dem Grad der Gaspedalstellung und der Fahrzeuggeschwindigkeit vorbestimmt sind. Zudem wird der vorgenannte Umschaltvorgang in Übereinstimmung mit der Beziehung zwischen dem Grad der Gaspedalstellung zu jedem Zeitpunkt und der Fahrzeuggeschwindigkeit ausgeführt. Ein achtzehntes Ziel der Erfindung es ist, die Maschine wieder anzulassen, indem eine einfache Steuerung unter Verwendung eines Kennfelds ausgeführt wird, in welchem die Zeit zum Beginn der Wartezustandssteuerung eingestellt ist.

Es ist wichtig, das Anlaufen der Maschine zu bestätigen, um die Maschinenanlaßsteuerung in einer möglichst kurzen Zeitspanne zu vollenden. Entsprechend ist es ein neunzehntes Ziel der Erfindung, das Anlaufen der Maschine genau zu bestimmen.

Ein zwanzigstes Ziel der Erfindung ist es, die Maschinenanlaßsteuerung mit dem Elektromotor sanft zu beenden.

Ein einundzwanzigstes Ziel der Erfindung ist es, den

Elektromotorantrieb auf den Maschinenantrieb umzuschalten, nachdem die Maschine angelassen wurde.

Ein zweiundzwanzigstes Ziel der Erfindung ist es, das Ansprechen einer Wartezustandssteuerung zu verbessern, die vor der Anlaßsteuerung mit dem Anlassermotor ausgeführt wird.

Ein dreiundzwanzigstes Ziel der Erfindung ist es, den Motor durch Ausführen einer simplen Steuerung unter Verwendung eines Kennfelds wieder anzulassen, in welchem die Startzeit der Wartezustandssteuerung vor die Anlaßsteuerung unter Verwendung des Anlassermotors gesetzt ist.

Ein vierundzwanzigstes Ziel der Erfindung ist es, die Maschine zum spontanen Drehen mit einer guten Zeitsteuerung in einer Endstufe der Anlaßsteuerung zu bewegen, indem die Kraftstoffversorgung angemessen fortgesetzt und die Zündung ausgeführt wird.

Ein fünfundzwanzigstes Ziel der Erfindung ist es, die Maschinenanlaßsteuerung unter Verwendung eines Anlassermotors sanft zu beenden.

Ein sechsundzwanzigstes Ziel der Erfindung ist es, sanft von dem Elektromotorantrieb auf den Maschinenantrieb nach dem Anlassen der Maschine unter der Maschinenanlaßsteuerung unter Verwendung eines Anlassermotors umzuschalten.

Um die erste Aufgabe zu lösen hat gemäß einem Aspekt der Erfindung eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug eine Maschine, einen Elektromotor, eine Getriebeeinheit, die geeignet ist die Kraft der Maschine und des Elektromotors auf die Räder zu übertragen, und eine Steuereinheit zur Steuerung der Maschine, des Elektromotors sowie der Kraftübertragung der Maschine und des Elektromotors auf die Räder. Die Steuereinheit hat Anlaßsteuerungseinrichtungen zum Anlassen der Maschine wenn ein Fahrzeug in einem Zustand gefahren wird, in welchem die Maschine angehalten ist und Leistung von dem Elektromotor auf die Räder übertragen wird, und hat Wartezustandssteuereinrichtungen um eine Steuerung auszuführen, um die Maschine in eine Anlaßstartposition zu drehen, bevor das Anlassen der Maschine durch die Anlaßsteuereinrichtungen ausgeführt wird.

Um das zweite Ziel zu erreichen, hat eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug ferner eine Kupplung, die ausgelegt ist, die Kraftübertragung zwischen der Maschine und dem Elektromotor zu steuern. Die Wartezustandssteuereinrichtung hat eine Wartezustandsdrucksteuereinrichtung zur Steuerung eines Kupplungsdrucks derart, daß das durch die Kupplung übertragene Drehmoment eine Größe annimmt, die es gestattet, die Maschine in die Anlaßstartposition zu drehen.

Um das dritte Ziel zu erreichen hat die Anlaßsteuereinrichtung eine Anlaßdrucksteuereinrichtung zur Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung derart, daß die Größe des durch die Kupplung übertragenen Drehmoments kleiner oder gleich einem Ausgangsdrehmoment von dem Elektromotor nach der Wartezustandssteuerung ist.

Um das vierte Ziel zu erreichen, hat die Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug ferner einen Anlassermotor zum Anlassen der Maschine. Die Anlaßsteuereinrichtung veranlaßt, daß der Anlassermotor startet und die Kupplung in Eingriff gebracht wird, gleichzeitig nach der Wartezustandssteuerung.

Um das fünfte Ziel zu erreichen, hat eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug eine Maschine, einen Elektromotor, eine Kupplung, die geeignet ist, eine Kraftübertragung zwischen der Maschine und dem Elektromotor zu steuern, eine Getriebeeinheit, die ausgelegt ist, die Kraft der Maschine und des Elektromotors auf die Räder zu übertragen und eine Steuereinheit zur Steuerung der Maschine, des Elektromotors und der Kupplung. Die Anlaßsteuereinrichtung

bringt die Kupplung in Eingriff, um die Maschine anzulassen, wenn ein Fahrzeug in einem Zustand gefahren wird, in welchem die Maschine angehalten ist, und die Kupplung wird außer Eingriff gebracht, um es dem Elektromotor zu gestatten, seine Leistung auf die Räder zu übertragen, und es ist eine Wartezustandssteuereinrichtung vorgesehen, um eine Steuerung auszuführen, mit der die Kupplung in Eingriff gebracht wird, um die Maschine in eine Anlaßstartposition zu bringen, bevor das Anlassen der Maschine durch die Anlaßsteuereinrichtung ausgeführt wird. Die Wartezustandssteuereinrichtung hat eine Wartezustandsdrucksteuereinrichtung zur Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung derart, daß die Größe des durch die Kupplung übertragenen Drehmoments eine Größe annimmt, die es gestattet, die Maschine in die Anlaßstartposition zu drehen. Die Anlaßsteuereinrichtung hat eine Anlaßdrucksteuereinrichtung zur Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung derart, daß die Größe des durch die Kupplung übertragenen Drehmoments nach der Wartezustandssteuerung gleich oder kleiner wird als ein Ausgangsdrehmoment von dem Elektromotor.

Um das sechste Ziel zu erreichen, ist eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug mit einer Maschine, einem Elektromotor, einem Anlassermotor zum Anlassen der Maschine, einer Kupplung, die ausgelegt ist, eine Leistungsübertragung zwischen der Maschine und dem Elektromotor zu steuern, einer Getriebeeinheit, die ausgelegt ist, die Leistung der Maschine und des Elektromotors auf die Räder zu übertragen, und eine Steuereinheit zum Steuern der Maschine, des Elektromotors, des Anlassermotors und der Kupplung vorgesehen. Die Steuereinheit hat eine Anlaßsteuereinrichtung zum Anlassen der Maschine, wenn ein Fahrzeug in einem Zustand gefahren wird, in welchem die Maschine angehalten ist, die Kupplung außer Eingriff ist und die Leistung des Elektromotors auf die Räder übertragen wird, und hat eine Wartezustandssteuereinrichtung zum Ausführen einer Steuerung, um die Kupplung in Eingriff zu bringen, um die Maschine in eine Anlaßstartposition zu drehen, bevor die Maschine durch die Anlaßsteuereinrichtung angelassen wird. Die Wartezustandssteuereinrichtung hat eine Wartezustandsdrucksteuereinrichtung zum Steuern des Eingriffsdrucks der Kupplung derart, daß die Größe des durch die Kupplung übertragenen Drehmoments eine Größe annimmt, die es gestattet, die Maschine in die Anlaßstartposition zu drehen, und die Anlaßsteuereinrichtung startet nach der Wartezustandssteuerung den Anlassermotor und bringt die Kupplung gleichzeitig in Eingriff.

Um das siebte Ziel zu erreichen, hat die Anlaßdrucksteuereinrichtung eine Konstantbeschleunigungssteuereinrichtung zur Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung derart, daß eine Änderungsrate der Umdrehungen der Maschine auf einen gewünschten Wert gesetzt ist.

Um das achte Ziel zu erreichen, hat die Anlaßdrucksteuereinrichtung eine Drehzahlaufrechterhaltungs- und Steuereinrichtung zum Steuern des Eingriffsdrucks der Kupplung derart, daß die Abnahmerate der Umdrehungen des Elektromotors gleich oder kleiner einem vorbestimmten Wert wird.

Um das neunte Ziel zu erreichen, hat die Anlaßsteuereinrichtung eine Anfangssteuereinrichtung zum Betreiben des Anlassermotors lediglich während einer Zeitspanne, in welcher die Maschine nur langsam dreht.

Um das zehnte Ziel zu lösen, hat die Anlaßsteuereinrichtung eine Anlaßdruckeinstelleinrichtung zum Einstellen des Eingriffsdrucks der Kupplung auf einen Wert, bei dem die Kupplung einen Mittelwert des Anlaßdrehmoments der Maschine überträgt.

Um das elfte Ziel zu erreichen, hat die Anlaßsteuereinrichtung eine Drehmomentsteuereinrichtung, um zu bewir-



ken, daß der Elektromotor einen Ausgang mit dem Mittelwert des Anlaßdrehmoments der Maschine erzeugt und ein Ausgangsdrehmoment zum Antrieb des Fahrzeugs erzeugt.

Um das zwölfte Ziel zu erreichen, hat die Anlaßsteuer-einrichtung eine Drehmomentsteuereinrichtung, um zu bewir- 5 ken, daß der Elektromotor ein Ausgangsdrehmoment ent- sprechend einem Anlaßstrom des Anlassermotors erzeugt.

Um das dreizehnte Ziel zu erreichen, ist eine Zeit zum Be- trieb des Anlassermotors durch einen Zeitgeber gesteuert.

Um das vierzehnte Ziel zu erreichen, hat die Anlaßsteuer- einrichtung eine Drehmomentsteuereinrichtung, um zu bewir- 10 ken, daß der Elektromotor ein maximales Drehmoment herausgibt, und hat Druckerhöhungseinrichtungen zur Erhö- hung des Eingriffsdrucks um die Drehmomentkapazität der Kupplung zu erhöhen, wenn der Elektromotor ein maxima- les Ausgangsdrehmoment erzeugt.

Um das fünfzehnte Ziel zu erreichen, hat die Anlaßsteuer- einrichtung eine Drehmomentsteuereinrichtung, um zu bewir- 15 ken, daß der Elektromotor eigen Mittelwert eines Anlaß- drehmoments der Maschine erzeugt.

Um das sechzehnte Ziel zu erreichen, hat die Anlaßsteuer- einrichtung Abtasteinrichtungen zum Abtasten des Eing- angssdrucks der Kupplung.

Um das siebzehnte Ziel zu erreichen, hat die Wartezu- standssteuereinrichtung eine Schnellfülldruckversorgungs- einrichtung zur Verkürzung eines Kolbenhubes der Kupp- 20 lung.

Um das achtzehnte Ziel zu erreichen, hat die Steuerein- heit einen Kupplungswartezustandsbereich, der zwischen einem Elektromotorantriebsbereich und einem Maschinen- antriebsbereich bestimmt ist.

Um das neunzehnte Ziel zu erreichen, führt die Anlaß- steuereinrichtung Kraftstoff zum Entzünden der Maschine zu, wenn die Umdrehungen der Maschine eine vorbe- stimmte Drehzahl erreicht haben.

Um das zwanzigste Ziel zu erreichen, bringt die Anlaß- steuereinrichtung die Kupplung nach der Synchronisation der Umdrehungen der Maschine und des Elektromotors in vollständigen Eingriff.

Um das einundzwanzigste Ziel zu erreichen, hat die Steu- ereinheit eine Vollendungssteuereinrichtung, um das Aus- gangsdrehmoment von dem Elektromotor herunterzufahren und eine Drosselöffnung der Maschine zu vergrößern.

Um das zweiundzwanzigste Ziel zu erreichen, hat die Warte- zustandssteuereinrichtung eine Schnellfülldruckversor- gungseinrichtung zur Verkürzung des Kolbenhubes der 25 Kupplung.

Um das dreiundzwanzigste Ziel zu erreichen, hat die Steuereinheit einen Kupplungswartezustandsbereich, der zwischen einem Elektromotorantriebsbereich und einem 30 Maschinenantriebsbereich bestimmt ist.

Um das vierundzwanzigste Ziel zu erreichen, führt die Anlaßsteuereinrichtung Brennstoff zur Zündung zu, wenn die Umdrehungen der Maschine eine vorbestimmte Anzahl von Umdrehungen erreicht haben.

Um das fünfundzwanzigste Ziel zu erreichen, bringt die Anlaßsteuereinrichtung die Kupplung nach der Synchroni- sation der Umdrehungen der Maschine und des Elektromo- tors in vollständigen Eingriff.

Um das sechsundzwanzigste Ziel zu erreichen, hat die Steuereinheit eine Vollendungssteuereinrichtung zum Her- unterfahren des Ausgangsdrehmoments von dem Elektro- motor und zur Vergrößerung einer Drosselöffnung der Ma- schine.

Erfindungsgemäß ist die Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug derart aufgebaut, daß das Anlassen der Ma- schine stets in einem Zustand begonnen wird, in welchem die Maschine durch die Wartezustandssteuereinrichtung ge- 35

steuert ist, um sich in die Anlaßstartposition zu drehen. Im Unterschied zu einem Anlassen, das an einer unbestimmten Position ausgeführt wird, kann das vorgenannte Anlassen auf leichte Weise gesteuert werden. Folglich kann die Ma- schine innerhalb einer vorbestimmten Zeitspanne von rela- 5 tiv kurzer Dauer stabil angelassen werden. Folglich gestattet der vorgenannte Aufbau das Wiederanlassen der Maschine mit zufriedenstellendem Ansprechen, während mit dem Elektromotor gefahren wird. Im Ergebnis kann eine bei dem Wiederanlassen der Maschine erzeugte große Abnahme des Antriebsdrehmoments mit einer einfachen Anlaßsteuerung verhindert werden.

Weil die Wartezustandssteuerung derart ausgeführt wird, daß der Eingriffsdruck der Kupplung durch die Wartezu- standsdrucksteuereinrichtung gesteuert ist, um die Drehmo- menthöhe zu begrenzen, kann die Maschine zuverlässig in die Anlaßstartposition unter Verwendung des Elektromotor- drehmoments gedreht werden.

Weil die Maschine so angelassen wird, daß der Eingriffs- druck der Kupplung durch die Anlaßdrucksteuereinrichtung gesteuert ist, um die Höhe des übertragenen Drehmoments auf einen Wert gleich oder kleiner als das Ausgangsdrehmo- ment des Elektromotors zu begrenzen, kann die Maschine innerhalb des erzeugbaren Drehmoments angelassen wer- 20 den.

Weil der Anlassermotor durch die Anlaßsteuereinrichtung gleichzeitig mit dem Eingriff der Kupplung gestartet wird, kann das Drehmoment effizient verwendet werden, wenn ein großes Drehmoment zu Beginn der Maschinendrehung in einer Anfangsstufe des Anlaßvorgangs erforderlich ist.

In einem Wartezustand, in welchem die Anlaßkennlinie konstant gehalten ist, ist ein Anlassen der Maschine mit einem Drehmoment möglich, daß kleiner oder gleich dem Ausgangsdrehmoment des Elektromotors ist. Folglich kann 35 der Elektromotor den Wartezustand für das Anlassen der Maschine erzeugen und danach den Anlaßvorgang ohne spezielle Hilfsantriebseinrichtungen ausführen.

Wenn das ein großes Drehmoment erfordernde Anlassen der Maschine ausgeführt wird, nachdem der Wartezustand zur Konstantmachung der Anlaßkennlinie realisiert wurde, wird der für die Maschine vorgesehene Anlassermotor zu- sätzlich verwendet. Somit kann die Maschine angelassen werden, während sowohl die Belastung des Elektromotors und die des Anlassermotors vermindert sind. Folglich kann mit dem vorgenannten Aufbau die Maschine mit zufrieden- stellendem Ansprechverhalten ohne Vergrößerung des Elektro- motors für das Anlassen wieder angelassen werden.

Weil der Eingriffsdruck der Kupplung derart gesteuert ist, daß die Änderungsrate der Drehzahlen der Maschine beim Anlassen der Maschine konstant gehalten ist, kann die Ma- schine durch einfache Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung wieder angelassen werden.

Der Eingriffsdruck der Kupplung wird derart gesteuert, daß eine Abnahme in der Anzahl der Umdrehungen des 40 Elektromotors in einen vorbestimmten Bereich beim Anlas- sen der Maschine fällt. Folglich kann eine Anlaßsteuerung in Übereinstimmung mit einem Verzögerungsgefühl auf der Basis der Anzahl von Umdrehungen des Elektromotors aus- geführt werden.

Weil die Anlaßsteuerung derart ausgeführt wird, daß der Anlassermotor bei einer leichten Last betrieben wird, um das durch den Elektromotor für eine begrenzte Zeitspanne erzeugte Anlaßdrehmoment auszugleichen, ist die Lebens- dauer des Anlassermotors gewahrt, während sowohl die Last des Elektromotors als auch die Last des Anlassermo- tors beim Anlassen vermindert sind.

Weil der Anlassermotor zusätzlich verwendet wird, wenn die Umdrehung in einer Anfangsstufe des Anlassens beginnt 45

und das Ausgangsdrehmoment von dem Elektromotor erhöht wird, um einen Mittelwert während der Maschinenanlaßperiode anzunehmen, kann die Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung zur Übertragung des Drehmoments vereinfacht werden.

Wenn die Umdrehung beginnt, wird der Anlassermotor zusätzlich verwendet und das Ausgangsdrehmoment von dem Elektromotor wird angehoben, um einen Mittelwert während der Maschinenanlaßperiode anzunehmen, wobei die Steuerung des Ausgangsdrehmoments vereinfacht werden kann, während die Drehmomentbelastung des Elektromotors zum Anlassen der Maschine reduziert ist.

Die Maschine wird derart angelassen, daß der Anlassermotor hauptsächlich verwendet und das Elektromotordrehmoment zusätzlich verwendet wird. Folglich kann eine solche Steuerung ausgeführt werden, daß das Anlaßdrehmoment von dem Elektromotor vermindert wird, um somit den Einfluß auf das Antriebsdrehmoment zu minimieren. Zudem ist die Lebensdauer des Anlassermotors gewahrt, während die Anlaßsteuerung des Anlassermotors ist vereinfacht.

Weil die Maschine mit einem Maximaldrehmoment angelassen wird, daß von dem Elektromotor erzeugt werden kann, kann die Maschine mit einem zufriedenstellenden Ansprechen durch den Elektromotor gestartet werden, während die Erzeugung eines Verzögerungsstoßes verhindert ist.

Weil die Maschine mit einer vorbestimmten Beschleunigung angelassen werden kann, während der Elektromotor einen Ausgang mit einem vorbestimmten Drehmoment bei der Anlaßsteuerung erzeugt, kann die Steuerung des Elektromotors vereinfacht werden.

Erfindungsgemäß kann die Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung, die bei einem Übergang von der Wartezustandssteuerung zu der Anlaßsteuerung ausgeführt wird, vereinfacht werden.

Weil die Anlaßsteuerung durch den Elektromotor ausgeführt werden kann, um den Kolbenhub der Kupplung zur Ausführung der Wartezustandssteuerung schnell zu vollenden, ist das Ansprechen der Wartezustandssteuerung verbessert.

Weil die Anlaßzeitsteuerung der Wartezustandssteuerung auf einfache Weise mit einer Bestimmung eines Bereichs bestimmt werden kann, kann die Logik für die Wartezustandssteuerung vereinfacht werden und die Wartezustandssteuerung kann schnell ausgeführt werden.

Weil Kraftstoff der Maschine zur Zündung zu einem Zeitpunkt zugeführt wird, in welchem die Anzahl Umdrehungen der Maschine einen vorbestimmten Wert erreicht haben, kann die Maschine angemessen angelassen werden.

Erfindungsgemäß kann die Maschinenanlaßsteuerung durch den Elektromotor sanft vollendet werden.

Erfindungsgemäß kann der Übergang von dem Elektromotorantrieb auf den Maschinenantrieb nach dem Anlassen der Maschine sanft ausgeführt werden.

Erfindungsgemäß kann die Anlaßsteuerung unter Verwendung des Anlassermotors derart ausgeführt werden, daß der Kolbenhub der Kupplung für die Wartezustandssteuerung schnell ausgeführt werden kann, wodurch das Ansprechen der Wartezustandssteuerung verbessert ist.

Weil die Zeitsteuerung des Beginns der Wartezeitsteuerung auf einfache Weise durch Bestimmen des Bereichs beim Wiederstarten durch den Anlassermotor bestimmt werden kann, kann die Wartezustandssteuerung schnell ausgeführt werden, während deren Logik vereinfacht ist.

Weil die Steuerung derart ausgeführt wird, daß die Kraftstoffzuführung und Zündung zu einem Zeitpunkt ausgeführt wird, wenn die Anzahl von Umdrehungen einen vorbestimmten Wert beim Wiederstart unter Verwendung des Anlassermotors erreicht haben, kann die Maschine angemessen

angelassen werden.

Erfindungsgemäß kann die Maschinenanlaßsteuerung unter Verwendung des Elektromotors und des Anlassermotors sanft ausgeführt werden.

5 Erfindungsgemäß kann der Übergang von dem Elektromotorantrieb auf den Maschinenantrieb nach dem Maschinenanlassen durch den Elektromotor und den Anlassermotor jeweils sanft ausgeführt werden.

Andere Ziele, Merkmale und Vorteile der Erfindung werden aus der nachfolgenden genauen Beschreibung der bevorzugten Ausführungsbeispiele, die anhand der beigefügten Zeichnungen erläutert sind, deutlich.

Die Erfindung wird anhand der nachfolgenden Zeichnungen erläutert, in welchen gleiche Elemente mit gleichen Bezugszeichen bezeichnet sind. Es zeigen:

Fig. 1 ein Diagramm, das das System einer Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung zeigt;

Fig. 2 ein Antriebsmoduskennfeld in einer Steuereinheit der Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug;

Fig. 3 eine Zeittafel für einen Prozeß zum Anlassen der Maschine, der durch die Steuereinheit ausgeführt wird;

Fig. 4 ein Hauptflußdiagramm des Prozesses zum Anlassen der Maschine;

Fig. 5 ein Flußdiagramm einer Subroutine in dem Hauptflußdiagramm für die Wartezustandssteuerung;

Fig. 6 ein Flußdiagramm einer Subroutine in dem Hauptflußdiagramm zur Steuerung des Anlassens der Maschine;

Fig. 7 eine Zeittafel, die eine Modifikation der Anlaßsteuerung gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel zeigt;

Fig. 8 eine Zeittafel für einen Prozeß zum Anlassen der Maschine der Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel;

Fig. 9 ein Flußdiagramm eines Teils der Subroutine zur Maschinenanlaßsteuerung zum Anlassen der Maschine;

Fig. 10 ein Flußdiagramm, das den anderen Teil der Subroutine für die Maschinenanlaßsteuerung zeigt;

Fig. 11 eine Zeittafel, die eine Modifikation der Anlaßsteuerung gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel der Erfindung zeigt;

Fig. 12 eine charakteristische Darstellung, die Drehmomentveränderungen bezüglich Umdrehungen einer Kurbelwelle einer üblichen Sechszylindermaschine zeigt;

Fig. 13 einen Graph, der eine Anlaßdrehmomentkennlinie der allgemein verwendeten Maschine zeigt;

Fig. 14 einen Graph, der eine Anfangscharakteristik des vorgenannten Anlaßdrehmoments zeigt;

Fig. 15 ein Diagramm, das das System einer Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug gemäß einem dritten Ausführungsbeispiel der Erfindung zeigt;

Fig. 16 ein Diagramm, das das System einer Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug gemäß einem vierten Ausführungsbeispiel der Erfindung zeigt; und

Fig. 17 ein Diagramm, das eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug gemäß einem fünften Ausführungsbeispiel der Erfindung zeigt.

Ausführungsbeispiele der Erfindung werden nun unter Bezugnahme auf die Zeichnungen beschrieben. Fig. 1 ist ein Diagramm, das den Aufbau des Systems einer Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung zeigt. Die Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug gemäß dem ersten Ausführungsbeispiel hat eine Maschine (E/G) 1, einen Elektromotor (M/G) 2, eine Kupplung 3, welche geeignet ist die Kraftübertragung zwischen der Maschine 1 und dem Elektromotor 2 zu steuern, eine Getriebeeinheit 4, welche geeignet ist, Leistung der Maschine 1 und des Elektromotors 2 auf die Fahrzeugräder zu übertragen, und eine elektrische Steuer-

einheit (ECU) 5 zur Steuerung der Maschine 1, des Elektromotors 2, eines Anlassermotors (S/M) 11 und der Kupplung 3.

Die Maschine 1 hat einen Hilfsmotor als den Anlassermotor 11, der ausgelegt ist, von einer 12 V Niedrigspannungsbatterie für Hilfseinrichtungen betrieben zu werden. Wie ein üblicherweise verwendeter Anlasser, wird ein Ausgangszahnrad 11a gedreht und während der Drehung des Anlassermotors 11 mit einem Zahnrad 12, das an der Kurbelwelle der Maschine 1 befestigt ist, in Eingriff gebracht. Wenn die Drehung des Anlassermotors 11 unterbrochen wird, gelangt das Ausgangszahnrad 11a außer Eingriff von dem Zahnrad 12.

Der Elektromotor 2 hat einen Rotor 21 der mit der Maschine 1 über eine Kupplung 3 (nachfolgend als "Ci-Kupplung" bezeichnet, um von anderen Kupplungen unterschieden zu werden) verbunden ist. Ferner ist der Elektromotor 2 mit einer automatischen Getriebeeinheit (T/M) 40, die hauptsächlich die Getriebeeinheit 4 bildet, über eine Eingangskupplung 41 (nachfolgend als "Cl-Kupplung" bezeichnet) verbunden.

Die die Getriebeeinheit 4 bildende automatische Getriebeeinheit 40 hat einen vorbestimmten Zahnradsatz, der durch eine hydraulische Steuereinrichtung (V/B) 6 gesteuert ist. Eine Ausgangswelle der automatischen Getriebeeinheit 40 ist über eine Differentialeinheit 7 mit linken und rechten Antriebsrädern 8 verbunden. Bei der Vorrichtung gemäß diesem Ausführungsbeispiel dient die hydraulische Steuereinheit 6 als eine Steuereinheit zur Steuerung des hydraulischen Servos (Antriebeeinheit) der Ci-Kupplung 3.

Die Steuereinheit 5 hat eine elektronische Steuereinheit mit einem Mikrocomputer zur Steuerung des Elektromotors 2 über einen Inverter (nicht gezeigt), der hydraulischen Steuereinheit 6 über ein Solenoid (nicht gezeigt) und des Anlassermotors 11 über ein Relais. Die Steuereinheit kann ein den Grad der Gaspedalstellung wiedergebendes Signal, ein Fahrzeuggeschwindigkeitssignal, ein die Anzahl von in das Getriebe eingegebenen Umdrehungen anzeigendes Signal und ein die Anzahl von Umdrehungen der Maschine 1 anzeigendes Signal von zugehörigen Sensoren (nicht gezeigt) empfangen.

Die Steuereinheit 5 hat eine Anlaßsteuereinrichtung. Die Anlaßsteuereinrichtung erfaßt den Grad der Gaspedalstellung, um die Maschine 1 während der Fahrt des Fahrzeugs in einem Zustand anzulassen, in welchem die Maschine 1 angehalten und die Ci-Kupplung 3 außer Eingriff ist, um die Kraft des Elektromotors 2 auf die Antriebsräder 8 zu übertragen. Die Steuereinheit 5 hat eine Wartezustandssteuereinrichtung zum Drehen der Maschine 1 in eine Position in der das Anlassen beginnt, bevor der Vorgang von der Anlaßsteuereinrichtung ausgeführt wird.

Insbesondere hat die Anlaßsteuereinrichtung die Wartezustandsdrucksteuereinrichtung zum Steuern des Eingriffsdrucks der Ci-Kupplung 3, um die Kraftübertragung einzustellen.

Ferner hat die Steuereinheit 5 ein in dem Speicher ihres Mikrocomputers gespeichertes Antriebsmoduskennefeld. Fig. 2 zeigt grafisch die Kennfelddaten. In Übereinstimmung mit der Beziehung zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Grad der Gaspedalstellung sind die folgenden Bereiche vorgesehen: ein Maschinenantriebsbereich, der in einem Bereich hoher negativer Geschwindigkeiten (Rückwärtsantrieb) ausgebildet ist, wenn das Gaspedal eingeschaltet ist, Maschinen- und Elektromotorantriebsbereiche, die in einem niedrigen Positivgeschwindigkeitsbereich und einem niedrigen Negativgeschwindigkeits- (vorwärts/rückwärts) Bereich auf beiden Seiten einer Position, die die Fahrzeuggeschwindigkeit Null enthält, ausgebildet sind, ein

Maschinenbetriebsbereich, der in einem Bereich hoher positiver Geschwindigkeiten (Vorwärtsfahrt) ausgebildet ist, mit Ausnahme eines Bereichs eines niedrigen Grads der Gaspedalstellung, ein Elektromotorantriebsbereich, der in dem Bereich niedrigen Grads der Gaspedalstellung ausgebildet ist, und ein Regenerativbereich, der in einem positiven Fahrzeuggeschwindigkeitsbereich (Vorwärtsbewegung zum Antrieb des Rads) ausgebildet ist, wenn das Gaspedal ausgeschaltet ist. Ein Ci-Kupplungs-Wartezustandssteuerbereich, der später zu beschreiben ist, ist in dem Elektromotorantriebsbereich neben dem Maschinenantriebsbereich ausgebildet.

Ein Ablauf zur Bestimmung, ob die Maschine angehalten ist, wird ausgeführt, wenn die Steuereinheit 5 bestimmt, daß die Maschine 1 in Übereinstimmung mit dem in Fig. 2 gezeigten Antriebsmoduskennefeld angehalten sein könnte in einem Fall, in welchem der Grad der Gaspedalstellung in dem Elektromotorantriebsbereich für eine Zeit ist, die nicht kürzer ist, als eine vorbestimmte Zeit.

Wenn die Steuereinheit 5 bestimmt, daß das Anlassen der Maschine 1 in einem Fall erforderlich ist, in welchem der Grad der Gaspedalstellung, entgegengesetzt zu der vorgenannten Bestimmung zum Anhalten der Maschine 1, in dem Maschinenantriebsbereich für eine Zeit ist, die nicht kürzer ist als eine bestimmte Zeitspanne, wird bestimmt, daß die Maschine 1 wieder angelassen wurde. Wenn bestimmt wird, daß die Maschine 1 angelassen werden sollte, werden die Wartezustandssteuerung der Ci-Kupplung 3 und die Anlaßsteuerung der Maschine 1 ausgeführt. Dann wird bestimmt, daß die Verbrennung vollendet wurde und die Vollendungssteuerung wird ausgeführt. Die Anlaßsteuerung der Maschine 1 besteht aus der Steuerung des Beginns der Drehungen der Maschine, die in der ersten Hälfte eines Anlaßvorgangs ausgeführt wird, der Steuerung der Beschleunigung, die in der zweiten Hälfte des Anlaßvorgangs ausgeführt wird, der Kraftstoffzufuhr und der Zündung. Die Wartezustandssteuerung der Ci-Kupplung 3 kann zu den folgenden drei Zeitpunkten erfolgen. Ein erster Zeitpunkt ist ein Zeitpunkt, wenn die Bestimmung zum Wiederanlassen gemacht wurde. Ein zweiter Zeitpunkt ist ein Zeitpunkt, wenn der Ci-Kupplungs-Wartezustandssteuerbereich in dem in Fig. 2 gezeigten Antriebsmoduskennefeld gestartet wurde. Ein dritter Zeitpunkt ist ein Zeitpunkt innerhalb einer vorbestimmten Zeitspanne nachdem die Maschinenabschaltsteuerung vollendet wurde. Ein Verfahren, das den vorgenannten zweiten Zeitpunkt verwendet, ist das effiziente Verfahren. In diesem Ausführungsbeispiel werden die vorgenannten Verfahren alle verwendet.

Bezug nehmend auf die Zeittafel in Fig. 3 und ebenfalls Bezug nehmend auf Fig. 1 wird der Inhalt der Steuerung sequentiell beschrieben. Zunächst nimmt die Maschinendrehzahl (Ne) einen Wert Null an, der den Haltezustand angibt, die Elektromotorumdrehung (Nm) wird allmählich angehoben wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit zunimmt, das Maschinendrehmoment (Te) nimmt einen Wert Null an, der den Haltezustand angibt, das Motordrehmoment (Tm) wird allmählich in einem beschleunigten Zustand angehoben, wobei das Ausgangsdrehmoment in Übereinstimmung mit einem Ausgangsteuerkennefeld ist, welches zuvor in Übereinstimmung mit dem Grad der Gaspedalstellung bestimmt wurde, der Ci-Kupplungsdruck (Pci) nimmt einen Wert von Null an, der den Nichteingriffszustand wiedergibt, und das Ausgangswellendrehmoment (Tout) ist in einem Zustand, in dem es allmählich angehoben ist, um mit den Antriebskräften übereinzustimmen, die durch das Elektromotordrehmoment verwirklicht sind.

Wenn der Grad der Gaspedalstellung im Elektromotorantriebsbereich angehoben wird, um in den Ci-Kupplungswar-

tezustandssteuerbereich überzugehen, wird ein Solenoidsignal (wie mit einer unterbrochenen Linie in Fig. 1 gezeigt ist) von der Steuereinheit 5 zu der hydraulischen Steuereinheit 6 übertragen. Folglich wird eine solche Steuerung ausgeführt, daß der Ci-Kupplungsdruck, wie der Schnellfülldruck (Pf), dem hydraulischen Servo der Ci-Kupplung 3 für eine Schnellfüllzeitspanne (tf) (wie durch eine unterbrochene Linie in Fig. 1 gezeigt ist) zugeführt wird. Der Schnellfülldruck (Pf) und die Schnellfüllzeitspanne (tf) sind auf einen Wert bestimmt, durch den der Kupplungskolben schnell bewegt werden kann und der Zylinder des hydraulischen Servos der Ci-Kupplung 3 mit Öl gefüllt werden kann.

Dann wird ein ähnlicher Vorgang verwendet, so daß der Wartezustandsdruck (Pstby) für eine Wartezustandszeitspanne (tstby) aufgebracht wird. Der Wartezustandsdruck (Pstby) hat ein Druckniveau (beispielsweise etwa 100 kPa bis etwa 200 kPa) bei dem die Ci-Kupplung 3 in der Lage ist, kleine Drehmomente zu übertragen, um die Kurbelwelle der Maschine 1 leicht zu drehen und bei dem die Kurbelwelle in einer Winkelposition angehalten wird, die mit dem Verdichtungsdruck übereinstimmt, unmittelbar vor der Position, die dem erforderlichen Kompressionsdruck entspricht. Die Wartezustandszeitspanne (tstby) muß beispielsweise etwa mehrere hundert Millisekunden betragen, wenn das erste oder das dritte Bestimmungsverfahren verwendet werden. Wenn das erste Bestimmungsverfahren verwendet wird, wird die Abtaststeuerung sofort begonnen. Wenn das dritte Bestimmungsverfahren verwendet wird, wird die Ci-Kupplung 3 abgeschaltet. Dann wird ein Elektromotorantriebsmodus gestartet. Wenn das zweite Bestimmungsverfahren verwendet wird, wird die Wartezustandszeitspanne (tstby) fortgesetzt, bis die nächste Steuerung (Abtaststeuerung) des Drucks der Ci-Kupplung 3 ausgeführt wird.

Wenn die Ci-Kupplungswartezustandssteuerung wie oben beschrieben ausgeführt wurde, wird das Drehmoment des Elektromotors 2 auf die Maschine 1 über die Ci-Kupplung 3 übertragen. Somit wird die Maschine 1 gedreht. Weil das erforderliche Drehmoment zu Beginn des Kompressionshubes des ersten Zylinders erhöht ist, rutscht die Ci-Kupplung 3 durch. Somit wird die Maschine 1 an einer Position angehalten, die dem gegenwärtigen Kurbelwinkel entspricht, so daß die Maschine 1 vor dem Anlaßbetrieb in den Wartezustand gebracht ist. Der Drehwinkel für die Maschine 1 ist nicht größer als etwa 100° im Fall einer Sechszylindermaschine. Während der vorgenannten Zeitspanne wird ein Teil des Elektromotordrehmoments (Tm) verwendet, um die Maschine 1 in die Anlaßstartstellung zu drehen. Weil nur ein geringer Drehwiderstand vorliegt, wird kein großer Einfluß auf das Ausgangswellendrehmoment (Tout) ausgeübt. Weil die Kurbelwinkelposition stets vor der Stellung positioniert wird, in der das Anlaßdrehmoment wie oben beschrieben erzeugt wird, wird stets dasselbe Anstiegsverhalten des Anlaßdrehmoments realisiert, wenn die Steuerung beginnt. Im Ergebnis kann die Abtastantwort des Ci-Kupplungsdrucks während der Maschinenanlaßsteuerung verbessert werden.

Nach dem Verstreichen der Wartezustandszeitspanne (tstby) in der der Wartezustand realisiert ist, wird das Maschinenanlassen durch die Anlaßsteuereinrichtung ausgeführt. In diesem Fall werden das Elektromotordrehmoment (Tm) und der Ci-Kupplungsdruck (Pci) angehoben und der Anlassermotor 11 wird gleichzeitig gestartet. Im Ergebnis wird das Elektromotordrehmoment (Tm) derart angehoben, daß das angehobene Drehmoment (Tcrunk) und das Anlaßdrehmoment zu dem vorhergehenden Drehmoment (Tacc) addiert werden, das erforderlich ist, daß Fahrzeug anzutreiben

ben und dem Grad der Gaspedalstellung entspricht. Das Drehmoment wird über die Kupplung übertragen, deren Drehmomentübertragungsleistung im Zusammenhang mit dem Anheben des Ci-Kupplungsdrucks (Pci) angehoben wurde, um somit die Maschine 1 anzuwerfen. Im Ergebnis beginnt die Maschine 1 zu drehen, während sie das Spitzendrehmoment übersteigt, daß aus Trägheitsdrehmomenten resultiert, die bei der Erhöhung der Umdrehungen der Maschine 1 erzeugt sind. Obwohl der Anstieg der Umdrehungen durch Erfassen der Maschinendrehzahl (Ne) bestimmt werden kann, wird bestimmt ob die Ausschaltzeit (toff) des Anlassermotors vergangen ist, weil die kleine Anzahl von Umdrehungen nicht genau erfaßt werden kann. Wenn die Ausschaltzeit (toff) verstrichen ist, wird der Anlasser ausgeschaltet. Der Zustand, in welchem das Elektromotordrehmoment angehoben ist, wird aufrechterhalten. Wenn die Anzahl von Umdrehungen der Maschine 1 auf eine vorbestimmte Anzahl von Umdrehungen in diesem Fall angehoben wurde, wird der Zündzeitpunkt eingestellt. Gleichzeitig mit der Zündung wird das Elektromotordrehmoment (Tm) auf den Drehmomentwert zurückgeführt, der erforderlich ist, um das Fahrzeug anzutreiben.

Die Bestimmung hinsichtlich der Beendigung der Verbrennung zur Bestätigung des Anspringens der Maschine (in einem Zustand in dem die Maschine kontinuierlich drehen kann), kann durch die nachfolgend beschriebenen Verfahren ausgeführt werden. Ein erstes Verfahren nutzt den Ausgang eines O<sub>2</sub> Sensors, der in dem Abgasabschnitt angeordnet ist, um zur allgemeinen Steuerung des Luft Brennstoffverhältnisses verwendet zu werden. Bei diesem Verfahren wird die Konzentration von Sauerstoff im Abgas deutlich vermindert, wenn der Verbrennungshub in dem Zylinder kontinuierlich ausgeführt wird. Folglich kann bestimmt werden, daß die Verbrennung vervollständigt wurde. Ein zweites Verfahren ist die Erfassung der Temperatur des Abgases oder der Temperatur eines katalytischen Wandlers (Katalysator) zur Verarbeitung des Abgases. Ein drittes Verfahren ist die Erfassung des Verbrennungsdrucks in dem Zylinder. Das erste Verfahren ist das effizienteste unter den vorgenannten Verfahren. Wenn ein O<sub>2</sub> Sensor mit einem Heizer verwendet wird, um die Leistung (Empfindlichkeit) des Sensors zu stabilisieren, sogar wenn die Temperatur des Abgases niedrig ist, kann ein noch besseres Ergebnis erhalten werden. Weil das dritte Verfahren einen Sensor enthält, der ausschließlich bei Magermotoren verwendet wird, würde ein solcher Sensor andernfalls lediglich zur Bestimmung der Vollendung der Verbrennung verwendet. Folglich ist das dritte Verfahren hinsichtlich der Kostenverminderung nachteilig.

Wenn die Vollendung der Verbrennung in der Maschine 1 bestimmt wurde, wird ein elektrisches Drosselventil zu einem Grad geöffnet, der der Gaspedalstellung bei den verschiedenen Gelegenheiten entspricht. Folglich wird die Anzahl Umdrehungen der Maschine 1 der Eingangsanzahl von Umdrehungen in das Getriebe angenähert, das durch den Elektromotor mit dem dem Grad der Gaspedalstellung entsprechenden Drehmoment betrieben wird. Wenn der Eingriff der Ci-Kupplung 3 vervollständigt ist (wenn die Anzahl von Umdrehungen der Maschine 1 und die Eingangsanzahl von Umdrehungen in das Getriebe identisch sind) wird das Elektromotorausgangsdrehmoment (Tm) mit einem vorbestimmten Gradienten in Übereinstimmung mit dem Grad der Gaspedalstellung heruntergefahren.

Ein spezieller Ablauf zur Durchführung der vorgenannten Steuerung wird nun unter Bezugnahme auf ein Flußdiagramm beschrieben. Fig. 4 zeigt ein Hauptflußdiagramm zur Steuerung des Anlassens der Maschine während der Fahrt des Fahrzeugs. Der Grad der Gaspedalstellung wird im Schritt S1 eingelesen und die Fahrzeuggeschwindigkeit

wird im Schritt S2 eingelesen. Somit wird im Schritt S3 auf der Basis des Antriebskennfelds (siehe Fig. 2) bestimmt, ob der gegenwärtige Fahrzustand im Maschinenantriebsbereich ist. Im Schritt S4 wird auf der Basis des Antriebskennfelds bestimmt, ob der gegenwärtige Fahrzustand im Wartezustandsbereich der Ci-Kupplung 3 ist. Wenn die Bestimmung in einem der Schritte S3 oder S4 JA ist, wird die Ci-Kupplungswartezustandssteuerung im Schritt S5 ausgeführt. Im Schritt S6 wird die Maschinenanlaßsteuerung ausgeführt.

Fig. 5 zeigt eine Subroutine für die Wartezustandssteuerung der Ci-Kupplung, die im Schritt S5 gemäß Fig. 4 ausgeführt wird. In der vorgenannten Routine wird zur Ausgabe im Schritt S21 der Ci-Kupplungsdruck (Pci) auf einen Anfangswert (Pf) gesetzt. Somit wird ein Vorgang zur Verkürzung des Kolbenhubes der Kupplung ausgeführt. Der Betrieb der Ci-Kupplung durch den vorgenannten Vorgang kann bestätigt werden, wenn die Zeit (tf) seit der Ausgabe des hydraulischen Drucks in Übereinstimmung mit einem Zeitgeber im Schritt S22 verstrichen ist.

Nachdem die vorgenannte Zeit verstrichen ist, wird der Ci-Kupplungsdruck (Pci) auf den vorbestimmten Wartezustandsdruck (Pstby) gesetzt, um die Maschine in die Anlaßstartposition im Schritt S23 zu bringen. Dann wird der Wartezustandsdruck (Pstby) ausgegeben. Als ein Ergebnis wird die Kurbelwelle der Maschine leicht gedreht, so daß die Maschine in die Anlaßstartposition gebracht wird (vor den Verdichtungshub). Die Anlaßstartposition wird im Schritt 27 bestätigt, indem bestimmt wird ob die vorbestimmte Wartezustandszeitspanne (tstby) seit dem Ausgang des Wartezustandsdrucks (Pstby) verstrichen ist. Im Schritt S25 wird bestimmt, ob der Maschinenantriebsbereich gestartet wurde. Wenn die vorgenannte Bestimmung JA ist, wird die Maschinenanlaßsteuersubroutine gestartet. Wenn die Bestimmung des Maschinenantriebsbereichs im Schritt S25 NEIN ist, wird im Schritt S26 bestimmt, ob der Zustand in dem Wartezustandsbereich der Ci-Kupplung ist. Wenn die vorgenannte Bestimmung JA ist, kehrt der Betrieb zum Schritt S23 zurück, so daß der Ci-Kupplungsdruck (Pci) auf dem Wartezustandsdruck (Pstby) gehalten wird. Wenn die Bestimmung des Wartezustandsbereichs der Ci-Kupplung im Schritt S26 NEIN ist, wird bestimmt, daß der Zustand in den Elektromotorantriebsbereich zurückgekehrt ist. Somit wird die vorgenannte Steuerung unterbrochen, indem ein Ablauf zum Zurücksetzen des Ci-Kupplungsdrucks (Pci) auf Null in Schritt S27 ausgeführt wird.

Das Anlassen der Maschine wird durch zwei Verfahren gesteuert, nachdem der vorgenannte Wartezustand realisiert wurde. Ein erstes Ausführungsbeispiel, eine den Anlassermotor verwendende Steuerung, wird nun beschrieben.

In dem ersten Ausführungsbeispiel werden die Schritte S31 bis S33 zu Beginn der Maschinenanlaßsteuerungssubroutine gemäß Fig. 6 gleichzeitig ausgeführt. Um das Diagramm verständlicher beschreiben zu können, werden die Schritte sequentiell dargestellt. Im Schritt S31 wird der Anlassermotor gestartet. Im Schritt S32 wird der Ci-Kupplungsdruck (Pci) so gesetzt, daß er die Bedingung  $Pci = (Tcrunk/m - c)/a$  erfüllt, wobei Tcrunk ein Mittelwert des Anlassens ist, d. h. erforderliches Anlaßdrehmoment der Maschine, das zuvor für die Maschine bestimmt wurde, m ein Reibungskoeffizient eines Reibelements der Kupplung ist und a und c auf der Basis der Kupplung bestimmte Konstanten sind.

Im Schritt S23 wird ein Ausgang des Elektromotordrehmoments (Tm) erzeugt. Das Motordrehmoment ist so gewählt, daß es die Bedingung  $Tm = Tcrunk + Tacc$  erfüllt, wobei Tcrunk das zum Anlassen der Maschine erforderliche Drehmoment ist und Tacc das Drehmoment ist, das dem Grad der Gaspedalstellung entspricht und erforderlich ist,

um das Fahrzeug anzutreiben. Nachdem die vorhergehenden Schritte wie oben beschrieben ausgeführt wurden, wird im Schritt S34 bestimmt, ob die Ausschaltzeit (toff) vom Beginn der Steuerung verstrichen ist. Die vorgenannte Zeit ist eine sehr kurze Zeitspanne, die es der Maschine gestattet sich langsam zu drehen (eine Umdrehung). Wenn das Verstreichen der Ausschaltzeit (toff) bestätigt ist, wird der Anlassermotor im Schritt S35 abgeschaltet (AUS). Weil der Anlasser für eine sehr kurze Zeitspanne im vorgenannten Fall betätigt wird, entstehen keine Schwierigkeiten hinsichtlich der Lebensdauer des Anlassers und hinsichtlich der durch den Start des Anlassers erzeugten Geräusche. Die oben beschriebenen Schritte S31 bis S35 bilden die Steuerung des Beginns der Maschinenumkehrung. In Schritt S36 wird bestimmt, ob die Umdrehung der Maschine eine vorbestimmte Anzahl von Umdrehungen (beispielsweise 500 U/min hat, d. h. die Anzahl Umdrehungen, bei der der vollständige Verbrennungszustand erreicht wird, und die Maschine in der Lage ist, durch Kraftstoffversorgung und Zündung zu drehen). Wenn die Bestimmung im Schritt S36 JA ist, wird im Schritt S37 der Kraftstoff in die Maschine eingespritzt, so daß die Zündung ausgeführt wird, und somit ist die Maschine angelassen. Die obigen Schritte S32 bis S36 bilden die Steuerung der Beschleunigung der Maschinenumkehrung.

Nachdem die Maschine angelassen wurde, wird das Elektromotordrehmoment (Tm) auf das dem Grad der Gaspedalstellung entsprechende Drehmoment (Tacc) im Schritt S38 zurückgeführt. Der vorgenannte Vorgang wird ausgeführt, weil das Anlaßdrehmoment (Tcrunk) nach dem Anlassen der Maschine nicht erforderlich ist. Im Schritt S39 wird bestimmt, ob die Maschinendrehzahl (Ne) mit der Eingangszahl von Umdrehungen (Nin) des Getriebes innerhalb eines Bereichs von  $\pm Na$  synchronisiert ist. Wenn die Synchronisierung bestätigt wird (JA) wird der Ci-Kupplungsdruck (Pci) im Schritt S40 auf 100% gesetzt, d. h. P100. Somit ist die Ci-Kupplung vollständig in Eingriff und das Drehmoment der Maschine kann auf die Räder übertragen werden. Folglich wird ein Vorgang zur Verminderung des Elektromotordrehmoments (Tm) im Schritt S41 ausgeführt. Gleichzeitig nimmt ein Drehmomentausgang ( $Te = Tacc - Tm$ ) infolge des Herunterfahrens des Elektromotordrehmoments (Tm) ab. Insbesondere wird ein Signal zu der elektrischen Drossel übertragen, um die Drossel zu öffnen. Im Schritt S43 wird bestimmt, ob das Elektromotordrehmoment (Tm) auf Null gesetzt wurde. Wenn die vorgenannte Bestimmung JA ist, ist das Umschalten vom Elektromotorantrieb auf den Maschinenantrieb vollendet. Die vorgenannten Schritte S38 bis S43 bilden den die Steuerung abschließenden Teil.

Das erste Ausführungsbeispiel beseitigt die Notwendigkeit des Elektromotors die Leistung zur Herausgabe des Anlaßdrehmoments zusätzlich zu der Leistung zum Antrieb des Fahrzeugs anzupassen. Folglich kann die Größe des Elektromotors vermindert werden. Weil der übliche massenproduzierte Anlassermotor zum Drehen der Maschine allgemein verwendet werden kann, kann ein Kostenanstieg minimiert werden. Wenn ferner der Ladezustand (SOC) eines Hochspannungssystems (einer Stromquelle zum Betrieb des Elektromotors) auf Null gesetzt wurde, infolge von Selbstentladung oder dergleichen, die durch unsachgemäßem Gebrauch über eine größere Zeitspanne hervorgerufen wurde, ist ein Vorteil darin zu sehen, daß die Maschine mit der 12 V Batterie für die Hilfseinrichtungen angelassen werden kann, wie die üblichen maschinenbetriebenen Fahrzeuge.

Zudem kann Starthilfe mit einem Starthilfekabel gegeben werden. Ferner kann ein Anlassen der Maschine bei sehr niedrigen Temperaturen ( $-30^{\circ}\text{C}$  bis  $-40^{\circ}\text{C}$ ) mit einem gleichen Ansprechverhalten wie bei einem herkömmlichen

Fahrzeug ausgeführt werden unabhängig von der Leistung der elektrischen Ölpumpe bei niedrigen Temperaturen.

Das erste Ausführungsbeispiel ist derart aufgebaut, daß der Elektromotor 2 hauptsächlich betrieben wird und der Anlassermotor 11 zusätzlich betrieben wird. Ein anderer, gegensätzlicher Aufbau kann verwendet werden, bei dem der Anlassermotor 11 hauptsächlich und der Elektromotor 2 zusätzlich betrieben wird. In diesem Fall ist ein Stromsensor zur Messung eines Stromwerts in dem Schaltkreis zum Betrieb des Anlassermotors vorgesehen, um einen Stromwert zu messen, der in den Anlassermotor fließt. Ein Ausgangswert vom Stromsensor wird verwendet, um eine Regelung des Ausgangsdrehmoments des Elektromotors auszuführen, wenn die Anlaßsteuerung ausgeführt wird. Fig. 7 zeigt eine Zeittafel der vorgenannten Steuerung. Bei der Steuerung wird das Ausgangsdrehmoment vom Elektromotor derart eingestellt, daß der Strom (Ist) zum Betrieb des Anlassermotors einen vorbestimmten Wert nicht übersteigt. Der Kupplungsdruck (Pci) soll einfach so gesteuert werden, daß der Druck simultan mit dem Start des Anlassermotors auf den Leitungsdruck hochgefahren wird, wonach er konstant gehalten wird. Der Betrieb des Anlassermotors wird unterbrochen, wenn die Maschinendrehzahl auf eine vorbestimmte Umdrehungszahl angestiegen ist.

Wenn die vorgenannte Steuerung ausgeführt wird, kann die Betriebslast des Anlassermotors 11 auf einen Wert gleich oder kleiner als ein vorbestimmter Grenzwert vermindert werden, wie mit einer durchgezogenen Linie in Fig. 7 gezeigt ist. Die Anlaßlast entsprechend der durch eine unterbrochene Linie in Fig. 7 gezeigten Spitze wird durch den Elektromotor 2 zur Verfügung gestellt.

Das erste Ausführungsbeispiel hat den Aufbau, bei dem das Anlassen der Maschine 1 hauptsächlich durch den Elektromotor 2 erfolgt. Ferner wird der Anlassermotor 11 zusätzlich betätigt, wenn die Umdrehung der Maschine 1 beginnt. Jedoch kann das Anlassen der Maschine 1 inklusive deren Beginn lediglich durch den Elektromotor 2 ausgeführt werden, ohne den Anlassermotor 11 zu betätigen. Ein zweites Ausführungsbeispiel mit dem vorgenannten Aufbau wird nun unter Bezugnahme auf eine Zeittafel gemäß Fig. 8 beschrieben.

Auch in dem zweiten Ausführungsbeispiel ist der Vorgang vom Ausgangszustand in die Wartezustandssteuerung auf eine gleiche Weise ausgeführt wie bei dem ersten Ausführungsbeispiel. Folglich ist dort wo der Vorgang der gleiche ist, dieser aus der Beschreibung weggelassen.

Nachdem die Wartezustandszeitspanne (tstby) in der der Wartezustand realisiert wird, verstrichen ist, läßt die Anlaßsteuerung die Maschine an. Im Unterschied zum ersten Ausführungsbeispiel werden der Anstieg des Elektromotordrehmoments ( $T_m$ ) auf einen maximalen Wert ( $T_{mmax}$ ) und das Anheben des Ci-Kupplungsdrucks (Pci) gleichzeitig ausgeführt. Im Ergebnis wird das Elektromotordrehmoment ( $T_m$ ) durch Addieren des erhöhten Drehmoments zu dem vorhergehenden Drehmoment ( $T_{acc}$ ) entsprechend dem Grad der Gaspedalstellung und erforderlich zum Antrieb des Fahrzeugs erhalten. Weil das Drehmoment über die Ci-Kupplung 3 übertragen wird, deren Drehmomentübertragungsleistung infolge des Anstiegs des Ci-Kupplungsdrucks (Pci) angehoben wurde, wird das Anlassen der Maschine 1 ausgeführt. Im Ergebnis beginnt die Maschine 1 zu drehen, während sie das Spitzendrehmoment übersteigt, das durch das Trägheitsdrehmoment zur Zeit des Anstiegs der Drehzahl der Maschine 1 erzeugt ist. Der Beginn der Drehung (leichte Drehung) wird durch einen Zeitgeber oder die Maschinendrehzahl ( $N_e$ ) bestimmt. Dann wird das Elektromotordrehmoment ( $T_m$ ) auf das Drehmoment ( $T_{mt}$ ) reduziert, welches ausreicht die Anzahl der Umdrehungen der

Maschine mit einem vorbestimmten Änderungsgrad zu erhöhen, während es den Anstiegszustand aufrechterhält. Auch in diesem Fall wird der Zündzeitpunkt bestimmt, wenn die Anzahl von Umdrehungen der Maschine 1 auf eine vorbestimmte Anzahl von Umdrehungen angehoben wurde. Gleichzeitig mit der Zündung wird das Elektromotordrehmoment ( $T_m$ ) auf das Drehmoment ( $T_{acc}$ ) zurückgeführt, das erforderlich ist, das Fahrzeug anzutreiben. Die nachfolgende Steuerung wird auf eine gleiche Weise ausgeführt, wie bei dem ersten Ausführungsbeispiel.

Wenn die Maschine lediglich durch den Elektromotor 2 angelassen wird, entspricht die Änderung (Abnahme) des Drehmoments (Tout) zum Antrieb des Fahrzeugs beim Anlassen der Maschine der Höhe des Drehmoments, das durch die Ci-Kupplung 3 übertragen werden kann. Folglich ist die Höhe des Drehmoments, das durch die Ci-Kupplung 3 übertragen werden kann, durch den Eingriffsdruck gesteuert. Unter Berücksichtigung der Kombination der Verminderung des Antriebsdrehmoments und der Zeit während der die Verminderung anhält, wird ein Stoß auf einen erlaubten Pegel, der durch den Körper eines mitfahrenden Passagiers erfaßt wird, innerhalb des Bereichs des Ausgangsdrehmoments des Elektromotors 2 reduziert. Folglich kann die Erzeugung eines unangenehmen Verzögerungsgefühls verhindert werden.

Weil ein Ausgangsbereich (eine Anlaßsteuerung) ( $N_e = 0$  bis  $N_{e1}$ , eine vorbestimmte geringe Anzahl von Umdrehung) für die Steuerung des Anlassens der Maschine in diesem Fall das größte Anlaßdrehmoment erfordert, ist das Ausgangsdrehmoment von dem Elektromotor auf den maximalen Wert ( $T_{mmax}$ ) für die vorgenannte Zeitspanne gesetzt. Der vorhergehende Wert variiert in Abhängigkeit von verschiedenen Bedingungen, inklusive der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Temperatur der Batterie, dem Ladezustand (SOC) und dergleichen. Gleichzeitig mit der Drehmomentsteuerung wird eine auf die nachfolgende Weise beschriebene Steuerung des Ausgangs eines Ci-Kupplungsdrucks (Pci) erzeugt. Es wird angenommen, daß das zum Anlassen der Maschine (um die Drehungen zu beginnen) erforderliche Drehmoment  $T_{mes}$  wie folgt ist:

$$T_{mes} = T_{ci} \text{ (von der Ci-Kupplung übertragenes Drehmoment)} = (aP_{ci} + c) m,$$

wobei a und c Konstanten sind, die durch die Eigenschaften der Kupplung bestimmt sind, m ein Reibkoeffizient des Reibglieds der Kupplung und Pci ein Eingriffsdruck der Ci-Kupplung ist. Es ist anzumerken, daß m in Übereinstimmung mit der Durchrutschgeschwindigkeit des Reibglieds berechnet ist, wobei der auf die Druckfläche aufgebrauchte Druck und die Öltemperatur so sind, wie sie dem Fachmann bekannt sind. Das Verhältnis des Drehmoments ( $T_{mes}$ ) zum Anlassen der Maschine bezüglich des Drehmoments ( $T_{mk}$ ) zum Antreiben des Fahrzeugs ist in Übereinstimmung mit einem Ergebnis einer Auswertung eines Gefühls in einem tatsächlichen Fahrzeug ermittelt. Wenn das Drehmoment ( $T_{mes}$ ) zum Anlassen der Maschine in einem Bereich des maximalen Drehmoments ( $T_{mmax}$ ), das erzeugt werden kann, abnimmt, ist die Zeit für die anfängliche Steuerung des Anlassens der Maschine (die Anlaßsteuerung) im Bereich ( $N_e = 0$  bis  $N_{e1}$ ) verlängert. In diesem Fall ist das Anlaßansprechen gestört. Wenn im Gegensatz dazu das Drehmoment ( $T_{mes}$ ) angehoben wird, bewirkt ein nichtausreichendes Drehmoment, daß der Passagier im Fahrzeug einen großen Stoß beim Anlassen fühlt. Die vorgenannte Steuerung wird ausgeführt, bis die Anzahl Umdrehungen der Maschine eine vorbestimmte geringe Anzahl von Umdrehungen ( $N_{e1}$ ) erreicht.

In einem Bereich, in welchem die Anzahl von Umdrehungen klein ist, bis sie die kleine Anzahl von Umdrehungen

(Ne1) erreicht, kann ein preiswerter Sensor, wie ein elektromagnetischer Aufnehmer die Maschinenumdrehungen (Ne) nicht genau erfassen. Folglich kann die vorgenannte Steuerung in Übereinstimmung mit einem Ausgang von einem Sensor zur Erfassung der Luftansaugmenge der Maschine anstelle der Maschinenumdrehungen (Ne) erfolgen.

Nachdem die vorgenannte Steuerung ausgeführt wurde, wird die Konstantbeschleunigungssteuerung ausgeführt. Die vorgenannte Steuerung erfolgt derart, daß der Eingriffsdruck der Ci-Kupplung geregelt wird, so daß die Anzahl von Umdrehungen der Maschine mit einer vorbestimmten Beschleunigung erhöht wird. Wenn die Maschinenumdrehungen (Ne) auf die kleine Anzahlumdrehungen (Nel) angeho- ben ist, wird der Ausgang des Elektromotors auf das Drehmoment (Tmt) zur konstanten Beschleunigung der Maschine reduziert. Das vorgenannte Drehmoment kann in Übereinstimmung mit einer Maschinenöltemperatur (Teoil) und der Maschinendrehzahl (Ne) bestimmt werden. Die vorgenannte Beziehung kann als ein Wert von experimentellen Ergebnissen erhalten werden. Bei der vorgenannten Bedingung des Ausgangs von dem Elektromotor ist der Ausgang des Ci-Kupplungseingriffsdrucks (Pci) geregelt, so daß die Anstiegsrate (dNe/dt) auf einen vorbestimmten Wert gesetzt ist.

Nachdem die Maschinendrehzahl (Ne) die Synchronisierungsanzahl von Umdrehungen (Nin, ein zwischen 500 U/min bis etwa 700 U/min reichender angemessener Wert) erreicht hat, wird die Steuerung der Maschine zum Einspritzen von Kraftstoff auf die gleiche Weise wie bei dem vorhergehenden Verfahren gestartet. Dann wird schließlich die Vollendungssteuerung begonnen. Bei der vorgenannten Steuerung wird die Antriebsquelle vom Elektromotorantrieb auf den Maschinenantrieb umgeschaltet. Zu dieser Zeit ist ein Zeitgeber auf eine angemessene Zeit nach der Bestätigung der Synchronisierung gesetzt. Um eine zuverlässige Synchronisierung auszuführen, wird der kontinuierlich synchronisierte Zustand aufrechterhalten und dann wird der Eingriffsdruck der Ci-Kupplung auf einen Druck angehoben, der einem Leistungsverhältnis von 100% entspricht.

Eine Subroutine zur Steuerung des Anlassens der Maschine gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel wird in Übereinstimmung mit einem in Fig. 9 und 10 gezeigten Flußdiagramm ausgeführt. Im Schritt S51 wird das Elektromotordrehmoment (Tm) auf das maximale Drehmoment (Tmmax) gesetzt, das von dem Elektromotor bei den vorliegenden Bedingungen abgeben werden kann. Das Maximaldrehmoment (Tmmax) ist das Drehmoment, mit dem sowohl das Drehmoment (Tmes) zum Anlassen der Maschine als auch das Drehmoment (Tmk) zum Antreiben des Fahrzeugs erzeugt werden. Des maximale Drehmoment (Tmmax) kann in Übereinstimmung mit der Fahrzeuggeschwindigkeit, dem Ladezustand der Batterie oder der Temperatur der Batterie verändert werden. Gleichzeitig wird im Schritt S52 der Ci-Kupplungsdruck (Pci) derart bestimmt, daß er  $Pci - ((Tmes/m) - c)/a$  erfüllt. Dies bedeutet, daß der Ci-Kupplungsdruck (Pci) auf einen Wert bestimmt ist, der es gestattet, daß die Ci-Kupplung das Anlaßdrehmoment (Tmes) übertragen kann.

Im Schritt S53 wird bestimmt, ob die Maschinendrehzahl (Ne) größer ist als die vorbestimmte geringe Anzahl von Umdrehungen (Nel). Die vorgenannte Bestimmung kann in Übereinstimmung mit der durch den Zeitgeber gemessenen Zeit erfolgen anstelle der Anzahl von Umdrehungen. Im Schritt S54 wird das Elektromotordrehmoment (Tm) auf das Drehmoment (Tmt) abgesenkt, mit dem die Anzahl von Umdrehungen der Maschine mit einer vorbestimmten Änderungsrate erhöht werden kann. Im Schritt S55 wird der Ci-Kupplungsdruck (Pci) auf einen Regelungsausgangswert

(Pa) gesetzt. Im Schritt S56 wird die gegenwärtige Änderungsrate (dX2) der Anzahl der Umdrehungen der Maschine erhalten. Im Schritt S57 wird eine Abweichung (dX) von einer erforderlichen Änderungsrate (dX1) erhalten. Im Schritt S58 wird eine Druckänderung (dPci) in Übereinstimmung mit der erhaltenen Abweichung (dX) erhalten. Der vorgenannte Wert ist derart bestimmt, daß wenn die Abweichung (dX) in Richtung positiver Werte groß ist, der Ci-Kupplungsdruck (Pci) reduziert wird. Wenn die Abweichung (dX) in Richtung negativer Werte groß ist, wird der Ci-Kupplungsdruck (Pci) erhöht. Somit wird die tatsächliche Regelung im Schritt S59 ausgeführt.

Im Schritt S60 wird bestimmt, ob die Maschinendrehzahl (Ne) eine vorbestimmte Anzahl von Umdrehungen überschritten hat (beispielsweise 500 U/min). Der Ablauf kehrt zum Schritt S56 zur Ausführung der Regelung zurück, bis die vorgenannte Bestimmung gemacht wird. Wenn im Schritt S60 bestimmt wird, daß die Anzahl von Maschinenumdrehungen die vorbestimmte Anzahl von Umdrehungen erreicht hat, schreitet der Ablauf zum Schritt S61 fort. Im Schritt S61 wird bestimmt, ob der Zustand einen vollständigen Verbrennungszustand erreicht hat, bei dem die Zündung in der Maschine aufgetreten ist. Die vorgenannte Bestimmung kann in Übereinstimmung mit einem Ausgang vom O<sub>2</sub> (Sauerstoffsensoren) ausgeführt werden, der im Abgasabschnitt der Maschine vorgesehen ist, um das Luft Brennstoffverhältnis wie oben beschrieben zu steuern. Wenn die Verbrennung in dem Zylinder aufeinander folgend in allen Zylindern ausgeführt wird und somit die Sauerstoffkonzentration im Abgas deutlich verringert ist, kann die vorgenannte Bestimmung ausgeführt werden. Weil die vorgenannte Bestimmung in einem ersten Umlauf NEIN ist, geht das Programm zum Schritt S62 über, in dem Kraftstoff zur Zündung in die Maschine eingespritzt wird.

Die nachfolgenden Abläufe in den Schritten S63 bis S67 sind im wesentlichen gleich jenen in den Schritten S39 bis S43 des ersten Ausführungsbeispiels. Folglich werden die gleichen Abläufe nicht erneut beschrieben.

Bei dem zweiten Ausführungsbeispiel kann die Maschine mit einem schnellen Ansprechen unter einfacher Steuerung wieder angelassen werden, ohne den Anlassermotor 11 zu verwenden. Folglich kann mit der vorgenannten Steuerung ein dahingehender Vorteil realisiert werden, daß die vorgenannte Steuerung auf eine Hybridantriebsvorrichtung angewandt werden kann, die keinen Anlassermotor 11 hat.

Die Anlaßsteuerung gemäß dem zweiten Ausführungsbeispiel kann derart modifiziert werden, daß die Anzahl von Umdrehungen des Elektromotors geschätzten Werten folgt. In diesem Fall wird die Steuerung des Ausgangsdrehmoments von dem Elektromotor in der Anlaßsteuerung auf eine gleiche Weise ausgeführt, wie bei dem zweiten Ausführungsbeispiel. Die Steuerung des Ci-Kupplungsdrucks (Pci) wird in Übereinstimmung mit einer Zeittafel gemäß Fig. 11 ausgeführt. Dies bedeutet, daß der Übergang der Elektromotordrehung (Nm) vom Anlassen in Übereinstimmung mit einer Änderungsrate in der Elektromotordrehzahl (Nm) um eine vorbestimmte Zeitspanne vor dem Beginn des Anlassens geschätzt wird. Dann wird eine Abweichung (e) zwischen einem in Übereinstimmung mit dem geschätzten Wert bestimmten Sollwert und der tatsächlichen Elektromotordrehzahl (Nm) erhalten. Um zu bewirken, daß die Elektromotordrehzahl (Nm) den Sollwerten folgt, wird der Ausgang des Ci-Kupplungsdrucks (Pci) geregelt. Vorzugsweise wird die vorgenannte Steuerung auf der Basis eines Ausgangs (erfaßte Geschwindigkeit) von einem Sensor (einem Drehgeber) zur Erfassung der Position eines magnetischen Pols eines Elektromotors ausgeführt. Die nachfolgende Steuerung wird auf die gleiche Weise wie bei dem zweiten

Ausführungsbeispiel ausgeführt.

Obwohl ein Verfahren verwendet werden kann, in welchem der Sollwert der Elektromotordrehzahl (Nm) in Übereinstimmung mit der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet ist, kann eine zufriedenstellende Genauigkeit nicht erreicht werden, weil die Abweichung  $e$  bei dieser Modifikation sehr klein ist. Wenn der Magnetpolsensor des Elektromotors verwendet wird, kann eine zufriedenstellende Genauigkeit (ein Drehwinkel im Bereich von 10 Winkelsekunden bis zu einigen Minuten) erfaßt werden, um die Verwindung des Antriebsystems ebenfalls zu erfassen.

Die Beschreibung wurde dahingehend gemacht, daß das erfindungsgemäße Steuersystem auf die Antriebsvorrichtung mit dem in Fig. 1 gezeigten spezifischen Systemaufbau angewandt wurde. Eine Modifikation des Systemaufbaus der Getriebeeinheit 4 wird nun beschrieben. Ein drittes Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 15 hat einen Aufbau, in welchem ein zweiter Elektromotor (M/G) 2A zwischen der automatischen Getriebeeinheit 40 und der Ci-Kupplung 41 in der Getriebeeinheit 4 angeordnet ist. Bei diesem Ausführungsbeispiel wird eine Hilfseinheit 9 sogar betrieben, wenn die Maschine während der Fahrt abgestellt ist, indem ein Aufbau verwendet wird, bei dem die Hilfseinheit 9 über einen Keilriemen mit dem Elektromotor 2A verbunden ist, um synchron betrieben zu werden. Auch die Antriebsvorrichtung mit dem vorgenannten Aufbau kann die Wartezustandssteuerung und die Anlaßsteuerung durch Verfahren gleich denen der vorgenannten Ausführungsbeispiele ausführen. Im vorgenannten Fall wird bei der Steuerung des Maschinenanlassens, der zweite Elektromotor 2A gesteuert, um die Abnahme beim Drehmoment zu kompensieren. Folglich kann der durch das Anlassen der Maschine hervorgerufene Stoß daran gehindert werden, auf die mitfahrenden Passagiere aufgebracht zu werden. Weil die anderen Elemente gleich denen des ersten Ausführungsbeispiels sind, sind übereinstimmende Elemente mit den gleichen Bezugszeichen bezeichnet. Folglich sind die übereinstimmenden Elemente nicht beschrieben.

Ein in Fig. 16 gezeigtes viertes Ausführungsbeispiel hat einen Aufbau, in welchem ein Planetenzahnrad 40A mit einer Verriegelungskupplung 42 zur Verbindung des Elektromotors 2 mit der Maschine (E/G) 1 und der automatischen Getriebeeinheit (T/M) 40 in der Getriebeeinheit 4 angeordnet ist. Folglich kann ein paralleler Antrieb und ein geteilter Antrieb der Maschine 1 und des Elektromotors 2 ausgeführt werden. Ein Sonnenrad 43 des Planetenzahnrads 40A ist mit dem Elektromotor 2 verbunden, während ein Ringzahnrad 45 mit der Maschine 1 verbindbar ist. Ferner ist der als ein Ausgabeelement dienende Träger 44 mit der automatischen Getriebeeinheit 40 verbunden. Andere diesen Aufbau bildende Elemente sind gleich jenen des ersten Ausführungsbeispiels. Folglich sind die gleichen Bezugszeichen an die gleichen Elemente vergeben und eine Beschreibung der gleichen Elemente unterbleibt. Wenn in diesem Ausführungsbeispiel die Maschine durch das Elektromotorantriebsverfahren angelassen wird, wird die Verriegelungskupplung 42 in den Eingriffszustand gebracht. Ferner werden die vorgenannte Wartezustandssteuerung und die Anlaßsteuerung ausgeführt, um die Steuerung der Ci-Kupplung 3 und des Elektromotors 2 auszuführen.

Ein in Fig. 17 gezeigtes fünftes Ausführungsbeispiel hat einen Aufbau, in welchem ein Planetenzahnrad 40B zur Verbindung des Elektromotors 2 mit der Maschine (E/G) 1 und einem zweiten Elektromotor (M/G) 2B, die anstelle der automatischen Getriebeeinheit verwendet werden, in der Getriebeeinheit 4 angeordnet ist. Im Gegensatz zu dem vierten Ausführungsbeispiel ist das Sonnenrad 43 des Planetenzahnrads 40B mit den Elektromotor 2 verbunden, während

der Träger 44 mit der Maschine 1 verbunden ist. Ferner ist das als ein Ausgabeelement dienende Ringzahnrad 45 mit dem zweiten Elektromotor (M/G) 2B verbunden. Dieses Ausführungsbeispiel ist so aufgebaut, das die Ci-Kupplung, die in jedem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele vorhanden war, entfernt ist. Mit dem vorgenannten Aufbau der Getriebeeinheit wird der Elektromotorantriebsbetrieb derart ausgeführt, daß der Elektromotor 2B vorwärts dreht, um das Fahrzeug anzutreiben. Wenn die Maschine 1 angehalten wird, wird die Reaktion des Elektromotors 2 unterdrückt, indem der Elektromotor 2 durchgedreht wird. Wenn die Wartezustandssteuerung ausgeführt wird, um die Maschine anzulassen, wird der erste Elektromotor 2 mit einem kleinen Ausgangsdrehmoment langsam vorwärts gedreht. Somit wird der Wartezustand realisiert. Dann wird die Anlaßsteuerung ausgeführt, so daß das Drehmoment des ersten Elektromotors 2 und das des zweiten Elektromotors 2B gleichzeitig erhöht werden. Auch bei diesem Ausführungsbeispiel kann der Stoß infolge des Anlassens der Maschine auf eine Weise gleich dem dritten Ausführungsbeispiel weiter minimiert werden.

Obwohl die Erfindung in fünf bevorzugten Formen mit einem gewissen Genauigkeitsgrad beschrieben wurde, ist anzumerken, daß die vorliegende Darstellung der bevorzugten Ausführungsform der Erfindung in Einzelheiten des Aufbaus und in der Kombination und Anordnung von Teilen variiert werden kann.

Es ist eine Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug beschrieben, die in der Lage ist das Ansprechen beim Wiederanlassen einer Maschine während der Fahrt eines Fahrzeugs zu verbessern. Im Ergebnis kann ein Stoß infolge einer Verzögerung vermindert werden. Die Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug hat eine Maschine, einen Elektromotor, eine Kupplung, eine Getriebeeinheit und eine Steuereinheit zur Steuerung der anderen Elemente. Die Steuereinheit hat eine Wartezustandssteuereinrichtung zur Realisierung einer konstanten Anlaßkennlinie, um das Anlaßansprechen beim Anlassen der Maschine durch Übertragung der Kraft des Elektromotors auf die Maschine und Steuern des Eingriffsdrucks der Kupplung zu verbessern, um somit die Maschine in eine Anlaßstartposition zu drehen.

#### Patentansprüche

1. Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug, mit einer Maschine (1), einem Elektromotor (2), einer Getriebeeinheit (4) zur Übertragung der Leistung der Maschine (1) und des Elektromotors (2) auf Räder (8), und einer Steuereinrichtung (5) zur Steuerung der Maschine (1), des Elektromotors (2) und der Übertragung der Leistung der Maschine (1) und des Elektromotors (2) auf die Räder (8), **dadurch gekennzeichnet**, daß die Steuereinrichtung (5) eine Anlaßsteuerungseinrichtung (56) zum Anlassen der Maschine (1), wenn das Fahrzeug in einem Zustand fährt, in welchem die Maschine (1) angehalten ist und Leistung von dem Elektromotor (2) auf die Räder übertragen wird, und eine Wartezustandssteuereinrichtung (55) enthält, um eine Steuerung zur Drehung der Maschine (1) in eine Anlaßstartposition auszuführen, bevor das Anlassen der Maschine (1) von der Anlaßsteuerungseinrichtung (56) ausgeführt wird.
2. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 1, ferner mit einer Kupplung (3) zwischen der Maschine (1) und dem Elektromotor (2), wobei die Wartezustandssteuer-



einrichtung (S5) eine Wartezustandsdrucksteuereinrichtung (S23) zur Steuerung eines Kupplungsdrucks aufweist, so daß das von der Kupplung (3) übertragene Drehmoment eine Größe annimmt, die eine Drehung der Maschine (1) in die Anlaßstartposition zuläßt. 5

3. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 2, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) eine Anlaßdrucksteuerungseinrichtung (S52) aufweist, um den Eingriffsdruck der Kupplung (3) so zu steuern, daß die Größe des von der Kupplung (3) übertragenen Drehmoments kleiner oder gleich einem Ausgangsdrehmoment von dem Elektromotor (2) nach der Wartezustandssteuerung wird. 10

4. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 2, ferner mit einem Anlassermotor (11) zum Anlassen der Maschine (1), wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) veranlaßt, daß nach der Wartezustandssteuerung gleichzeitig der Anlassermotor (11) gestartet und die Kupplung (3) eingerückt werden. 15

5. Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug, mit einer Maschine (1), 20  
einem Elektromotor (2),  
einer Kupplung (3) zur Steuerung der Leistungsübertragung zwischen der Maschine (1) und dem Elektromotor (2), 25  
einer Getriebeeinheit (4) zur Übertragung der Leistung der Maschine (1) und des Elektromotors (2) auf Räder (8), und  
einer Steuereinrichtung (5) zur Steuerung der Maschine (1), des Elektromotors (2) und der Kupplung (3), dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtung (5) 30  
eine Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) zum Einrücken der Kupplung (3) zum Anlassen der Maschine (1), wenn das Fahrzeug in einem Zustand fährt, in welchem die Maschine (1) angehalten ist, die Kupplung (3) ausgerückt ist und Leistung von dem Elektromotor (2) auf die Räder überträgt, und  
eine Wartezustandssteuereinrichtung (S5) enthält, um die Kupplung (3) einzurücken, um eine Drehung der Maschine (1) in eine Anlaßstartposition auszuführen, bevor das Anlassen der Maschine (1) von der Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) ausgeführt wird, wobei die Wartezustandssteuereinrichtung (S5) eine Wartezustandsdrucksteuereinrichtung (S23) zur Steuerung eines Kupplungsdrucks aufweist, so daß das von der Kupplung (3) übertragene Drehmoment eine Größe annimmt, die eine Drehung der Maschine (1) in die Anlaßstartposition zuläßt, und wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) eine Anlaßdrucksteuerungseinrichtung (S52) aufweist, um den Eingriffsdruck der Kupplung (3) so zu steuern, daß die Größe des von der Kupplung (3) übertragenen Drehmoments kleiner oder gleich einem Ausgangsdrehmoment von dem Elektromotor (2) nach der Wartezustandssteuerung wird. 45  
50

6. Hybridantriebsvorrichtung für ein Fahrzeug, mit einer Maschine (1), 55  
einem Elektromotor (2),  
einem Anlassermotor (11) zum Anlassen der Maschine (1), 60  
einer Kupplung (3) zur Steuerung der Leistungsübertragung zwischen der Maschine (1) und dem Elektromotor (2),  
einer Getriebeeinheit (4) zur Übertragung der Leistung der Maschine (1) und des Elektromotors (2) auf Räder (8), und  
einer Steuereinrichtung (5) zur Steuerung der Maschine (1), des Elektromotors (2), des Anlassermotors

(11) und der Kupplung (3), dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtung (5) 5  
eine Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) zum Anlassen der Maschine (1), wenn das Fahrzeug in einem Zustand fährt, in welchem die Maschine (1) angehalten ist, die Kupplung (3) ausgerückt ist und Leistung von dem Elektromotor (2) auf die Räder übertragen wird, und  
eine Wartezustandssteuereinrichtung (S5) enthält, um die Kupplung (3) einzurücken, um eine Drehung der Maschine (1) in eine Anlaßstartposition auszuführen, bevor das Anlassen der Maschine (1) von der Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) ausgeführt wird, wobei die Wartezustandssteuereinrichtung (S5) eine Wartezustandsdrucksteuereinrichtung (S23) zur Steuerung eines Einrückdrucks der Kupplung aufweist, so daß das von der Kupplung (3) übertragene Drehmoment eine Größe annimmt, die eine Drehung der Maschine (1) in die Anlaßstartposition zuläßt, und wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6), nach Beendigung der Wartezustandssteuerung gleichzeitig den Anlassermotor (11) startet und die Kupplung (3) einrückt. 10

7. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Anlaßdrucksteuerungseinrichtung (S52) eine Konstantbeschleunigungssteuereinrichtung (S58) zur Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung (3) hat, derart, daß eine Änderungsrate der Drehzahl der Maschine (1) einen Sollwert annimmt. 15

8. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Anlaßdrucksteuerungseinrichtung (S52) eine Drehzahlhalte- und steuereinrichtung zur Steuerung des Eingriffsdrucks der Kupplung (3) hat, derart, daß eine Abnahmerate der Drehzahl des Elektromotors (2) kleiner oder gleich einem vorbestimmten Wert ist. 20

9. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) eine Anfangssteuerungseinrichtung (S31, S34) zum Betreiben des Anlassermotors (11) lediglich für eine Zeitspanne aufweist, in der die Maschine (1) leicht dreht. 25

10. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) eine Anlaßdruckeinstelleinrichtung (S32) zum Einstellen des Einrückdrucks der Kupplung (3) auf einen Wert aufweist, bei dem die Kupplung (3) einen Mittelwert des Anlaßdrehmoments der Maschine (1) überträgt. 30

11. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) eine Drehmomentsteuerungseinrichtung (S33) aufweist, um den Elektromotor (2) zu veranlassen, ein Ausgangsdrehmoment mit dem Mittelwert des Anlaßdrehmoments der Maschine (1) sowie dem Drehmoment zum Antrieb des Fahrzeugs zu erzeugen. 35

12. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) eine Drehmomentsteuerungseinrichtung aufweist um den Elektromotor (2) zu veranlassen, ein Ausgangsdrehmoment entsprechend dem Anlaufstrom für den Anlassermotor (11) zu erzeugen. 40

13. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei eine Betriebszeit des Anlassermotors (11) durch einen Zeitgeber gesteuert ist. 45

14. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) eine Drehmomentsteuerungseinrichtung (S51) aufweist, um den Elektromotor (2) zu veranlassen, ein maximales Drehmoment abzugeben, und eine Druckerhöhungseinrichtung (S52) hat, um den Einrückdruck zur Erhöhung des von der Kupplung (3) übertragbaren Drehmoments zu erhöhen, wenn der Elektromotor (2) ein maximales

Ausgangsdrehmoment erzeugt.

15. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) eine Drehmomentsteuerungseinrichtung aufweist, um den Elektromotor (2) zu veranlassen, ein Ausgangsdrehmoment mit dem Mittelwert des Anlaßdrehmoments der Maschine (1) zu erzeugen. 5

16. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) eine Hochfahreinrichtung aufweist, um den Einrückdruck der Kupplung (3) hochzufahren. 10

17. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Wartezustandssteuereinrichtung (S5) eine Schnellfüll-Druckversorgungseinrichtung (S21) zur Verkürzung eines Kolbenhubs der Kupplung (3) hat. 15

18. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Steuereinheit (5) einen Kupplungswartezustandsbereich hat, der zwischen einem Elektromotorantriebsbereich und einem Maschinenantriebsbereich bestimmt ist. 20

19. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) der Maschine (1) Kraftstoff zur Zündung zuführt, wenn die Umdrehungen der Maschine (1) eine vorbestimmte Anzahl von Umdrehungen pro Zeiteinheit erreicht haben. 25

20. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) nach der Synchronisation der Umdrehungen der Maschine (1) und des Elektromotors (2) die Kupplung (3) vollständig einrückt. 30

21. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 5, wobei die Steuereinheit (5) eine Vollendungssteuerungseinrichtung (S41) aufweist, um das Ausgangsdrehmoment des Elektromotors (2) herunterzufahren und eine Drosselöffnung der Maschine (1) zu vergrößern. 35

22. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Wartezustandssteuereinrichtung (S5) eine Schnellfüll-Druckversorgungseinrichtung (S21) zur Verkürzung eines Kolbenhubs der Kupplung (3) hat. 40

23. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Steuereinheit (5) einen Kupplungswartezustandsbereich hat, der zwischen einem Elektromotorantriebsbereich und einem Maschinenantriebsbereich bestimmt ist. 45

24. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) Kraftstoff zur Zündung zuführt, wenn die Umdrehungen der Maschine (1) eine vorbestimmte Anzahl von Umdrehungen pro Zeiteinheit erreicht haben. 50

25. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Anlaßsteuerungseinrichtung (S6) nach der Synchronisation der Umdrehungen der Maschine (1) und des Elektromotors (2) die Kupplung (3) vollständig einrückt. 55

26. Hybridantriebsvorrichtung nach Anspruch 6, wobei die Steuereinheit (5) eine Vollendungssteuerungseinrichtung (S65) aufweist, um das Ausgangsdrehmoment des Elektromotors (2) herunterzufahren und eine Drosselöffnung der Maschine (1) zu vergrößern. 60

Hierzu 16 Seite(n) Zeichnungen

FIG. 1

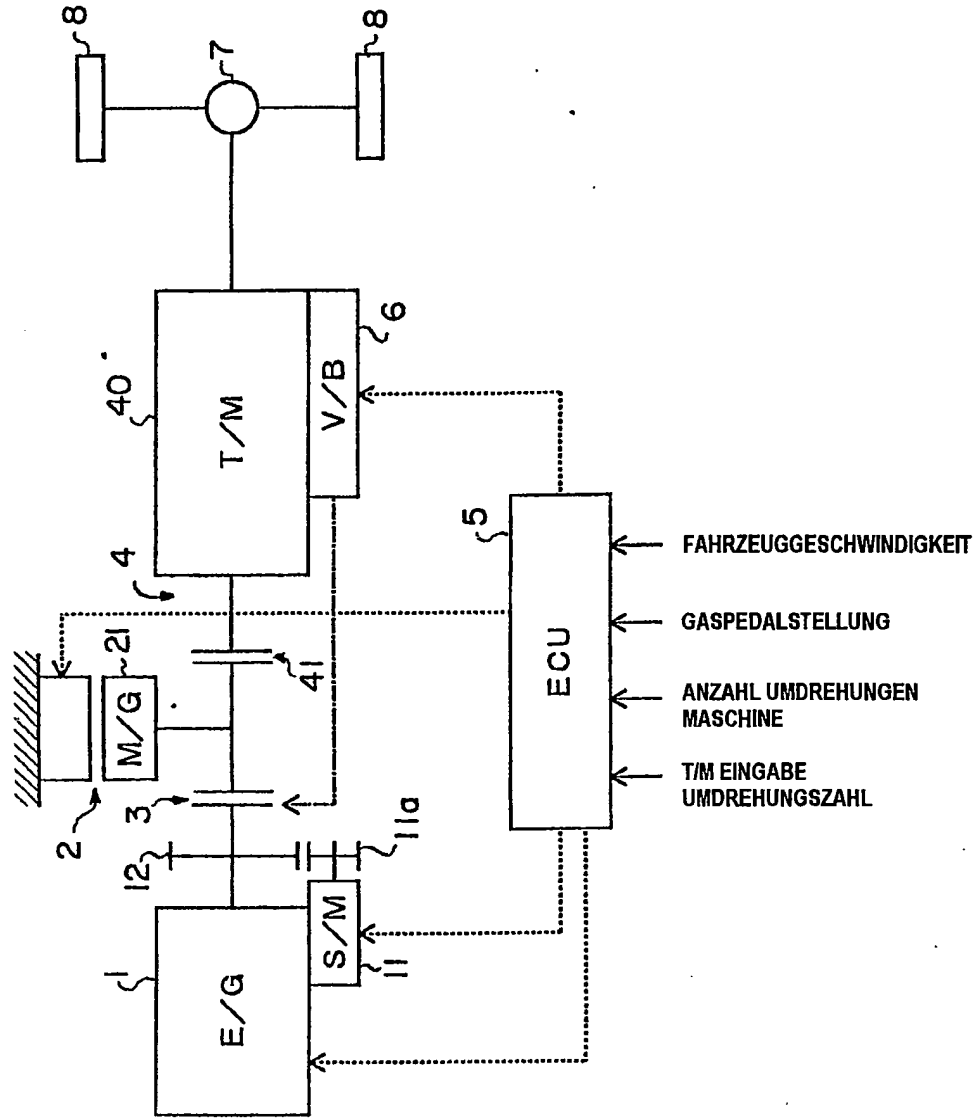
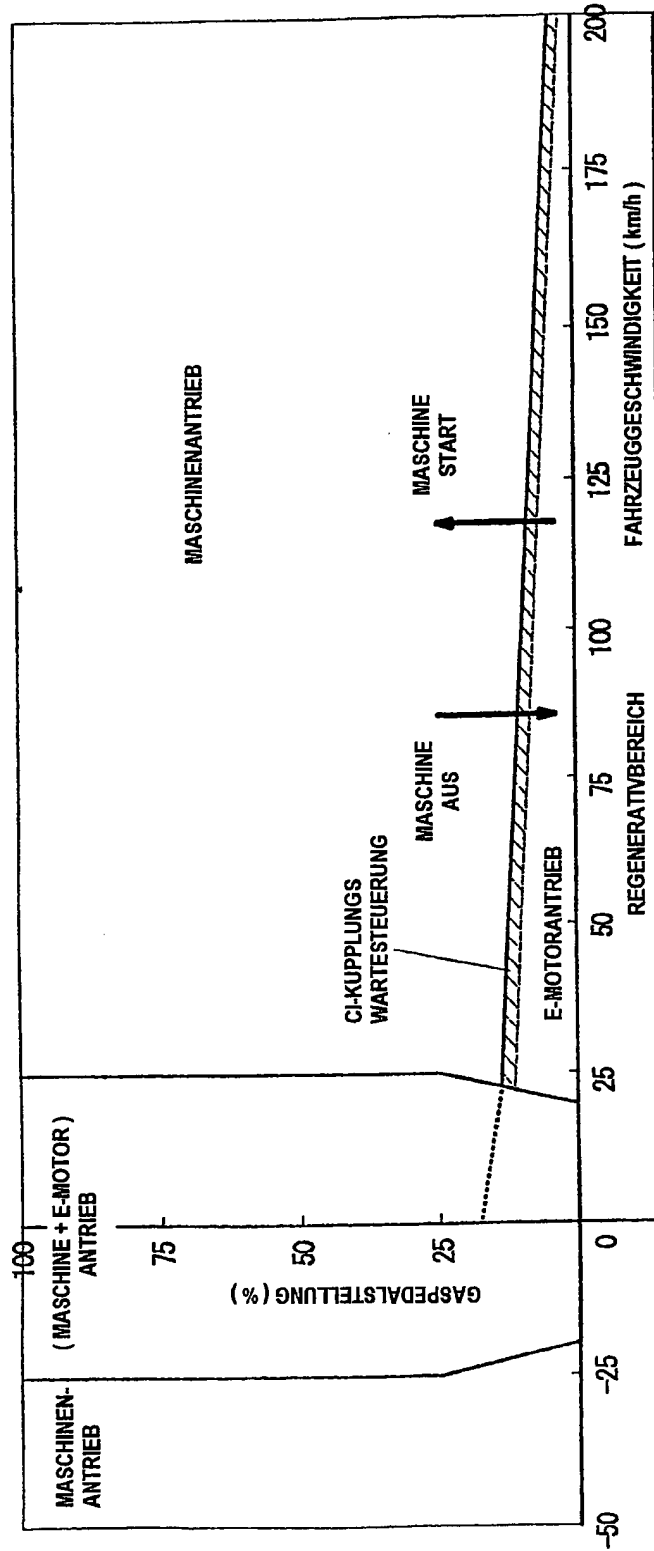
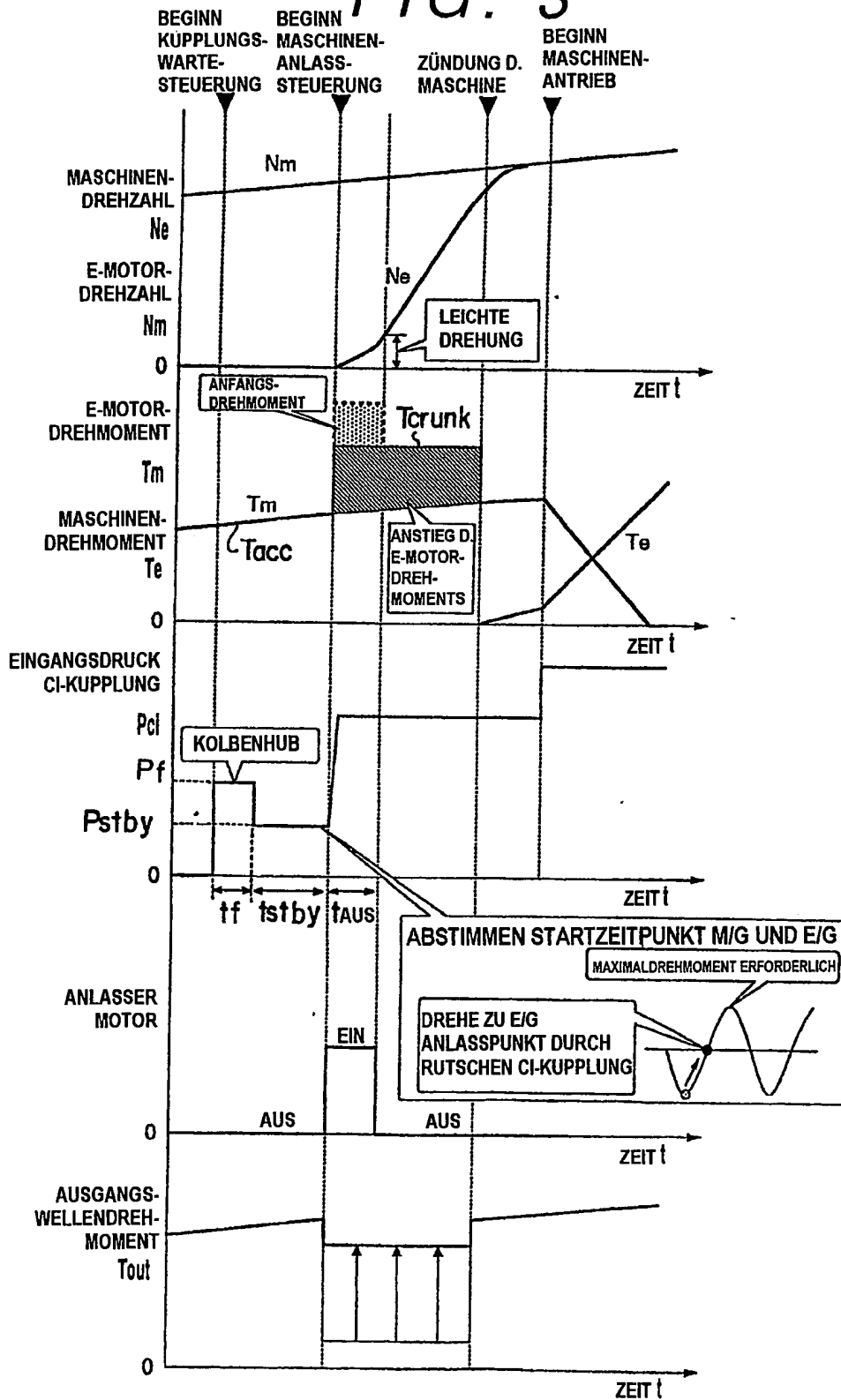


FIG. 2



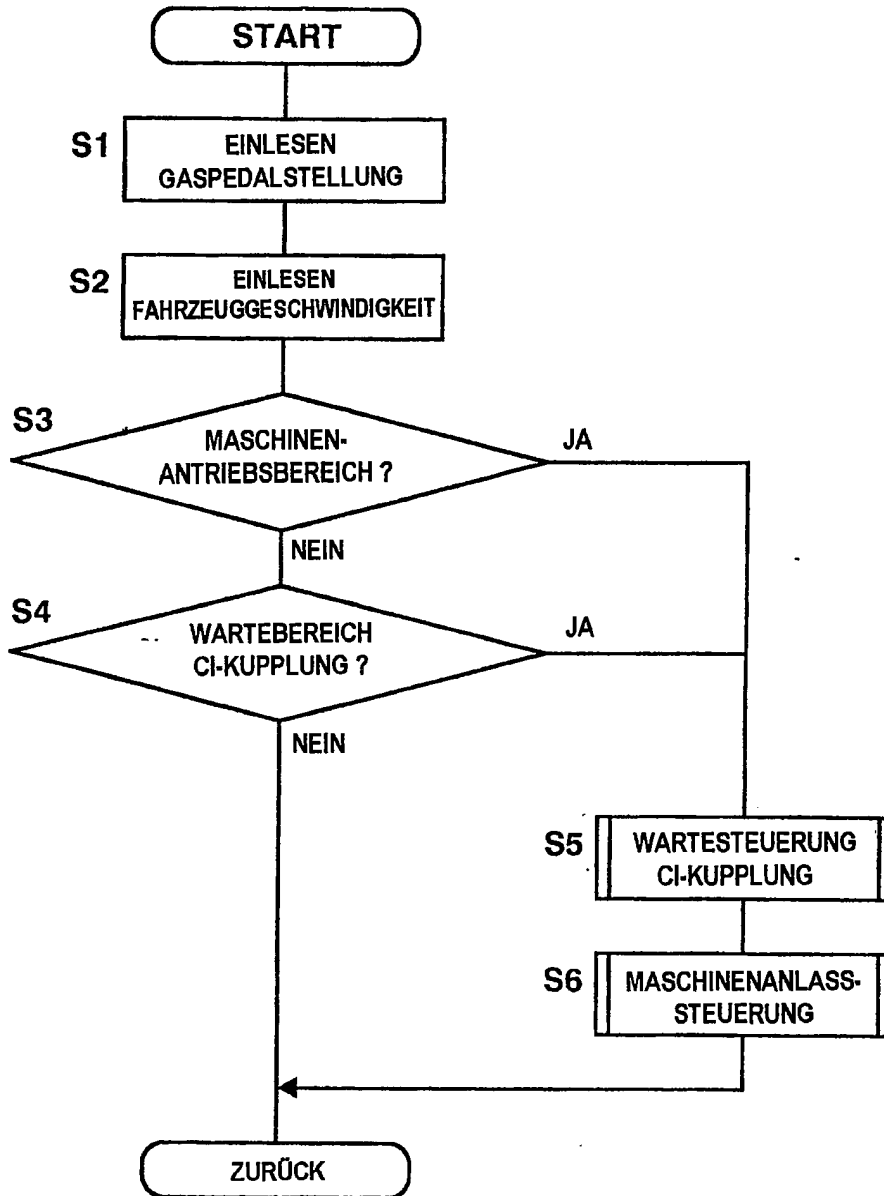
802 069/954

FIG. 3



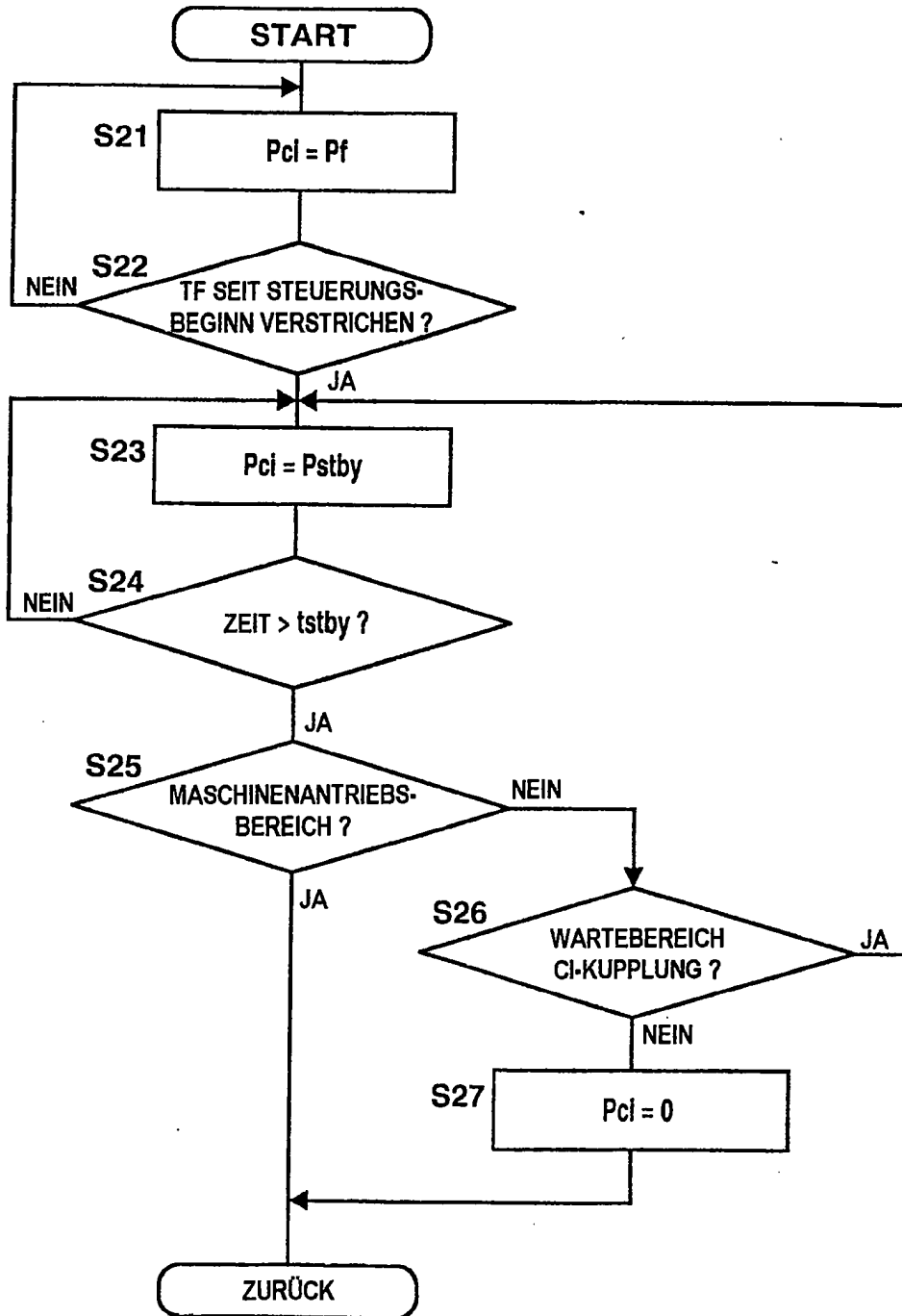
802 069/954

FIG. 4



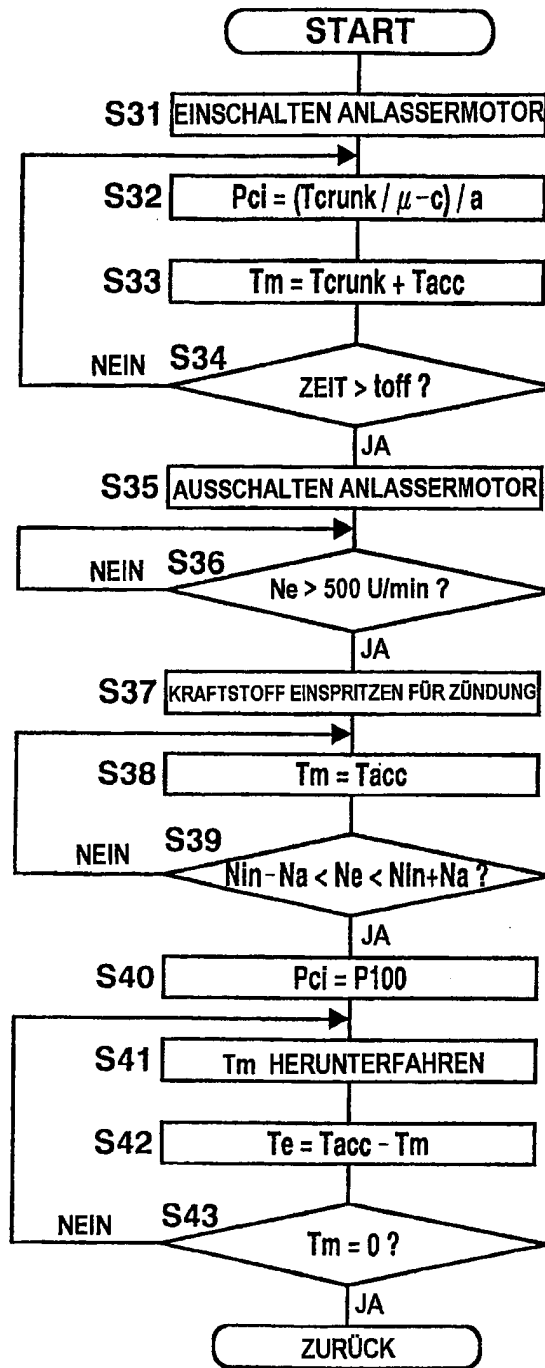
802 069/954

FIG. 5



802 069/954

FIG. 6



802 069/954



# FIG. 7

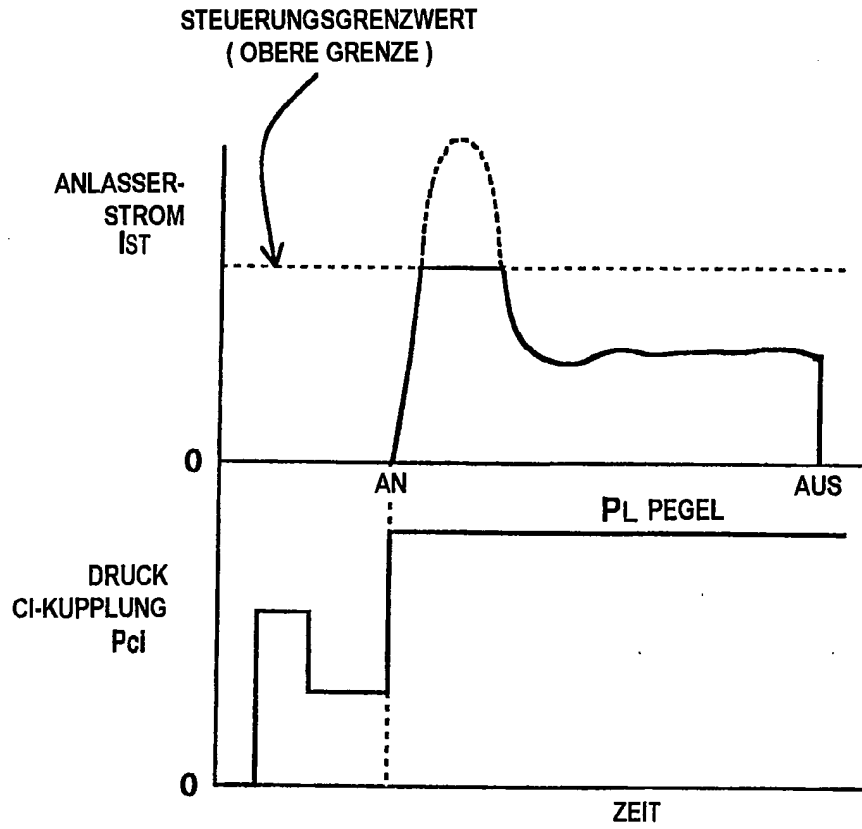
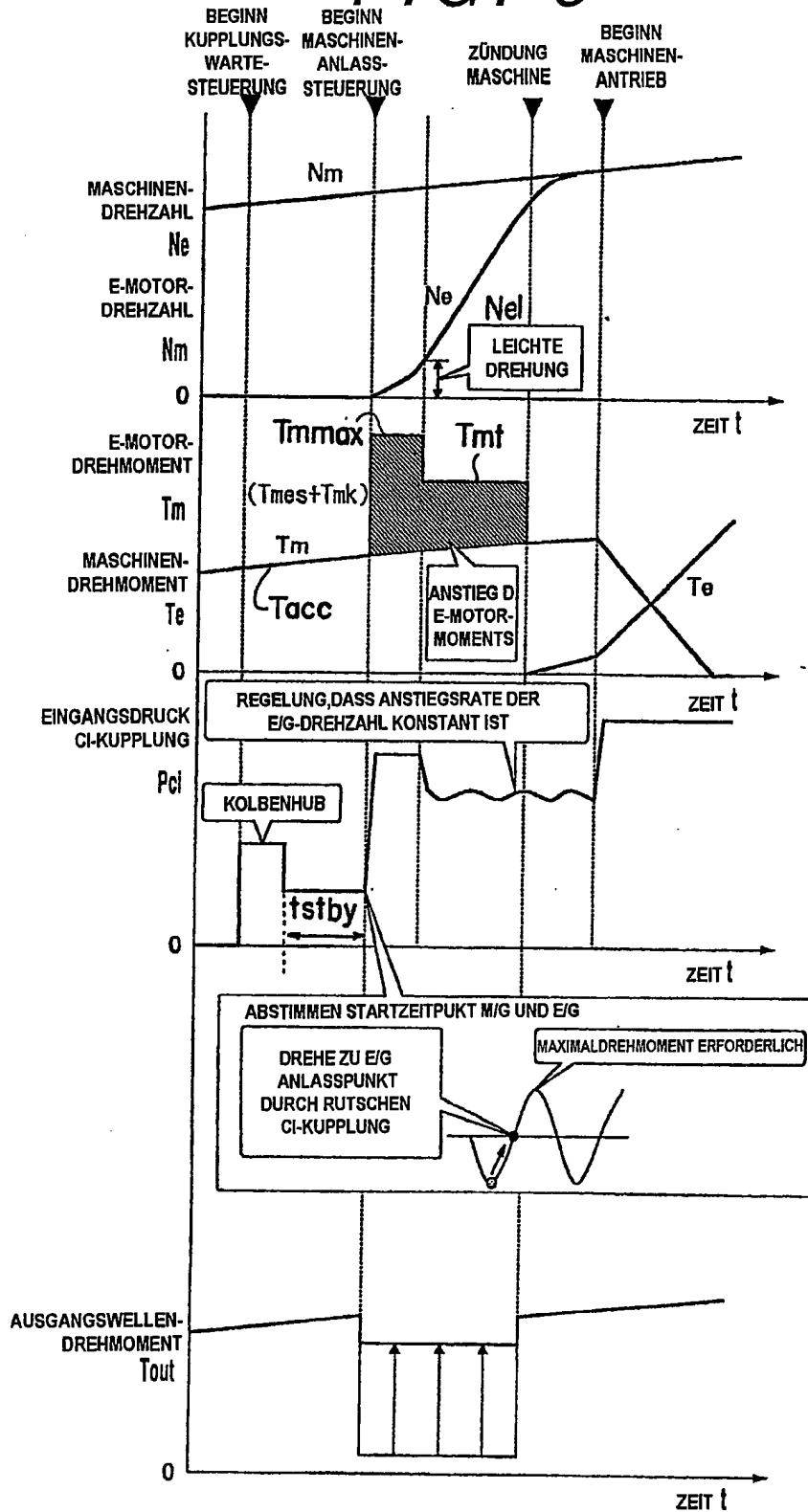
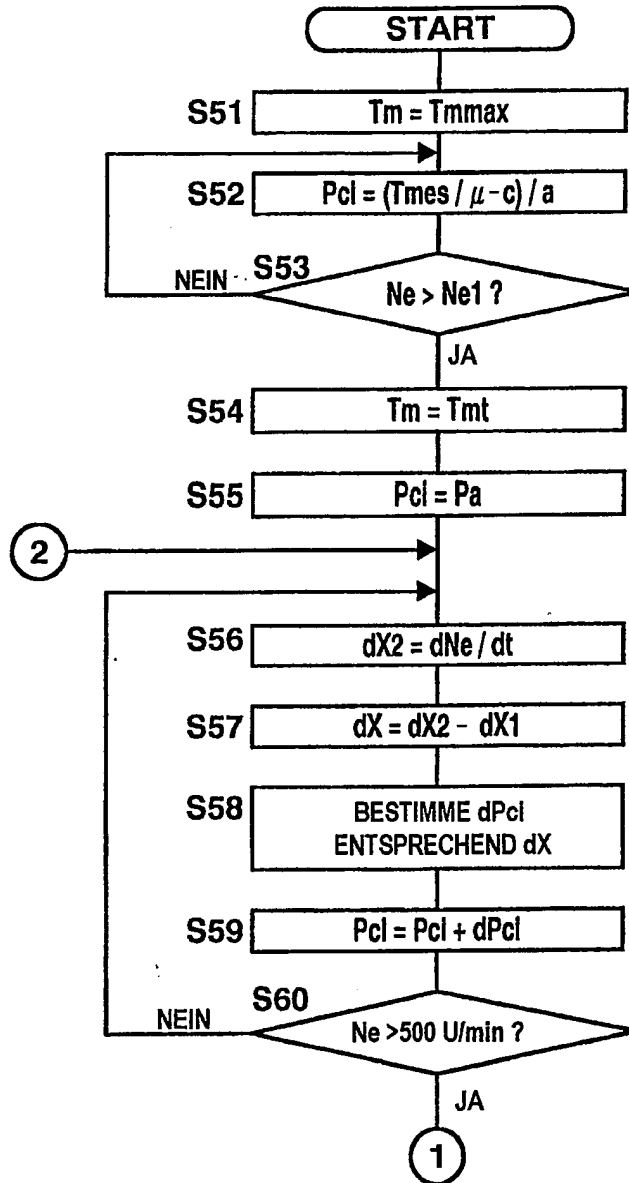


FIG. 8



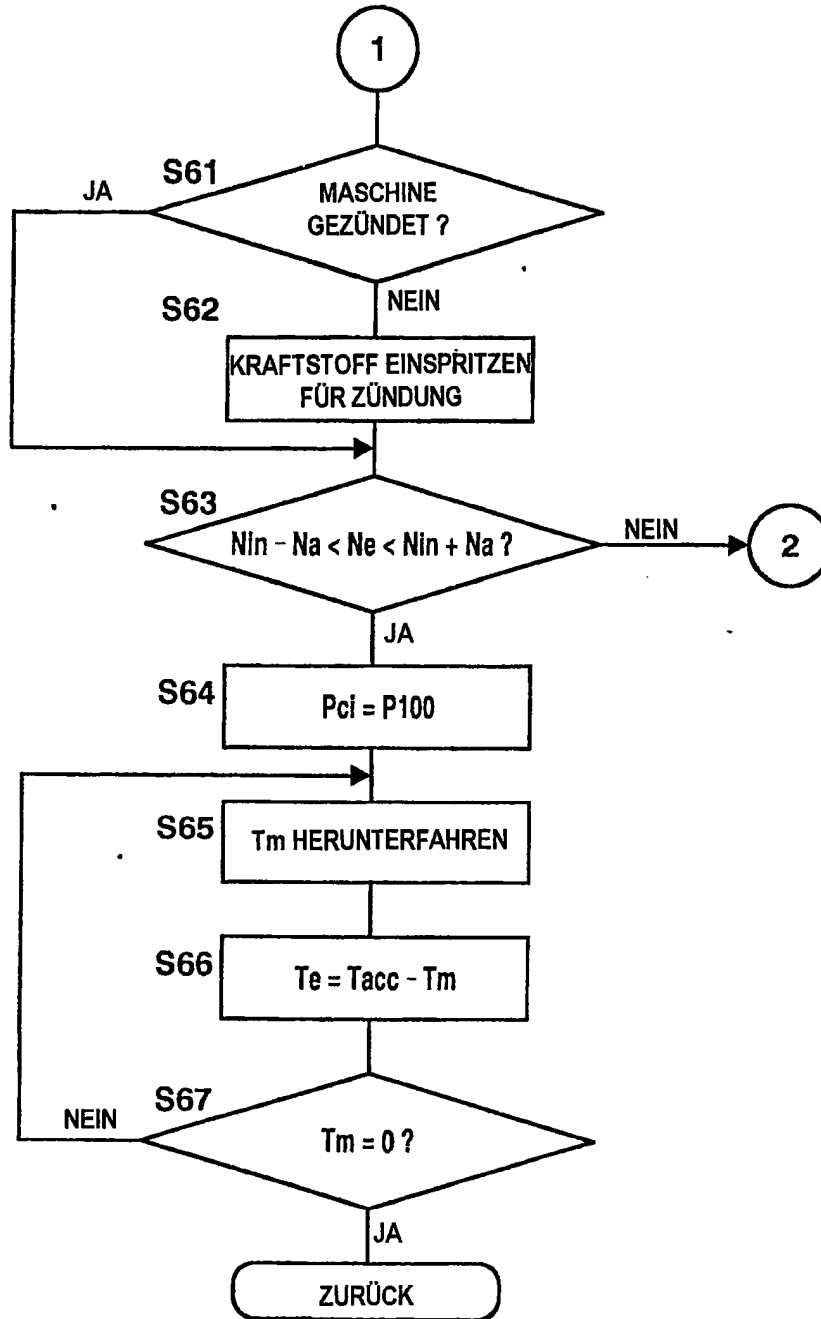
802 069/954

FIG. 9



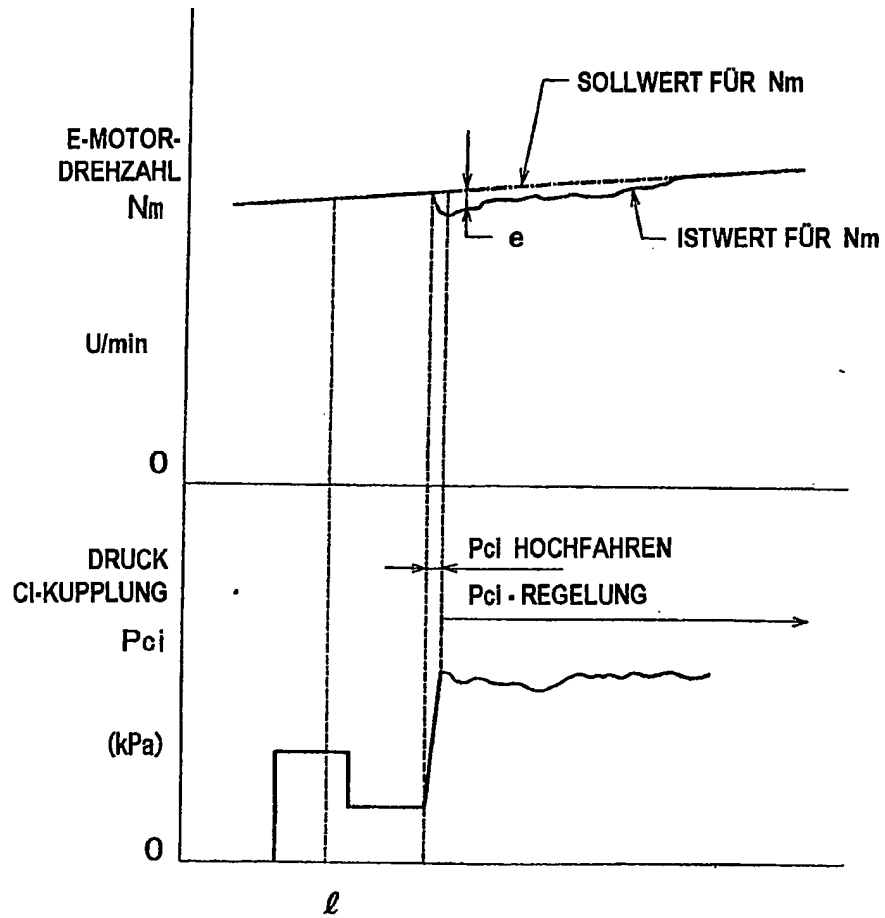
802 069/954

FIG. 10



802 069/954

FIG. 11



802 069/954

FIG. 12

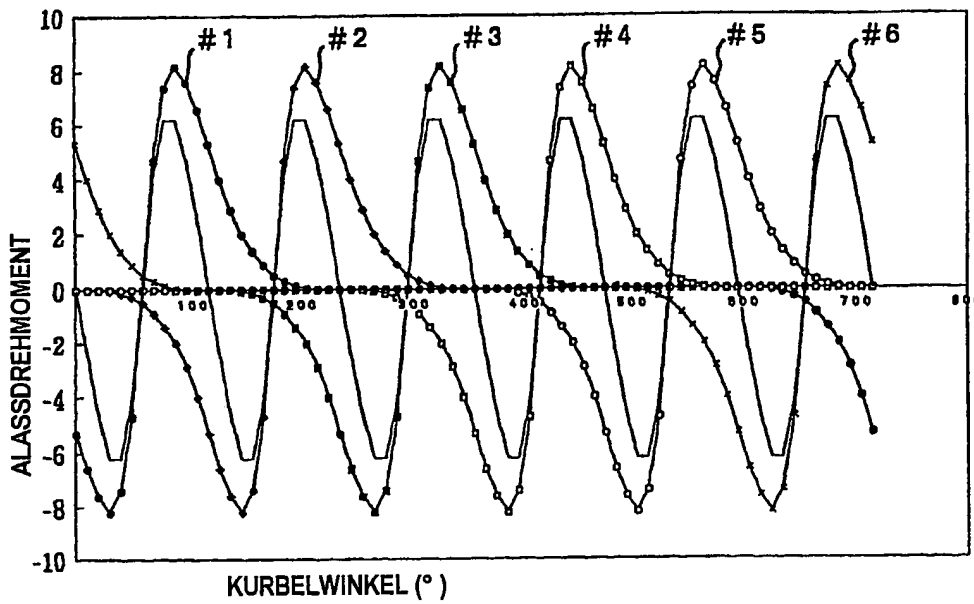
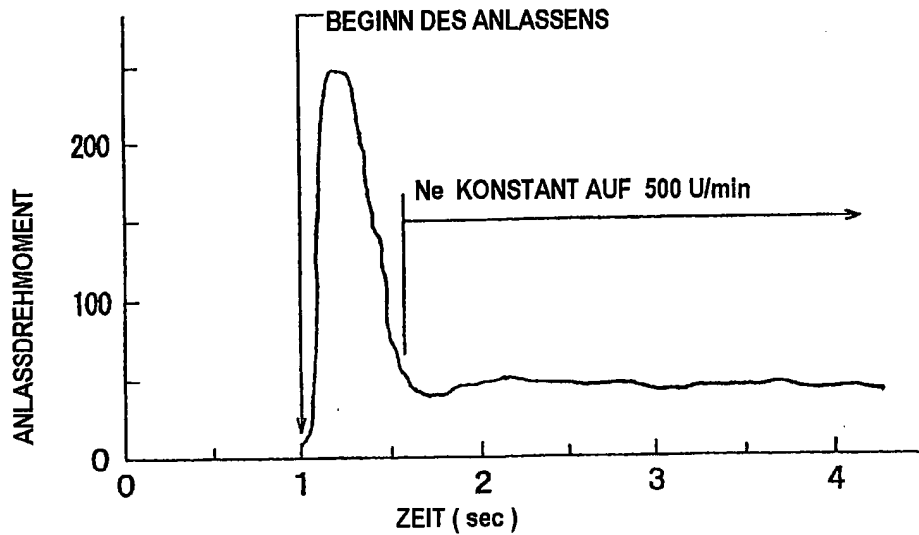


FIG. 13



802 069/954

# FIG. 14

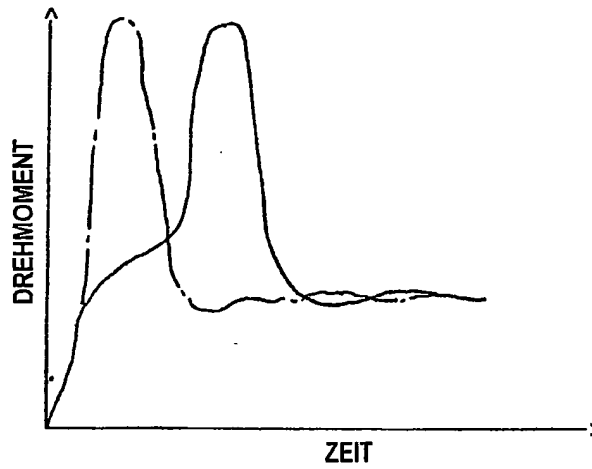


FIG. 15

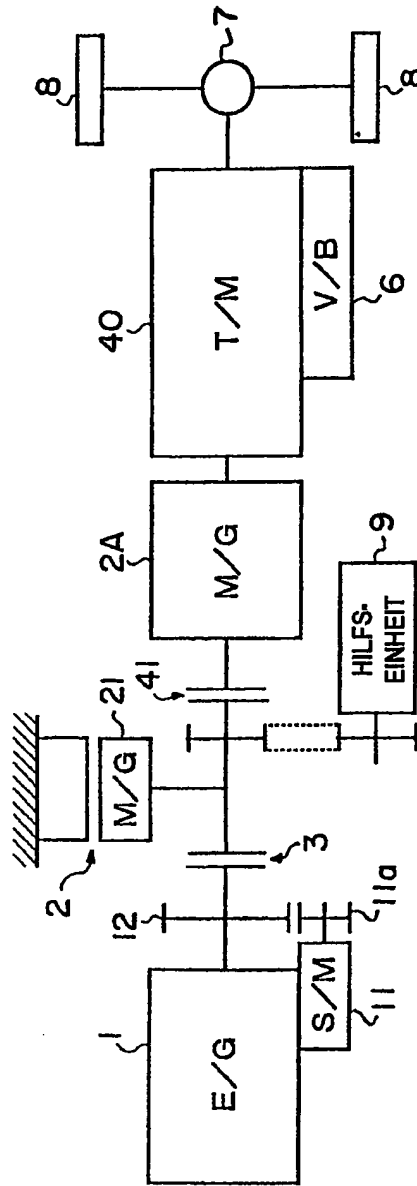




FIG. 16

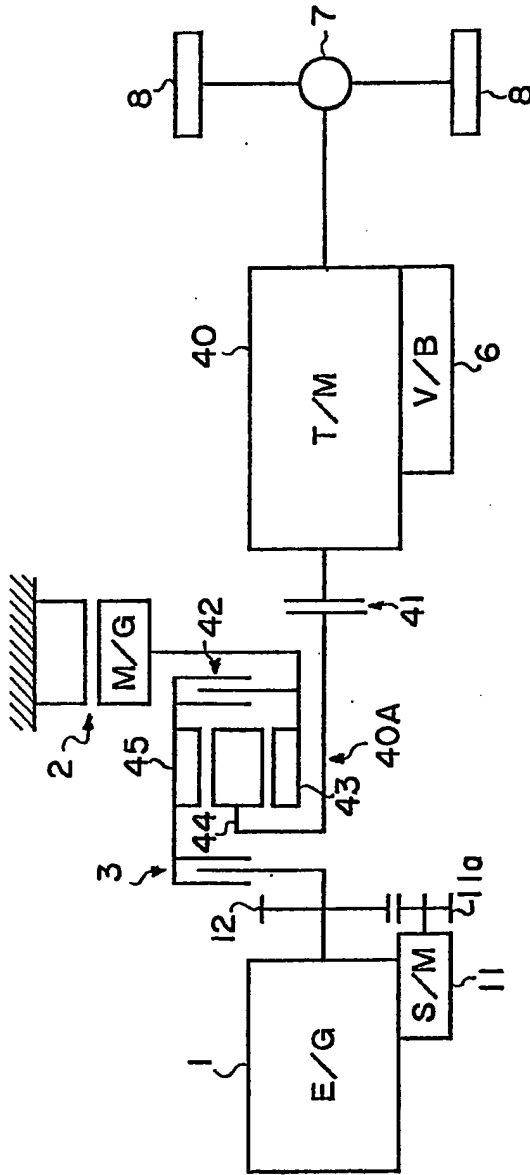
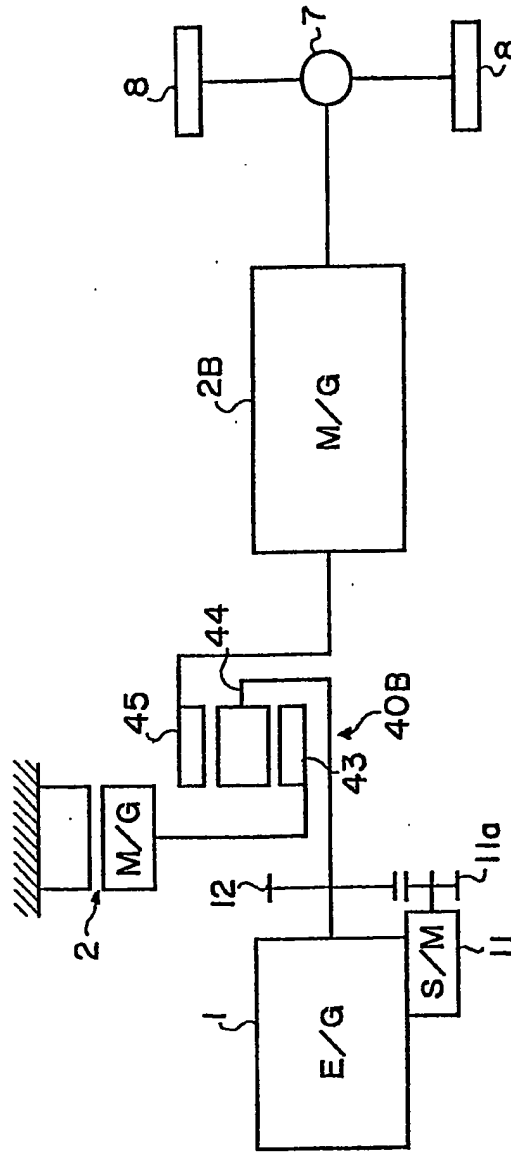


FIG. 17



802 069/954

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**



18 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

# 12 Offenlegungsschrift 10 DE 198 14 402 A 1

51 Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**B 60 K 6/02**  
F 02 D 9/00  
F 02 N 17/00

21 Aktenzeichen: 198 14 402.4  
22 Anmeldetag: 31. 3. 98  
43 Offenlegungstag: 14. 10. 99

DE 198 14 402 A 1

71 Anmelder:  
ISAD Electronic Systems GmbH & Co. KG, 50733  
Köln, DE  
  
74 Vertreter:  
Samson & Partner, Patentanwälte, 80538 München

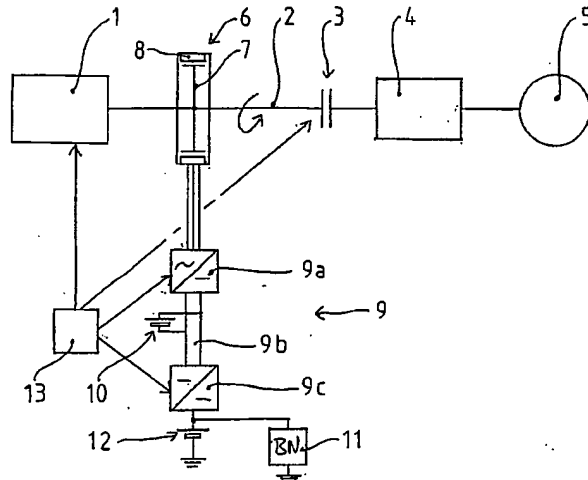
72 Erfinder:  
Pels, Thomas, 51491 Overath, DE; Revermann,  
Klaus, 50733 Köln, DE  
  
56 Entgegenhaltungen:  
DE 1 95 39 571 A1  
DE 1 95 30 231 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Antriebssystem für ein Kraftfahrzeug sowie Verfahren zum Betreiben desselben

57 Die Erfindung betrifft ein Antriebssystem für ein Kraftfahrzeug, mit einem Verbrennungsmotor (1) und wenigstens einer elektrischen Maschine (6, 6'), die jeweils für sich als Antriebsmotor des Fahrzeugs dienen können, wobei das Antriebssystem so ausgebildet ist, daß die Anfahrphase des Fahrzeugs folgendermaßen abläuft:  
i) das Fahrzeug wird anfangs allein durch die elektrische Maschine (6, 6') beschleunigt,  
ii) der Verbrennungsmotor (1) wird währenddessen gestartet,  
iii) der Verbrennungsmotor (1) übernimmt darauffolgend den Antrieb des Fahrzeugs,  
wobei ein ruckartiges Ankuppeln des Verbrennungsmotors (1) Verlauf der Schritte i) bis iii) vermieden wird, indem entweder  
a) der Verbrennungsmotor (1), während die elektrische Maschine (6, 6') das Fahrzeug beschleunigt, mitgeschleppt wird, oder  
b) der Verbrennungsmotor (1) in vom Antrieb entkoppeltem Zustand zwecks Starten hochgedreht wird und bei Synchrondrehzahl mit dem Antrieb gekoppelt wird.  
Die Erfindung ist auch auf ein entsprechendes Verfahren zum Betreiben eines Antriebssystems gerichtet.



DE 198 14 402 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Antriebssystem für ein Kraftfahrzeug mit einem Verbrennungsmotor und wenigstens einer elektrischen Maschine, die jeweils für sich als Antriebsmotor des Fahrzeugs dienen können. Die Erfindung betrifft ferner ein Verfahren zum Betreiben eines solchen Antriebssystems. Solche Antriebssysteme, bei denen Verbrennungsmotor und elektrische Maschine jeweils für sich den Fahrzeugantrieb übernehmen können, sind auch unter der Bezeichnung "Parallelhybridantrieb" bekannt.

Ein wesentliches Ziel bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugantrieben ist die Reduzierung der von den Verbrennungsmotoren verursachten Schadstoff- und Lärmemissionen. Ein kritischer Bereich ist hierbei die Anfahrphase der Fahrzeuge: hier kommt es zu einem erhöhten spezifischen Kraftstoffverbrauch und zu relativ hohen Schadstoffemissionen. Letzteres stört insbesondere im Stadtbereich aufgrund der dort gehäuften Anfahrvorgänge. Hinzu kommt eine erhöhte Lärmbelastigung aufgrund des Hochdrehens der Motoren vor dem Einkuppeln.

Parallelhybridantriebe bieten in diesem Zusammenhang die Möglichkeit, das Fahrzeug in der Anfahrphase ausschließlich mit Hilfe eines elektrischen Antriebes zu beschleunigen und den Verbrennungsmotor erst zuzuschalten, wenn der Betriebspunkt in einem hinsichtlich Wirkungsgrad und Schadstoffemissionen günstigeren Bereich liegt. Eine solche Lösung ist beispielsweise aus der DE 33 35 923 A1 bekannt. Hier wird nach dem elektrischen Anfahren der Verbrennungsmotor mit Hilfe einer Kupplung über die elektrische Maschine mit der Antriebsachse verbunden. Dieser wird dabei durch das Ankuppeln angeworfen. Eine entsprechende Lösung ist aus der EP 0 743 216 A2 bekannt. Das Ankuppeln des Verbrennungsmotors an den Antriebsstrang erfolgt dort nicht mechanisch, sondern mit Hilfe einer elektromagnetischen Kupplung. Das Ankuppeln des stillstehenden Verbrennungsmotors an den rotierenden Antriebsstrang hat den Nachteil, daß schlagartig ein relativ großes Drehmoment aufgebracht werden muß. Dies kann zu einem ruckartigen Abfall des Antriebsmoments führen. Um diesen unerwünschten Effekt zu mindern, ist in der erstgenannten DE 33 35 923 A1 der Verbrennungsmotor mit einem abschaltbaren Schwungrad ausgebildet. Dadurch kann sein Trägheitsmoment verkleinert werden, so daß er beim Ankuppeln leichter "mitgerissen" werden kann. In der zweitgenannten EP 0 743 216 A2 wird dem ruckartigen Momentenabfall mit einer entsprechenden Erhöhung des elektrischen Antriebsmoments entgegengewirkt.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein weiteres Antriebssystem anzugeben, welches einen elektrischen Anfahrvorgang und ein späteres Zuschalten des Verbrennungsmotors ermöglicht. Dazu gehört auch die Bereitstellung eines entsprechenden Verfahrens.

Die Erfinder der vorliegenden Erfindung haben erkannt, daß es wünschenswert wäre, zur Beseitigung des o.g. Problems den Kupplungsruck im Ansatz zu beseitigen, und nicht nur seine Auswirkungen zu mindern. Sie haben erkannt, daß dies durch eine Synchronisation von Verbrennungsmotor und Antrieb erzielbar ist. Dies kann erfindungsgemäß auf zwei Arten geschehen: einerseits, indem der Verbrennungsmotor vom elektrischen Antrieb schon am Anfang der Anfahrphase mitgeschleppt wird. Er wird dann zum gewünschten Zeitpunkt einfach gestartet, z. B. durch Aktivierung von Kraftstoffzufuhr und/oder Zündung. Die andere Art ist diejenige, den Verbrennungsmotor im entkoppelten Zustand zu starten und auf Synchrondrehzahl mit der zu koppelnden Antriebswelle zu bringen, bevor er an den Antrieb gekoppelt wird. Beide Lösungen vermeiden einen

ruckartigen Kuppelvorgang.

Im einzelnen stellt die Erfindung gemäß Anspruch 1 ein Antriebssystem gemäß der eingangs genannten Art bereit, welches so ausgebildet ist, daß die Anfahrphase des Fahrzeugs folgendermaßen abläuft:

- i) das Fahrzeug wird anfangs allein durch die elektrische Maschine beschleunigt,
- ii) der Verbrennungsmotor wird währenddessen gestartet,
- iii) der Verbrennungsmotor übernimmt darauffolgend den Antrieb des Fahrzeugs,

wobei ein ruckartiges Ankuppeln des Verbrennungsmotors im Verlauf der Schritte i) bis iii) vermieden wird, indem entweder

- a) der Verbrennungsmotor, während die elektrische Maschine das Fahrzeug beschleunigt, mitgeschleppt wird, oder
- b) der Verbrennungsmotor in vom Antrieb entkoppeltem Zustand zwecks Starten hochgedreht wird und bei Synchrondrehzahl mit dem Antrieb gekoppelt wird.

Eine entsprechende verfahrensmäßige Lösung ist in Anspruch 16 angegeben.

Wie oben bereits ausgeführt wurde, vermeidet die Erfindung das Auftreten eines Startrucks bereits im Ansatz und macht daher aufwendige und nicht optimale Lösungen, etwa nach Art eines verstellbaren Trägheitsmoments hinfällig.

In den Unteransprüchen sind vorteilhafte Ausgestaltungen angegeben. Die Ansprüche 2 bis 7 beziehen sich auf die erste Alternative, bei welcher die elektrische Maschine den Verbrennungsmotor im Rahmen der Fahrzeugbeschleunigung mitschleppt. Die Ansprüche 8 bis 13 beziehen sich auf die zweite Alternative. Die Ansprüche 14 und 15 betreffen Ausgestaltungen zu beiden Alternativen.

Beim Mitschleppen des Verbrennungsmotors entstehen störende Drehmomentschwankungen durch die alleinige Wirkung von Massenkräften des Kurbeltriebs. Gemäß Anspruch 2 wirkt eine mit dem Verbrennungsmotor gekoppelte elektrische Maschine diesen Drehmomentschwankungen aktiv entgegen, indem sie entgegengerichtete (gegenphasige) Drehmomente aufbringt. Gemäß Anspruch 3 handelt es sich bei dieser elektrischen Maschine um diejenige, welche auch als Antriebsmotor für das Fahrzeug fungiert. Zu diesem Zweck wird die Maschine so gesteuert, daß sie die entgegengerichteten, im allgemeinen zeitlich schnell variierenden Drehmomente dem (relativ dazu nur langsam variierenden) Antriebsmoment überlagert.

Zur Verminderung der vom Komprimieren herrührenden Drehmomentschwankungen erfolgt gemäß Anspruch 4 das Mitschleppen des Verbrennungsmotors zunächst im dekomprimierten Zustand. Um einen etwaigen Ruck beim Übergang vom Betrieb unter Dekompression zu demjenigen unter Kompression zu vermeiden, setzt gemäß Anspruch 5 die Kompression nach dem anfänglichen dekomprimierten Mitschleppen weich ein. Um eine besonders wirksame Dämpfung der Ungleichförmigkeiten zu erzielen, kann vorteilhaft die Dekompression kombiniert mit der obigen Aktivdämpfung durch die elektrische Maschine zur Anwendung kommen. Gemäß Anspruch 6 ist der Verbrennungsmotor zur Erzielung der Dekompressionsfunktion vorteilhaft mit einem elektromagnetischen oder elektrodynamischen Ventiltrieb ausgestattet (ein elektromagnetischer Ventiltrieb ist beispielsweise aus der DE 30 24 109 A1 bekannt). Die Dekompression und ggf. der weiche Übergang von Dekompression zu Kompression werden durch entsprechende Ansteuerung

des Ventiltriebs bewirkt. Der hohe Bedarf an elektrischer Energie, den ein solcher Ventiltrieb hat, kann vorteilhaft gedeckt werden, indem die dem Antrieb dienende elektrische Maschine nach Beendigung der Anfahrphase als Generator fungiert.

Das eigentliche Starten des mitgeschleppten Verbrennungsmotors kann dadurch herbeigeführt werden, daß bei Erreichen einer ausreichenden Drehzahl die Zündung und/oder die Kraftstoffeinspritzung aktiviert werden (Anspruch 7).

Die folgenden Ausgestaltungen beziehen sich auf die zweite Alternative des Hauptanspruchs, wonach der Verbrennungsmotor in vom Antrieb entkoppeltem Zustand zwecks Starten hochgedreht wird. Gemäß Anspruch 8 erfolgt hierbei das Hochdrehen und Starten des Verbrennungsmotors durch eine elektrische Maschine. Grundsätzlich kann nach dem Start ein ggf. erforderliches weiteres Hochdrehen des Verbrennungsmotors bis zur Erreichung der Synchrondrehzahl aus eigener Kraft erfolgen. Dies erfolgt jedoch nur relativ träge; zudem ist eine genaue Synchronisation auf diesem Wege steuerungstechnisch nur schwierig zu beherrschen. Um diese Nachteile zu vermeiden, übernimmt gemäß Anspruch 9 die für das Starten sorgende elektrische Maschine auch die Aufgabe, den Verbrennungsmotor aktiv auf die Synchrondrehzahl zu bringen.

Für das Starten des Verbrennungsmotors im vom Antrieb abgekoppelten Zustand schlägt die vorliegende Erfindung zwei verschiedene Ausgestaltungen vor:

Nach einer ersten Ausgestaltung gemäß Anspruch 10 ist die für das Starten sorgende elektrische Maschine mit der für die Fahrzeugbeschleunigung sorgenden identisch. Sie wird nach Beschleunigung des Fahrzeugs vom Antrieb abgekoppelt, dann an den Verbrennungsmotor angekoppelt, und dreht diesen dann hoch, so daß er startet. Anschließend wird der Verbrennungsmotor bei Synchrondrehzahl mit dem Antrieb gekoppelt; er übernimmt dann den Fahrzeugantrieb. Bei einer Variante gemäß Anspruch 11 ist die elektrische Maschine als eine elektrische Doppelmaschine ausgebildet, welche zwei Läufer und einen umschaltbaren Ständer aufweist. Die Umschaltung kann beispielsweise durch mechanische Verschiebung des Ständers oder durch elektrische Umschaltung einer Art Doppelständer erfolgen.

Nach einer zweiten Ausgestaltung gemäß Anspruch 12 sind die für das Starten und für den Fahrzeugantrieb sorgenden elektrischen Maschinen zwei gesonderte elektrische Maschinen. Diese arbeiten simultan: eine von ihnen startet den vom Antrieb entkoppelten Verbrennungsmotor, während die andere das Fahrzeug beschleunigt. Bei Erreichen der Synchrondrehzahl wird der Verbrennungsmotor dann mit dem Antrieb gekoppelt.

Gemäß Anspruch 13 ist zwischen den beiden elektrischen Maschinen eine Kupplung angeordnet. Das Koppeln des Verbrennungsmotors mit dem Antrieb erfolgt dann durch Schließen dieser Kupplung.

Für alle genannten Ausgestaltungen der Erfindung ist es vorteilhaft, wenn die zum Starten und/oder Fahrzeugbeschleunigen dienende/n Maschine/n auf der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors oder einer Antriebswelle sitzt und während des Antriebs durch den Verbrennungsmotor mitdreht (Anspruch 14).

Besonders vorteilhaft ist die Erfindung im Rahmen einer automatischen Start-Stop-Steuerung des Verbrennungsmotors einsetzbar (Anspruch 14). Bei einer solchen Start-Stop-Steuerung muß ein Fahrzeug nämlich sehr häufig aus einem Zustand mit abgestelltem Verbrennungsmotor beschleunigen. Die Charakteristika des erfindungsgemäßen Antriebssystems – absolut verzögerungsfreies Losfahren sowie geringe Lärm- und Schadstoffemissionen in der Anfahrphase –

schlagen hierbei besonders vorteilhaft zu Buche.

Die obigen Ausführungen zum Antriebssystem haben vollinhaltlich auch Gültigkeit für das erfindungsgemäße Verfahren (Anspruch 16) und dessen vorteilhafte Ausgestaltungen (Anspruch 17).

Die Erfindung wird nun anhand von Ausführungsbeispielen und der angefügten beispielhaften Zeichnung näher erläutert.

In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 eine Schemadarstellung der wichtigsten Funktionseinheiten eines ersten Ausführungsbeispiels;

Fig. 2a, 2b ein zum ersten Ausführungsbeispiel gehöriges Diagramm der Drehzahl des Antriebs als Funktion der Zeit und ein zugehöriges Diagramm des Moments der elektrischen Maschine;

Fig. 3 eine vereinfachte Schemadarstellung eines zweiten Ausführungsbeispiels;

Fig. 4a, 4b ein zum zweiten Ausführungsbeispiel gehöriges Diagramm entsprechend Fig. 2a sowie ein zugehöriges Diagramm der Drehzahl der elektrischen Maschine als Funktion der Zeit (Fig. 4b);

Fig. 5 eine Darstellung entsprechend Fig. 3 eines dritten Ausführungsbeispiels mit zwei elektrischen Maschinen;

Fig. 6a–6c zum dritten Ausführungsbeispiel gehörige Diagramme entsprechend Fig. 4a und 4b, mit einem zusätzlichen Drehzahl-Zeit-Diagramm der zweiten elektrischen Maschine.

In den Figuren sind funktionsgleiche oder -ähnliche Teile mit gleichen Bezugsziffern gekennzeichnet.

Ein Antriebssystem für ein Kraftfahrzeug, z. B. einen Personenkraftwagen, weist gemäß Fig. 1 einen Verbrennungsmotor 1 auf, der Drehmoment über eine Antriebswelle 2 (z. B. die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors 1 und eine damit verbundene Wellenfortsetzung), eine Kupplung 3 und ein Getriebe 4 auf Antriebsräder 5 des Fahrzeugs abgibt. Auf der Antriebswelle 2 sitzt eine ebenfalls als Antriebsquelle dienende elektrische Maschine 6, hier eine Asynchron-Drehstrommaschine. Sie weist einen direkt auf der Antriebswelle 2 sitzenden und drehfest mit ihr verbundenen Läufer 7 sowie einen z. B. am Gehäuse des Verbrennungsmotors 1 gegen Drehung abgestützten Ständer 8 auf. Die elektrische Maschine 6 (sowie die unten näher beschriebenen Einrichtungen zu ihrer Speisung und zur Energiespeicherung) sind so dimensioniert, daß sie das Fahrzeug aus dem Stand beschleunigen kann und dabei den Verbrennungsmotor 1 mitschleppen kann, und zwar ohne Über- oder Untersetzung zwischen der elektrischen Maschine 6 und dem Verbrennungsmotor 1, so daß beide permanent mit gleicher Drehzahl zusammenlaufen können. Bei (nicht dargestellten) Ausführungsformen ist zwischen der Antriebswelle 5 und der elektrischen Maschine 6 ein Untersetzungsgetriebe angeordnet, z. B. in Form eines Planetengetriebes, so daß die elektrische Maschine 6 beispielsweise mit der doppelten Drehzahl des Verbrennungsmotors 1 dreht. Die (nicht dargestellte) Wicklung des Ständers 8 wird durch einen Wechselrichter 9 mit elektrischen Strömen und Spannungen praktisch frei einstellbarer Amplitude, Phase und Frequenz gespeist. Es handelt sich z. B. um einen Gleichspannungs-Zwischenkreis-Wechselrichter, welcher aus einer im wesentlichen konstanten Zwischenkreis-Gleichspannung mit Hilfe von elektronischen Schaltern z. B. sinusbewertete breitenmodulierte Pulse herausschneidet, die – gemittelt durch die Induktivität der elektrischen Maschine 6 – zu nahezu sinusförmigen Strömen der gewünschten Frequenz, Amplitude und Phase führen. Der Wechselrichter 9 besteht im wesentlichen aus einem Gleichstrom-Wechselstrom-Umrichter 9a, einem Zwischenkreis 9b und einem Gleichspannungs-Wandler 9c. Ein Hochleistungsenergiespeicher

10 liegt – elektrisch gesehen – im Zwischenkreis 9b. Es handelt sich bei ihm z. B. um eine Kurzzeitbatterie oder einen Kondensatorspeicher mit hoher Kapazität. Der Wandler 9c ist mit einem Niederspannungs-Fahrzeuginstrumentnetz 11 und einem Langzeitspeicher, hier einer herkömmlichen Niederspannungs-Bordnetzbatterie 12, gekoppelt. Das Bordnetz 11 und die Batterie 12 liegen auf einem niedrigen Spannungsniveau, z. B. 12 oder 24 Volt. Der Zwischenkreis 9b liegt demgegenüber auf einer erhöhten Spannung, z. B. an der oberen Grenze des Niederspannungsbereichs (z. B. 42 Volt) oder auch weit darüber, z. B. 200 bis 300 Volt. Die elektrische Maschine 6 kann nach dem Umrichter 9a und ggf. Spannungsherabsetzung durch den Wandler 9c. Im Motorbetrieb wandelt der Umrichter 9a die von der Hochleistungsbatterie 10 in den Zwischenkreis 9b abgegebene Gleichspannung in Wechselspannung um. Ein übergeordnetes Steuergerät 13 steuert den Wechselrichter 9, und zwar den Umrichter 9a und den Wandler 9c. Es steuert ferner den Verbrennungsmotor 1 und die (automatisch betätigbare) Kupplung 3. Bei weiteren (nicht gezeigten) Ausführungsformen liegen Zwischenkreis und Fahrzeuginstrumentnetz auf dem gleichen Spannungsniveau, z. B. an der oberen Grenze des Niederspannungsbereichs (z. B. 42 Volt).

Anhand Fig. 2 wird nun die Funktionsweise des Antriebssystems von Fig. 1 erläutert: Der Fahrer des Fahrzeugs gibt bei abgestelltem Verbrennungsmotor 1 ein Anfahrtsignal, z. B. durch Betätigen des Fahrpedals. Das Fahrzeug fährt daraufhin praktisch verzögerungsfrei an und beschleunigt stetig. Der erste Teil des Anfahrvorgangs erfolgt durch den Antrieb der elektrischen Maschine 6 bis, für den Fahrer praktisch unmerklich, der Verbrennungsmotor 1 den weiteren Antrieb übernimmt. Dies ist im Drehzahldiagramm der Antriebswelle 2 gemäß Fig. 2a dargestellt.

Die elektrische Maschine 6 hat in der ersten Phase des Anfahrvorgangs eine Doppelfunktion. Und zwar dient sie einerseits der Fahrzeugbeschleunigung, andererseits dreht sie gleichzeitig den drehfest mit ihr verbundenen Verbrennungsmotor mit hoch, so daß dieser im Verlauf der Anfahrbeschleunigung gestartet werden kann. Im ersten Teil dieser Phase wird der Verbrennungsmotor 1 im dekomprimierten Zustand hochgedreht, wobei die Dekompression beispielsweise durch ein Offenhalten des Auslassventils erfolgen kann. Ein derartiges Ventilverhalten kann einfach mit Hilfe einer elektromagnetischen Ventilsteuerung realisiert werden. Bei Erreichen einer ausreichenden Drehzahl wird die Dekompression beendet (gekennzeichnet mit "K" in Fig. 2a), wobei der Übergang von Dekompression zu Kompression vorzugsweise weich erfolgt. Kurz danach beginnt die Einspritzung des Kraftstoffes und die Aktivierung der Zündung (gekennzeichnet mit "F, Z" in Fig. 2a). Sodann startet der Verbrennungsmotor 1 und übernimmt die weitere Fahrzeugbeschleunigung (gekennzeichnet durch "Start"). Um diesen Losfahrvorgang zu ermöglichen, erzeugt die elektrische Maschine 6 ab dem Zeitpunkt des Anfahrsignals ein hohes Antriebs-Drehmoment, welches bei Übernahme des Fahrzeugantriebs durch den Verbrennungsmotor 1 wieder zurückgenommen wird. Diesem, im wesentlichen konstanten Drehmoment ist ein Wechseldrehmoment überlagert, das

betragsgleich gegenphasig zu den Drehmomentschwankungen ist, welche der Verbrennungsmotor 1 beim Mitschleppen erzeugt. Wie in Fig. 2b dargestellt ist, nimmt dieses überlagerte Wechseldrehmoment nach Beendigung der Dekompression stark zu. Dann nehmen nämlich die Gaskräfte des mitgeschleppten Verbrennungsmotors 1 zu, so daß zu deren Kompensation ein entsprechend größeres Wechseldrehmoment erforderlich ist.

Bei dem Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 ist im Antriebsstrang zwischen dem Verbrennungsmotor 1 und der elektrischen Maschine 6 eine weitere Kupplung 3' angeordnet. Abgesehen von – unten näher erläuterten – steuerstechnischen Unterschieden (also einer unterschiedlichen Programmierung des Steuergeräts 13) gleicht dieses Ausführungsbeispiel ansonsten dem vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel der Fig. 1. Die diesbezüglichen obigen Ausführungen haben daher auch für das vorliegende Ausführungsbeispiel Gültigkeit.

In den Fig. 4a und 4b ist die Funktionsweise des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 3 dargestellt. Der Anfahr- und Startvorgang weist vier verschiedene Phasen I bis IV auf. (Anmerkung: Die Einteilung dieser Phasen ist nicht mit der Einteilung i-iii der Schritte in Anspruch 1 identisch.) Fig. 4a zeigt ein Drehzahldiagramm der Antriebswelle 2. In der ersten Phase I sorgt die elektrische Maschine 6 für den Antrieb des Fahrzeugs. In den anschließenden Phasen II und III rollt das Fahrzeug vorübergehend antriebslos weiter. In der letzten Phase IV erfolgt der Antrieb durch den Verbrennungsmotor 1 (wobei es möglich ist, daß auch in Phase IV die elektrische Maschine 6 antriebsunterstützend wirkt).

Das Drehzahldiagramm der Fig. 4b zeigt im einzelnen, wie dieses Wechselspiel von elektrischer Maschine 6 und Verbrennungsmotor 1 abläuft. Dabei ist die Drehzahl der elektrischen Maschine 6 mit durchgezogener und diejenige des Verbrennungsmotors 1 mit strichpunktierter Linie dargestellt. In der Phase I ist die Kupplung 3 geschlossen und die Kupplung 3' offen. In diesem Zustand beschleunigt die elektrische Maschine 6 das Fahrzeug aus dem Stand auf die Endgeschwindigkeit der Phase I. Zu Beginn der Phase II wird die Kupplung 3 geöffnet. Die elektrische Maschine 6 wird dann auf generatorischen Betrieb umgeschaltet und durch die Generatorbremswirkung schnell zum Stillstand gebracht. Zu Beginn der anschließenden Phase III wird die Kupplung 3' geschlossen. Die elektrische Maschine 6 dreht dann – wieder motorisch betrieben – den Verbrennungsmotor 1 auf eine Drehzahl, bei der zunächst dessen Start erfolgt, und anschließend noch höher auf eine Drehzahl, welche der momentanen Drehzahl des Antriebs entspricht ("Synchrondrehzahl"). Hierbei handelt es sich im wesentlichen um die am Ende der Phase I erzielte Drehzahl, ggf. vermindert um eine geringfügige Abnahme aufgrund der antriebslosen Phasen II und III. Zu Beginn der Phase IV wird die Kupplung 3 geschlossen, und zwar ruckfrei aufgrund der Synchronisierung. Die weitere Beschleunigung des Fahrzeugs im Verlauf der Phase IV übernimmt der Verbrennungsmotor 1. Die elektrische Maschine 6 läuft dann mit, was durch das Wort "passiv" gekennzeichnet ist; sie kann beispielsweise leicht bremsend wirken (für eine Funktion als Fahrzeuggenerator) oder die zeitweise Fahrzeugbeschleunigung durch motorische Wirkung unterstützen.

Das dritte Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 5 entspricht wiederum demjenigen der Fig. 1, wobei hier aber zwischen der Kupplung 3 und dem Getriebe 4 eine weitere elektrische Maschine 6' angeordnet ist. Abgesehen von diesem Unterschied und einer hieraus resultierenden anderen Funktionsweise haben die obigen Ausführungen zu Fig. 1 auch für dieses Ausführungsbeispiel Gültigkeit.

Die Drehzahldiagramme gemäß Fig. 6a bis 6c veran-

schaulichen dessen Funktionsweise. Gemäß Fig. 6a erfolgt der Antrieb der Fahrzeugs in einer ersten Phase  $\alpha$  zunächst durch die elektrische Maschine 6. In einer anschließenden zweiten Phase  $\beta$  übernimmt der Verbrennungsmotor 1 den Fahrzeugantrieb, ohne daß dazwischen eine antriebslose Phase läge. Vorzugsweise ist der Übergang so gestaltet, daß die Drehzahl des Antriebs als Funktion der Zeit sowie deren zeitliche Ableitung an der Übergangsstelle stetig sind, mit anderen Worten also an der Übergangsstelle kein Sprung in der Drehzahl oder der Drehzahländerung als Funktion der Zeit auftritt. In Phase  $\alpha$  ist die Kupplung 3 offen, in Phase  $\beta$  ist sie geschlossen.

Die Fig. 6b und 6c verdeutlichen, wie diese Funktion erzielt wird. Und zwar beschleunigt die elektrische Maschine 6' bei offener Kupplung 3 das Fahrzeug aus dem Stand bis zum Ende der Phase  $\alpha$  (Fig. 6b). Simultan dazu dreht die elektrische Maschine 6 den Verbrennungsmotor 1 hoch, so daß dieser startet. Die elektrische Maschine dreht ihn darüberhinaus noch weiter, bis am Ende der Phase  $\alpha$  die gleiche Drehzahl wie diejenige der elektrischen Maschine 6' erreicht ist ("Synchrondrehzahl"). Zu diesem Zeitpunkt wird die Kupplung 3 geschlossen. Der Verbrennungsmotor 1 übernimmt dann den Antrieb, so daß beide elektrischen Maschinen 6, 6' mitlaufen, was durch die Wörter "passiv" gekennzeichnet ist. Sie können dabei generatorisch bremsend wirken oder zeitweise die weitere Fahrzeugbeschleunigung unterstützen.

#### Patentansprüche

1. Antriebssystem für ein Kraftfahrzeug, mit einem Verbrennungsmotor (1) und wenigstens einer elektrischen Maschine (6, 6'), die jeweils für sich als Antriebsmotor des Fahrzeugs dienen können, wobei das Antriebssystem so ausgebildet ist, daß die Anfahrphase des Fahrzeugs folgendermaßen abläuft:
  - i) das Fahrzeug wird anfangs allein durch die elektrische Maschine (6, 6') beschleunigt,
  - ii) der Verbrennungsmotor (1) wird währenddessen gestartet,
  - iii) der Verbrennungsmotor (1) übernimmt darauf folgend den Antrieb des Fahrzeugs,
 wobei ein ruckartiges Ankuppeln des Verbrennungsmotors (1) im Verlauf der Schritte i) bis iii) vermieden wird, indem entweder
  - a) der Verbrennungsmotor (1), während die elektrische Maschine (6, 6') das Fahrzeug beschleunigt, mitgeschleppt wird, oder
  - b) der Verbrennungsmotor (1) in vom Antrieb entkoppeltem Zustand zwecks Starten hochgedreht wird und bei Synchrondrehzahl mit dem Antrieb gekoppelt wird.
2. Antriebssystem nach Anspruch 1, bei welchem beim Mitschleppen des Verbrennungsmotors (1) auftretende Drehmomentschwankungen aktiv durch entgegengerichtete Drehmomente verringert werden, welche von einer elektrischen Maschine (6) aufgebracht werden.
3. Antriebssystem nach Anspruch 2, bei welchem die entgegengerichteten Drehmomente von der das Fahrzeug antreibenden elektrischen Maschine (6) aufgebracht und dabei dem antreibenden Moment überlagert werden.
4. Antriebssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 3, bei welchem der Verbrennungsmotor (1) am Anfang des Mitschleppens dekomprimiert mitgedreht wird.
5. Antriebssystem nach Anspruch 4, bei welchem die Kompression nach dem anfänglichen, dekomprimier-

ten Mitschleppen weich einsetzt.

6. Antriebssystem nach Anspruch 4 oder 5, bei welchem der Verbrennungsmotor (1) mit einem elektromagnetischen oder elektrodynamischen Ventiltrieb ausgerüstet ist und die Dekompression durch geeignete Ansteuerung dieses Ventiltriebs erreicht wird.

7. Antriebssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 4, bei welchem beim Mitschleppen des Verbrennungsmotors (1) die Kraftstoffzufuhr und/oder die Zündung wenigstens so lange verzögert wird, bis eine zum Starten des Verbrennungsmotors (1) ausreichende Drehzahl erreicht wird.

8. Antriebssystem nach Anspruch 1, bei welchem das Hochdrehen und Starten des Verbrennungsmotors (1) in vom Antrieb entkoppeltem Zustand gemäß Schritt ii) durch eine elektrische Maschine (6) erfolgt.

9. Antriebssystem nach Anspruch 7, bei welchem die im entkoppelten Zustand für das Starten sorgende elektrische Maschine (6) den Verbrennungsmotor (1) auf Synchrondrehzahl bringt, bevor er im darauffolgenden Schritt iii) den Fahrzeugantrieb übernimmt.

10. Antriebssystem nach Anspruch 8 oder 9, bei welchem die für das Starten im abgekoppelten Zustand sorgende elektrische Maschine (6) mit der für die Fahrzeugbeschleunigung sorgenden identisch ist, und diese elektrische Maschine (6) nach Beschleunigung des Fahrzeugs gemäß Schritt i) vom Antrieb abgekoppelt wird, dann an den Verbrennungsmotor (1) angekoppelt wird und diesen gemäß Schritt ii) hochdreht und startet, wobei der Verbrennungsmotor (1) anschließend bei Synchrondrehzahl mit dem Antrieb gekoppelt wird und gemäß Schritt iii) den Fahrzeugantrieb übernimmt.

11. Antriebssystem nach Anspruch 8 oder 9, bei welchem die für das Starten sorgende elektrische Maschine (6) und die für die Fahrzeugbeschleunigung sorgende als eine elektrische Doppelmaschine ausgebildet sind, welche zwei Läufer und einen umschaltbaren Ständer aufweist, wobei die Umschaltung durch mechanische Verschiebung des Ständers oder durch elektrisches Umschalten eines Doppelständers erfolgt.

12. Antriebssystem nach Anspruch 8 oder 9, bei welchem die für das Starten und die für den Fahrzeugantrieb sorgenden elektrischen Maschine zwei gesonderte elektrische Maschinen (6 und 6') sind, von denen simultan eine (6) den vom Antrieb entkoppelten Verbrennungsmotor (1) startet und die andere (6') das Fahrzeug beschleunigt, wobei der Verbrennungsmotor (1) nach Erreichen der Synchrondrehzahl mit dem Antrieb gekoppelt wird.

13. Antriebssystem nach Anspruch 12, welches eine Kupplung (3) zwischen den beiden elektrischen Maschinen (6, 6') aufweist, und bei welchem das Koppeln des Verbrennungsmotors (1) mit dem Antrieb durch Schließen der Kupplung (3) erfolgt.

14. Antriebssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 13, bei welchem die für das Starten und/oder das Fahrzeugbeschleunigen sorgende elektrische Maschine (6, 6') auf der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors (1) oder einer Antriebswelle (2) sitzt und beim Antrieb durch den Verbrennungsmotor (1) mitgedreht wird.

15. Antriebssystem nach einem der Ansprüche 1 bis 14, welches mit einer automatischen Start-Stop-Steuerung des Verbrennungsmotors (1) ausgerüstet ist.

16. Verfahren zum Betreiben eines - Antriebssystems für ein Kraftfahrzeug, welches mit einem Verbrennungsmotor (1) und wenigstens einer elektrischen Maschine (6, 6') ausgerüstet ist, die jeweils für sich als Antriebsmotor des Fahrzeugs dienen können, mit folgen-



den Schritten:

- i) das Fahrzeug wird anfangs allein durch die elektrische Maschine (6, 6') beschleunigt,
- ii) der Verbrennungsmotor (1) wird währenddessen gestartet,
- iii) der Verbrennungsmotor (1) übernimmt darauf-

5

wobei ein ruckartiges Ankuppeln des Verbrennungsmotors (1) im Verlauf der Schritte i) bis iii) vermieden wird, indem entweder

10

- a) der Verbrennungsmotor (1), während die elektrische Maschine das Fahrzeug beschleunigt, mitgeschleppt wird, oder
- b) der Verbrennungsmotor (1) in vom Antrieb entkoppeltem Zustand zwecks Starten hochgedreht wird und bei Synchrondrehzahl mit dem Antrieb gekoppelt wird.

15

17. Verfahren nach Anspruch 16, welches eines oder mehrere der Merkmale der Ansprüche 2 bis 14 aufweist.

20

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

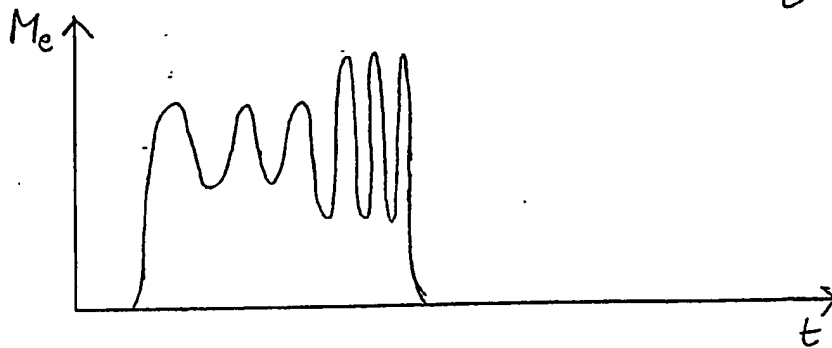
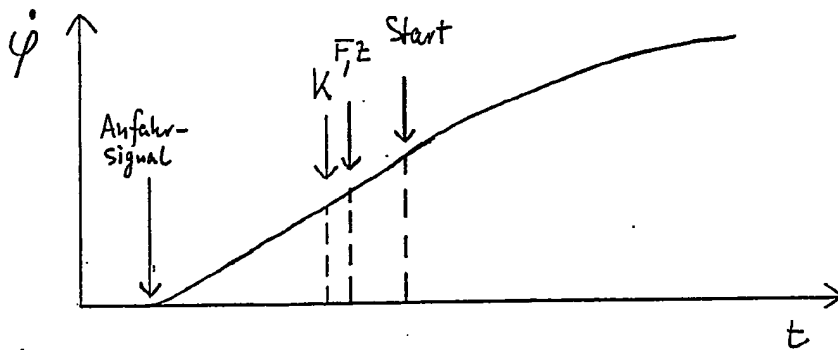
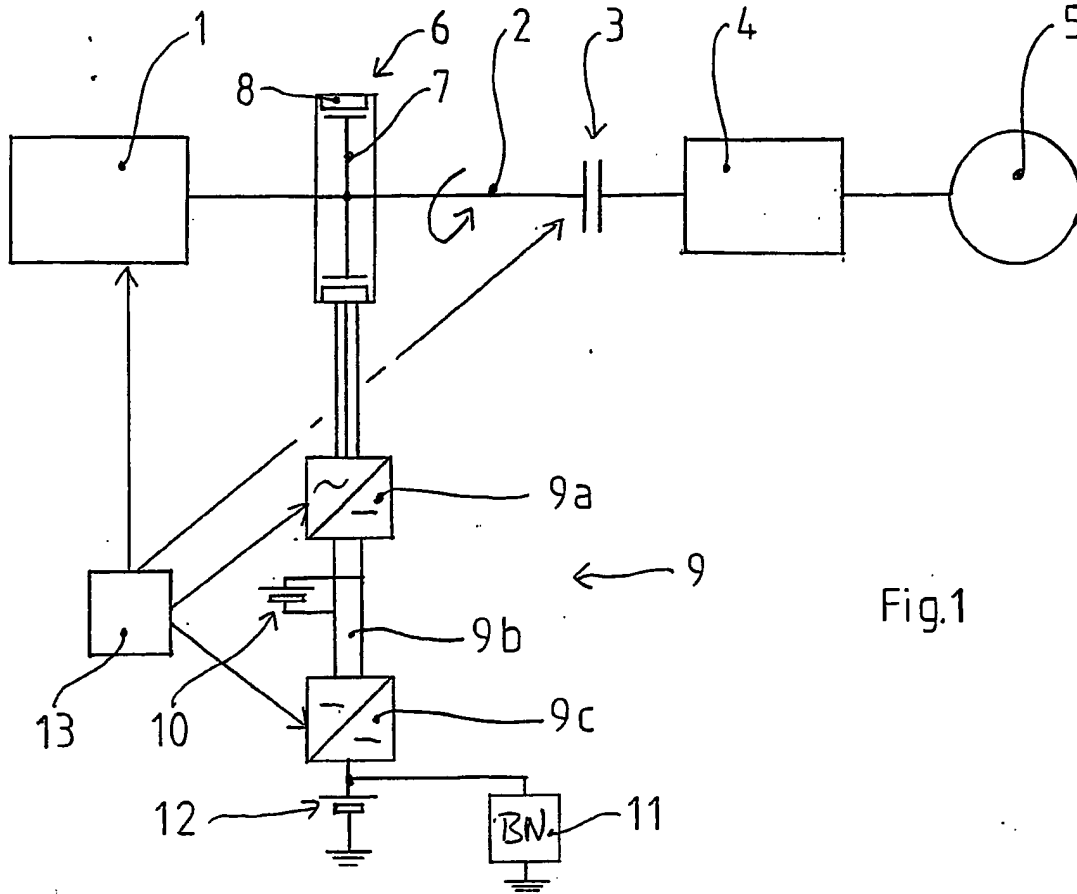
50

55

60

65

- Leerseite -



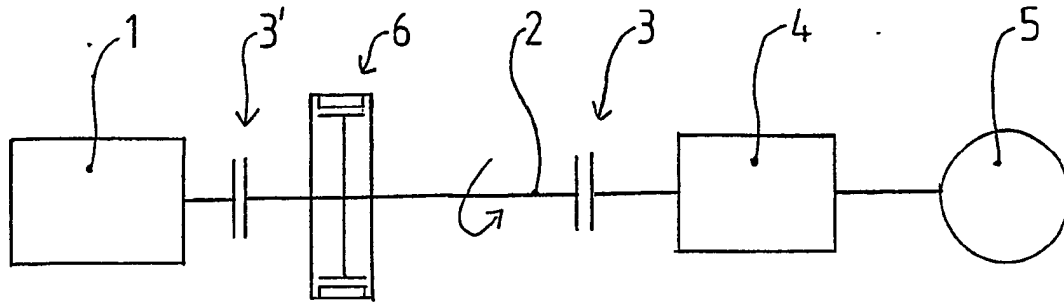


Fig. 3

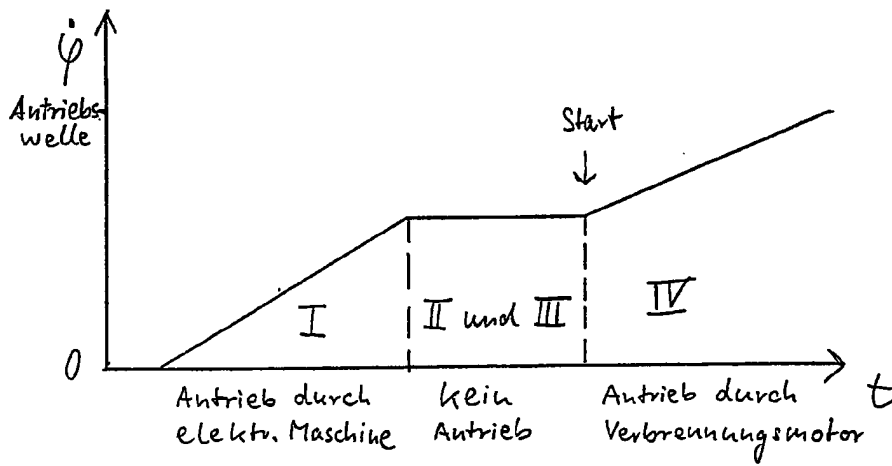


Fig. 4a

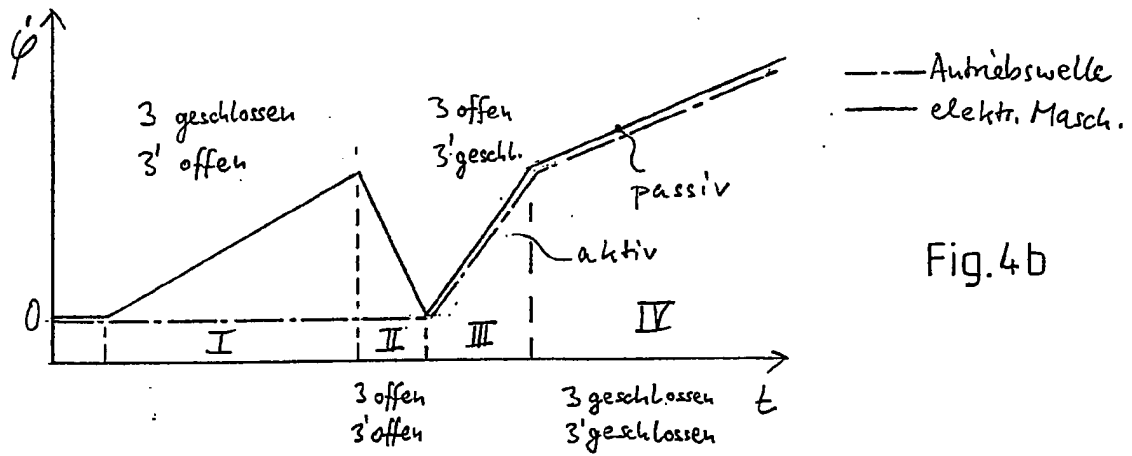


Fig. 4b

902 041/117

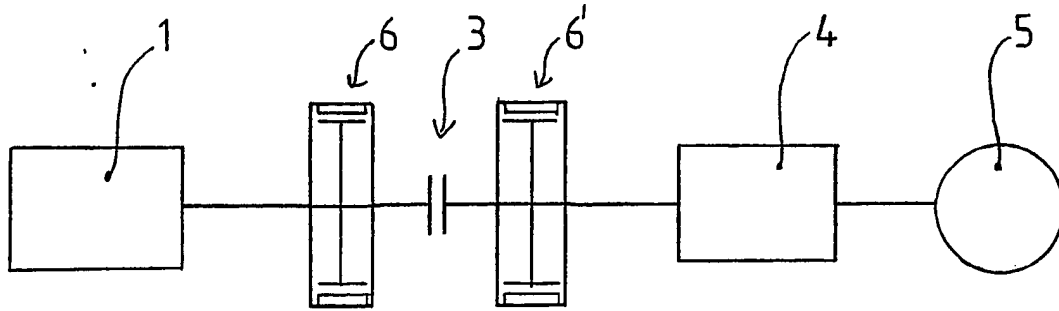


Fig. 5

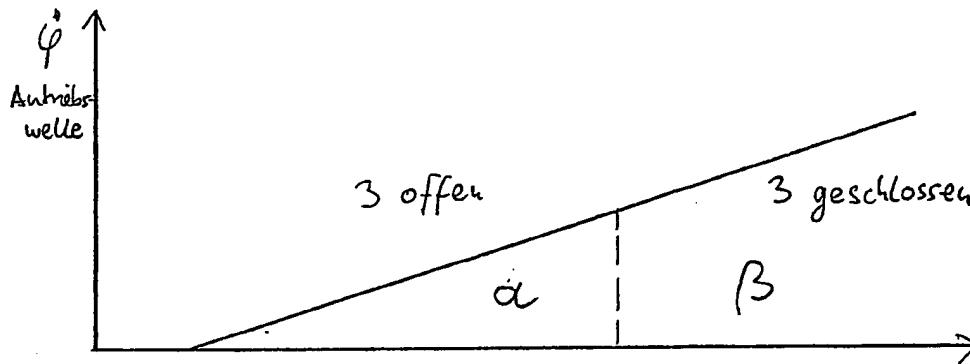


Fig. 6a

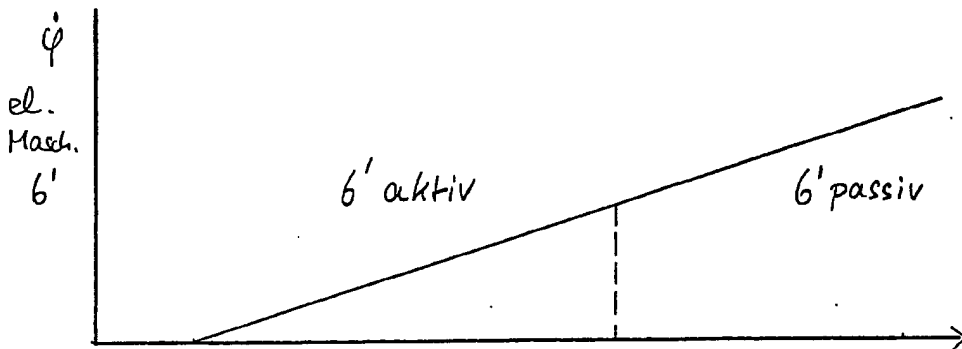


Fig. 6b

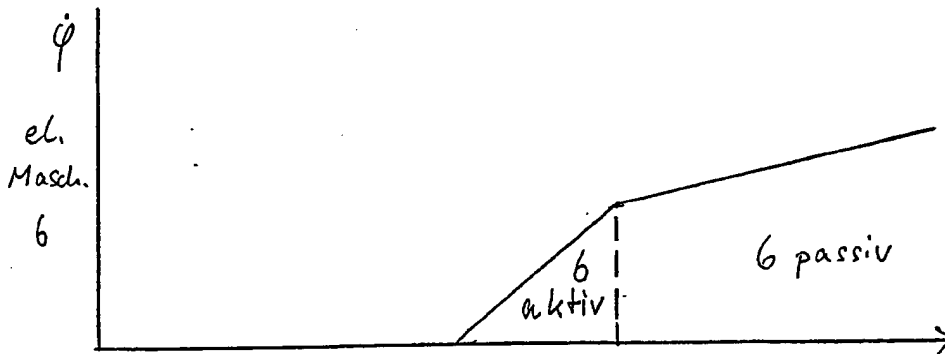


Fig. 6c

902 041/117

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

PATENT APPLICATION FEE DETERMINATION RECORD					Application or Docket Number <b>101 30 2577</b>	
Substitute for Form PTO-875						
<b>CLAIMS AS FILED - PART I</b>					<b>SMALL ENTITY</b> OR <b>OTHER THAN SMALL ENTITY</b>	
(Column 1)		(Column 2)				
FOR	NUMBER FILED	NUMBER EXTRA			RATE	FEE
BASIC FEE (37 CFR 1.16(a))					\$	
TOTAL CLAIMS (37 CFR 1.16(c))		7	minus 20 =	*	X \$	=
INDEPENDENT CLAIMS (37 CFR 1.16(b))		3	minus 3 =	*	X \$	=
MULTIPLE DEPENDENT CLAIM PRESENT		(37 CFR 1.16(d))			+ \$	=
					TOTAL	=
					TOTAL	= <b>750</b>
* If the difference in column 1 is less than zero, enter "0" in column 2.						
<b>CLAIMS AS AMENDED - PART II</b>					<b>SMALL ENTITY</b> OR <b>OTHER THAN SMALL ENTITY</b>	
(Column 1)		(Column 2)		(Column 3)		
AMENDMENT A	CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT	HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA		RATE	ADDITIONAL FEE
	Total (37 CFR 1.16(c))	*	Minus	**	X \$	=
	Independent (37 CFR 1.16(b))	*	Minus	***	X \$	=
	FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(d))					+ \$
					TOTAL ADD'L FEE	=
					TOTAL ADD'L FEE	=
AMENDMENT B	CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT	HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA		RATE	ADDITIONAL FEE
	Total (37 CFR 1.16(c))	*	Minus	**	X \$	=
	Independent (37 CFR 1.16(b))	*	Minus	***	X \$	=
	FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(d))					+ \$
					TOTAL ADD'L FEE	=
					TOTAL ADD'L FEE	=
AMENDMENT C	CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT	HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA		RATE	ADDITIONAL FEE
	Total (37 CFR 1.16(c))	*	Minus	**	X \$	=
	Independent (37 CFR 1.16(b))	*	Minus	***	X \$	=
	FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(d))					+ \$
					TOTAL ADD'L FEE	=
					TOTAL ADD'L FEE	=

\* If the entry in column 1 is less than the entry in column 2, write "0" in column 3.  
 \*\* If the "Highest Number Previously Paid For" in THIS SPACE is less than 20, enter "20".  
 \*\*\* If the "Highest Number Previously Paid For" in THIS SPACE is less than 3, enter "3".  
 The "Highest Number Previously Paid For" (Total or Independent) is the highest number found in the appropriate box in column 1.  
 This collection of information is required by 37 CFR 1.16. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

NOTICE OF ALLOWANCE AND FEE(S) DUE

7590 04/21/2005
Michael de Angeli
60 Intrepid Lane
Jamestown, RI 02835

EXAMINER
DUNN, DAVID R
ART UNIT PAPER NUMBER
3616

DATE MAILED: 04/21/2005

Table with 5 columns: APPLICATION NO., FILING DATE, FIRST NAMED INVENTOR, ATTORNEY DOCKET NO., CONFIRMATION NO.
10/382,577 03/07/2003 Alex J. Severinsky PAICE201.DIV 9389

TITLE OF INVENTION: HYBRID VEHICLES

Table with 6 columns: APPLN. TYPE, SMALL ENTITY, ISSUE FEE, PUBLICATION FEE, TOTAL FEE(S) DUE, DATE DUE
nonprovisional NO \$1400 \$300 \$1700 07/21/2005

THE APPLICATION IDENTIFIED ABOVE HAS BEEN EXAMINED AND IS ALLOWED FOR ISSUANCE AS A PATENT. PROSECUTION ON THE MERITS IS CLOSED. THIS NOTICE OF ALLOWANCE IS NOT A GRANT OF PATENT RIGHTS. THIS APPLICATION IS SUBJECT TO WITHDRAWAL FROM ISSUE AT THE INITIATIVE OF THE OFFICE OR UPON PETITION BY THE APPLICANT. SEE 37 CFR 1.313 AND MPEP 1308.

THE ISSUE FEE AND PUBLICATION FEE (IF REQUIRED) MUST BE PAID WITHIN THREE MONTHS FROM THE MAILING DATE OF THIS NOTICE OR THIS APPLICATION SHALL BE REGARDED AS ABANDONED. THIS STATUTORY PERIOD CANNOT BE EXTENDED. SEE 35 U.S.C. 151. THE ISSUE FEE DUE INDICATED ABOVE REFLECTS A CREDIT FOR ANY PREVIOUSLY PAID ISSUE FEE APPLIED IN THIS APPLICATION. THE PTOL-85B (OR AN EQUIVALENT) MUST BE RETURNED WITHIN THIS PERIOD EVEN IF NO FEE IS DUE OR THE APPLICATION WILL BE REGARDED AS ABANDONED.

HOW TO REPLY TO THIS NOTICE:

Review the SMALL ENTITY status shown above.

If the SMALL ENTITY is shown as YES, verify your current SMALL ENTITY status:

- A. If the status is the same, pay the TOTAL FEE(S) DUE shown above.
B. If the status above is to be removed, check box 5b on Part B - Fee(s) Transmittal and pay the PUBLICATION FEE (if required) and twice the amount of the ISSUE FEE shown above, or

If the SMALL ENTITY is shown as NO:

- A. Pay TOTAL FEE(S) DUE shown above, or
B. If applicant claimed SMALL ENTITY status before, or is now claiming SMALL ENTITY status, check box 5a on Part B - Fee(s) Transmittal and pay the PUBLICATION FEE (if required) and 1/2 the ISSUE FEE shown above.

II. PART B - FEE(S) TRANSMITTAL should be completed and returned to the United States Patent and Trademark Office (USPTO) with your ISSUE FEE and PUBLICATION FEE (if required). Even if the fee(s) have already been paid, Part B - Fee(s) Transmittal should be completed and returned. If you are charging the fee(s) to your deposit account, section "4b" of Part B - Fee(s) Transmittal should be completed and an extra copy of the form should be submitted.

I. All communications regarding this application must give the application number. Please direct all communications prior to issuance to Mail Stop ISSUE FEE unless advised to the contrary.

IMPORTANT REMINDER: Utility patents issuing on applications filed on or after Dec. 12, 1980 may require payment of maintenance fees. It is patentee's responsibility to ensure timely payment of maintenance fees when due.

**PART B - FEE(S) TRANSMITTAL**

Complete and send this form, together with applicable fee(s), to: **Mail**

**Mail Stop ISSUE FEE  
Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450  
(703) 746-4000**

or **Fax**

**INSTRUCTIONS:** This form should be used for transmitting the ISSUE FEE and PUBLICATION FEE (if required). Blocks 1 through 5 should be completed where appropriate. All further correspondence including the Patent, advance orders and notification of maintenance fees will be mailed to the current correspondence address as indicated unless corrected below or directed otherwise in Block 1, by (a) specifying a new correspondence address; and/or (b) indicating a separate "FEE ADDRESS" for maintenance fee notifications.

CURRENT CORRESPONDENCE ADDRESS (Note: Use Block 1 for any change of address)

7590 04/21/2005

Michael de Angeli  
60 Intrepid Lane  
Jamestown, RI 02835

Note: A certificate of mailing can only be used for domestic mailings of the Fee(s) Transmittal. This certificate cannot be used for any other accompanying papers. Each additional paper, such as an assignment or formal drawing, must have its own certificate of mailing or transmission.

**Certificate of Mailing or Transmission**

I hereby certify that this Fee(s) Transmittal is being deposited with the United States Postal Service with sufficient postage for first class mail in an envelope addressed to the Mail Stop ISSUE FEE address above, or being facsimile transmitted to the USPTO (703) 746-4000, on the date indicated below.

_____ (Depositor's name)
_____ (Signature)
_____ (Date)

APPLICATION NO.	FILING DATE	FIRST NAMED INVENTOR	ATTORNEY DOCKET NO.	CONFIRMATION NO.
10/382,577	03/07/2003	Alex J. Severinsky	PAICE201.DIV	9389

TITLE OF INVENTION: HYBRID VEHICLES

APPLN. TYPE	SMALL ENTITY	ISSUE FEE	PUBLICATION FEE	TOTAL FEE(S) DUE	DATE DUE
nonprovisional	NO	\$1400	\$300	\$1700	07/21/2005

EXAMINER	ART UNIT	CLASS-SUBCLASS
DUNN, DAVID R	3616	180-065100

Change of correspondence address or indication of "Fee Address" (37 CFR 1.363).  
 Change of correspondence address (or Change of Correspondence Address form PTO/SB/122) attached.  
 "Fee Address" indication (or "Fee Address" Indication form PTO/SB/47; Rev 03-02 or more recent) attached. Use of a Customer Number is required.

2. For printing on the patent front page, list  
 (1) the names of up to 3 registered patent attorneys or agents OR, alternatively, 1 \_\_\_\_\_  
 (2) the name of a single firm (having as a member a registered attorney or agent) and the names of up to 2 registered patent attorneys or agents. If no name is listed, no name will be printed. 2 \_\_\_\_\_  
 3 \_\_\_\_\_

**3. ASSIGNEE NAME AND RESIDENCE DATA TO BE PRINTED ON THE PATENT (print or type)**

PLEASE NOTE: Unless an assignee is identified below, no assignee data will appear on the patent. If an assignee is identified below, the document has been filed for recordation as set forth in 37 CFR 3.11. Completion of this form is NOT a substitute for filing an assignment.

(A) NAME OF ASSIGNEE \_\_\_\_\_ (B) RESIDENCE: (CITY and STATE OR COUNTRY) \_\_\_\_\_

Please check the appropriate assignee category or categories (will not be printed on the patent) :  Individual  Corporation or other private group entity  Government

**4a. The following fee(s) are enclosed:**

- Issue Fee
- Publication Fee (No small entity discount permitted)
- Advance Order - # of Copies \_\_\_\_\_

**4b. Payment of Fee(s):**

- A check in the amount of the fee(s) is enclosed.
- Payment by credit card. Form PTO-2038 is attached.
- The Director is hereby authorized by charge the required fee(s), or credit any overpayment, to Deposit Account Number \_\_\_\_\_ (enclose an extra copy of this form).

**Change in Entity Status (from status indicated above)**

- a. Applicant claims SMALL ENTITY status. See 37 CFR 1.27.
- b. Applicant is no longer claiming SMALL ENTITY status. See 37 CFR 1.27(g)(2).

The Director of the USPTO is requested to apply the Issue Fee and Publication Fee (if any) or to re-apply any previously paid issue fee to the application identified above.

NOTE: The Issue Fee and Publication Fee (if required) will not be accepted from anyone other than the applicant, a registered attorney or agent; or the assignee or other party in interest as shown by the records of the United States Patent and Trademark Office.

Authorized Signature \_\_\_\_\_

Date \_\_\_\_\_

Typed or printed name \_\_\_\_\_

Registration No. \_\_\_\_\_

This collection of information is required by 37 CFR 1.311. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.





UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

Table with columns: APPLICATION NO., FILING DATE, FIRST NAMED INVENTOR, ATTORNEY DOCKET NO., CONFIRMATION NO., EXAMINER, ART UNIT, PAPER NUMBER. Includes details for application 10/382,577, inventor Alex J. Severinsky, and examiner DUNN, DAVID R.

Determination of Patent Term Adjustment under 35 U.S.C. 154 (b)
(application filed on or after May 29, 2000)

The Patent Term Adjustment to date is 210 day(s). If the issue fee is paid on the date that is three months after the mailing date of this notice and the patent issues on the Tuesday before the date that is 28 weeks (six and a half months) after the mailing date of this notice, the Patent Term Adjustment will be 210 day(s).

If a Continued Prosecution Application (CPA) was filed in the above-identified application, the filing date that determines Patent Term Adjustment is the filing date of the most recent CPA.

Applicant will be able to obtain more detailed information by accessing the Patent Application Information Retrieval (PAIR) WEB site (http://pair.uspto.gov).

Any questions regarding the Patent Term Extension or Adjustment determination should be directed to the Office of Patent Legal Administration at (571) 272-7702. Questions relating to issue and publication fee payments should be directed to the Customer Service Center of the Office of Patent Publication at (703) 305-8283.

**Notice of Allowability**

Application No.

10/382,577

Examiner

David Dunn

Applicant(s)

SEVERINSKY ET AL.

Art Unit

3616

**-- The MAILING DATE of this communication appears on the cover sheet with the correspondence address--**

All claims being allowable, PROSECUTION ON THE MERITS IS (OR REMAINS) CLOSED in this application. If not included herewith (or previously mailed), a Notice of Allowance (PTOL-85) or other appropriate communication will be mailed in due course. **THIS NOTICE OF ALLOWABILITY IS NOT A GRANT OF PATENT RIGHTS.** This application is subject to withdrawal from issue at the initiative of the Office or upon petition by the applicant. See 37 CFR 1.313 and MPEP 1308.

- 1.  This communication is responsive to amendment filed 2/22/05.
- 2.  The allowed claim(s) is/are 82-122.
- 3.  The drawings filed on 07 March 2003 are accepted by the Examiner.
- 4.  Acknowledgment is made of a claim for foreign priority under 35 U.S.C. § 119(a)-(d) or (f).
  - a)  All    b)  Some\*    c)  None    of the:
    - 1.  Certified copies of the priority documents have been received.
    - 2.  Certified copies of the priority documents have been received in Application No. \_\_\_\_\_.
    - 3.  Copies of the certified copies of the priority documents have been received in this national stage application from the International Bureau (PCT Rule 17.2(a)).

\* Certified copies not received: \_\_\_\_\_.

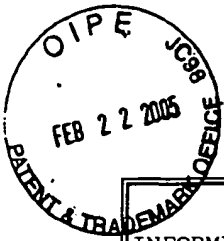
Applicant has THREE MONTHS FROM THE "MAILING DATE" of this communication to file a reply complying with the requirements noted below. Failure to timely comply will result in ABANDONMENT of this application. **THIS THREE-MONTH PERIOD IS NOT EXTENDABLE.**

- 5.  A SUBSTITUTE OATH OR DECLARATION must be submitted. Note the attached EXAMINER'S AMENDMENT or NOTICE OF INFORMAL PATENT APPLICATION (PTO-152) which gives reason(s) why the oath or declaration is deficient.
  - 6.  CORRECTED DRAWINGS ( as "replacement sheets") must be submitted.
    - (a)  including changes required by the Notice of Draftsperson's Patent Drawing Review ( PTO-948) attached
      - 1)  hereto or 2)  to Paper No./Mail Date \_\_\_\_\_.
    - (b)  including changes required by the attached Examiner's Amendment / Comment or in the Office action of Paper No./Mail Date \_\_\_\_\_.
- Identifying indicia such as the application number (see 37 CFR 1.84(c)) should be written on the drawings in the front (not the back) of each sheet. Replacement sheet(s) should be labeled as such in the header according to 37 CFR 1.121(d).
- 7.  DEPOSIT OF and/or INFORMATION about the deposit of BIOLOGICAL MATERIAL must be submitted. Note the attached Examiner's comment regarding REQUIREMENT FOR THE DEPOSIT OF BIOLOGICAL MATERIAL.

**Attachment(s)**

- 1.  Notice of References Cited (PTO-892)
- 2.  Notice of Draftsperson's Patent Drawing Review (PTO-948)
- 3.  Information Disclosure Statements (PTO-1449 or PTO/SB/08), Paper No./Mail Date 2/22/05
- 4.  Examiner's Comment Regarding Requirement for Deposit of Biological Material
- 5.  Notice of Informal Patent Application (PTO-152)
- 6.  Interview Summary (PTO-413), Paper No./Mail Date \_\_\_\_\_.
- 7.  Examiner's Amendment/Comment
- 8.  Examiner's Statement of Reasons for Allowance
- 9.  Other \_\_\_\_\_.

David Dunn  
Primary Examiner  
Art Unit: 3616



INFORMATION DISCLOSURE CITATION IN AN APPLICATION  1/2	DOCKET NUMBER	PAICE201.DIV	APPLICATION NUMBER	10/382,577
	APPLICANT			
	Severinsky et al			
FILING DATE		3/7/2003	GROUP ART UNIT	3616

**U.S. PATENT DOCUMENTS**

EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	NAME	CLASS	SUBCLAS	FILING DATE
DD	6 0 6 7 8 0 1	5/2000	Harada et al			
DD	4 4 1 1 1 7 1	10/1983	Fiala			
DD	3 6 2 0 3 2 3	5/1968	Maeda			
DD	6 3 1 7 6 6 5	11/2001	Tabata et al			
DD	6 1 8 3 3 8 9	2/2001	Tabata et al			
DD	5 5 6 5 7 1 1	10/1996	Hagiwara			

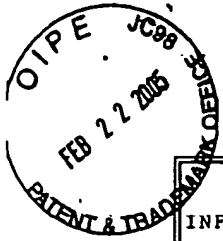
**FOREIGN PATENT DOCUMENTS**

EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	COUNTRY	CLASS	SUBCLASS	TRANSLATION	
						YES	NO
DD	7 5 4 9 8 3	2/1995	Japan			X	
DD	4 2 4 4 6 5 8	9/1992	Japan			X	
DD	11 0 8 2 2 6 1	3/1999	Japan				X
DD	11 1 2 2 7 1 2	4/1999	Japan			partial	
DD	62 1 1 3 9 5 6	5/1987	Japan			partial	

**OTHER DOCUMENTS** (Including Author, Title, Date, Pertinent Pages, Etc)


EXAMINER <i>[Signature]</i>	DATE CONSIDERED 3/16/05
-----------------------------	-------------------------

EXAMINER: Initial if citation considered, whether or not citation is in conformance with MPEP §609; Draw line through citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to the applicant.



INFORMATION DISCLOSURE CITATION IN AN APPLICATION  <span style="font-size: 1.5em;">2/2</span>	DOCKET NUMBER	PAICE201.DIV	APPLICATION NUMBER	10/382,577
	APPLICANT			
	Severinsky et al			
	FILING DATE	3/7/2003	GROUP ART UNIT	361

**U.S. PATENT DOCUMENTS**

EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	NAME	CLASS	SUBCLASS	FILING DATE


**FOREIGN PATENT DOCUMENTS**

EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	COUNTRY	CLASS	SUBCLASS	TRANSLATION	
						YES	NO
DD	11 0 8 2 2 6 0 3	03/1999	Japan				X
DD	19 8 3 8 8 5 3 8	8/1998	Germany				X
DD	19 8 1 4 4 0 2 3	3/1998	Germany				X

**OTHER DOCUMENTS** (Including Author, Title, Date, Pertinent Pages, Etc)





EXAMINER		DATE CONSIDERED	3/16/05
----------	--	-----------------	---------

EXAMINER: Initial if citation considered, whether or not citation is in conformance with MPEP § 609; Draw line through citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to the applicant.

<b>Issue Classification</b> 	<b>Application No.</b> 10/382,577	<b>Applicant(s)</b> SEVERINSKY ET AL.	
	<b>Examiner</b> David Dunn	<b>Art Unit</b> 3616	

ISSUE CLASSIFICATION										
ORIGINAL					CROSS REFERENCE(S)					
CLASS		SUBCLASS			CLASS	SUBCLASS (ONE SUBCLASS PER BLOCK)				
180		65.2			180	65.4				
INTERNATIONAL CLASSIFICATION					701	54				
B	6	0	K	6/02						
				/						
				/						
				/						
				/						

 (Assistant Examiner) (Date)		 David R. Dunn (Primary Examiner) (Date)		<b>Total Claims Allowed: 41</b>	
 (Legal Instruments Examiner) (Date)				O.G. Print Claim(s) 1	O.G. Print Fig. 4

<input checked="" type="checkbox"/> Claims renumbered in the same order as presented by applicant										<input type="checkbox"/> CPA		<input type="checkbox"/> T.D.		<input type="checkbox"/> R.1.47	
Final	Original	Final	Original	Final	Original	Final	Original	Final	Original	Final	Original	Final	Original		
	1		31		61		91		121		151		181		
	2		32		62		92		122		152		182		
	3		33		63		93		123		153		183		
	4		34		64		94		124		154		184		
	5		35		65		95		125		155		185		
	6		36		66		96		126		156		186		
	7		37		67		97		127		157		187		
	8		38		68		98		128		158		188		
	9		39		69		99		129		159		189		
	10		40		70		100		130		160		190		
	11		41		71		101		131		161		191		
	12		42		72		102		132		162		192		
	13		43		73		103		133		163		193		
	14		44		74		104		134		164		194		
	15		45		75		105		135		165		195		
	16		46		76		106		136		166		196		
	17		47		77		107		137		167		197		
	18		48		78		108		138		168		198		
	19		49		79		109		139		169		199		
	20		50		80		110		140		170		200		
	21		51		81		111		141		171		201		
	22		52		82		112		142		172		202		
	23		53		83		113		143		173		203		
	24		54		84		114		144		174		204		
	25		55		85		115		145		175		205		
	26		56		86		116		146		176		206		
	27		57		87		117		147		177		207		
	28		58		88		118		148		178		208		
	29		59		89		119		149		179		209		
	30		60		90		120		150		180		210		

**Search Notes**



Application No.

10/382,577

Applicant(s)

SEVERINSKY ET AL.

Examiner

David Dunn

Art Unit

3616

**SEARCHED**

Class	Subclass	Date	Examiner
180	65.2 65.3 65.4 65.8 165	11/29/2004	DD
60	706 711 716		
	718		
290	17 40R 40C		
322	16		
477	2 3		
UPDATE	SEARCH	3/16/05	DD
701	54	"	"

**SEARCH NOTES  
(INCLUDING SEARCH STRATEGY)**

	DATE	EXMR
EAST text search	11/29/2004	DD

**INTERFERENCE SEARCHED**

Class	Subclass	Date	Examiner
180	65.2	3/11/05	DD
	65.4		



\*BIBDATASHEET\*

CONFIRMATION NO. 9389

Bib Data Sheet

SERIAL NUMBER 10/382,577	FILING DATE 03/07/2003  RULE	CLASS 180	GROUP ART UNIT 3616	ATTORNEY DOCKET NO. PAICE201.DIV
-----------------------------	---------------------------------------	--------------	------------------------	-------------------------------------

APPLICANTS

Alex J. Severinsky, Washington, DC;

Theodore Louckes, Holly, MI;

\*\* CONTINUING DATA \*\*\*\*\*

This application is a DIV of 09/822,866 04/02/2001 PAT 6,554,088  
 which is a CIP of 09/264,817 03/09/1999 PAT 6,209,672  
 which claims benefit of 60/100,095 09/14/1998  
 This application 10/382,577  
 is a CIP of 09/392,743 09/09/1999 PAT 6,338,391  
 which claims benefit of 60/122,296 03/01/1999

*D.D.*

\*\* FOREIGN APPLICATIONS \*\*\*\*\*

*NINE DD*

IF REQUIRED, FOREIGN FILING LICENSE GRANTED

\*\* 04/25/2003

Foreign Priority claimed <input type="checkbox"/> yes <input checked="" type="checkbox"/> no	STATE OR	SHEETS	TOTAL	INDEPENDENT
35 USC 119 (a-d) conditions met <input checked="" type="checkbox"/> yes <input type="checkbox"/> no <input type="checkbox"/> Met after Allowance	COUNTRY	DRAWING	CLAIMS	CLAIMS
Verified and Acknowledged Examiner's Signature _____ Initials _____	DC	17	7	3

ADDRESS

Michael de Angeli  
60 Intrepid Lane  
Jamestown, RI  
02835

TITLE

Hybrid vehicles

FILING FEE RECEIVED 3466	FEES: Authority has been given in Paper No. _____ to charge/credit DEPOSIT ACCOUNT No. _____ for following:	<input type="checkbox"/> All Fees <input type="checkbox"/> 1.16 Fees ( Filing ) <input type="checkbox"/> 1.17 Fees ( Processing Ext. of time ) <input type="checkbox"/> 1.18 Fees ( Issue )
-----------------------------	---	--

PART B - FEE(S) TRANSMITTAL

Complete and send this form, together with applicable fee(s), to: **Mail**

**Mail Stop ISSUE FEE**  
**Commissioner for Patents**  
**P.O. Box 1450**  
**Alexandria, Virginia 22313-1450**  
**(703) 746-4000**

or **Fax**

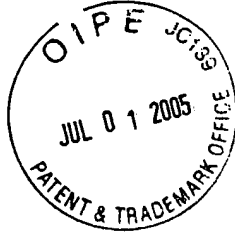
INSTRUCTIONS: This form should be used for transmitting the ISSUE FEE and PUBLICATION FEE (if required). Blocks 1 through 5 should be completed where appropriate. All further correspondence including the Patent, advance orders and notification of maintenance fees will be mailed to the current correspondence address as indicated unless corrected below or directed otherwise in Block 1, by (a) specifying a new correspondence address; and/or (b) indicating a separate "FEE ADDRESS" for maintenance fee notifications.

CURRENT CORRESPONDENCE ADDRESS (Note: Use Block 1 for any change of address)

Note: A certificate of mailing can only be used for domestic mailings of the Fee(s) Transmittal. This certificate cannot be used for any other accompanying papers. Each additional paper, such as an assignment or formal drawing, must have its own certificate of mailing or transmission.

7590 04/21/2005

Michael de Angeli  
 60 Intrepid Lane  
 Jamestown, RI 02835



**Certificate of Mailing or Transmission**

I hereby certify that this Fee(s) Transmittal is being deposited with the United States Postal Service with sufficient postage for first class mail in an envelope addressed to the Mail Stop ISSUE FEE address above, or being facsimile transmitted to the USPTO (703) 746-4000, on the date indicated below.

(Depositor's name)
(Signature)
(Date)

07/05/2005 MBEYENE2 00000022 10382577

01 FC:1501 1400.00 OP  
 02 FC:1504 300.00 OP  
 03 FC:8001 30.00 OP

APPLICATION NO.	FILING DATE	FIRST NAMED INVENTOR	ATTORNEY DOCKET NO.	CONFIRMATION NO.
10/382,577	03/07/2003	Alex J. Severinsky	PAICE201.DIV	9389

TITLE OF INVENTION: HYBRID VEHICLES

APPLN. TYPE	SMALL ENTITY	ISSUE FEE	PUBLICATION FEE	TOTAL FEE(S) DUE	DATE DUE
nonprovisional	NO	\$1400	\$300	\$1700	07/21/2005

EXAMINER	ART UNIT	CLASS-SUBCLASS
DUNN, DAVID R	3616	180-065100

Change of correspondence address or indication of "Fee Address" (37 CFR 1.363).  
 Change of correspondence address (or Change of Correspondence Address form PTO/SB/122) attached.  
 "Fee Address" indication (or "Fee Address" Indication form PTO/SB/47; Rev 03-02 or more recent) attached. **Use of a Customer Number is required.**

2. For printing on the patent front page, list  
 (1) the names of up to 3 registered patent attorneys or agents OR, alternatively,  
 (2) the name of a single firm (having as a member a registered attorney or agent) and the names of up to 2 registered patent attorneys or agents. If no name is listed, no name will be printed.

1 Michael de Angeli  
 2 \_\_\_\_\_  
 3 \_\_\_\_\_

3. ASSIGNEE NAME AND RESIDENCE DATA TO BE PRINTED ON THE PATENT (print or type)

PLEASE NOTE: Unless an assignee is identified below, no assignee data will appear on the patent. If an assignee is identified below, the document has been filed for recordation as set forth in 37 CFR 3.11. Completion of this form is NOT a substitute for filing an assignment.

(A) NAME OF ASSIGNEE

(B) RESIDENCE: (CITY and STATE OR COUNTRY)

PAICEULLC

Boca Raton, Florida

Please check the appropriate assignee category or categories (will not be printed on the patent):  Individual  Corporation or other private group entity  Government

4a. The following fee(s) are enclosed:

Issue Fee  
 Publication Fee (No small entity discount permitted)  
 Advance Order - # of Copies 10

4b. Payment of Fee(s):

A check in the amount of the fee(s) is enclosed.  
 Payment by credit card. Form PTO-2038 is attached.  
 The Director is hereby authorized by charge the required fee(s), or credit any overpayment, to Deposit Account Number \_\_\_\_\_ (enclose an extra copy of this form).

Change in Entity Status (from status indicated above)

a. Applicant claims SMALL ENTITY status. See 37 CFR 1.27.  b. Applicant is no longer claiming SMALL ENTITY status. See 37 CFR 1.27(g)(2).

The Director of the USPTO is requested to apply the Issue Fee and Publication Fee (if any) or to re-apply any previously paid issue fee to the application identified above. NOTE: The Issue Fee and Publication Fee (if required) will not be accepted from anyone other than the applicant; a registered attorney or agent; or the assignee or other party in interest as shown by the records of the United States Patent and Trademark Office.

Authorized Signature   
 Typed or printed name Michael de Angeli

Date 6/30/05  
 Registration No. 27,869

This collection of information is required by 37 CFR 1.311. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.





*8*

UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re the Patent Application of	:	
Severinsky et al	:	Examiner: David Dunn
Serial No.: 10/382,577	:	Group Art Unit: 3616
Filed: March 7, 2003	:	Att. Dkt.: PAICE201.DIV
	:	Confirmation No. 5936

For: Hybrid Vehicles

Mail Stop ISSUE FEE  
Hon. Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

TRANSMITTAL OF ISSUE FEE

Sir:

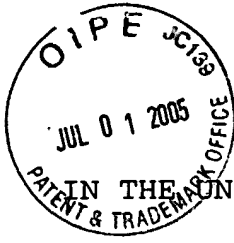
Submitted herewith is Issue Fee Transmittal Form PTOL 85. Also enclosed is a check in the amount of \$1730.00, including \$1400.00 for the Issue Fee, \$300.00 for the Publication Fee and \$30.00 for 10 soft copies of the patent.

The Commissioner is hereby authorized to charge any underpayment (or to credit overpayment) to PTO Deposit Account No. 04-0401. A duplicate copy of this sheet is attached.

Respectfully submitted,

Michael de Angeli  
Reg. No. 27,869  
60 Intrepid Lane  
Jamestown, RI 02835  
401-423-3190

6/30/05  
Dated



*Dunn* ~~3616~~  
\$

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re the Patent Application of :  
: Severinsky et al : Examiner: David Dunn  
: Serial No.: 10/382,577 : Group Art Unit: 3616  
: Filed: March 7, 2003 : Att.Dkt.: PAICE201.DIV  
: For: Hybrid Vehicles

Hon. Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria VA 22313-1450

**SUPPLEMENTAL INFORMATION DISCLOSURE STATEMENT**

Sir:

The issued patents from which this application claims priority are being asserted against an alleged infringer in civil litigation in the United States District Court for the Eastern District of Texas. The defendants in that case have brought a number of new patents and other documents to applicants' attention. New documents have also been cited in a Complete Search Report prepared by the European Patent Office, dated May 5, 2005 (copy enclosed) against a European application claiming priority from the same US applications. These newly-cited patents and other documents thus located are listed on attached PTO-1449 forms, and are discussed below. The Examiner is respectfully requested to consider these new documents and to indicate that he has done so in the file of this application, and to then re-issue the Notice of Allowance mailed April 21, 2005.

Citation of a document herein should not be considered an admission that the disclosure thereof is indeed relevant to the invention defined by the claims, nor

07/05/2005 MBEYENE1 00000029 10382577  
01 FC:1806 180.00 OP

that the document thus made of record is indeed effective as prior art under 35 USC 102.

It is respectfully submitted that although this Statement is being filed after issue of a Notice of Allowance, it is timely under 37 CFR 1.97 (e). The fee of \$180.00 (per 37 CFR 1.17(p)) is enclosed.

It is respectfully submitted that none of the newly-cited patents or other documents made of record hereby disclose or suggest the invention claimed herein. Early and favorable action on the merits of the application - specifically, issue of the patent, the Issue Fee having been paid concurrently with submission of this Statement - is earnestly solicited.

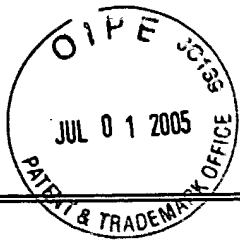
Dated:

6/30/05

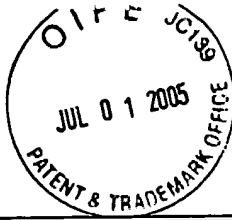
Respectfully submitted,



Michael de Angeli  
Reg. No. 27,869  
60 Intrepid Lane  
Jamestown, RI 02835  
401-423-3190



<b>INFORMATION DISCLOSURE CITATION IN AN APPLICATION</b>		DOCKET NUMBER	PAICE201.DIV	APPLICATION NUMBER	10/382,577		
		APPLICANT	Severinsky et al				
		FILING DATE	3/7/2003	GROUP ART UNIT	361		
<b>U. S. PATENT DOCUMENTS</b>							
EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	NAME	CLASS	SUBCLAS	FILING DATE	
	5 8 4 4 3 4 2	12/1998	Miyatani et al				
	5 8 0 4 9 4 7	9/1998	Nii et al				
	5 4 5 7 3 6 3	10/1995	Yoshii et al				
	5 9 0 7 1 9 1	5/1999	Sasaki et al				
	5 9 1 4 5 7 5	6/1999	Sasaki				
	6 0 0 5 2 9 7	12/1999	Sasaki et al				
	6 1 6 6 4 9 9	12/2000	Kanamori et al				
	5 8 0 1 4 9 7	9/1998	Shamoto et al				
	5 9 0 9 7 2 0	6/1999	Yamaoka				
	5 6 9 8 9 5 5	12/1997	Nii				
	5 4 2 8 2 7 4	6/1995	Furutani et al				
	6 0 7 7 1 8 6	6/2000	Kojima et al				
<b>FOREIGN PATENT DOCUMENTS</b>							
	DOCUMENT NUMBER	DATE	COUNTRY	CLASS	SUBCLASS	TRANSLATION	
						YES	NO
	2 4 1 9 8 3 2	3/1978	France			X	
	3 1 2 4 2 0 1	10/1989	Japan			X	
	51 1 0 3 2 2 0	2/1975	Japan			X	
	H5 6 4 5 3 1	9/1984	Japan			X	
	S 48 4 9 1 1 5	10/1971	Japan			X	
<b>OTHER DOCUMENTS</b> (Including Author, Title, Date, Pertinent Pages, Etc)							
	Winkelman et al, SAE paper 730511, "Computer Simulation..." (1973)						
	Berman et al, IEEE VT-23, NO. 3, pp. 61-72 "Propulsion Systems..." (1974)						
	Berman SPC-TUE-2 "Battery Powered Regenerative SCR Drive" (1970)						
	Gelb et al "Performance Analyses..." ACS pub (1972), pp 977-988						
	Berman SPC-TUE-1 "Design Considerations..." (1971)						
	Berman SPC-TUE-2" All Solid State Method....." (1971)						
EXAMINER	DATE CONSIDERED						
EXAMINER: Initial if citation considered, whether or not citation is in conformance with MPEP §609; Draw line through citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to the applicant.							



INFORMATION DISCLOSURE CITATION IN AN APPLICATION	DOCKET NUMBER	PAICE201.DIV	APPLICATION NUMBER	10/382,577
	APPLICANT Severinsky et al			
	FILING DATE	3/7/2003	GROUP ART UNIT	361

**U.S. PATENT DOCUMENTS**

EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	NAME	CLASS	SUBCLAS	FILING DATE
	5 9 9 1 6 8 3	11/1999	Takaoka et al			
	5 4 7 3 2 2 8	12/1995	Nii			
	5 9 2 7 4 1 5	7/1999	Ibaraki et al			
	5 9 2 8 3 0 1	7/1999	Soga et al			
	6 1 7 6 8 0 7	1/2001	Oba et al			
	5 9 0 4 6 3 1	5/1999	Morisawa et al			
	5 7 8 9 8 7 7	8/1998	Yamada et al			
	6 0 8 7 7 3 4	7/2000	Maeda et al			
	5 9 7 3 4 6 0	10/1999	Taga et al			
	5 9 8 8 3 0 7	11/1999	Yamada et al			
	5 9 9 1 6 8 3	11/1999	Takaoka et al			
	5 8 1 8 1 1 6	10/1998	Nakae			

**FOREIGN PATENT DOCUMENTS**

	DOCUMENT NUMBER	DATE	COUNTRY	CLASS	SUBCLASS	TRANSLATION	
						YES	NO
	S 50 3 0 2 2 3	7/1973	Japan			X	
	W O 82 0 11 7 0	4/1982	PCT				
	0 5 1 0 5 8 2	12/1995	EPO				
	4 2 9 7 3 3 0	3/1991	Japan				X

**OTHER DOCUMENTS** (Including Author, Title, Date, Pertinent Pages, Etc)

	Minorikawa et al, "Current Status and Future Trends...." (Undated)
	Baum et al "Semiconductor Technologies..." (Undated)
	Chen "Automotive Electronics in the Year 2000..." (Apparently 1992)
	Brusaglino, SAE paper 910244 "Electric Vehicle Development..." (1991)
	Anderson et al, SAE paper 910246 "Integrated Electric..." (1991)
	Burke, SAE paper 911914 "Battery Availability for Near-Term..." (1991)

EXAMINER	DATE CONSIDERED
----------	-----------------

EXAMINER: Initial if citation considered, whether or not citation is in conformance with MPEP §609; Draw line through citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to the applicant.



17

INFORMATION DISCLOSURE CITATION IN AN APPLICATION	DOCKET NUMBER	PAICE201.DIV	APPLICATION NUMBER	10/382,577
	APPLICANT			
	Severinsky et al			
	FILING DATE	3/7/2003	GROUP ART UNIT	361

**U. S. PATENT DOCUMENTS**

EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	NAME	CLASS	SUBCLAS	FILING DATE	

**FOREIGN PATENT DOCUMENTS**

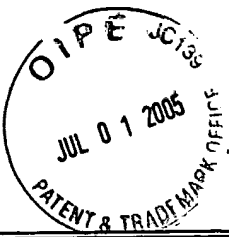
DOCUMENT NUMBER	DATE	COUNTRY	CLASS	SUBCLASS	TRANSLATION	
					YES	NO

**OTHER DOCUMENTS** (Including Author, Title, Date, Pertinent Pages, Etc)

	Chang, IEEE AES Magazine (1993) "Recent Developments of Electric ..."
	Kamiyama et al, IEEE 0-7803-0582-5 (1992) "Application Trends...."
	Sen, IEEE Trans. Ind. Elec. (1990) "Electric Motor Drives..."
	Wang et al, PCSC '71 Record, "Analysis of SCR Chopper Drive" (1971)
	EPRI Report TR-101264 "Assessment of Electric Motor Technology (1992)
	Berman et al, SAE paper 720111 "Electric Car Drives...." (1972)

EXAMINER	DATE CONSIDERED
----------	-----------------

EXAMINER: Initial if citation considered, whether or not citation is in conformance with MPEP §609; Draw line through citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to the applicant.



<b>INFORMATION DISCLOSURE CITATION IN AN APPLICATION</b>	DOCKET NUMBER <b>PAICE201.DIV</b>	APPLICATION NUMBER <b>10/382,577</b>
	APPLICANT <b>Severinsky, et al</b>	
	FILING DATE <b>3/7/2003</b>	GROUP ART UNIT <b>361</b>

**U.S. PATENT DOCUMENTS**

EXAMINER INITIAL	DOCUMENT NUMBER	DATE	NAME	CLASS	SUBCLAS	FILING DATE

**FOREIGN PATENT DOCUMENTS**

DOCUMENT NUMBER	DATE	COUNTRY	CLASS	SUBCLASS	TRANSLATION	
					YES	NO
WC99 2 4 2 8 0	11/1997	PCT			X	
EP07 4 3 2 1 1	5/1996	EP				
EP08 3 9 6 8 3	10/1997	EP				

**OTHER DOCUMENTS** (Including Author, Title, Date, Pertinent Pages, Etc)

	Gelb et al, "The Application of Solid Electrolyte Batteries..." (Undated)
	Miller, "Integrated Power Module Requirements for Automotive..." (Undated)
	Vukosavic et al, IEEE Trans. Ind. App. "SRM Inverter Topologies..." (1991)

EXAMINER	DATE CONSIDERED
<small>EXAMINER: Initial if citation considered, whether or not citation is in conformance with MPEP §609; Draw line through citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to the applicant.</small>	



DEMANDE INTERNATIONALE PUBLIÉE EN VERTU DU TRAITE DE COOPERATION EN MATIÈRE DE BREVETS (PCT)

(51) Classification internationale des brevets <sup>6</sup> : <b>B60K 6/04</b>	<b>A1</b>	(11) Numéro de publication internationale: <b>WO 99/24280</b> (43) Date de publication internationale: 20 mai 1999 (20.05.99)
<p>(21) Numéro de la demande internationale: PCT/FR98/02403</p> <p>(22) Date de dépôt international: 10 novembre 1998 (10.11.98)</p> <p>(30) Données relatives à la priorité: 97/14174 12 novembre 1997 (12.11.97) FR</p> <p>(71) Déposant (pour tous les Etats désignés sauf US): RENAULT [FR/FR]; 34, quai du Point du Jour, F-92109 Boulogne Billancourt Cedex (FR).</p> <p>(72) Inventeurs; et (75) Inventeurs/Déposants (US seulement): BORGEAUD, Yves [FR/FR]; 24, rue de Mussel Burgh, F-95500 Champigny sur Mame (FR). CAILLARD, Benoît [FR/FR]; 69, boulevard Desgranges, F-92330 Sceaux (FR). HEMEDINGER, Stéphane [FR/FR]; 32, rue Juliette Savar, F-94000 Créteil (FR). PANNEQUIN, William [FR/FR]; 46, avenue de Buzenval, F-92500 Rueil Malmaison (FR).</p> <p>(74) Mandataire: ROUGEMONT, Bernard; Renault, Service 0267 - TPZ OJ2 110, 860, quai de Stalingrad, F-92109 Boulogne Billancourt Cedex (FR).</p>	<p>(81) Etats désignés: BR, CN, JP, US, brevet européen (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).</p> <p>Publiée <i>Avec rapport de recherche internationale.</i></p>	
(54) Title: MOTOR VEHICLE WITH DUAL ENGINE SYSTEM		
(54) Titre: VEHICULE AUTOMOBILE A MOTORISATION HYBRIDE		
<p><b>1100</b></p> <p><b>Décision de démarrage ou d'arrêt du moteur thermique</b></p>	<p><b>1200</b></p> <p><b>Détermination du couple du moteur électrique Ce_ref et de la consigne de couple du moteur thermique Ct_ref</b></p>	
<p><b>1100...DECISION TO START OR TO STOP HEAT ENGINE</b> <b>1200...DETERMINATION OF THE ELECTRIC ENGINE TORQUE Ce-ref AND SET POINT OF HEAT ENGINE TORQUE Ct-ref</b></p>		
<p>(57) Abstract</p> <p>The invention concerns a motor vehicle with dual engine system comprising an electric engine and a heat engine, wherein a central management unit executes a first task (1200) including the determination of a torque which each engine must provide to supply an engine torque in conformity with the torque requested by the driver, and wherein the heat engine can be stopped. The invention is characterised, at least for some operating modes, the central unit executes a second task (1100) during which the decision to stop or to start the heat engine is taken, and the first and second tasks are executed in parallel, the execution frequency of the second task being less frequently operated than the first.</p>		



(57) Abrégé

L'invention propose un véhicule automobile à motorisation hybride comportant un moteur électrique et un moteur thermique, du type dans lequel une unité centrale de gestion exécute une première tâche (1200) comportant la détermination du couple que doit fournir chaque moteur pour fournir un couple moteur conforme à un couple demandé par le conducteur, et du type dans lequel le moteur thermique est susceptible d'être arrêté, caractérisé en ce que, au moins pour certains modes de fonctionnement, l'unité centrale exécute une deuxième tâche (1100) au cours de laquelle est décidé l'arrêt ou le démarrage du moteur thermique, et en ce que la première et la deuxième tâche sont exécutées en parallèle, la fréquence d'exécution de la deuxième tâche étant inférieure à celle de la première tâche.

**UNIQUEMENT A TITRE D'INFORMATION**

Codes utilisés pour identifier les Etats parties au PCT, sur les pages de couverture des brochures publiant des demandes internationales en vertu du PCT.

AL	Albanie	ES	Espagne	LS	Lesotho	SI	Slovénie
AM	Arménie	FI	Finlande	LT	Lituanie	SK	Slovaquie
AT	Autriche	FR	France	LU	Luxembourg	SN	Sénégal
AU	Australie	GA	Gabon	LV	Lettonie	SZ	Swaziland
AZ	Azerbaïdjan	GB	Royaume-Uni	MC	Monaco	TD	Tchad
BA	Bosnie-Herzégovine	GE	Géorgie	MD	République de Moldova	TG	Togo
BB	Barbade	GH	Ghana	MG	Madagascar	TJ	Tadjikistan
BE	Belgique	GN	Guinée	MK	Ex-République yougoslave de Macédoine	TM	Turkménistan
BF	Burkina Faso	GR	Grèce	ML	Mali	TR	Turquie
BG	Bulgarie	HU	Hongrie	MN	Mongolie	TT	Trinité-et-Tobago
BJ	Bénin	IE	Irlande	MR	Mauritanie	UA	Ukraine
BR	Brsil	IL	Israël	MW	Malawi	UG	Ouganda
BY	Bélarus	IS	Islande	MX	Mexique	US	Etats-Unis d'Amérique
CA	Canada	IT	Italie	NE	Niger	UZ	Ouzbékistan
CF	République centrafricaine	JP	Japon	NL	Pays-Bas	VN	Viet Nam
CG	Congo	KE	Kenya	NO	Norvège	YU	Yougoslavie
CH	Suisse	KG	Kirghizistan	NZ	Nouvelle-Zélande	ZW	Zimbabwe
CI	Côte d'Ivoire	KP	République populaire démocratique de Corée	PL	Pologne		
CM	Cameroun	KR	République de Corée	PT	Portugal		
CN	Chine	KZ	Kazakstan	RO	Roumanie		
CU	Cuba	LC	Sainte-Lucie	RU	Fédération de Russie		
CZ	République tchèque	LI	Liechtenstein	SD	Soudan		
DE	Allemagne	LK	Sri Lanka	SE	Suède		
DK	Danemark	LR	Libéria	SG	Singapour		
EE	Estonie						

### Véhicule automobile à motorisation hybride

L'invention concerne un véhicule automobile à motorisation hybride comportant des moyens perfectionnés de gestion de l'énergie.

5 L'invention concerne plus particulièrement un véhicule automobile à motorisation hybride, du type dans lequel un ensemble motopropulseur comporte un moteur électrique et un moteur thermique qui sont susceptibles de contribuer à l'entraînement du véhicule, et du type dans lequel une unité  
10 centrale de gestion exécute une première tâche comportant la détermination du couple que doit fournir chaque moteur pour que l'ensemble motopropulseur fournisse au véhicule un couple moteur conforme à un couple demandé par le conducteur du véhicule, et du type dans lequel le moteur  
15 thermique est susceptible d'être arrêté, le véhicule étant alors entraîné par le seul moteur électrique alimenté en courant électrique par une batterie d'accumulateurs.

Dans la recherche de véhicules moins polluants que les véhicules automobiles ne comportant qu'un unique moteur  
20 thermique, les véhicules à motorisation hybride se présentent comme une alternative particulièrement intéressante aux véhicules strictement électrique.

En effet, ces derniers présentent l'avantage de n'émettre par eux-mêmes aucune substance toxique tout en  
25 étant à la fois particulièrement silencieux et économiques à l'usage. Cependant, les véhicules électriques ne tirent leur énergie que des seules batteries d'accumulateurs qu'ils embarquent avec eux. Or, étant données les faibles performances des batteries d'accumulateurs actuellement  
30 connues, du moins celles susceptibles d'être utilisées à un coût raisonnable dans un véhicule automobile, les véhicules électriques ne peuvent emmagasiner qu'une quantité d'énergie relativement faible, en dépit d'une masse conséquente, ce qui

leur confère à la fois une faible autonomie et de faibles performances.

Aussi, la solution d'une motorisation hybride comportant un moteur thermique susceptible de participer à l'entraînement du véhicule permet de réaliser des véhicules présentant des performances et une autonomie bien plus élevée, satisfaisante pour un usage normal du véhicule.

Il existe deux types principaux de véhicules hybrides.

Dans les véhicules hybrides série, seul le moteur électrique est susceptible d'entraîner directement les roues motrices du véhicule, éventuellement au travers d'une boîte de vitesses, d'un différentiel et/ou d'un embrayage. Le moteur électrique tire son énergie d'une batterie d'accumulateurs rechargée d'une génératrice électrique qui est entraînée par le moteur thermique.

Dans un tel type de véhicule hybride, le moteur électrique est donc toujours en fonctionnement et le moteur thermique peut soit être arrêté, le véhicule fonctionnant alors en mode électrique pur, soit être mis en marche de manière que la génératrice produise de l'électricité en vue d'alimenter le moteur électrique et/ou de recharger les batteries.

Dans un véhicule hybride parallèle, le moteur thermique et le moteur électrique sont tous les deux reliés, généralement par un système de boîte de vitesses à deux entrées, aux roues motrices du véhicule. Généralement, un embrayage est interposé entre chaque moteur et les roues motrices pour permettre le désaccouplement du moteur lorsque celui-ci n'est pas utilisé pour l'entraînement. Les véhicules automobiles de type hybride parallèle peuvent donc être entraînés soit à l'aide du seul moteur électrique, soit à l'aide du seul moteur thermique, ou encore à l'aide des deux moteurs simultanément. Par ailleurs, dans certaines configurations, il

est possible d'utiliser le moteur électrique pour assurer le démarrage du moteur thermique et le moteur électrique peut aussi être « inversé » de telle sorte que, le moteur thermique entraînant en rotation le moteur électrique, éventuellement en même temps qu'il entraîne en rotation les roues motrices du véhicule, assure le rechargement des batteries.

Il est à noter qu'il existe une variante de réalisation des véhicules hybrides en parallèle dans lesquels chacun des deux moteurs thermique et électrique est accouplé non pas à un même essieu, mais à des essieux différents.

Quel que soit le type de véhicule hybride envisagé, il est donc nécessaire de gérer le plus efficacement possible la commande de chacun des moteurs thermique et électrique pour assurer l'entraînement du véhicule selon les desiderata du conducteur qui détermine à chaque instant le couple moteur nécessaire à l'avancement du véhicule pour assurer l'accélération ou la décélération du véhicule, ou le maintien du véhicule à une vitesse stabilisée.

Notamment, le choix de l'utilisation ou non du moteur thermique est particulièrement crucial car il permet de déterminer l'autonomie du véhicule, ses performances, tout cela dans la mesure où la mise en route du moteur thermique est effectivement possible, ce qui peut par exemple être interdit dans certaines zones au trafic particulièrement dense ou à certaines périodes pour limiter la pollution.

Par ailleurs, il est nécessaire que les transferts de répartition de la puissance fournie par chacun des moteurs se fassent de manière « transparente » pour le conducteur, c'est-à-dire en ne produisant qu'un minimum de perturbations et d'à-coups.

Aussi, l'invention propose un véhicule automobile du type décrit précédemment, caractérisé en ce que, au moins

pour certains modes de fonctionnement de l'ensemble motopropulseur, l'unité centrale exécute une deuxième tâche au cours de laquelle est décidé l'arrêt ou le démarrage du moteur thermique, en ce que la première tâche et la deuxième tâche sont exécutées en parallèle, et en ce que la fréquence d'exécution de la deuxième tâche est inférieure à celle de la première tâche.

Selon d'autres caractéristiques de l'invention :

- le conducteur peut imposer à l'ensemble motopropulseur un mode de fonctionnement électrique dans lequel le moteur thermique est arrêté ;

- le conducteur peut imposer à l'ensemble motopropulseur un mode de fonctionnement de régénération dans lequel le moteur thermique est utilisé notamment pour assurer le rechargement de la batterie ;

- le conducteur peut imposer à l'ensemble motopropulseur un mode de fonctionnement hybride dans lequel l'unité centrale exécute la deuxième tâche au cours de laquelle est décidé l'arrêt ou le démarrage du moteur thermique ;

- la décision d'arrêt ou de démarrage du moteur thermique est prise notamment en fonction d'un niveau de charge de la batterie ;

- le démarrage du moteur thermique est décidé ou confirmé lorsque le niveau de charge de la batterie est inférieur à un niveau de seuil bas, et en ce que l'arrêt du moteur thermique est susceptible d'être décidé ou d'être confirmé lorsque le niveau de charge de la batterie est supérieur à un niveau de seuil haut ;

- la décision d'arrêt ou de démarrage du moteur thermique est prise notamment en fonction du couple instantané demandé par le conducteur ;

- la décision d'arrêt ou de démarrage du moteur thermique est prise notamment en fonction du couple moyen demandé par le conducteur pendant un intervalle de temps prédéterminé précédant de la décision ;-
- 5       - le démarrage du moteur thermique est décidé ou confirmé lorsque le couple instantané demandé par le conducteur est supérieur à un niveau de seuil haut, et en ce que l'arrêt du moteur thermique est susceptible d'être décidé ou d'être confirmé lorsque le couple instantané et le couple  
10       moyen demandés par le conducteur sont inférieurs à un niveau de seuil bas ;
  - l'arrêt du moteur thermique est décidé ou confirmé lorsque, à la fois, le niveau de charge de la batterie est supérieur à un niveau de seuil haut et le couple instantané et  
15       le couple moyen demandés par le conducteur sont inférieurs à un niveau de seuil bas ;
  - la décision d'arrêt ou de démarrage du moteur thermique est prise notamment en fonction d'un écart entre le couple demandé par le conducteur et le couple effectivement  
20       fourni par l'ensemble motopropulseur ;
  - en fonctionnement du mode de fonctionnement sélectionné par le conducteur, il est fixé un niveau de consigne de charge de la batterie ;
  - l'ensemble motopropulseur est un ensemble hybride  
25       en série dans lequel les roues motrices du véhicule sont entraînées exclusivement par le moteur électrique qui est alimentée par du courant électrique provenant soit de la batterie soit d'une génératrice entraînée par le moteur thermique ;
  - 30       - il est déterminé la puissance électrique à fournir à la batterie en fonction d'un écart entre les niveaux réel et de référence de la batterie, en tenant compte de valeurs limites

de puissance de charge et de décharge de la batterie ;

- le démarrage du moteur thermique est déterminé en fonction de la puissance électrique à fournir à la batterie, de la puissance électrique absorbée par le moteur électrique et en  
5 fonction d'un écart entre la valeur du couple demandé par le conducteur et la valeur du couple fourni par le moteur électrique ;

- il est déterminé un niveau de consigne de la puissance fournie par la génératrice en fonction de la puissance réelle  
10 fournie par la génératrice, de la puissance réelle fournie par la batterie, et de la puissance à fournir à la batterie, en tenant compte la puissance maximale susceptible d'être fournie par la génératrice ;

- il est déterminé une puissance électrique nécessaire  
15 en fonction du couple moteur demandé par le conducteur, en tenant compte, au moins lorsque ce couple est supérieur en valeur absolue à une valeur minimale, d'un rendement du moteur électrique ;

- il est déterminé une valeur de consigne du couple  
20 fourni par le moteur électrique en fonction du couple moteur demandé par le conducteur multiplié par, au moins lorsque la puissance électrique nécessaire est supérieure en valeur absolue à une valeur de seuil, du rapport de la puissance électrique susceptible d'être fournie au moteur électrique  
25 divisée par la puissance électrique nécessaire, la puissance électrique susceptible d'être fournie au moteur électrique tenant compte de la puissance électrique nécessaire, de la puissance réelle fournie par la génératrice, de la puissance susceptible d'être fournie par la batterie, et de la puissance  
30 maximale susceptible d'être absorbée par le moteur ;

- l'ensemble motopropulseur est un ensemble hybride en parallèle dans lequel le moteur électrique et le moteur

thermique entraînent chacun soit au moins une même roue motrice soit des roues motrices différentes ;

- l'ensemble motopropulseur fonctionne en mode de régénération, le moteur électrique ne délivre un couple moteur  
5 que si le conducteur provoque une hausse brutale du couple demandé ;

- lorsque l'ensemble motopropulseur fonctionne en mode de régénération, le moteur thermique est commandé pour fournir un couple maximal ;

10 - lorsque l'ensemble motopropulseur fonctionne en mode hybride et que le niveau de charge de la batterie est précédemment devenu inférieur à un niveau de seuil bas et n'a pas encore dépassé un niveau de seuil haut, le moteur thermique est commandé pour fournir un couple de consigne  
15 au moins égal à un couple optimal correspondant à des conditions de rendement optimales du moteur thermique ;

- lorsque l'ensemble motopropulseur fonctionne en mode hybride et que le couple instantané demandé par le conducteur est précédemment devenu supérieur à un niveau  
20 de seuil haut sans être redevenu inférieur à un niveau de seuil bas en même temps que le niveau moyen est inférieur au niveau de seuil bas, le moteur thermique est commandé pour fournir un couple de consigne au moins égal à une valeur filtrée du couple demandé par le conducteur ; et

25 - si une valeur filtrée du couple demandé par le conducteur est supérieure au couple maximal du moteur thermique, le moteur électrique est sollicité pour fournir, dans la mesure du possible, la quantité de couple manquante.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention  
30 apparaîtront à la lecture de la description détaillée qui suit pour la compréhension de laquelle on se reportera aux dessins annexés dans lesquels :



- la figure 1 est une vue schématique illustrant l'architecture d'un véhicule automobile à motorisation hybride, de type parallèle ;

- la figure 2 est une vue similaire à celle de la figure 1 illustrant un véhicule hybride de type série ;

- les figures 3A à 3K sont des organigrammes illustrant une première stratégie de gestion d'un véhicule hybride conforme aux enseignements de l'invention, plus particulièrement destinée à un véhicule hybride de type parallèle ; et

- les figures 4A à 4H illustrent un organigramme d'une stratégie de gestion selon l'invention, plus particulièrement destinée à un véhicule de type hybride en série.

Dans un véhicule à motorisation hybride en parallèle, du type de celle illustrée à la figure 1, un moteur thermique 10 et un moteur électrique 12 sont tous les deux susceptibles d'entraîner directement les roues motrices du véhicule.

Le moteur thermique 10 est généralement un moteur à combustion interne du type à pistons alternatifs ou à piston rotatif ou encore de type turbine. Il est alimenté en énergie sous forme chimique par un carburant liquide ou gazeux de type hydrocarbure.

Le moteur électrique 12 est relié électriquement à une batterie d'accumulateurs 16 porté par le véhicule, éventuellement par le biais d'un convertisseur onduleur 17. Les deux moteurs 10, 12 entraînent chacun en rotation un arbre d'entrée 18, 20 d'un organe de répartition de puissance 22 dont le ou les arbres de sortie 24 entraînent en rotation les roues motrices. L'organe de distribution de puissance 22 peut comporter par exemple une boîte de vitesses, un différentiel et on peut choisir d'interposer entre l'un au moins des moteurs et l'arbre d'entrée 18, 20 correspondant, un dispositif d'embrayage 25 qui permet d'accoupler ou de désaccoupler à

volonté le moteur par rapport à l'organe de distribution de puissance 22.

Le véhicule ainsi équipé peut donc être entraîné soit à l'aide du seul moteur thermique 10, soit à l'aide du seul moteur électrique 12, soit à l'aide des deux moteurs simultanément. Éventuellement, le moteur thermique peut voir sa puissance répartie entre d'une part l'entraînement des roues motrices 14, et d'autre part l'entraînement en rotation du moteur électrique « inversé » qui se transforme alors en une génératrice électrique susceptible de recharger la batterie d'accumulateurs 16.

De même, le moteur électrique 12 peut éventuellement être utilisé pour démarrer le moteur thermique 10.

Dans le véhicule hybride de type série qui est illustré à la figure 2, seul le moteur électrique 12 est relié directement aux roues motrices, éventuellement par le biais d'un organe de distribution de puissance (non représenté). Le moteur électrique 12 peut être alimenté en énergie électrique par la batterie d'accumulateurs 16 ou par une génératrice électrique 26 qui est entraînée par le moteur électrique 12.

Dans tous les cas, il peut être prévu des convertisseurs onduleur 17 et redresseur 19 si le moteur électrique doit être alimenté en courant alternatif.

De préférence, pour assurer la gestion de l'entraînement du véhicule, chacun des éléments principaux du véhicule est pourvu d'une unité locale de commande, chacune de ces unités locales étant à son tour commandée par une unité centrale de gestion qui permet de centraliser à la fois les informations concernant l'état de chacun des organes, des informations quant à l'état du véhicule et aussi des informations quant aux souhaits du conducteur.

L'unité centrale de gestion a notamment pour but de

commander les deux moteurs 10, 12 de manière à utiliser au mieux l'énergie du véhicule qui est stockée soit sous la forme électrique dans les batteries, soit sous la forme de carburant de type hydrocarbure. Cette gestion a aussi pour but de  
5 répondre à tout moment de la manière la plus satisfaisante possible aux souhaits du conducteur quant à l'accélération et à la décélération du véhicule, ce souhait étant de préférence représenté par un couple moteur  $C_{demandé}$  au niveau des roues motrices.

10 Deux tâches principales sont exécutées cycliquement par l'unité centrale de gestion, à savoir d'une part la décision du démarrage ou de l'arrêt du moteur thermique 10 et, d'autre part, la détermination des consignes du couple ou de la puissance que doivent fournir le moteur électrique et le moteur  
15 thermique pour assurer l'entraînement du véhicule conformément aux souhaits du conducteur.

Selon l'invention, ces deux tâches sont effectuées en parallèle et elles sont exécutées à des fréquences différentes.

Ainsi, la tâche consistant à déterminer les consignes de  
20 couple à fournir par le moteur électrique et le moteur thermique sera par exemple exécutée toutes les quarante millisecondes tandis que la tâche de décision du démarrage ou de l'arrêt du moteur thermique sera par exemple effectué toutes les secondes.

25 En découplant de la sorte ces deux tâches, on parvient à obtenir une gestion de la puissance fournie par l'ensemble motopropulseur constitué par les deux moteurs 10, 12 qui permet de répondre de manière quasi instantanée aux sollicitations du conducteur. De plus, en rendant la décision de  
30 démarrage et d'arrêt du moteur thermique indépendante de la gestion instantanée de la puissance, on évite de multiplier ces phases d'arrêt et de démarrage qui sont à la fois des sources

de pollution accentuées et des sources d'instabilité quant à la puissance totale fournie par les moteurs qui peut se traduire par des à-coups ressentis par le conducteur et les passagers du véhicule.

5 La stratégie de gestion du véhicule hybride selon l'invention sera plus particulièrement décrite ci-après selon deux modes de réalisation dont l'un est plus particulièrement adapté à un véhicule hybride de type parallèle illustré à la figure 1, et dont l'autre est plus particulièrement adapté à un  
10 véhicule hybride de type série illustré à la figure 2.

La première de ces deux stratégies fait appel à une série de variables qui sont regroupées et explicitées dans le tableau ci-dessous.

Notation	Signification	Unités
C1 à C4	Constantes permettant de calculer Cbas et Chaut en fonction de jauge_batterie	Nm
Cbas	Seuil de couple inférieur pour la détermination de th_roulage	Nm
Cdemandé	Couple demandé par le conducteur (positif pour l'accélération, négatif pour la décélération)	Nm
Cdemandé_filtre1	Valeur filtrée à temps de réponse rapide de Cdemandé	Nm
Cdemandé_filtre2	Valeur filtrée à temps de réponse lent de Cdemandé	Nm
Ce_ref	Consigne de couple du moteur électrique (Positif pour la traction, négatif pour le freinage récupératif)	Nm
Cel_freinage_max	Couple de freinage récupératif maximum admissible par le moteur électrique (négatif)	Nm
Cel_traction_max	Couple de traction maximum admissible par le moteur électrique (positif)	Nm
Cemax	Couple électrique maximum compte tenu de l'état de la batterie et de mode_selectionne (positif)	Nm
Cemin	Couple électrique minimum compte tenu de l'état de la batterie et de mode_selectionne (négatif)	Nm
Chaut	Seuil de couple supérieur pour la détermination de th_roulage	Nm
Ct_maximum	Couple maximum du moteur thermique, utilisé en mode Régénération	Nm
Ct_optimal	Couple du moteur thermique correspondant à sa consommation spécifique minimale	Nm
Ct_ref	Consigne de couple du moteur thermique (Positif pour la traction, négatif pour le frein moteur)	Nm
Ct_ref_int	Estimation intermédiaire de la valeur de Ct_ref	Nm
Ct_refl	Estimation intermédiaire de la valeur de Ct_ref	Nm
Cth_freinage_max	Couple de frein moteur maximum admissible par le moteur thermique (négatif)	Nm
Cth_traction_max	Couple de traction maximum admissible par le moteur thermique (positif)	Nm
Ctmax	Couple électrique maximum compte tenu de mode_selectionne (positif)	Nm
Ctmin	Couple électrique minimum compte tenu de mode_selectionne (négatif)	Nm
D_inf	Valeur intermédiaire dans le calcul de Ct_ref	Nm
D_sup	Valeur intermédiaire dans le calcul de Ct_ref	Nm
Demande_electrique	Demande de démarrage du moteur électrique	Booléen
Demande_thermique	Demande de démarrage du moteur thermique	Booléen
Hyst_mode_batterie	Grandeur intermédiaire pour la détermination de th_récupération	-

	(Electrique, Hybride)	
Hyst_mode_couple	Grandeur intermédiaire pour la détermination de th_roulage (Electrique, Hybride)	-
jaug_batterie	État de charge de la batterie de traction	%
Kickdown dmandé	Demande de complément d'accélération électrique ( mode Régénération)	Booléen
mode_selectionne	mode de fonctionnement sélectionné par le conducteur (Electrique, Hybride ou Régénération)	-
N	Vitesse de rotation du moteur électrique	rad/s
PbatMaxD	Puissance maximale de décharge de la batterie de traction (positive)	W
PbatmaxR	Puissance maximale de recharge de la batterie de traction (négative)	W
Re_inf	Valeur intermédiaire dans le calcul de Ct_ref (Cf. schéma ci-dessous)	Nm
Re_sup	Valeur intermédiaire dans le calcul de Ct_ref (Cf. schéma ci-dessous)	Nm
Rt_inf	Valeur intermédiaire dans le calcul de Ct_ref (Cf. schéma ci-dessous)	Nm
Rt_sup	Valeur intermédiaire dans le calcul de Ct_ref (Cf. schéma ci-dessous)	Nm
seuil_jauge_bas	Seuil bas de jauge batterie pour la détermination de th_récupération	%
seuil_jauge_haut	Seuil Haut de jauge batterie pour la détermination de th_récupération	%
th_récupération	Détermine si le moteur thermique contribue à recharger la batterie	Booléen
th_régénération	Détermine si le moteur thermique contribue à recharger fortement la batterie	Booléen
th_roulage	Détermine si le moteur thermique contribue à assurer le roulage	Booléen

Sur la figure 3A, on a illustré les deux tâches principales qui sont exécutées en parallèle l'une par rapport à l'autre, à des fréquences différentes. Bien entendu, les fréquences de 1 hertz et de 25 hertz données ici pour d'une part la tâche 1100 de décision de mise en route et d'arrêt du moteur thermique, et d'autre part la tâche 1200 détermination des consignes de couple des moteurs 10,12 sont des exemples non limitatifs qui permettent d'illustrer le choix selon lequel la seconde de ces fréquences est largement supérieure à la première.

Chacune des tâches 1100 et 1200 illustrées sur ces figures est décomposée en des tâches de niveau inférieur qui seront explicitées en référence aux figures 3B à 3K.

L'étape 1100 de décision de démarrage ou d'arrêt du moteur thermique est explicitée sur la figure 3B. Tout d'abord, aux étapes 1101 et 1102, il est calculé deux valeurs filtrées du couple Cdemandé demandé par le conducteur. Les filtres utilisés sont par exemple des filtres du premier ordre, de type passe-bas. La première valeur Cdemandé\_filtre1 correspond à une moyenne de Cdemandé sur un intervalle très court précédant l'instant du calcul et reste représentative de la

valeur instantanée  $C_{demandé}$ . Au contraire, la valeur  $C_{demandé\_filtre2}$  correspond à une valeur moyenne échantillonnée de  $C_{demandé}$  et elle est donc représentative d'une tendance à moyen terme de la demande de couple formulée par le  
5 conducteur.

Une fois ces deux valeurs calculées, sont exécutées trois tâches de niveau inférieur au cours desquelles sont déterminées des variables booléennes intermédiaires :  $th\_roulage$  (tâche 1110),  $th\_récupération$  (tâche 1120),  
10  $th\_régénération$ ,  $demande\_électrique$  et  $demande\_thermique$  (tâche 1130).

Ces tâches de niveau inférieur seront explicitées par la suite.

Une fois ces valeurs déterminées, il est effectué à  
15 l'étape 1103 un test pour vérifier si le moteur thermique 10 est disponible, c'est-à-dire s'il est en état de délivrer un couple moteur. Dans l'affirmative, les variables booléennes qui viennent d'être calculées sont conservées telles que, sinon, comme on peut le voir à l'étape 1104, les valeurs booléennes  
20  $th\_roulage$ ,  $th\_régénération$  et  $th\_récupération$  sont forcées à zéro.

La tâche 1110 de détermination de la valeur de la variable booléenne  $th\_roulage$  est décrite maintenant en référence à la figure 3C. A l'étape 1111, il est tout d'abord  
25 calculé deux niveaux de seuil  $C_{bas}$  et  $C_{haut}$  auxquels vont être comparées les valeurs filtrées du couple demandé. Ces valeurs de seuil sont notamment déterminées en fonction de l'état de charge  $jaug\_batterie$  de la batterie 16.

A l'étape 1112, on vérifie tout d'abord si la valeur filtrée  
30  $C_{demandé\_filtre1}$ , représentative du couple instantané demandé par le conducteur, est supérieure au niveau de seuil supérieur  $C_{haut}$ . Dans l'affirmative, une variable booléenne

intermédiaire hyst\_mode\_couple est forcée à la valeur « hybride » à l'étape 1113. Dans la négative, à l'étape 1114, on vérifie si les deux valeurs filtrées du couple demandé Cdemandé\_filtre1 et Cdemandé\_filtre2 sont inférieures  
5 simultanément au niveau inférieur de couple Cbas. Dans l'affirmative, la valeur booléenne hyst\_mode\_couple est forcée à l'étape 1115 à la valeur « électrique ». Dans la négative, la variable booléenne hyst\_mode\_couple n'est pas modifiée.

A l'étape 1116, on vérifie alors si la variable booléenne  
10 hyst\_mode\_couple est égale à la valeur « hybride ». Dans l'affirmative, la valeur booléenne th\_roulage est forcée à 1 à l'étape 1118. Dans la négative, la valeur booléenne th\_roulage est forcée à zéro à l'étape 1117.

La tâche 1120 de détermination de la valeur de la  
15 variable booléenne th\_récupération sera maintenant décrite en référence à la figure 3D. A l'étape 1121, il est tout d'abord vérifié si l'état de charge de la batterie 16, représentée par la variable jauge\_batterie, est inférieur à un niveau de seuil inférieur seuil\_jauge\_bas. Dans l'affirmative, une variable  
20 booléenne hyst\_mode\_batterie est forcée à la valeur « hybride » à l'étape 1122. Dans la négative, on vérifie à l'étape 1123 si la valeur jauge\_batterie est supérieure à un niveau de seuil supérieur seuil\_jauge\_haut. Dans l'affirmative, la variable booléenne hyst\_mode\_batterie est forcée à la  
25 valeur « électrique » à l'étape 1124. Dans la négative, la variable hyst\_mode\_batterie conserve la même valeur qu'au cours de l'exécution précédente de la tâche.

A l'étape 1125, il est vérifié si la variable  
hyst\_mode\_batterie est égale à la valeur « hybride ». Dans  
30 l'affirmative, la valeur th\_récupération est forcée à la valeur 1 à l'étape 1127. Dans la négative, cette variable est forcée à la valeur nulle à l'étape 1126.

La tâche 1130 est décrite en référence à la figure 3E. Cette tâche a pour but de déterminer la valeur des variables booléennes `th_régénération`, `demande_électrique` et `demande_thermique`.

5 Selon un aspect de l'invention, la stratégie de gestion de l'ensemble motopropulseur du véhicule hybride qui est ici proposée permet au conducteur de sélectionner un parmi trois modes de fonctionnement de l'ensemble motopropulseur.

Dans un mode électrique, le conducteur interdit  
10 l'utilisation du moteur thermique. Les variables booléennes `hyst_mode_couple` et `hyst_mode_batterie` sont forcées à la variable « électrique », la variable `demande_électrique` est forcée à la valeur « vrai », la variable `demande_thermique` est forcée à la valeur « faux » et la variable `th_régénération` est  
15 forcée à la valeur « 0 ».

Le conducteur peut aussi sélectionner un mode de fonctionnement en régénération de l'ensemble motopropulseur. Ce mode de fonctionnement impose à l'ensemble motopropulseur la mise en route du moteur thermique pour  
20 assurer, en plus de l'entraînement du véhicule, la recharge de la batterie 16. Les variables booléennes `hyst_mode_couple` et `hyst_mode_batterie` sont dans ce cas forcées à la valeur « hybride ». Les variables booléennes `demande_électrique` et `demande_thermique` sont forcées à la valeur « vrai » tandis  
25 que la variable `th_régénération` est forcée à la valeur « 1 ».

Le conducteur peut aussi sélectionner un mode de fonctionnement hybride de l'ensemble motopropulseur. Dans ce mode de fonctionnement, le moteur thermique 10 ne sera utilisé qu'en cas de besoin, ainsi que cela sera vu par la suite.

30 Dans ce mode, la variable `demande_électrique` est forcée à la valeur « vrai ». La variable `demande_thermique` est forcée à la valeur « vrai » si l'une ou l'autre des variables



hyst\_mode\_batterie et hyst\_mode\_couple sont égales à la valeur « hybride ». Sinon, la variable demande\_thermique est forcée à la valeur « faux ». La variable th\_régénération est forcée à la valeur « 0 ».

5 Il va maintenant être décrit, en référence aux figures 3F à 3K, la deuxième tâche principale 1200 de cette première stratégie de gestion d'un véhicule hybride, cette deuxième tâche étant exécutée à une fréquence suffisamment rapide pour pouvoir satisfaire la demande du conducteur.

10 Cette deuxième tâche 1200, qui consiste en la détermination des couples de consigne Ce\_ref et Ct\_ref du moteur électrique et du moteur thermique, comporte elle-même deux tâches de niveau inférieur 1210 et 1220 qui seront explicitées respectivement aux figures 3G à 3H et 3I à 3K.

15 Comme on peut le voir à la figure 3G, la tâche 1210 a pour but la détermination de couples moteur limite pour le moteur électrique et le moteur thermique. A l'étape 1211, il est tout d'abord vérifié si le moteur thermique est disponible. Dans l'affirmative, des variables de couple limite C<sub>tmax</sub> et C<sub>tmin</sub> du  
20 moteur thermique se voient attribuer respectivement les valeurs C<sub>th\_traction\_max</sub> et C<sub>th\_freinage\_max</sub> qui sont liées notamment au régime et à la température du moteur utilisé. Dans la négative, les valeurs de C<sub>tmax</sub> et C<sub>tmin</sub> sont forcées à zéro à l'étape 1213.

25 A l'étape 1214, il est ensuite vérifié si le moteur électrique est disponible. Dans la négative, les variables C<sub>emax</sub> et C<sub>emin</sub> sont forcées à zéro à l'étape 1217.

Dans l'affirmative, la variable C<sub>emin</sub> se voit attribuée à l'étape 1215 la plus grande de deux valeurs parmi :

30 - une valeur C<sub>el\_freinage\_max</sub>, qui dépend notamment de la tension d'alimentation et de la température du moteur ;

$$- P_{batmaxR} \times \frac{1}{N}$$

La valeur du couple maximum du moteur électrique est déterminée à la tâche 1216 qui est décomposée sur la figure 3H. En effet, il est tout d'abord testé à l'étape 1216a si la variable  $th_{régénération}$  est égale à 1, c'est-à-dire si le conducteur a sélectionné le mode de fonctionnement en régénération de l'ensemble motopropulseur. Dans l'affirmative, on peut voir que la valeur de  $C_{max}$  est forcée à zéro à l'étape 1216c, sauf si le conducteur, comme cela est vérifié à l'étape 1216b, effectue une manoeuvre de kickdown par laquelle il augmente de manière importante et rapide le couple demandé. Cette manoeuvre correspond généralement à un enfoncement rapide de la pédale d'accélérateur.

Dans ce cas, ou en cas de réponse négative au test de l'étape 1216a, la valeur  $C_{max}$  est fixée à l'étape 1216d à la plus petite des valeurs :

$$- P_{batmaxD} \times \frac{1}{N}$$
$$- C_{el\_traction\_max}$$

La tâche 1220 de calcul des consignes de couple  $C_{e\_ref}$  et  $C_{t\_ref}$  illustrée à la figure 3I comporte deux sous-tâches 1221 et 1222 qui seront décrites respectivement en regard des figures 3J et 3K. La sous-tâche 1221 consiste en le calcul d'une valeur intermédiaire  $C_{t\_ref\_int}$ . Pour cela, il est d'abord déterminé, à l'étape 1221a, une valeur  $C_{t\_ref1}$  qui est égale à la plus grande de trois valeurs :

$$- th_{roulage} \times C_{demandé}$$
$$- th_{régénération} \times C_{t\_maximum}$$
$$- th_{récupération} \times C_{t\_optimal}$$

A l'étape 1221c, cette variable  $C_{t\_ref1}$  est filtrée par un filtre du premier ordre de type passe-bas pour donner la variable intermédiaire  $C_{t\_ref\_int}$ .

L'étape 1222 d'ajustement de  $Ce_{ref}$  et de  $Ct_{ref}$  sera maintenant décrite en regard de la figure 3K. A l'étape 1222a, on fixe tout d'abord la valeur de  $Ct_{ref}$  à la valeur  $Ct_{ref\_int}$  déterminée plus haut. Puis, à l'étape 1222b, il est vérifié si  
5 cette valeur est supérieure à la valeur  $Ct_{max}$ . Dans l'affirmative, à l'étape 1222c,  $Ct_{ref}$  est forcée à la valeur  $Ct_{max}$  et  $Rt_{sup}$  est forcée à la valeur nulle. Dans la négative, à l'étape 1222d, la valeur de  $Rt_{sup}$  est fixée à la différence de  $Ct_{max}-Ct_{ref}$ .

10 Dans les deux cas de réponse à l'étape 1222b, il est ensuite vérifié à l'étape 1222e si la valeur de  $Ct_{ref}$  est inférieure à la valeur de  $Ct_{min}$ . Dans l'affirmative, à l'étape 1222f,  $Ct_{ref}$  est forcée à la valeur  $Ct_{min}$  et  $Rt_{inf}$  est forcée à zéro. Dans la négative,  $Rt_{inf}$  est fixée égale à la différence  
15 entre  $Ct_{ref}$  et  $Ct_{min}$  à l'étape 1222g.

Dans les deux cas de réponse à l'étape 1222e,  $Ct_{ref}$  est alors forcée à la valeur  $C_{dem}-Ct_{ref}$ ,  $Re_{sup}$  est forcée à la valeur  $C_{max}-Ce_{ref}$  et la variable  $Re_{inf}$  est forcée à la valeur  $Ce_{ref}-C_{min}$  à l'étape 1222h.

20 Ensuite à l'étape 1222i, il est vérifié si la valeur de  $Re_{sup}$  est négative. Dans la négative, il est procédé directement au passage 1222o. Dans l'affirmative, à l'étape 1222j, la variable  $D_{sup}$  est fixée à la valeur  $Rt_{sup}+Re_{sup}$ , la variable  $Ce_{ref}$  est fixée à la valeur  $C_{max}$ , la valeur  
25  $Re_{sup}$  est fixée à zéro et la variable  $Re_{inf}$  est fixée à la valeur de la différence entre  $C_{max}$  et  $C_{min}$ . Alors, à l'étape 1222k, on vérifie si la valeur  $D_{sup}$  est négative. Dans l'affirmative, à l'étape 1222l, la variable  $Ct_{ref}$  est fixée à la valeur  $Ct_{max}$  et la variable  $Rt_{sup}$  est fixée à zéro ; sinon, à  
30 l'étape 1222m, la variable  $Ct_{ref}$  est fixée à la valeur  $Ct_{max}-D_{sup}$  et la variable  $Rt_{sup}$  est fixée à la valeur  $D_{sup}$ .

Dans les deux cas de réponse à l'étape 1222k, ainsi

que dans le cas d'une réponse négative au test de l'étape 1222i, il est alors vérifié à l'étape 1222o si la variable Re\_inf est négative. Dans l'affirmative, à l'étape 1222p, la variable D\_inf est fixée à la valeur  $Rt\_inf + Re\_inf$ , la variable Ce\_ref est fixée égale à la valeur Cemin, la variable Re\_sup est fixée égale à la différence de Cemax moins Cemin et la variable Re\_inf est fixée à la valeur nulle.

Alors, à l'étape 1222q, il est vérifié si la variable D\_inf est négative. Dans l'affirmative, à l'étape 1222s, la variable Ct\_ref est fixée égale à la valeur Ctmin et la variable Rt\_inf est fixée à la valeur nulle. Dans la négative, la variable Ct\_ref est fixée égale à la valeur  $Ctmin + D\_inf$  et la variable Rt\_inf est fixée égale à la valeur D\_inf.

Dans la négative, il est procédé directement à la fin de la tâche.

Comme on peut le voir de la description détaillée de cette première stratégie de gestion du véhicule hybride, lorsque le conducteur a sélectionné le mode de fonctionnement hybride pour l'ensemble motopropulseur, le démarrage du moteur thermique est demandé, lors de la tâche 1130, si l'une des variables hyst\_mode\_batterie et hyst\_mode\_couple est égale à la valeur « hybride ». Si ni l'une, ni l'autre ne sont à la valeur hybride, le moteur thermique est arrêté.

Ainsi, on peut déduire de l'étape 1213 que le moteur thermique peut démarrer si le conducteur sollicite un couple demandé à la roue suffisamment élevé pour que la variable Cdemandé\_filtre1 soit supérieure au niveau du seuil haut Chaut. De même, on peut déduire des étapes 1122 et 1121 que le moteur thermique est démarré lorsque le niveau de charge de la batterie devient inférieur à un niveau de seuil inférieur. Toutefois, avec cette première stratégie, l'arrêt du

moteur thermique n'est provoqué que lorsqu'à la fois les conditions de l'étape 1114 et de l'étape 1123 sont vérifiées, c'est-à-dire lorsque la batterie atteint un état de charge supérieur à un niveau de seuil supérieur et lorsque, à la fois, 5 les valeurs filtrées instantanées et moyennes du couple demandé par le conducteur sont inférieures à un niveau de seuil bas.

Ainsi, selon cette stratégie, on voit que la décision de démarrage du moteur thermique dépend notamment du niveau 10 de charge de la batterie, du couple instantané demandé par le conducteur, et du couple moyen demandé par le conducteur.

On peut également constater que, lorsque l'ensemble motopropulseur fonctionne en mode hybride, la valeur du couple  $Ct\_ref$  qui sera demandé au moteur thermique dépend 15 des variables  $th\_roulage$  et  $th\_récupération$  déterminées par les tâches 1110 et 1120. Ainsi, lorsque le niveau de charge de la batterie est précédemment devenu inférieur à un niveau de seuil bas et qu'il n'a pas encore dépassé un niveau de seuil haut, il ressort de la tâche 1120 que la valeur de 20  $th\_récupération$  est égale à 1 de sorte que la valeur intermédiaire  $Ct\_ref1$  calculée à l'étape 1221b ne peut être inférieure au couple  $Ct\_optimal$  que fournit le moteur lorsqu'il est commandé dans des conditions de rendement optimales. La valeur  $Ct\_ref$  du couple de consigne imposé au moteur 25 thermique ne peut donc pas descendre en dessous d'un niveau correspondant à ce couple optimal.

Au contraire, toujours lorsque le conducteur a sélectionné le mode de fonctionnement hybride du groupe motopropulseur, il ressort de la tâche 1110 que, lorsque la 30 condition de l'étape 1112 a été remplie et tant que celle de l'étape 1114 ne l'a pas été, la valeur de la variable  $th\_roulage$  est égale à 1 si bien que, dans ces conditions, la valeur de

Ct\_ref1 calculée à l'étape 1221b ne peut être inférieure au couple demandé par le conducteur.

Par ailleurs, il ressort de la tâche 1222 que si la valeur filtrée Ct\_ref\_int du couple demandé par le conducteur dépasse le seuil C<sub>tmax</sub> du couple susceptible d'être fourni par le moteur thermique, le moteur électrique est sollicité à l'étape 1222h pour fournir le couple manquant, ceci dans la limite des possibilités du moteur électrique et de la batterie.

Il sera maintenant décrit plus particulièrement en référence aux figures 4A à 4H une deuxième stratégie de gestion d'un véhicule hybride selon l'invention destiné plus particulièrement à être appliqué dans le cadre d'un véhicule hybride de type série. Cette deuxième stratégie fait appel à une série de variables qui sont regroupées et explicitées dans le tableau ci-dessous.

Notation	Signification	Unités
Cdemandé ou Cdem	couple demandé par le conducteur (positif pour l'accélération, négatif pour la décélération)	Nm
Ce_ref	Consigne de couple du moteur électrique (Positif pour la traction, négatif pour le freinage récupératif)	Nm
Ecart_C	Ecart entre Cref et Cdemandé	Nm
Ecart_prestation	Valeur filtrée de Ecart_C	Nm
Ecart_soc	Ecart entre soc et soc_ref	%
GE_demandé	Demande de démarrage ou d'arrêt du moteur thermique pour entraîner la génératrice électrique	Booléen
Ibat	Courant débité par la batterie (décharge : positif, charge : négatif)	A
Ige	Courant débité par la génératrice électrique (positif)	A
Mode_sélectionné	Mode de fonctionnement sélectionné par le conducteur (Électrique, Hybride ou Régénération)	-
N	Vitesse de rotation du moteur électrique	rad/s
Pbat_demandé	Puissance demandée à la batterie de traction (décharge : positif, charge : négatif)	W
Pbat_possible	Part de Pbat_demandé que peut fournir la batterie	W
PbatmaxD	Puissance maximale de décharge de la batterie de traction (positive)	W
PbatmaxR	Puissance maximale de recharge de la batterie de traction (négative)	W
Pel	Puissance absorbée par le moteur électrique (traction: positif, freinage récupératif : négatif)	W
Pel_demandé	Puissance électrique nécessaire pour fournir Cdemandé	W
Pel_filtreA	Valeur filtrée à temps de réponse rapide de Pel	W
Pel_filtreB	Valeur filtrée à temps de réponse lent de Pel	W
Pel_possible	Part de Pel_demandé que le système peut fournir	W
Pge_demA	Estimation intermédiaire de la valeur de Pge_ref	W
Pge_demB	Valeur de la puissance demandée à la génératrice électrique déterminant Arrêt GE demandé et Démarrage GE demandé	W
Pge_max	Puissance maximale que peut fournir la génératrice électrique	W
Pge_mini	Puissance minimale que peut fournir la génératrice électrique	W
Pge_ref	Consigne de puissance de la génératrice électrique	W

Pmec	Puissance mécanique fournie par le moteur électrique	W
Pmec_demandé	Puissance mécanique à fournir correspondant à Cdemandé	W
Pmini	Seuil de valeur absolue de la puissance en deçà duquel R n'est pas calculé	W
Pmoteur_max	Puissance maximale que peut absorber ou restituer le moteur électrique	W
R	Rendement du moteur électrique utilisé en génératrice	-
R_filtre	Valeur filtrée de R	-
soc	Etat de charge de la batterie de traction ( <i>state of charge</i> )	%
soc_ref	Etat de charge de référence de la batterie de traction	%
U	Tension de la batterie de traction	%

Comme on peut le voir sur la figure 4A, l'unité centrale de gestion de l'ensemble motopropulseur est chargée de l'exécution de trois tâches principales. La première 2100 de ces tâches consiste ici dans la détermination de la consigne de couple du moteur électrique. Elle est exécutée par exemple toutes les quarante millisecondes, c'est-à-dire à une fréquence de 25 hertz. En parallèle, est exécutée la deuxième tâche 2200 qui consiste en la décision de démarrage ou d'arrêt du moteur thermique. Sa période est d'une seconde et sa fréquence de 1 hertz.

Il est par ailleurs prévu une troisième tâche principale 2300, elle aussi exécutée en parallèle, et au cours de laquelle est déterminée la consigne de puissance de la génératrice électrique Pge\_ref. Sa période d'exécution est par exemple de 500 millisecondes, correspondant à une fréquence de 2 hertz pour tenir compte de l'inertie de l'ensemble formée par le moteur thermique et la génératrice.

La première de ces tâches principales est décrite en référence à la figure 4B. Comme on peut le voir sur cette figure, la tâche 2100 de détermination de la consigne de couple du moteur électrique Ce\_ref commence par l'exécution de la sous-tâche 2110 de calcul de la puissance électrique nécessaire Pel\_demandé.

Cette sous-tâche est décrite en référence à la figure 4C. Tout d'abord, à l'étape 2111, il est déterminé la valeur Pel de la puissance absorbée par le moteur électrique. Cette

puissance est positive lorsque le moteur assure l'entraînement du véhicule et elle est négative lorsque, au cours d'un ralentissement du véhicule, le moteur électrique est utilisé en tant que génératrice pour recharger la batterie 16. Cette valeur  
5  $P_{el}$  est égale à la tension du réseau d'alimentation électrique multiplié par la somme des courants fournis par la batterie d'une part et par la génératrice électrique d'autre part.

A l'étape 2112, la puissance mécanique fournie par le moteur électrique  $P_{mec}$  est définie comme étant le produit du  
10 couple de consigne  $C_{e\_ref}$  par la vitesse de rotation  $N$  du moteur électrique 12. A l'étape 2113, la puissance mécanique demandée  $P_{mec\_demandé}$  est définie comme étant égale au couple  $C_{demandé}$  par le conducteur multiplié par la vitesse  $N$  de rotation du moteur électrique. A l'étape 2114, il est  
15 déterminé si la valeur absolue de la puissance mécanique  $P_{mec}$  est supérieure à une valeur de seuil  $P_{mini}$ . Dans l'affirmative, on définit à l'étape 2115 un rendement du moteur électrique qui est égal à la valeur absolue du rapport de la puissance électrique  $P_{el}$  divisée par la puissance mécanique  
20  $P_{mec}$ . Dans la négative, la valeur de ce rendement est fixée arbitrairement à 1 à l'étape 2116.

A l'étape 2117, il est déterminé une valeur filtrée  $R_{filtre}$  de ce rendement, par exemple à l'aide d'un filtre du premier ordre.

25 A l'étape 2118, la puissance électrique demandée  $P_{el\_demandé}$  est déterminée comme étant le produit de la valeur filtrée du rendement par la puissance mécanique demandée.

L'exécution de la tâche 2100 de détermination de la  
30 consigne de couple du moteur électrique se poursuit alors à l'étape 2101 au cours de laquelle on vérifie si la valeur absolue de la puissance électrique demandée est supérieure à



un niveau de seuil  $P_{\text{mini}}$ . Dans la négative, le couple de consigne  $Ce_{\text{ref}}$  est fixé égal au couple demandé par le conducteur. Dans l'affirmative, il est d'abord déterminé la puissance  $P_{\text{ge}}$  fournie par la génératrice. Si celle-ci débite un  
5 courant  $I_{\text{ge}}$ , cette puissance vaut  $U$  fois  $I_{\text{ge}}$ .

A l'étape 2103, il est calculé la puissance de traction que doit fournir la batterie 16. Cette valeur  $P_{\text{bat\_demandé}}$  est égale à la puissance électrique nécessaire pour fournir le couple demandé moins la puissance fournie par la génératrice.  
10 A l'étape 2104, on détermine la puissance susceptible d'être fournie par la batterie comme étant la valeur minimale entre les deux valeurs suivantes :

- la puissance maximale de décharge de la batterie ( $P_{\text{batmaxD}}$ ) et
- 15 - la valeur minimale entre
  - \* la puissance demandée à la batterie ( $P_{\text{bat\_demandé}}$ ) ;
  - \* la puissance maximale de recharge de la batterie ( $P_{\text{batmaxR}}$ ).

20 A l'étape 2105, il est alors déterminé la puissance électrique que peut fournir le système, cette valeur étant la plus petite des deux valeurs suivantes :

- la puissance maximale du moteur thermique  $P_{\text{moteur\_max}}$  ; et
- 25 - la somme de la puissance susceptible d'être fournie par la batterie ( $P_{\text{bat\_possible}}$ ) avec la puissance fournie par la génératrice  $P_{\text{ge}}$ .

Alors à l'étape 2106, le couple de référence  $Ce_{\text{ref}}$  est déterminé comme étant le produit du couple demandé par le  
30 conducteur par le rapport de la puissance électrique que peut fournir le système divisée par la puissance électrique demandée.

La deuxième tâche principale 2200 de cette seconde stratégie de gestion d'un véhicule hybride consiste en la décision de démarrage ou d'arrêt du moteur thermique. Comme on peut le voir à la figure 4C, cette tâche 2200 commence par l'exécution de la tâche 2310 de calcul de la puissance de recharge de la batterie qui est illustrée à la figure 4G. Comme on peut le voir sur cette figure, il est donc déterminé, aux étapes 2312, 2313, 2314 un état de charge de référence Soc\_ref en fonction du mode de fonctionnement sélectionné par le conducteur du véhicule. A l'étape 2315, il est déterminé une valeur d'écart entre cet état de charge de référence Soc\_ref et l'état de charge réel. A l'étape 2316, la puissance batterie demandée est définie comme étant une valeur filtrée de cet écart, par exemple par un filtre du premier ordre.

Toutefois, à l'étape 2317, il est vérifié que cette valeur calculée de la puissance de recharge de la batterie n'excède pas les puissances limites de charge et de décharge de la batterie, auquel cas la puissance de recharge de la batterie est forcée à l'une de ces valeurs limites.

La tâche de décision de démarrage ou d'arrêt du moteur thermique se poursuit alors à l'étape 2201 dans laquelle est déterminée la puissance électrique  $P_{el}$  de la même manière que vu plus haut à l'étape 2111. Cette puissance électrique est filtrée par un filtre du premier ordre pour obtenir à l'étape 2202 la variable  $P_{el\_filtreB}$ .

Il est ensuite procédé à un calcul de l'écart entre le couple demandé par le conducteur et le couple effectivement appliqué aux roues motrices par le moteur électrique. Ce calcul de la valeur écart\_prestation fait l'objet de la tâche 2210 illustrée à la figure 4E dans laquelle on peut voir que cette valeur est obtenue par le filtrage au travers d'un filtre de premier ordre de la différence entre le couple demandé par le

conducteur  $C_{demandé}$  et le couple fourni par le moteur électrique  $Ce_{ref}$ .

La tâche de décision du démarrage ou de l'arrêt du moteur thermique se poursuit à l'étape 2203 en déterminant la valeur de la puissance demandée à la génératrice électrique  $P_{ge\_demB}$ . Cette valeur est égale à une somme pondérée des valeurs précédemment calculées  $P_{bat\_demandé}$ ,  $P_{el\_filtreB}$  et  $Ecart\_prestation$ . À l'étape 2204, il est vérifié si cette valeur  $P_{ge\_demB}$  est supérieure à une valeur de seuil  $P_{ge\_mini}$  et si, en même temps, le mode de fonctionnement sélectionné par le conducteur est différent du moteur électrique. Si cette double condition est vérifiée, alors la variable booléenne  $GE_{demandé}$  est forcée à la valeur « vrai » et le moteur thermique est alors démarré pour fournir du courant électrique. Au contraire, si la double condition de l'étape 2204 n'est pas remplie, la variable  $GE_{demandé}$  est forcée à la valeur « faux » à l'étape 2206 si bien que le moteur thermique est commandé à l'arrêt.

Lorsque le moteur thermique est démarré, il est alors possible de le commander pour qu'il entraîne la génératrice électrique de telle manière que celle-ci produise une puissance suffisante. A cet effet, il est calculé à la tâche 2300 une valeur de consigne de la puissance de la génératrice électrique  $P_{ge\_ref}$ . Cette tâche, illustrée à la figure 4F, commence par l'exécution de la tâche de niveau inférieur 2310 qui a été décrite précédemment et qui consiste en le calcul de la puissance de recharge de la batterie. Ensuite, à l'étape 2301, il est calculé la puissance électrique  $P_{el}$  absorbée par le moteur électrique de la même manière que cela a été vu aux étapes 2201 et 2111. Cette valeur est alors filtrée à l'étape 2302, par exemple par un filtre du premier ordre, pour donner une valeur intermédiaire  $P_{el\_filtreA}$ . A l'étape 2303, il est

déterminé la somme pondérée  $P_{ge\_demA}$  de la puissance de recharge de la batterie  $P_{bat\_demandé}$  avec la valeur  $P_{el\_filtreA}$  calculée à l'étape 2302. A l'étape 2304, la puissance de consigne de la génératrice électrique  $P_{ge\_ref}$  est  
5 définie comme étant la plus petite de la valeur  $P_{ge\_demA}$ , calculée à l'étape 2303, et de la puissance maximale susceptible d'être fournie par la génératrice  $P_{ge\_max}$ .

Comme on peut le voir des étapes 2203, 2204, 2205 et 2206, la décision d'un démarrage du moteur thermique dépend  
10 notamment des trois paramètres suivants :

- l'état de charge de la batterie, car la valeur  $P_{bat\_demandé}$  est calculée notamment en fonction de l'écart entre l'état de charge réel de la batterie et un état de charge de référence (voir étapes 2315, 2316, 2317) ;
- 15 - le couple moteur demandé, car la valeur  $Ecart\_prestation$  dépend bien entendu de ce couple demandé (voir étapes 2211 et 2212) ; et
- l'écart entre la prestation fournie par le système et celle demandée par le conducteur.

20

## REVENDICATIONS

1. Véhicule automobile à motorisation hybride, du type dans lequel un ensemble motopropulseur comporte un moteur électrique (12) et un moteur thermique (10) qui sont susceptibles de contribuer à l'entraînement du véhicule, et du type dans lequel une unité centrale de gestion exécute une première tâche (1200, 2100) comportant la détermination du couple que doit fournir chaque moteur pour que l'ensemble motopropulseur fournisse au véhicule un couple moteur conforme à un couple demandé ( $C_{demandé}$ ) par le conducteur du véhicule, et du type dans lequel le moteur thermique (10) est susceptible d'être arrêté, le véhicule étant alors entraîné par le seul moteur électrique (12) alimenté en courant électrique par une batterie d'accumulateurs (16),

caractérisé en ce que, au moins pour certains modes de fonctionnement (hybride) de l'ensemble motopropulseur, l'unité centrale exécute une deuxième tâche (1100, 2200) au cours de laquelle est décidé l'arrêt ou le démarrage du moteur thermique, en ce que la première tâche et la deuxième tâche sont exécutées en parallèle et en ce que la fréquence d'exécution de la deuxième tâche est inférieure à celle de la première tâche.

2. Véhicule automobile selon la revendication 1, caractérisé en ce que le conducteur peut imposer à l'ensemble motopropulseur un mode de fonctionnement électrique dans lequel le moteur thermique (10) est arrêté.

3. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que le conducteur peut imposer à l'ensemble motopropulseur un mode de fonctionnement de régénération dans lequel le moteur thermique (10) est utilisé notamment pour assurer le

rechargement de la batterie (16).

4. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que le conducteur peut imposer à l'ensemble motopropulseur un mode de fonctionnement hybride dans lequel l'unité centrale exécute la deuxième tâche au cours de laquelle est décidé l'arrêt ou le démarrage du moteur thermique.

5. Véhicule automobile selon la revendication 4, caractérisé en ce que la décision d'arrêt ou de démarrage du moteur thermique (10) est prise notamment en fonction d'un niveau de charge (jauge\_batterie, soc) de la batterie (16).

6. Véhicule automobile selon la revendication 5, caractérisé en ce que le démarrage du moteur thermique (10) est décidé ou confirmé lorsque le niveau de charge (jauge\_batterie) de la batterie (16) est inférieur à un niveau de seuil bas (seuil\_jauge\_bas), et en ce que l'arrêt du moteur thermique (10) est susceptible d'être décidé ou d'être confirmé lorsque le niveau de charge de la batterie est supérieur à un niveau de seuil haut (seuil\_jauge\_bas).

7. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications 4 à 6, caractérisé en ce que la décision d'arrêt ou de démarrage du moteur thermique (10) est prise notamment en fonction du couple instantané (Cdemandé\_filtre1) demandé par le conducteur.

8. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications 4 à 7, caractérisé en ce que la décision d'arrêt ou de démarrage du moteur thermique (10) est prise notamment en fonction du couple moyen (Cdemandé\_filtre2) demandé par le conducteur pendant un intervalle de temps prédéterminé précédant de la décision.

9. Véhicule automobile selon la revendication 7 prise en combinaison avec la revendication 8, caractérisé en ce que le

démarrage du moteur thermique (10) est décidé ou confirmé lorsque le couple instantané (Cdemandé\_filtre1) demandé par le conducteur est supérieur à un niveau de seuil haut (Chaut), et en ce que l'arrêt du moteur thermique (10) est susceptible d'être décidé ou d'être confirmé lorsque le couple instantané (Cdemandé\_filtre1) et le couple moyen (Cdemandé\_filtre2) demandés par le conducteur sont inférieurs à un niveau de seuil bas (Cbas).

10 10. Véhicule automobile selon la revendication 6 prise en combinaison avec la revendication 9, caractérisé en ce que l'arrêt du moteur thermique (10) est décidé ou confirmé lorsque, à la fois, le niveau de charge (jauge\_batterie) de la batterie (16) est supérieur à un niveau de seuil haut (seuil\_jauge\_haut) et le couple instantané (Cdemandé\_filtre1) et le couple moyen (Cdemandé\_filtre2) demandés par le conducteur sont inférieurs à un niveau de seuil bas (Cbas).

11. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications 4 à 10, caractérisé en ce que la décision d'arrêt ou de démarrage du moteur thermique (10) est prise notamment en fonction d'un écart (Ecart\_prestation) entre le couple demandé (Cdemandé) par le conducteur et le couple effectivement fourni par l'ensemble motopropulseur.

12. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications précédentes prise en combinaison avec l'une au moins des revendications 2 à 4, caractérisé en ce que, en fonctionnement du mode de fonctionnement sélectionné par le conducteur, il est fixé un niveau de consigne de charge (soc\_ref) de la batterie (16).

13. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'ensemble motopropulseur est un ensemble hybride série dans lequel les roues motrices du véhicule sont entraînées exclusivement par

le moteur électrique (12) qui est alimenté par du courant électrique provenant de la batterie (16) qui est rechargée par une génératrice (26) entraînée par le moteur thermique (10).

14. Véhicule automobile selon la revendication 13 prise en combinaison avec la revendication 12, caractérisé en ce qu'il est déterminé la puissance électrique ( $P_{bat\_demandé}$ ) à fournir à la batterie (16) en fonction d'un écart ( $E_{cart\_soc}$ ) entre les niveaux réel ( $soc$ ) et de référence ( $soc\_ref$ ) de charge de la batterie, en tenant compte de valeurs limites de puissance de charge ( $P_{batmaxR}$ ) et de décharge ( $P_{batmaxD}$ ) de la batterie (16).

15. Véhicule automobile selon la revendication 14, caractérisé en ce que le démarrage du moteur thermique (10) est déterminé en fonction de la puissance électrique ( $P_{bat\_demandé}$ ) à fournir à la batterie (16), de la puissance électrique absorbée ( $P_{el\_filtreB}$ ) par le moteur électrique (12) et en fonction d'un écart ( $E_{cart\_prestation}$ ) entre la valeur du couple demandé par le conducteur et la valeur du couple fourni par le moteur électrique (12).

16. Véhicule automobile selon la revendication 14 ou 15, caractérisé en ce qu'il est déterminé un niveau de consigne ( $P_{ge\_ref}$ ) de la puissance fournie par la génératrice (26) en fonction de la puissance réelle ( $U \cdot I_{ge}$ ) fournie par la génératrice (26), de la puissance réelle ( $U \cdot I_{bat}$ ) fournie par la batterie (16), et de la puissance ( $P_{bat\_demandé}$ ) à fournir à la batterie (16), en tenant compte la puissance maximale ( $P_{ge\_max}$ ) susceptible d'être fournie par la génératrice (26).

17. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications précédentes 13 à 15, caractérisé en ce qu'il est déterminé une puissance électrique nécessaire ( $P_{el\_demandé}$ ) en fonction du couple moteur ( $C_{demandé}$ ) demandé par le conducteur, en tenant compte, au moins lorsque ce couple est



supérieur en valeur absolue à une valeur minimale, d'un rendement du moteur électrique (R).

18. Véhicule automobile selon la revendication 16, caractérisé en ce qu'il est déterminé une valeur de consigne (Cref) du couple fourni par le moteur électrique (12) en fonction du couple moteur demandé par le conducteur multiplié par, au moins lorsque la puissance électrique nécessaire ( $P_{el\_demandé}$ ) est supérieure en valeur absolue à une valeur de seuil ( $P_{mini}$ ), du rapport de la puissance électrique ( $P_{el\_possible}$ ) susceptible d'être fournie au moteur électrique (12) divisée par la puissance électrique nécessaire ( $P_{el\_possible}$ ), la puissance électrique ( $P_{el\_possible}$ ) susceptible d'être fournie au moteur électrique (12) tenant compte de la puissance électrique nécessaire ( $P_{el\_demandé}$ ), de la puissance réelle ( $P_{ge}$ ) fournie par la génératrice, de la puissance ( $P_{bat\_possible}$ ) susceptible d'être fournie par la batterie (16), et de la puissance maximale ( $P_{moteur\_max}$ ) susceptible d'être absorbée par le moteur.

19. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications 1 à 12, caractérisé en ce que l'ensemble motopropulseur est un ensemble hybride en parallèle dans lequel le moteur électrique (12) et le moteur thermique (10) entraînent chacun soit au moins une même roue motrice soit des roues motrices différentes.

20. Véhicule automobile selon la revendication 19 prise en combinaison avec la revendication 3, caractérisé en ce que lorsque l'ensemble motopropulseur fonctionne en mode de régénération, le moteur électrique (10) ne délivre un couple moteur que si le conducteur provoque une hausse brutale du couple demandé (kickdown).

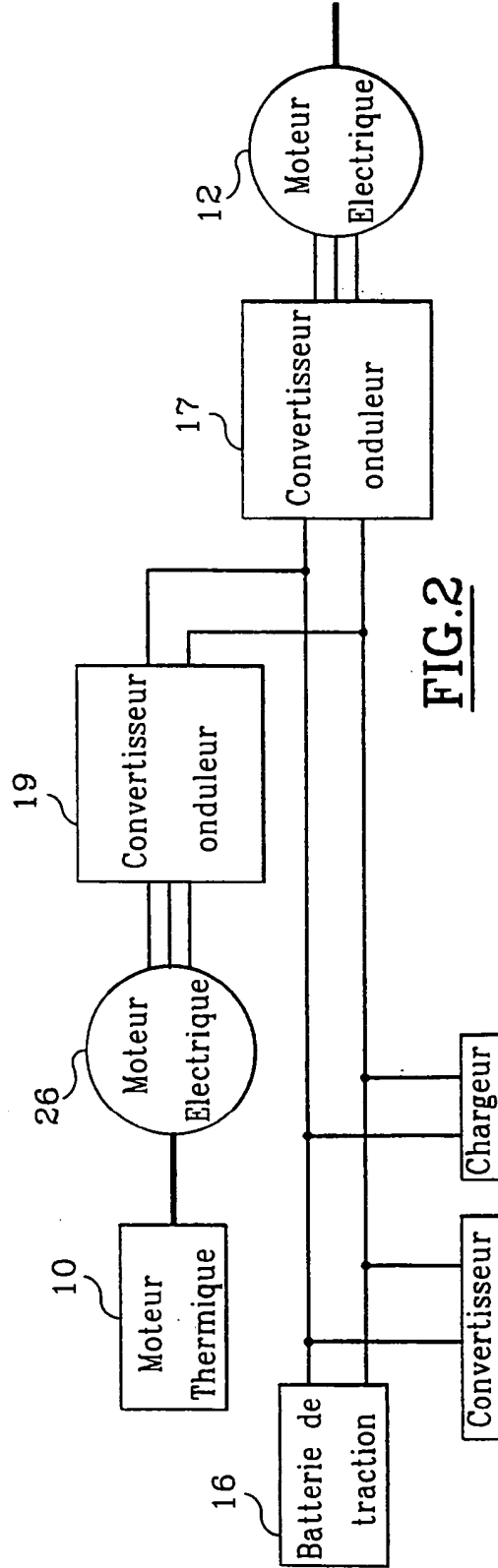
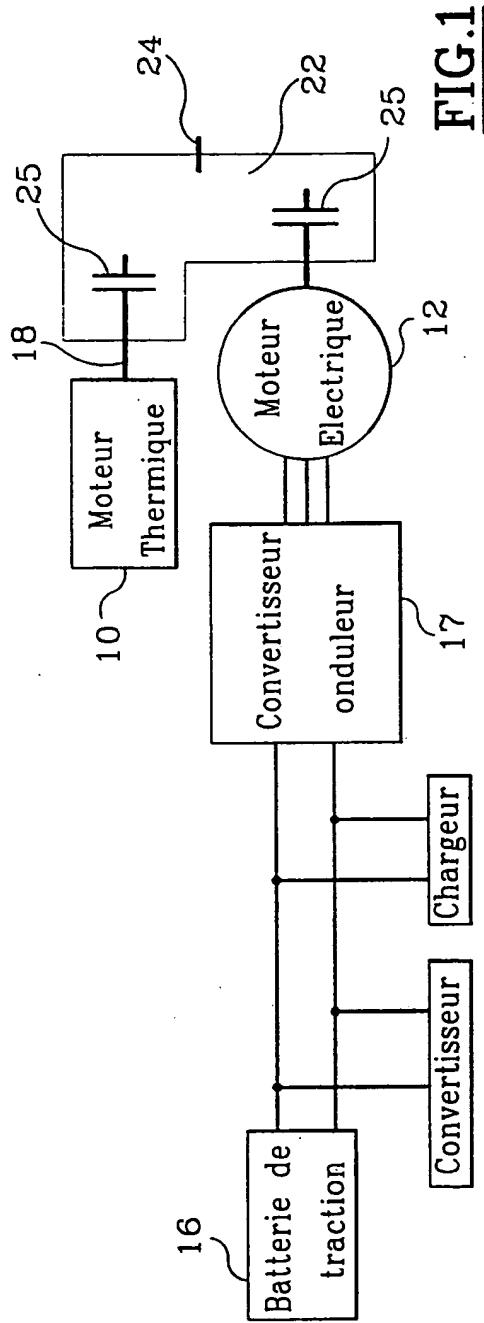
21. Véhicule automobile selon l'une des revendications 19 ou 20 prise en combinaison avec la revendication 3,

caractérisé en ce que lorsque l'ensemble motopropulseur fonctionne en mode de régénération, le moteur thermique (10) est commandé pour fournir un couple maximal ( $Ct\_maximum$ ).

22. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications 19 à 21 prise en combinaison avec la revendication 4, caractérisé en ce que lorsque l'ensemble motopropulseur fonctionne en mode hybride et que le niveau de charge ( $jauge\_batterie$ ) de la batterie (16) est précédemment devenu inférieur à un niveau de seuil bas ( $seuil\_jauge\_bas$ ) et n'a pas encore dépassé un niveau de seuil haut ( $seuil\_jauge\_haut$ ), le moteur thermique (10) est commandé pour fournir un couple de consigne ( $Ct\_ref1$ ) au moins égal à un couple optimal ( $Ct\_optimal$ ) correspondant à des conditions de rendement optimales du moteur thermique.

23. Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications précédentes 19 à 22 prise en combinaison avec la revendication 4, caractérisé en ce que lorsque l'ensemble motopropulseur fonctionne en mode hybride et que le couple instantané ( $Cdemandé\_filtre1$ ) demandé par le conducteur est précédemment devenu supérieur à un niveau de seuil haut ( $Chaut$ ) sans être redevenu inférieur à un niveau de seuil bas ( $Cbas$ ) en même temps que le niveau moyen ( $Cdemandé\_filtre2$ ) est inférieur au niveau de seuil bas ( $Cbas$ ), le moteur thermique (10) est commandé pour fournir un couple de consigne au moins égal à une valeur filtrée du couple demandé par le conducteur.

24 Véhicule automobile selon l'une quelconque des revendications précédentes 19 à 23, caractérisé en ce que, si une valeur filtrée ( $Ct\_ref\_int$ ) du couple demandé par le conducteur est supérieure au couple maximal ( $Ct\_max$ ) du moteur thermique (10), le moteur électrique (12) est sollicité pour fournir, dans la mesure du possible, la quantité de couple manquante ( $Cdem - Ctref$ ).



2/20

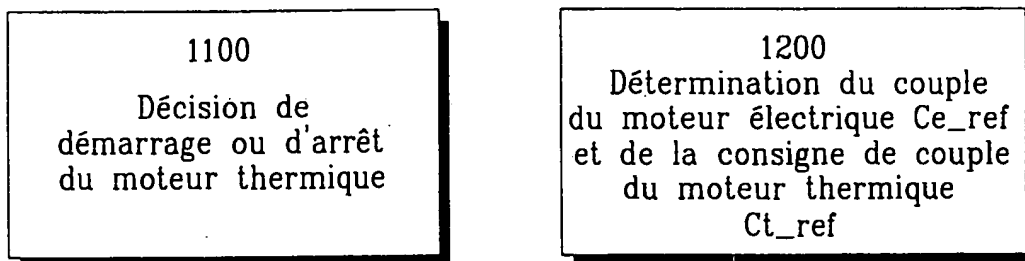
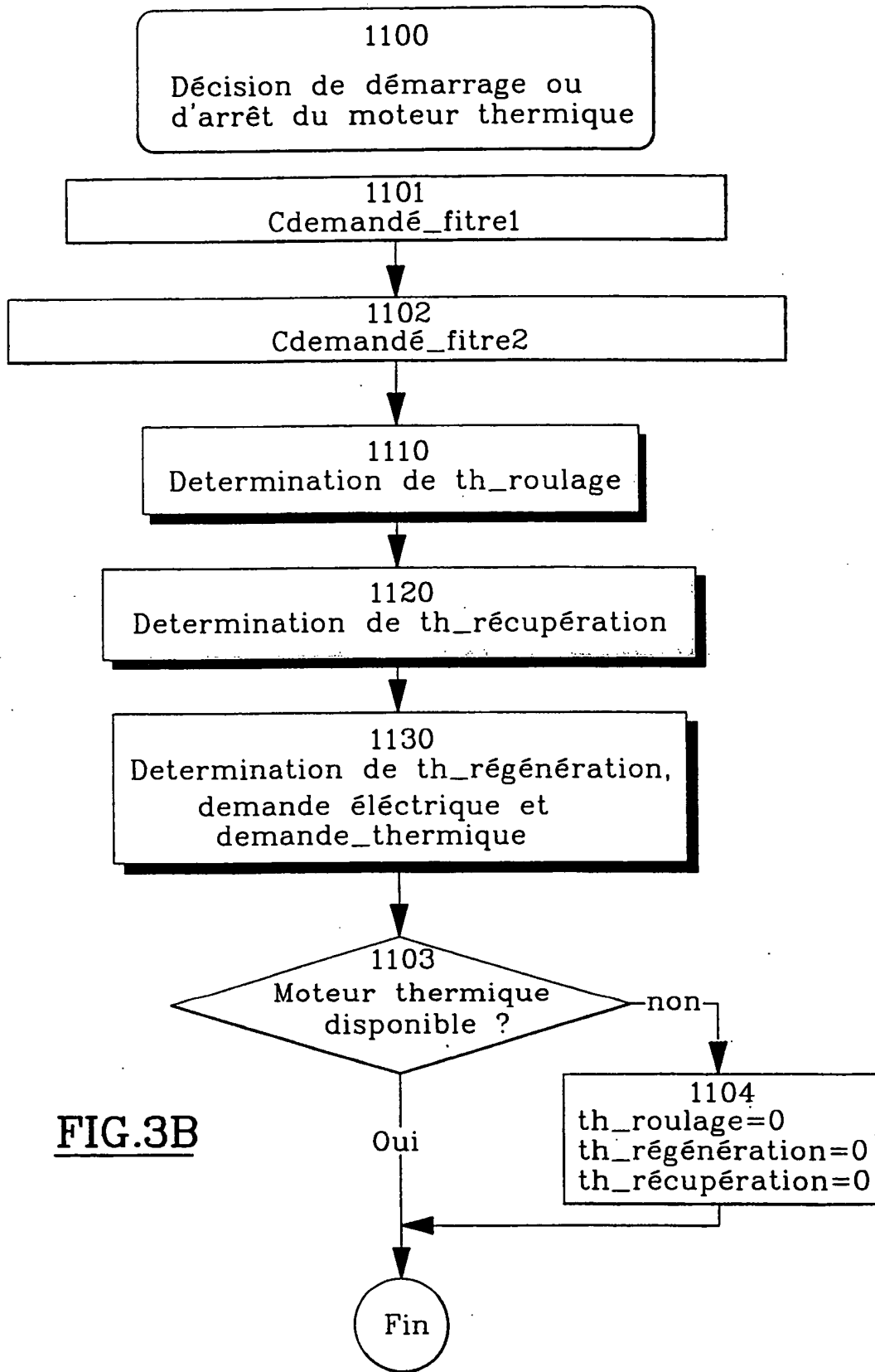


FIG.3A

3/20



**FIG.3B**

4 / 20

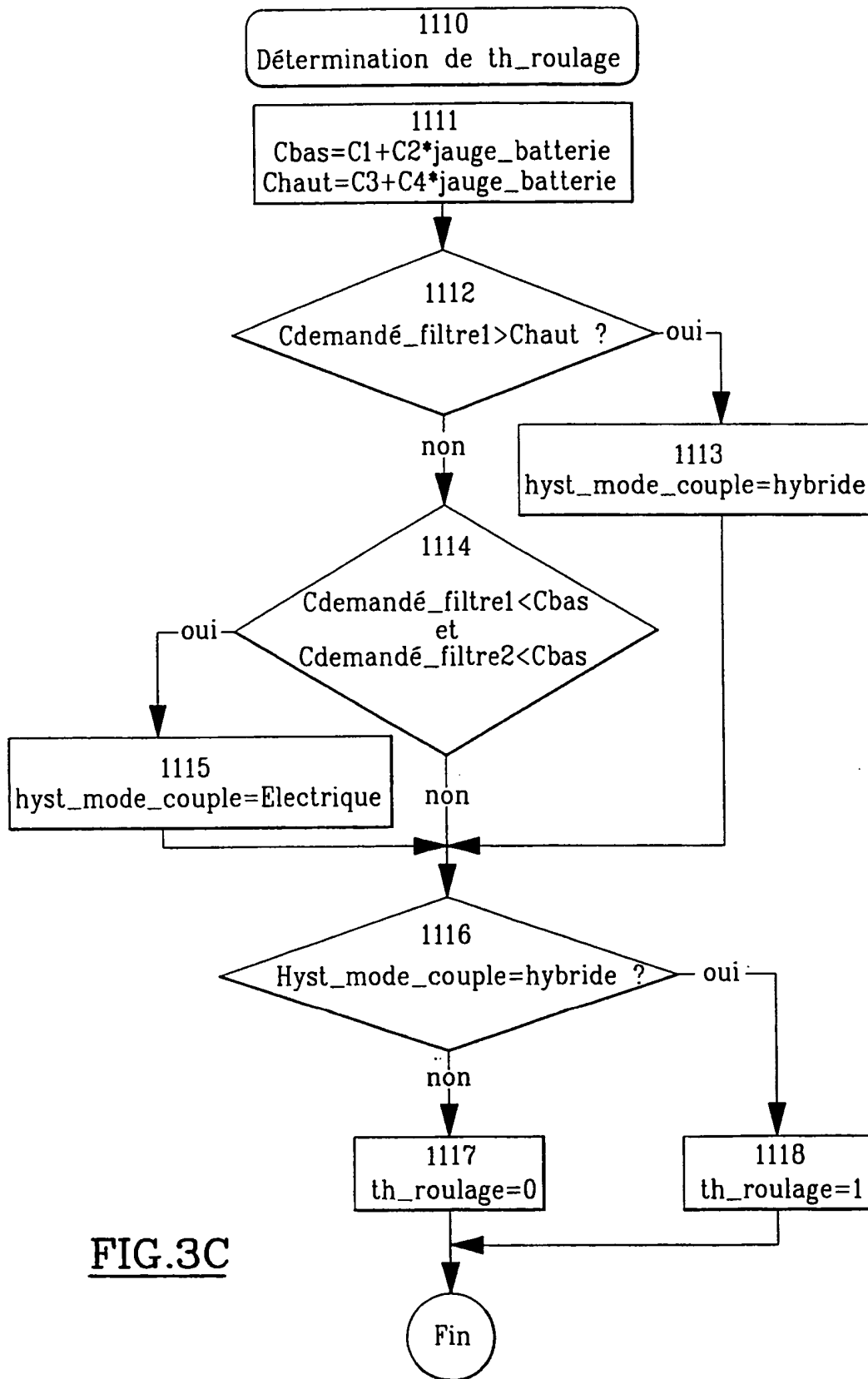
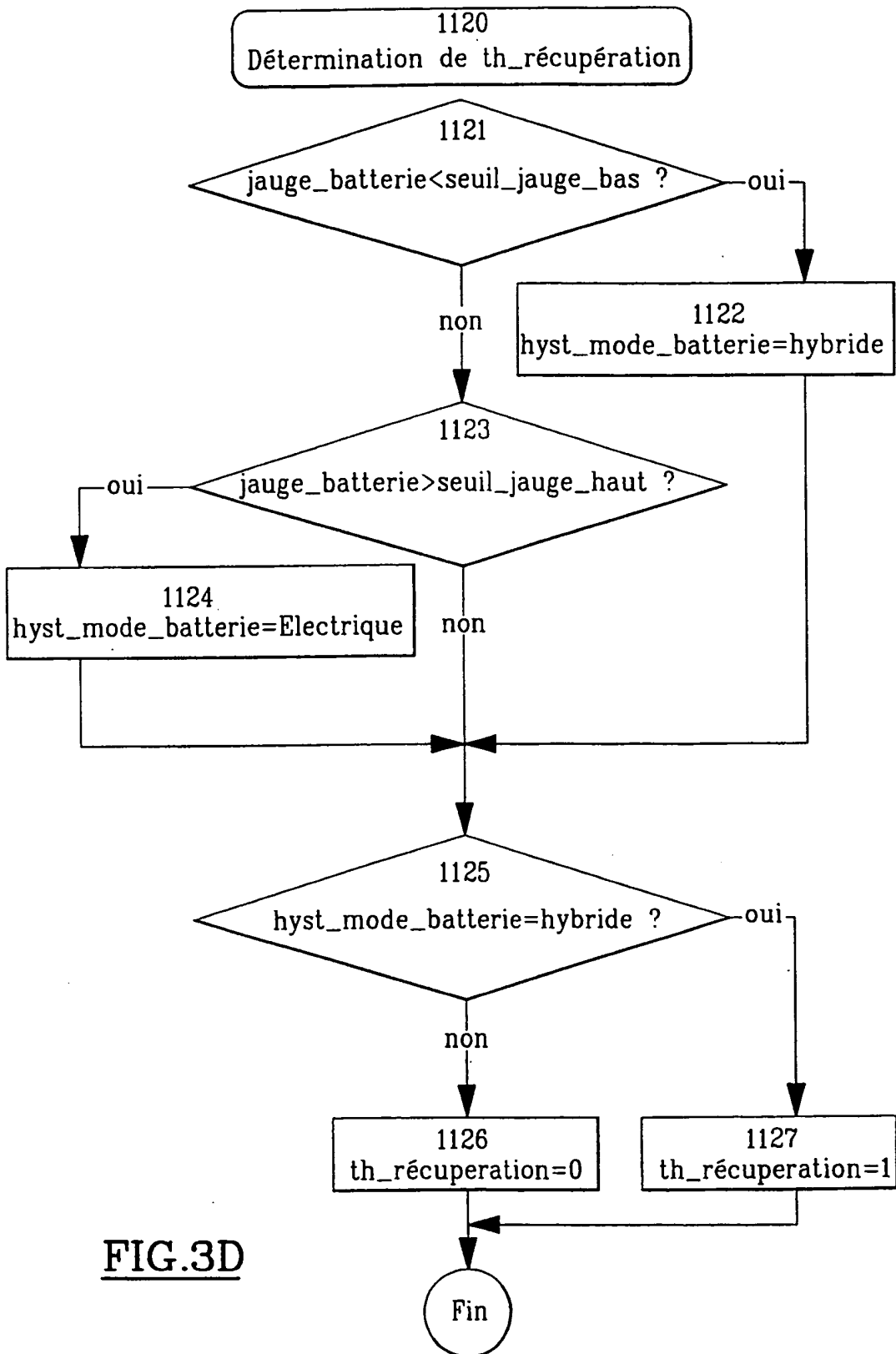


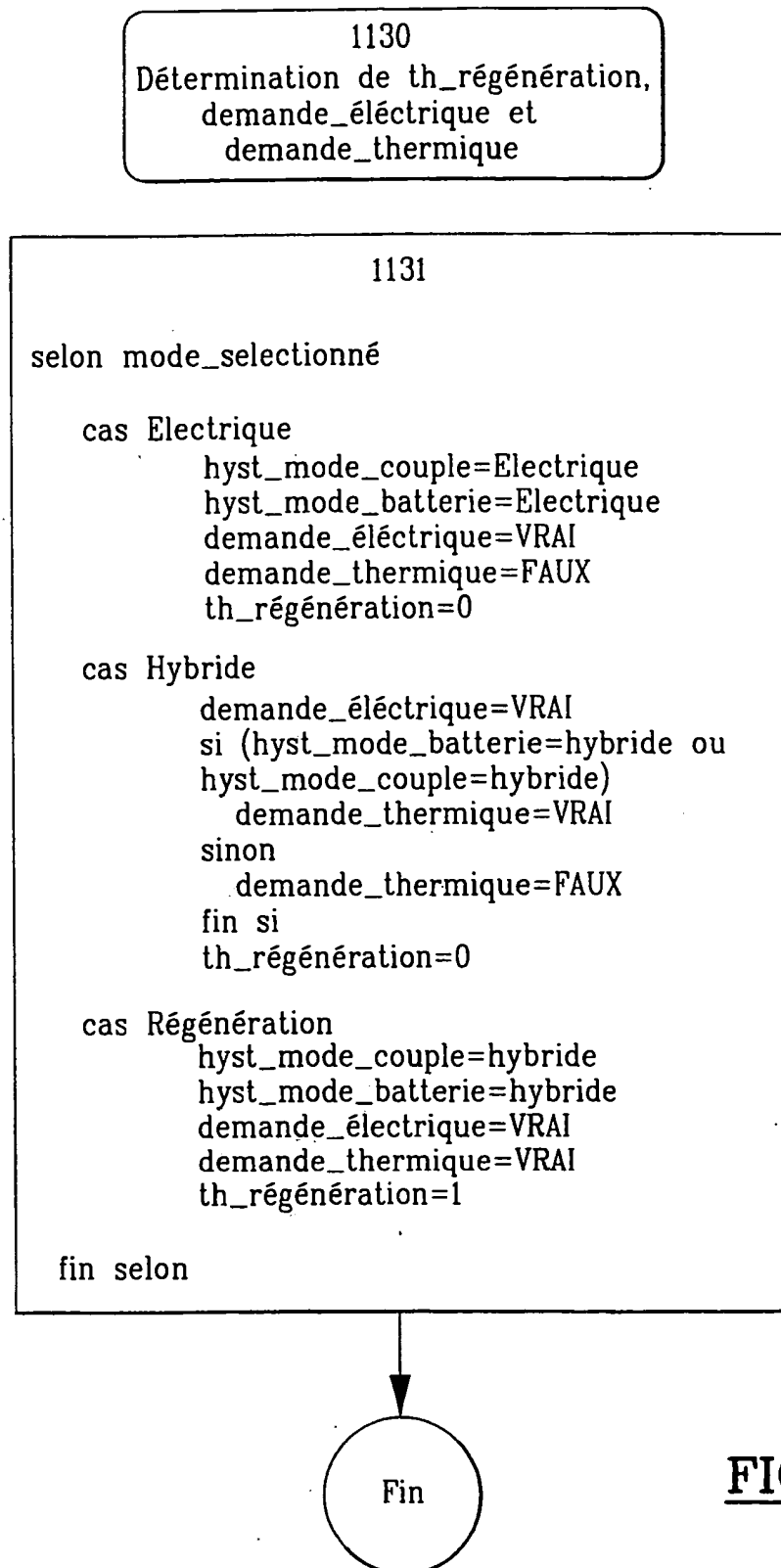
FIG.3C

5/20



**FIG.3D**

6 / 20

FIG.3E



7/20

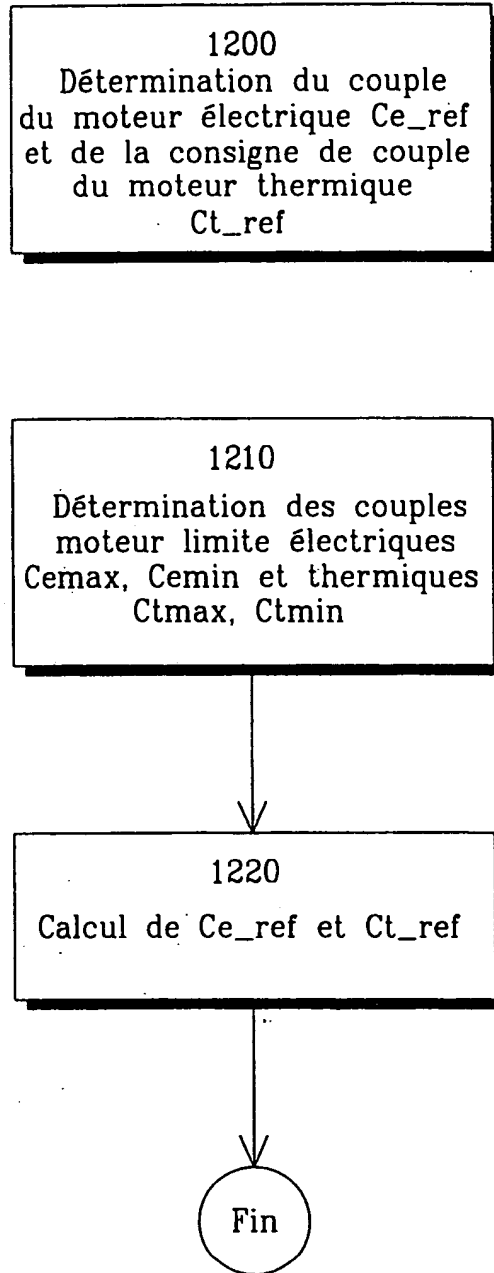
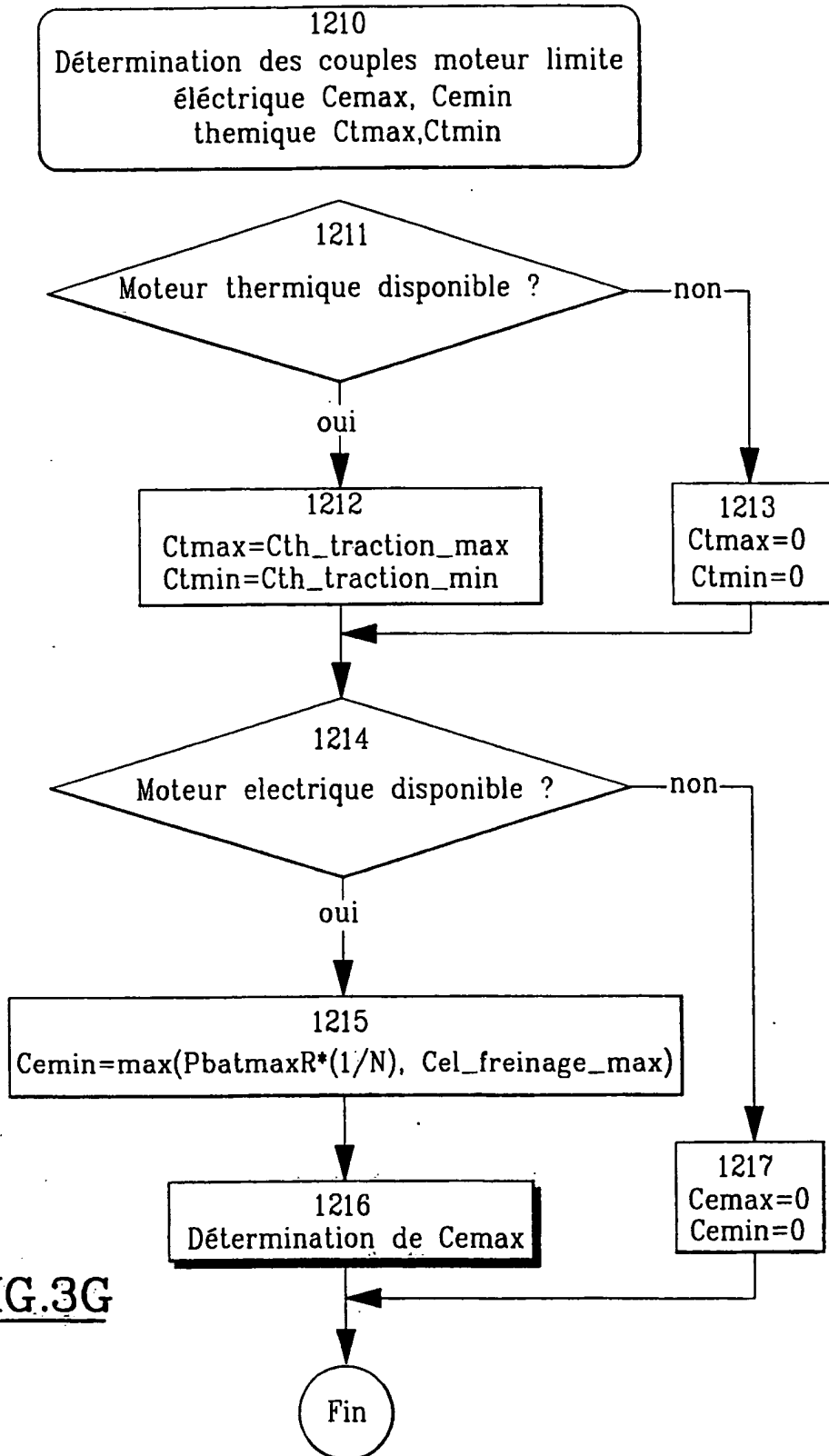


FIG.3F

8/20



**FIG.3G**

9/20

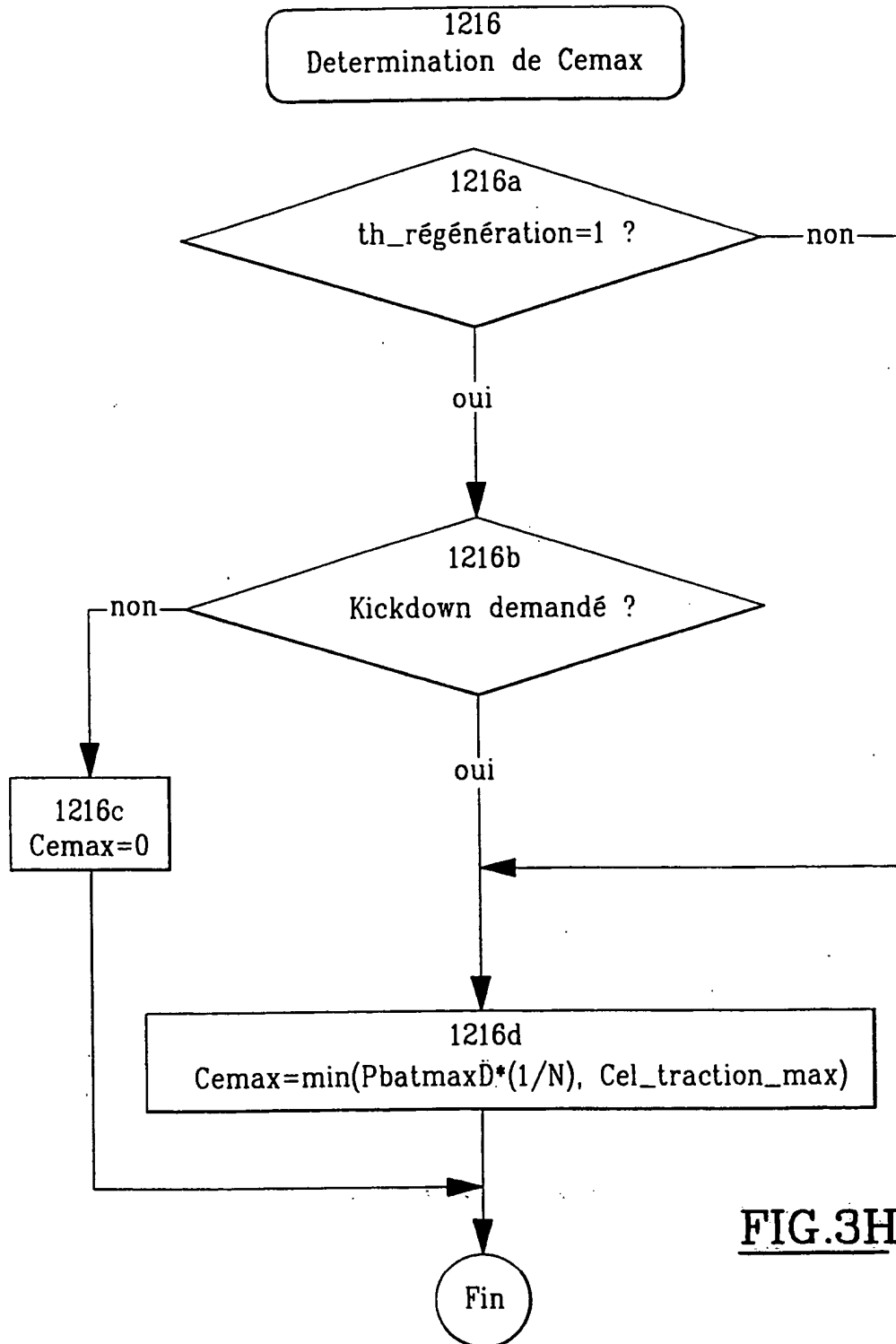


FIG.3H

10/20

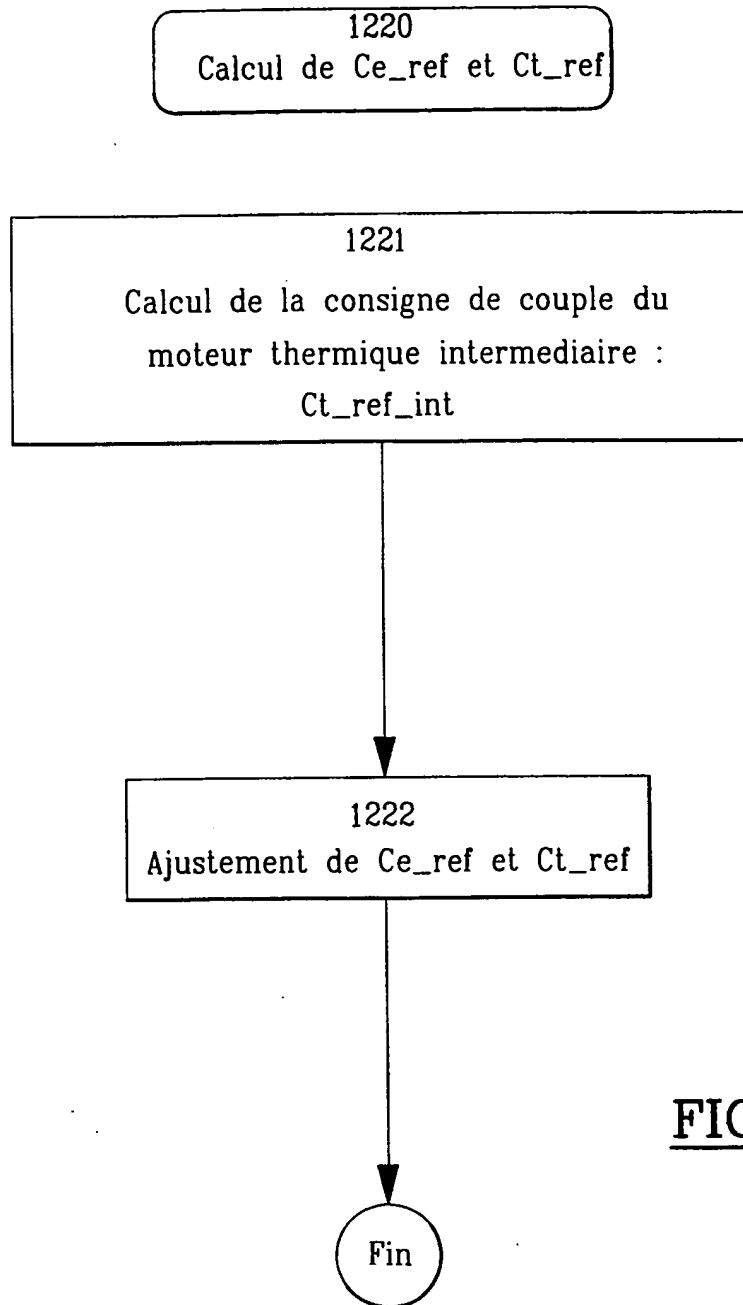
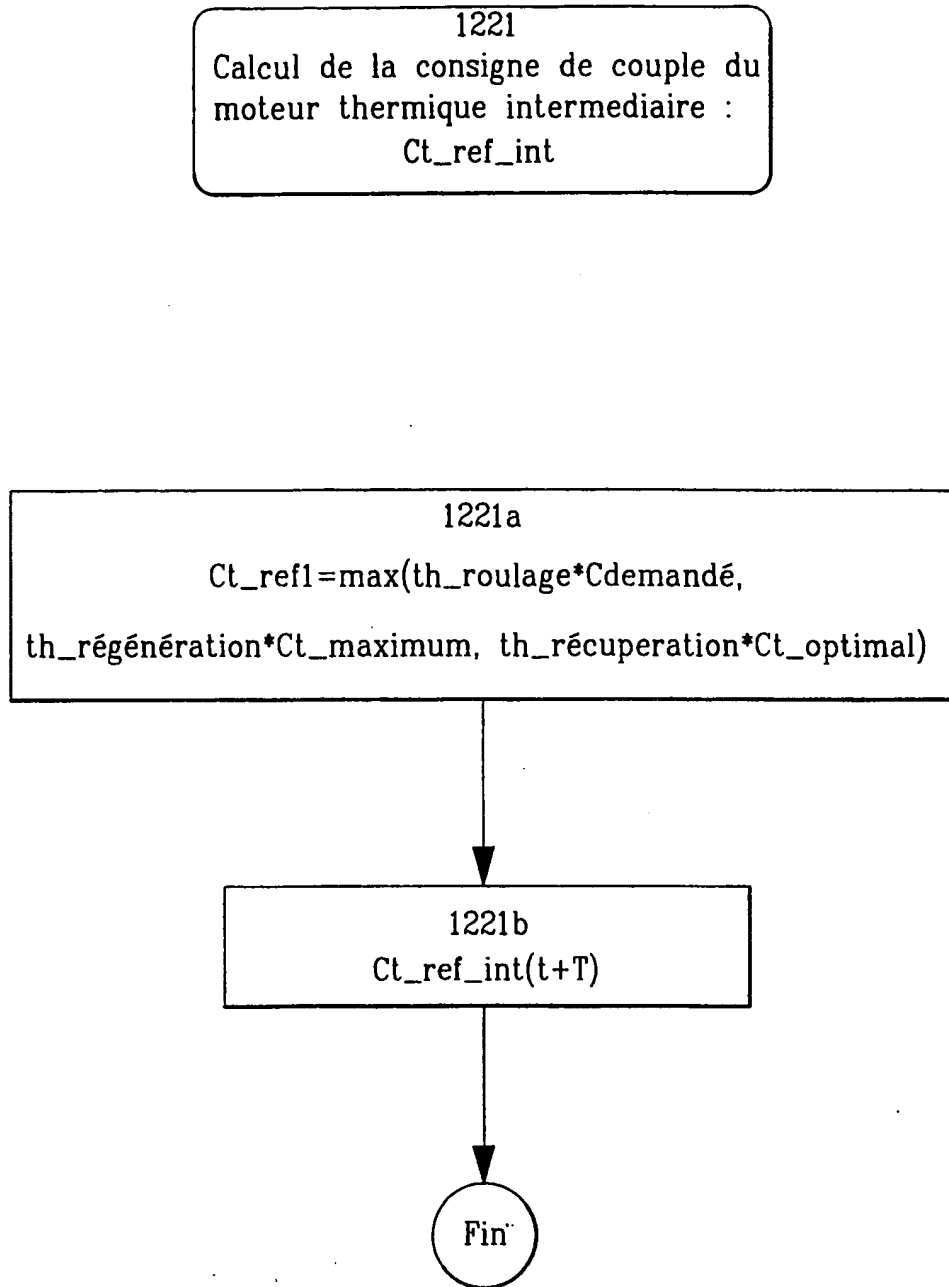


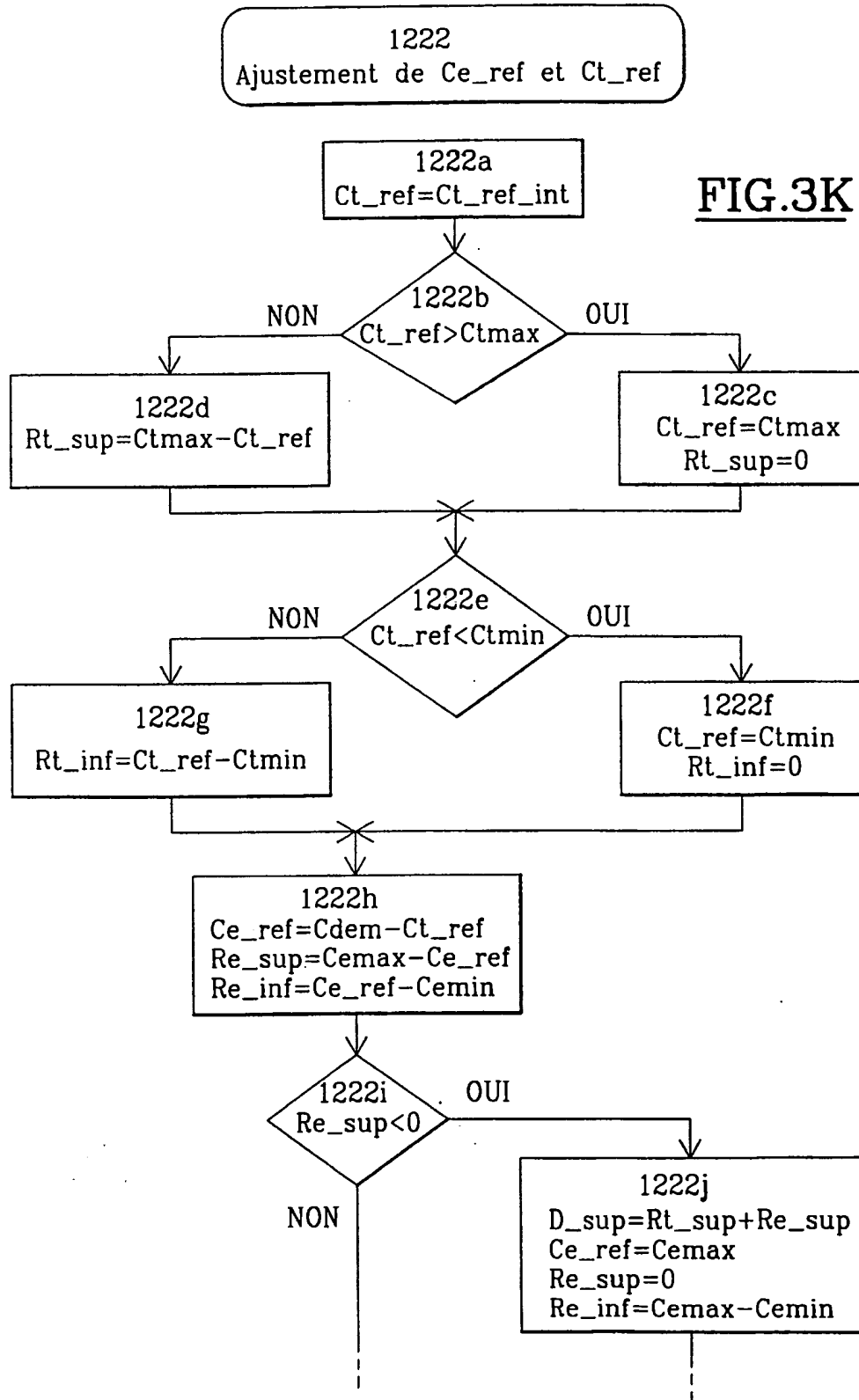
FIG.3I

11/20

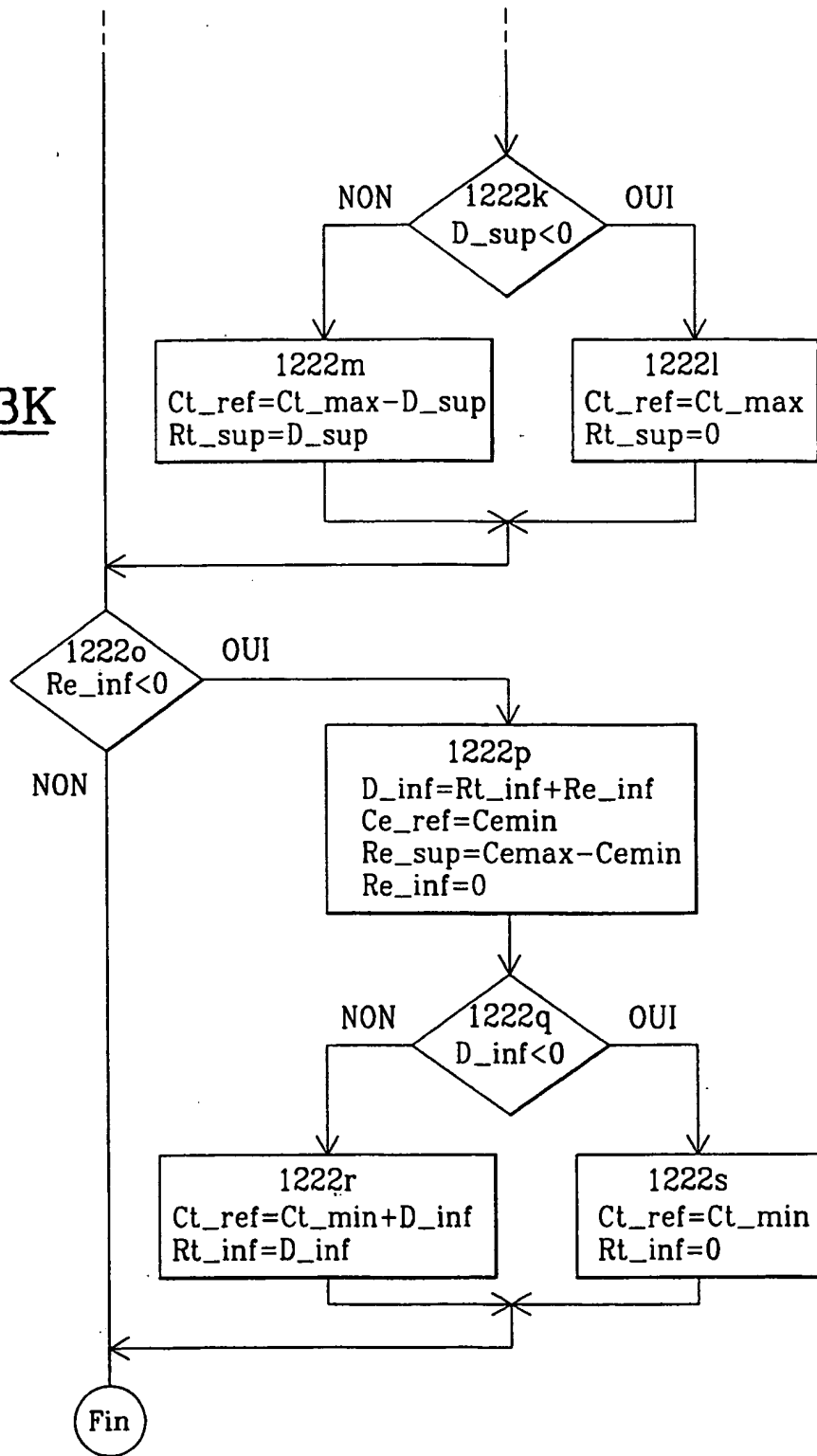
FIG.3J

12/20

**FIG.3K**



**FIG.3K**



14/20

2300  
Détermination de la  
consigne de puissance  
de la génératrice électrique  
Pge\_ref

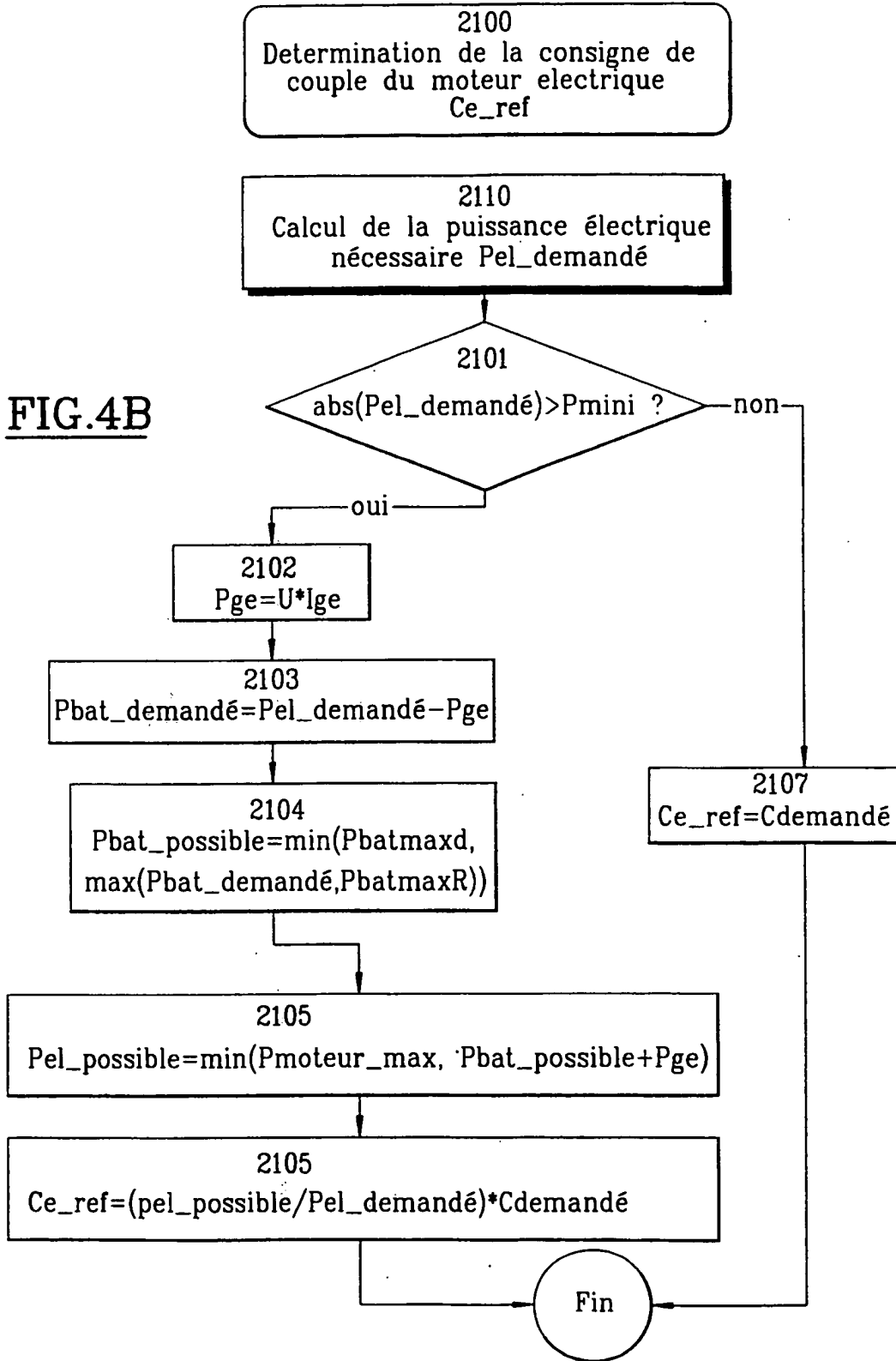
2200  
Décision de  
démarrage ou d'arrêt  
du moteur thermique

2100  
Détermination de la  
consigne de couple  
du moteur électrique

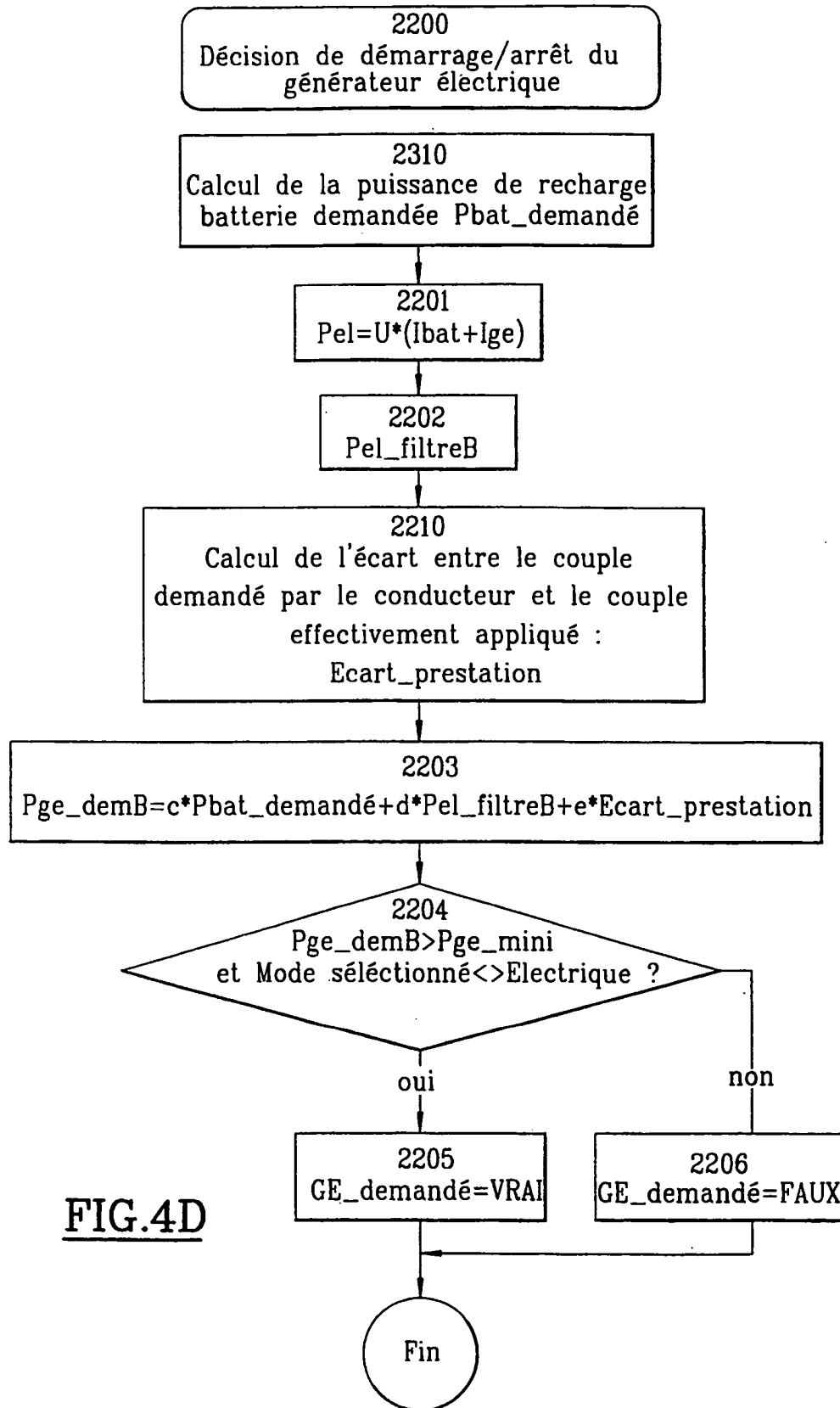
FIG.4A



**FIG.4B**



17/20



**FIG.4D**

18/20

2210  
Calcul de l'écart entre le couple  
demandé par le conducteur et le couple  
effectivement appliqué :  
Ecart\_prestation

2211  
 $Ecart\_C = C_{demandé} - C_{e\_ref}$

2212  
Ecart\_prestation

Fin

FIG.4E

19/20

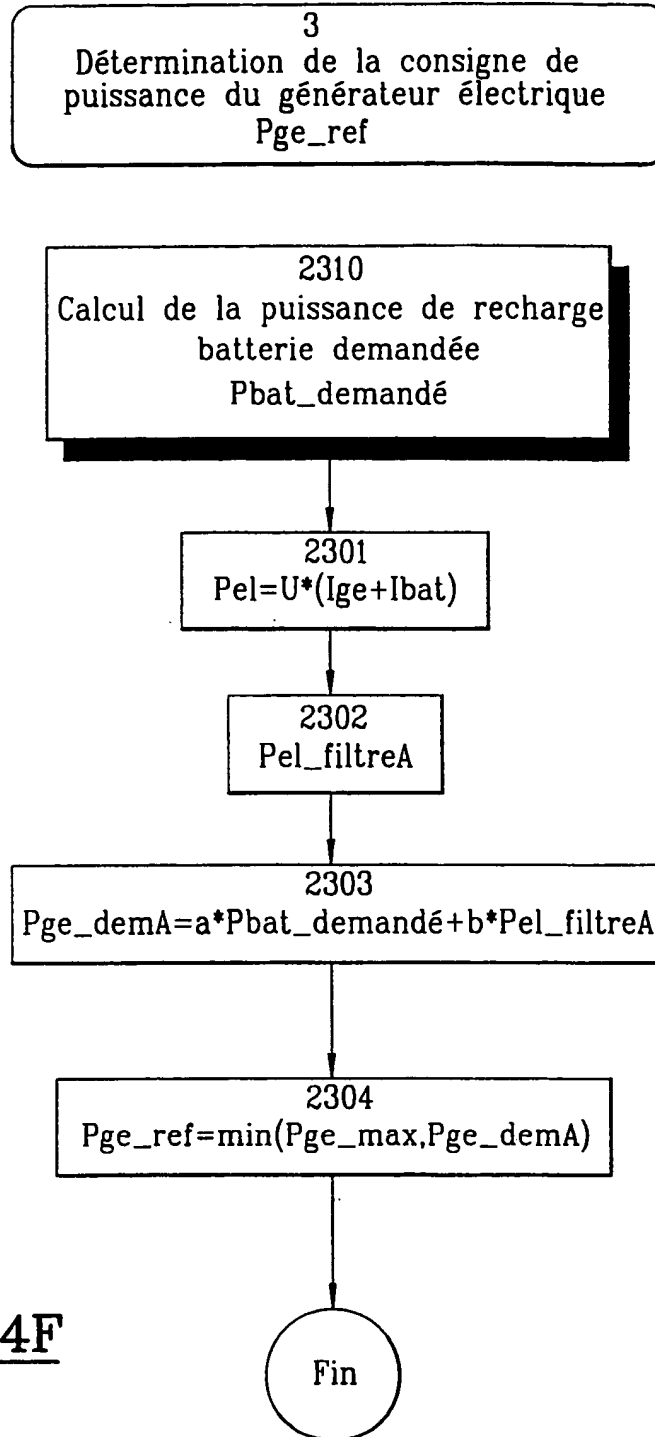
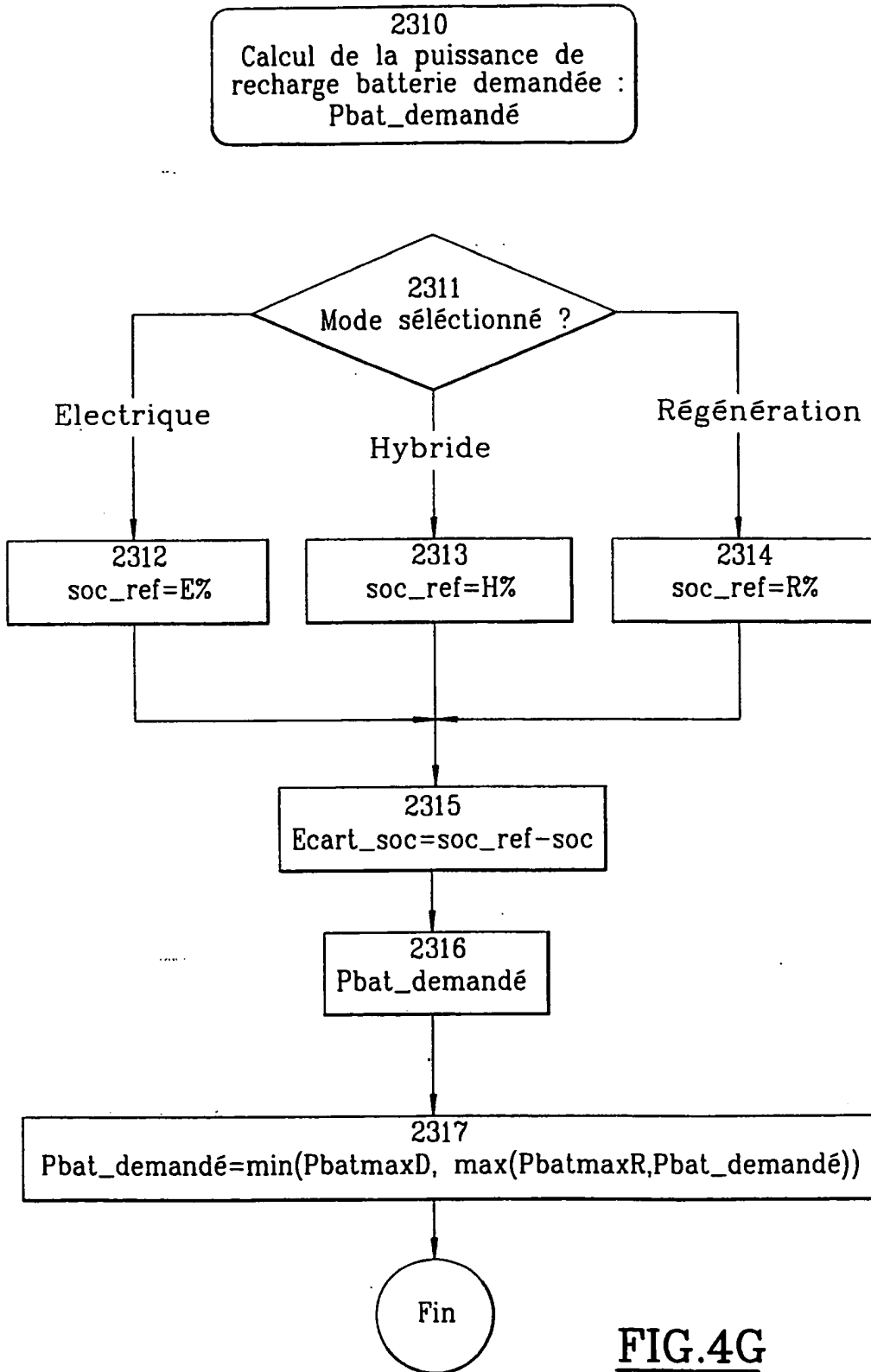


FIG.4F

20 / 20



**FIG.4G**

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/FR 98/02403

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 6 B60K6/04

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 6 B60K B60L

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 197 12 246 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 6 November 1997	1, 19
Y	see page 2, line 19 - line 29; claims 1,4-7; figures 6,7	13
A	see page 3, line 28 - line 44	2-4
Y	EP 0 781 680 A (DENSO CORP) 2 July 1997	13
A	see page 3, line 10 - line 38; claim 1; figure 1	1-4, 19
A	DE 43 24 010 A (DAIMLER BENZ AG) 19 January 1995 see column 1, line 21 - column 2, line 15 see column 3, line 10 - line 17; figure 1 see column 8, line 18 - line 34	1-4, 13, 19

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

\* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

15 February 1999

Date of mailing of the international search report

22/02/1999

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Daehnhardt, A

# RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

mande internationale No  
PCT/FR 98/02403

<b>A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE</b> CIB 6 B60K6/04		
Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB		
<b>B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE</b> Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement) CIB 6 B60K B60L		
Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche		
Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si réalisable, termes de recherche utilisés)		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS</b>		
Catégorie *	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
X	DE 197 12 246 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 6 novembre 1997	1, 19
Y	voir page 2, ligne 19 - ligne 29; revendications 1,4-7; figures 6,7	13
A	voir page 3, ligne 28 - ligne 44	2-4
Y	EP 0 781 680 A (DENSO CORP) 2 juillet 1997	13
A	voir page 3, ligne 10 - ligne 38; revendication 1; figure 1	1-4, 19
A	DE 43 24 010 A (DAIMLER BENZ AG) 19 janvier 1995 voir colonne 1, ligne 21 - colonne 2, ligne 15 voir colonne 3, ligne 10 - ligne 17; figure 1 voir colonne 8, ligne 18 - ligne 34	1-4, 13, 19
<input type="checkbox"/> Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents <input checked="" type="checkbox"/> Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe		
* Catégories spéciales de documents cités:		
"A" document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent "E" document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date "L" document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée) "O" document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens "P" document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée "T" document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention "X" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément "Y" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier "&" document qui fait partie de la même famille de brevets		
Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée  15 février 1999		Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale  22/02/1999
Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016		Fonctionnaire autorisé  Daehnhardt, A

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

Information on patent family members

International Application No

PCT/FR 98/02403

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 19712246 A	06-11-1997	JP 9257121 A JP 9322312 A	30-09-1997 12-12-1997
EP 0781680 A	02-07-1997	JP 9203332 A US 5789881 A	05-08-1997 04-08-1998
DE 4324010 A	19-01-1995	NONE	



# RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

mande internationale No

PCT/FR 98/02403

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
DE 19712246 A	06-11-1997	JP 9257121 A JP 9322312 A	30-09-1997 12-12-1997
EP 0781680 A	02-07-1997	JP 9203332 A US 5789881 A	05-08-1997 04-08-1998
DE 4324010 A	19-01-1995	AUCUN	

**Motor vehicle with hybrid motorization**

The invention relates to a motor vehicle with hybrid motorization comprising refined power management means.

5

The invention relates more particularly to a motor vehicle with hybrid motorization, of the type in which a powertrain assembly comprises an electric engine and a heat engine which are able to contribute to the driving of the vehicle, and of the type in which a central management unit executes a first task comprising determining the torque that each engine must supply for the powertrain assembly to supply the vehicle with a motive torque conforming to a torque requested by the driver of the vehicle, and of the type in which the heat engine is able to be stopped, the vehicle then being driven only by the electric engine powered by electric current from a battery.

20 In the search for vehicles that are less polluting than the motor vehicles that comprise only a single heat engine, vehicles with hybrid motorization appear as a particularly interesting alternative to strictly electric-powered vehicles.

25

In practice, the latter offer the advantage of not themselves emitting any toxic substances while being both particularly silent and economic to use. However, the electric vehicles take their power only from the accumulator batteries that they have on board. Now, given the poor performance levels of currently known accumulator batteries, at least those able to be used at reasonable cost in a motor vehicle, electric vehicles can store only a relatively low quantity of energy, despite a consistent weight, which gives them both poor autonomy and poor performance.

30  
35

REPLACEMENT SHEET (RULE 26)

Thus, the hybrid motorization solution comprising a heat engine able to participate in the driving of the vehicle makes it possible to produce vehicles offering far higher performance and autonomy levels, satisfactory for normal use of the vehicle.

There are two main types of hybrid vehicles.

In series hybrid vehicles, only the electric engine is able to directly drive the drive wheels of the vehicle, possibly through a gearbox, a differential and/or a clutch. The electric engine takes its power from a battery charged by an electric generator which is driven by the heat engine.

In this type of hybrid vehicle, the electric engine is therefore always operating and the heat engine can be either stopped, with the vehicle then operating in pure electric mode, or running so that the generator produces electricity to power the electric engine and/or charge the batteries.

In a parallel hybrid vehicle, the heat engine and the electric engine are both linked, normally via a two-input gearbox, to the drive wheels of the vehicle. Normally, a clutch is placed between each engine and the drive wheels to enable the engine to be decoupled when the latter is not used for driving purposes. The parallel hybrid type motor vehicles can therefore be driven using only the electric engine, or using only the heat engine, or even using both engines simultaneously. Moreover, in certain configurations, it is possible to use the electric engine to start the heat engine and the electric engine can also be "inverted" so that, the heat engine rotating the electric engine, possibly at the same time as it is rotating the drive wheels of the vehicle, is responsible for charging the batteries.

It should be noted that there is a variant of the parallel hybrid vehicles in which each of the two heat and electric engines is coupled not to the same axle, but to different axles.

5

Whatever the type of hybrid vehicle considered, it is therefore necessary to manage as effectively as possible the control of each of the heat and electric engines to ensure that the vehicle is driven according to the needs of the driver who at all times determines the motive torque needed to propel the vehicle to accelerate or decelerate the vehicle, or maintain the vehicle at a steady speed.

15 In particular, the choice of whether or not to use the heat engine is particularly crucial because it can be used to determine the autonomy of the vehicle, its performance levels, all in as much as the starting of the heat engine is actually possible, which can, for example, be prohibited in certain areas where traffic is particularly dense or at certain periods to limit pollution.

25 Moreover, it is necessary for the power distribution transfers supplied by each of the engines to be conducted "transparently" for the driver, that is, producing a minimum of disturbances and jerks.

30 Thus, the invention proposes a motor vehicle of the type described previously, characterized in that, at least for certain operating modes of the powertrain assembly, the central unit executes a second task during which it is decided to stop or start the heat engine, in that the first task and the second task are executed in parallel and in that the frequency of execution of the second task is less than that of the first task.

According to other characteristics of the invention:

- the driver can impose on the powertrain assembly an electric operating mode in which the heat engine is stopped;
- 5
- the driver can impose on the powertrain assembly a regeneration operating mode in which the heat engine is used in particular to charge the battery;
- 10
- the driver can impose on the powertrain assembly a hybrid operating mode in which the central unit executes the second task during which it is decided to stop or start the heat engine;
- 15
- the decision to stop or start the heat engine is taken in particular according to a state of charge of the battery;
- 20
- the starting of the heat engine is decided or confirmed when the state of charge of the battery is less than a low threshold level, and the stopping of the heat engine is able to be decided or confirmed when the state of charge of the battery is greater than a high threshold level;
- 25
- the decision to stop or start the heat engine is taken in particular according to the instantaneous torque requested by the driver;
- 30
- the decision to stop or start the heat engine is taken in particular according to the average torque requested by the driver during a predetermined time interval preceding the decision;
- 35
- the starting of the heat engine is decided or confirmed when the instantaneous torque requested by the driver is greater than a high threshold level, and in that the stopping of the heat engine is able to be decided or confirmed when the instantaneous torque and

the average torque requested by the driver are less than a low threshold level;

5 - the stopping of the heat engine is decided or confirmed when, at the same time, the state of charge of the battery is greater than a high threshold level and the instantaneous torque and the average torque requested by the driver are less than a low threshold level;

10

- the decision to stop or start the heat engine is taken in particular according to a difference between the torque requested by the driver and the torque actually supplied by the powertrain assembly;

15

- during operation of the operating mode selected by the driver, a charge set point level of the battery is fixed;

20

- the powertrain assembly is a series hybrid assembly in which the drive wheels of the vehicle are driven exclusively by the electric engine which is powered by electric current from either the battery or from a generator driven by the heat engine;

25

- the electrical power to be supplied to the battery is determined according to a difference between the real and reference states of charge of the battery, taking into account limiting charge and discharge power values of the battery;

30

35 - the starting of the heat engine is determined according to the electrical power to be supplied to the battery, the electrical power absorbed by the electric engine and according to a difference between the value of the torque requested by the driver and the value of the torque supplied by the electric engine;

- a set point level for the power supplied by the generator is determined according to the real power supplied by the generator, the real power supplied by the battery, and the power to be supplied to the battery, taking into account the maximum power able to be supplied by the generator;

- a necessary electrical power is determined according to the motive torque requested by the driver, taking into account, at least when this torque is greater as an absolute value than a minimum value, the efficiency of the electric engine;

- a set point value for the torque supplied by the electric engine is determined according to the motive torque requested by the driver multiplied, at least when the necessary electrical power is greater as an absolute value than a threshold value, by the ratio of the electrical power able to be supplied to the electric engine divided by the necessary electrical power, the electrical power able to be supplied to the electric engine taking into account the necessary electrical power, the real power supplied by the generator, the power able to be supplied by the battery, and the maximum power able to be absorbed by the engine;

- the powertrain assembly is a parallel hybrid assembly in which the electric engine and the heat engine each drive either at least one and the same drive wheel or different drive wheels;

- the powertrain assembly operates in regeneration mode, the electric engine delivers a motive torque only if the driver provokes an abrupt rise in the requested torque;

- when the powertrain assembly is operating in regeneration mode, the heat engine is ordered to supply a maximum torque;

5 - when the powertrain assembly is operating in hybrid mode and the state of charge of the battery has previously fallen below a low threshold level and has not yet exceeded a high threshold level, the heat engine is ordered to supply a set point torque at least  
10 equal to an optimal torque corresponding to optimal efficiency conditions of the heat engine;

- when the powertrain assembly is operating in hybrid mode and the instantaneous torque requested by the  
15 driver has previously risen above a high threshold level without returning below a low threshold level at the same time as the average level is less than the low threshold level, the heat engine is ordered to supply a set point torque at least equal to a filtered value of  
20 the torque requested by the driver; and

- if a filtered value of the torque requested by the driver is greater than the maximum torque of the heat engine, the electric engine is called upon to supply,  
25 as far as possible, the quantity of torque lacking.

Other features and advantages of the invention will become apparent from reading the detailed description that follows, which should be interpreted with  
30 reference to the appended drawings in which:

- figure 1 is a schematic view illustrating the architecture of a motor vehicle with hybrid motorization, of parallel type;

35

- figure 2 is a view similar to that of figure 1 illustrating a series type hybrid vehicle;



- figures 3A to 3K are flow diagrams illustrating a first strategy for the management of a hybrid vehicle according to the teachings of the invention, more specifically intended for a parallel type hybrid vehicle; and

- figures 4A to 4H illustrate a flow diagram of a management strategy according to the invention, more specifically intended for a series type hybrid vehicle.

In a vehicle with parallel hybrid motorization, of the type of the one illustrated in figure 1, a heat engine 10 and an electric engine 12 are both able to directly drive the drive wheels of the vehicle.

The heat engine 10 is normally an internal combustion engine with reciprocating pistons or rotary pistons or even of turbine type. It is powered chemically by a hydrocarbon type liquid or gas fuel.

The electric engine 12 is electrically linked to a battery 16 borne by the vehicle, possibly via an inverting converter 17. The two engines 10, 12 each rotate an input shaft 18, 20 of a power distribution unit 22 of which the output shaft(s) 24 rotate the drive wheels. The power distribution unit 22 can comprise, for example, a gearbox, a differential and, optionally, placed between at least one of the engines and the corresponding input shaft 18, 20, a clutch device 25 which is used to couple or decouple at will the engine from the power distribution unit 22.

The duly equipped vehicle can therefore be driven either using only the heat engine 10, or using only the electric engine 12, or using both engines simultaneously. If necessary, the heat engine can have its power distributed between on the one hand driving the drive wheels 14, and on the other hand rotating the

"inverted" electric engine which is then converted into an electricity generator for charging the battery 16.

5 Similarly, the electric engine 12 can, if necessary, be used to start the heat engine 10.

10 In the series type hybrid vehicle illustrated in figure 2, only the electric engine 12 is linked directly to the drive wheels, possibly via a power distribution unit (not shown). The electric engine 12 can be powered with electrical energy by the battery 16 or by an electricity generator 26 which is driven by the electric engine 12.

15 In all cases, inverting 17 and rectifying 19 converters can be provided if the electric engine needs to be powered by alternating current.

20 Preferably, to manage the driving of the vehicle, each of the main elements of the vehicle is provided with a local control unit, each of these local units being in turn controlled by a central management unit which is used to centralize the information concerning the status of each of the units, information concerning the status of the vehicle and information concerning the requirements of the driver.

25 The main purpose of the central management unit is to control the two engines 10, 12 so as to make best use of the energy of the vehicle that is stored either in electrical form in the batteries, or in the form of hydrocarbon fuel. Another aim of this management is to respond at all times in the most satisfactory way possible to the requirements of the driver concerning acceleration and deceleration of the vehicle, this requirement preferably being represented by a motor torque requested on the drive wheels.

Two main tasks are executed cyclically by the central management unit, namely, on the one hand the decision to start or stop the heat engine 10 and, on the other hand, the determination of the torque or power set points that the electric engine and the heat engine must supply in order to drive the vehicle according to the requirements of the driver.

According to the invention, these two tasks are performed in parallel and they are executed at different frequencies.

Thus, the task involving determining the torque set points to be supplied by the electric engine and the heat engine will, for example, be executed every 40 milliseconds whereas the task for deciding to start or stop the heat engine will, for example, be performed every second.

Decoupling these two tasks in this way provides for a management of the power supplied by the powertrain assembly formed by the two engines 10, 12 which responds virtually instantaneously to the instructions of the driver. Furthermore, making the decision to start and stop the heat engine independently of the instantaneous power management prevents these start and stop phases, which are both aggravated sources of pollution and sources of instability to the total power supplied by the engines, which can be reflected in jerks felt by the driver and the passengers of the vehicle, from being multiplied.

The management strategy for the hybrid vehicle according to the invention will be more specifically described below according to two embodiments, one of which is more particularly suited to a parallel type hybrid vehicle illustrated in figure 1, and the other of which is more particularly suited to a series type hybrid vehicle illustrated in figure 2.

The first of these two strategies uses a series of variables which are listed and explained in the table below.

5

Notation	Meaning	Units
C1 to C4	Constants for calculating Tlow and Thigh according to battery gauge	Nm
Tlow	Lower torque threshold for determining h running	Nm
Trequested	Torque requested by the driver (positive for acceleration, negative for deceleration)	Nm
Trequested_filter1	Rapid response time filtered value of Trequested	Nm
Trequested_filter2	Slow response time filtered value of Trequested	Nm
Te_ref	Electric motive torque set point (positive for traction, negative for regenerative braking)	Nm
Tel_braking_max	Maximum regenerative braking torque allowable by the electric engine (negative)	Nm
Tel_traction_max	Maximum traction torque allowable by the electric engine (positive)	Nm
Temax	Maximum electric torque given the state of the battery and mode selected (positive)	Nm
Temin	Minimum electric torque given the state of the battery and mode selected (negative)	Nm
Thigh	Upper torque threshold for determining h running	Nm
Th_maximum	Maximum torque of the heat engine, used in Regeneration mode	Nm
Th_optimal	Torque of the heat engine corresponding to its minimum specific consumption	Nm
Th_ref	Heat motive torque set point (positive for traction, negative for engine braking)	Nm
Th_ref_int	Intermediate estimate of the Th_ref value	Nm
Th_ref1	Intermediate estimate of the Th_ref value	Nm
Th_braking_max	Maximum engine braking torque allowable by the heat engine (negative)	Nm
Th_traction_max	Maximum traction torque allowable by the heat engine (positive)	Nm
Thmax	Maximum electrical torque given mode selected (positive)	Nm

Thmin	Minimum electrical torque given mode selected (negative)	Nm
D lower	Intermediate value in calculating Th ref	Nm
D higher	Intermediate value in calculating Th ref	Nm
Request electric	Electric engine start request	Boolean
Request heat	Heat engine start request	Boolean
Battery_mode_hyst	Intermediate quantity for determining h_recovery (electric, hybrid)	-
Torque_mode_hyst	Intermediate quantity for determining h_running (electric, hybrid)	-
battery gauge	State of charge of the traction battery	%
Kickdown requested	Request for additional electrical acceleration (regeneration mode)	Boolean
mode_selected	Operating mode selected by the driver (electrical, hybrid or regeneration)	-
N	Electric motor rotation speed	rad/s
PbatMaxD	Maximum discharge power of traction battery (positive)	W
PbatmaxR	Maximum recharge power of traction battery (negative)	W
Re_lower	Intermediate value in calculating Th_ref (see diagram below)	Nm
Re_upper	Intermediate value in calculating Th_ref (see diagram below)	Nm
Rh_lower	Intermediate value in calculating Th_ref (see diagram below)	Nm
Rh_upper	Intermediate value in calculating Th_ref (see diagram below)	Nm
gauge_low_threshold	Battery gauge low threshold for determining h_recovery	%
gauge_high_threshold	Battery gauge high threshold for determining h_recovery	%
h_recovery	Determines whether the heat engine contributes to charging the battery	Boolean
h_regeneration	Determines whether the heat engine contributes to strongly charging the battery	Boolean
h_running	Determines whether the heat engine contributes to running	Boolean

Figure 3A illustrates the two main tasks that are executed in parallel with each other, at different frequencies. Of course, the frequencies of 1 Hertz and 5 25 Hertz given here for on the one hand the task 1100

for deciding to start or stop the heat engine, and on the other hand the task 1200 for determining the torque set points of the engines 10, 12 are nonlimiting examples used to illustrate the choice according to which the second of these frequencies is significantly greater than the first.

Each of the tasks 1100 and 1200 illustrated in these figures is broken down into lower level tasks which will be explained with reference to figures 3B to 3K.

The step 1100 for deciding to start or stop the heat engine is explained in figure 3B. First of all, in the steps 1101 and 1102, two filtered values of the torque Trequested requested by the driver are calculated. The filters used are, for example, first order filters, of low-pass type. The first value Trequested\_filter1 corresponds to an average of Trequested over a very short interval preceding the time of calculation and remains representative of the instantaneous value Trequested. However, the value Trequested\_filter2 corresponds to a smoothed average value of Trequested and is therefore representative of a medium term trend of the torque request expressed by the driver.

Once these two values have been calculated, three lower level tasks are executed in which are determined the intermediate boolean variables: h\_running (task 1110), h\_recovery (task 1120), h\_regeneration, request\_electric and request\_heat (task 1130).

These lower level tasks will be explained below.

Once these values have been determined, a test is carried out in step 1103 to check whether the heat engine 10 is available, that is, whether it is in a state to deliver a motive torque. If it is, the boolean variables that have just been calculated are retained unchanged, otherwise, as can be seen in step 1104, the

boolean values h\_running, h\_regeneration and h\_recovery are forced to zero.

The task 1110 for determining the value of the boolean variable h\_running is now described with reference to figure 3C. In the step 1111, two threshold levels Tlow and Thigh, with which the filtered values of the requested torque will be compared, are first calculated. These threshold values are mainly determined according to the state of charge battery\_gauge of the battery 16.

In the step 1112, a check is first of all made to see whether the filtered value Trequested\_filter1, representative of the instantaneous torque requested by the driver, is greater than the upper threshold level Thigh. If it is, an intermediate boolean variable torque\_mode\_hyst is forced to the value "hybrid" in the step 1113. If not, in the step 1114, a check is made to see whether the two filtered values of the requested torque Trequested\_filter1 and Trequested\_filter2 are both simultaneously lower than the lower torque level Tlow. If they are, the boolean value torque\_mode\_hyst is forced in the step 1115 to the value "electric". If not, the boolean variable torque\_mode\_hyst is unchanged.

In the step 1116, a check is then made to see whether the boolean variable torque\_mode\_hyst is equal to the value "hybrid". If it is, the boolean value h\_running is forced to 1 in the step 1118. If not, the boolean value h\_running is forced to zero in the step 1117.

The task 1120 for determining the value of the boolean variable h\_recovery will now be described with reference to figure 3D. In the step 1121, a check is first carried out to see whether the state of charge of the battery 16, represented by the variable battery\_gauge, is less than a lower threshold value

gauge\_low\_threshold. If it is, a boolean variable battery\_mode\_hyst is forced to the value "hybrid" in the step 1122. If not, a check is made in the step 1123 to see whether the battery\_gauge value is greater than  
5 an upper threshold level gauge\_high\_threshold. If it is, the boolean variable battery\_mode\_hyst is forced to the value "electric" in the step 1124. If not, the variable battery\_mode\_hyst retains the same value as during the previous execution of the task.

10

In the step 1125, a check is made to see whether the variable battery\_mode\_hyst is equal to the value "hybrid". If it is, the h\_recovery value is forced to the value 1 in the step 1127. If not, this variable is  
15 forced to the value zero in the step 1126.

The task 1130 is described with reference to figure 3E. The purpose of this task is to determine the value of the boolean variables h\_regeneration, request\_electric  
20 and request\_heat.

According to an aspect of the invention, the management strategy for the powertrain assembly of the hybrid vehicle that is proposed here is used by the driver to  
25 select one of three operating modes for the powertrain assembly.

→ In an electric mode, the driver prohibits the use of the heat engine. The boolean variables torque\_mode\_hyst  
30 and battery\_mode\_hyst are forced to the variable "electric", the variable request\_electric is forced to the value "true", the variable request\_heat is forced to the value "false" and the variable h\_regeneration is forced to the value "0".

35

The driver can also select a regeneration operating mode for the powertrain assembly. This operating mode forces the powertrain assembly to start the heat engine in order, in addition to driving the vehicle, to charge



the battery 16. The boolean variables torque\_mode\_hyst and battery\_mode\_hyst are in this case forced to the value "hybrid". The boolean variables request\_electric and request\_heat are forced to the value "true" while  
5 the variable h\_regeneration is forced to the value "1".

The driver can also select a hybrid operating mode for the powertrain assembly. In this operating mode, the heat engine 10 will be used only if needed, as will be  
10 seen below.

In this mode, the variable request\_electric is forced to the value "true". The variable request\_heat is forced to the value "true" if one or other of the  
15 variables battery\_mode\_hyst and torque\_mode\_hyst is equal to the value "hybrid". Otherwise, the variable request\_heat is forced to the value "false". The variable h\_regeneration is forced to the value "0".

20 There now follows a description, with reference to figures 3F to 3K, of the second main task 1200 of this first strategy for managing a hybrid vehicle, this second task being executed at a frequency fast enough to be able to satisfy the requirements of the driver.

25 This second task 1200, which consists in determining the set point torques  $T_{e\_ref}$  and  $T_{h\_ref}$  for the electric engine and the heat engine, itself comprises two lower level tasks 1210 and 1220 which will be  
30 explained respectively in Figures 3G to 3H and 3I to 3K.

As can be seen in Figure 3G, the purpose of the task 1210 is to determine the limiting motive torques for  
35 the electric engine and the heat engine. In the step 1211, a check is first of all made to see whether the heat engine is available. If it is, limiting torque variables  $T_{hmax}$  and  $T_{hmin}$  for the heat engine are respectively assigned the values  $T_{h\_traction\_max}$  and

Th\_braking\_max which are linked in particular to the speed and the temperature of the engine used. If not, the values of Tmax and Tmin are forced to zero in the step 1213.

5

In the step 1214, a check is then made to see whether the electric engine is available. If not, the variables Tmax and Tmin are forced to zero in the step 1217.

10 If it is, the variable Tmin is assigned in the step 1215 the higher of the following two values:

- a value Tel\_braking\_max, which depends in particular on the power supply voltage and temperature of the engine;

15

-  $P_{batmaxR} \times \frac{1}{N}$ .

The maximum torque value of the electric engine is determined in the task 1216 which is broken down in figure 3H. In practice, a check is first of all carried out in the step 1216a to see whether the variable h\_regeneration is equal to 1, that is, whether the driver has selected the regeneration operating mode for the powertrain assembly. If so, it can be seen that the value of Tmax is forced to zero in the step 1216c, unless the driver, as is checked in the step 1216b, performs a kickdown maneuver by which he significantly and quickly increases the requested torque. This maneuver normally corresponds to a rapid depression of the accelerator pedal.

20

25

30

In this case, or in the case of a negative response to the test of step 1216a, the value Tmax is set in the step 1216d to the smaller of the values:

35

-  $P_{batmaxD} \times \frac{1}{N}$ .

- Tel\_traction\_max.

The task 1220 for calculating torque set points  $T_{e\_ref}$  and  $T_{h\_ref}$  illustrated in figure 3I comprises two sub-  
5 tasks 1221 and 1222 which will be described respectively in light of figures 3J and 3K. The subtask 1221 consists in calculating an intermediate value  $T_{h\_ref\_int}$ . For this, a value  $T_{h\_ref1}$ , which is equal to the greatest of the following three values:

10

- $h_{running} \times T_{requested}$
  - $h_{regeneration} \times T_{maximum}$
  - $h_{recovery} \times T_{optimal}$ ,
- is first of all determined in the step 1221a.

15

In the step 1221c, this variable  $T_{h\_ref1}$  is filtered by a low-pass type first-order filter to give the intermediate variable  $T_{h\_ref\_int}$ .

20

The step 1222 for adjusting  $T_{e\_ref}$  and  $T_{h\_ref}$  will now be described with reference to figure 3K. In the step 1222a, the value of  $T_{h\_ref}$  is first of all set to the value  $T_{h\_ref\_int}$  determined above. Then, in the step 1222b, a check is made to see whether this value is  
25 greater than the value  $T_{hmax}$ . If it is, in the step 1222c,  $C_{t\_ref}$  is forced to the value  $T_{hmax}$  and  $R_{h\_upper}$  is forced to the value zero. If not, in the step 1222d, the value of  $R_{h\_upper}$  is set to the difference of  $T_{hmax} - T_{h\_ref}$ .

30

In both cases of response to the step 1222b, a check is then carried out in the step 1222e to see whether the value of  $T_{h\_ref}$  is lower than the value of  $T_{hmin}$ . If it is, in the step 1222f,  $T_{h\_ref}$  is forced to the value  
35  $T_{hmin}$  and  $R_{h\_lower}$  is forced to zero. If not,  $R_{h\_lower}$  is set to be equal to the difference between  $T_{h\_ref}$  and  $T_{hmin}$  in the step 1222g.

In both cases of response to the step 1222e,  $Th_{ref}$  is then forced to the value  $T_{req}-Th_{ref}$ ,  $Re_{upper}$  is forced to the value  $T_{max}-Te_{ref}$  and the variable  $Re_{lower}$  is forced to the value  $Te_{ref}-T_{min}$  in the  
5 step 1222h.

Then, in the step 1222i, a check is made to see whether the value of  $Re_{upper}$  is negative. If not, the procedure goes direct to the step 1222o. If it is, in  
10 the step 1222j, the variable  $D_{upper}$  is set to the value  $Rh_{upper}+Re_{upper}$ , the variable  $Te_{ref}$  is set to the value  $T_{max}$ , the value of  $Re_{upper}$  is set to zero and the variable  $Re_{lower}$  is set to the value of the difference between  $T_{max}$  and  $T_{min}$ . Then, in the step  
15 1222k, a check is made to see whether the value  $D_{upper}$  is negative. If it is, in the step 1222l, the variable  $Th_{ref}$  is set to the value  $Th_{max}$  and the variable  $Rh_{upper}$  is set to zero; otherwise, in the step 1222m, the variable  $Th_{ref}$  is set to the value  $Th_{max}-D_{upper}$   
20 and the variable  $Rh_{upper}$  is set to the value  $D_{upper}$ .

In both cases of response to the step 1222k, and in the case of a negative response to the test of step 1222i, a check is then made in the step 1222o to see whether  
25 the variable  $Re_{lower}$  is negative. If it is, in the step 1222p, the variable  $D_{lower}$  is set to the value  $Rh_{lower}+Re_{lower}$ , the variable  $Te_{ref}$  is set to be equal to the value  $T_{min}$ , the variable  $Re_{upper}$  is set to be equal to the difference of  $T_{max}$  minus  $T_{min}$  and  
30 the variable  $Re_{lower}$  is set to the value zero.

Then, in the step 1222q, a check is made to see whether the variable  $D_{lower}$  is negative. If it is, in the step  
35 1222s, the variable  $Th_{ref}$  is set to be equal to the value  $Th_{min}$  and the variable  $Rh_{lower}$  is set to the value zero. If not, the variable  $Th_{ref}$  is set to be equal to the value  $Th_{min}+D_{lower}$  and the variable  $Rh_{lower}$  is set to be equal to the value  $D_{lower}$ .

If not, the procedure goes direct to the end of the task.

As can be seen from the detailed description of this first hybrid vehicle management strategy, when the driver has selected the hybrid operating mode for the powertrain assembly, the starting of the heat engine is requested, in the task 1130, if one of the variables battery\_mode\_hyst and torque\_mode\_hyst is equal to the value "hybrid". If neither one nor the other is set to the value "hybrid", the heat engine is stopped.

Thus, it can be deduced from step 1213 that the heat engine can start if the driver commands a torque requested of the wheel that is high enough for the variable Trequested\_filter1 to be greater than the high threshold level Thigh. Similarly, it can be deduced from the steps 1122 and 1121 that the heat engine is started when the state of charge of the battery falls below a lower threshold level. However, with this first strategy, the stopping of the heat engine is provoked only when both the conditions of the step 1114 and of the step 1123 are satisfied, that is, when the battery reaches a state of charge greater than a higher threshold level and when, at the same time, the instantaneous and average filtered values of the torque requested by the driver are less than a low threshold level.

*2 values for threshold*

Thus, according to this strategy, it can be seen that the decision to start the heat engine depends in particular on the state of charge of the battery, the instantaneous torque requested by the driver and the average torque requested by the driver.

It can also be observed that, when the powertrain assembly is operating in hybrid mode, the value of the torque Th\_ref which will be requested of the heat engine depends on the variables h\_running and

h\_recovery determined by the tasks 1110 and 1120. Thus, when the state of charge of the battery has previously fallen below a low threshold level and has not yet exceeded a high threshold level, the outcome of the task 1120 is that the value of h\_recovery is equal to 1 such that the intermediate value Th\_ref1 calculated in the step 1221b cannot be lower than the torque Ct\_optimal supplied by the engine when it is ordered in optimal efficiency conditions. The value Th\_ref of the set point torque imposed on the heat engine cannot therefore fall below a level corresponding to this optimal torque.

However, again when the driver has selected the hybrid operating mode for the powertrain assembly, the outcome of the task 1110 is that, when the condition of the step 1112 has been satisfied and that of the step 1114 has not, the value of the variable h\_running is equal to 1 so that, in these conditions, the value of Th\_ref1 calculated in the step 1221b cannot be less than the torque requested by the driver.

Moreover, the outcome of the task 1222 is that if the filtered value Th\_ref\_int of the torque requested by the driver exceeds the threshold Thmax of the torque able to be supplied by the heat engine, the electric engine is required in the step 1222h to supply the lacking torque, and this within the limits of the capabilities of the electric engine and the battery.

There now follows a description, with reference to figures 4A to 4H, more particularly of a second strategy for managing a hybrid vehicle according to the invention intended more specifically for a series type hybrid vehicle. This second strategy uses a series of variables that are listed and explained in the table below.

Notation	Meaning	Units
----------	---------	-------

Trequested or Treq	Torque requested by the driver (positive for acceleration, negative for deceleration)	Nm
Te_ref	Torque set point of the electric engine (positive for traction, negative for regenerative braking)	Nm
Difference T	Difference between Tref and Trequested	Nm
Service_difference	Filtered value of Difference_T	Nm
Difference soc	Difference between soc and soc_ref	%
GE_requested	Request to start or stop the heat engine for driving the electricity generator	Boolean
Ibat	Current output by the battery (discharge: positive, charge: negative)	A
Ige	Current output by the electricity generator (positive)	A
Mode_selected	Operating mode selected by the driver (electric, hybrid or regeneration)	-
N	Rotation speed of the electric engine	rad/s
Pbat_requested	Power requested of the traction battery (discharge: positive, charge: negative)	W
Pbat_possible	Proportion of Pbat requested that the battery can supply	W
PbatmaxD	Maximum discharge power of the traction battery (positive)	W
PbatmaxR	Maximum charge power of the traction battery (negative)	W
Pel	Power absorbed by the electric engine (traction: positive, regenerative braking: negative)	W
Pel requested	Electrical power required to supply Crequested	W
Pel filterA	Rapid response time filtered value of Pel	W
Pel filterB	Slow response time filtered value of Pel	W
Pel possible	Proportion of Pel requested that the system can supply	W
Pge_reqA	Intermediate estimate of the Pge ref value	W
Pge_reqB	Value of the power requested of the electricity generator determining Stop GE requested and start GE requested	W
Pge max	Maximum power that the electricity generator can supply	W
Pge min	Minimum power that the electricity generator can supply	W
Pge ref	Power set point of the electricity generator	W
Pmec	Mechanical power supplied by the electric engine	W
Pmec_requested	Mechanical power to be supplied corresponding to Trequested	W

Pmin	Absolute value threshold of the power below which R is not calculated	W
Pengine_max	Maximum power that the electric engine can absorb or restore	W
R	Efficiency of the electric engine used as a generator	-
R filter	Filtered value of R	-
soc	State of charge of the traction battery	%
soc ref	Reference state of charge of the traction battery	%
U	Traction battery voltage	%

As can be seen in figure 4A, the central management unit of the powertrain assembly is required to execute three main tasks. The first 2100 of these tasks  
 5 consists in this case in determining the torque set point of the electric engine. It is executed, for example, every 40 milliseconds, that is, at a frequency of 25 hertz. The second task 2200, which consists in deciding to start or stop the heat engine, is executed  
 10 in parallel. Its interval is one second and its frequency is 1 hertz.

There is also a third main task 2300, which is also executed in parallel, and during which the power set  
 15 point of the electricity generator Pge\_ref is determined. Its execution period is, for example, 500 milliseconds, corresponding to a frequency of 2 hertz to take account of the inertia of the assembly formed by the heat engine and the generator.

20 The first of these main tasks is described with reference to figure 4B. As can be seen in this figure, the task 2100 for determining the torque set point of the electric engine Te\_ref begins with the execution of  
 25 the sub-task 2110 for calculating the necessary electrical power Pel\_requested.

This sub-task is described with reference to figure 4C. First of all, in the step 2111, the value Pel of the  
 30 power absorbed by the electric engine is determined.



This power is positive when the engine is driving the vehicle and is negative when, during a slowing down of the vehicle, the electric engine is used as a generator to charge the battery 16. This value  $P_{el}$  is equal to  
5 the voltage of the electrical power supply network multiplied by the sum of the currents supplied by the battery on the one hand and by the electricity generator on the other hand.

10 In the step 2112, the mechanical power supplied by the electric engine  $P_{mec}$  is defined as being the product of the set-point torque  $T_{e\_ref}$  multiplied by the rotation speed  $N$  of the electric engine 12. In the step 2113, the mechanical power requested  $P_{mec\_requested}$  is  
15 defined as being equal to the torque  $T_{requested}$  by the driver multiplied by the rotation speed  $N$  of the electric engine. In the step 2114, it is determined whether the absolute value of the mechanical power  $P_{mec}$  is greater than a threshold value  $P_{min}$ . If it is, in  
20 the step 2115, an efficiency of the electric engine is defined which is equal to the absolute value of the ratio of the electrical power  $P_{el}$  divided by the mechanical power  $P_{mec}$ . If not, the value of this efficiency is set arbitrarily to 1 in the step 2116.

25 In the step 2117, a filtered value  $R\_filter$  of this efficiency is determined, for example using a first order filter.

30 In the step 2118, the electrical power requested  $P_{el\_requested}$  is determined as being the product of the filtered value of the efficiency multiplied by the mechanical power requested.

35 The execution of the task 2100 for determining the torque set-point for the electric engine is then continued in the step 2101 during which a check is made to see whether the absolute value of the electrical power requested is greater than a threshold level  $P_{min}$ .

If not, the set-point torque  $T_{e\_ref}$  is set to be equal to the torque requested by the driver. If it is, the power  $P_{ge}$  supplied by the generator is first of all determined. If the latter is outputting a current  $I_{ge}$ ,  
5 this power is  $U$  times  $I_{ge}$ .

In the step 2103, the traction power that the battery  
16 must supply is calculated. This value  $P_{bat\_requested}$  is equal to the electrical power needed to supply the  
10 torque requested minus the power supplied by the generator. In the step 2104, the power able to be supplied by the battery is determined as being the minimum value between the two following two values:

15 - the maximum discharge power of the battery ( $P_{batmaxD}$ )  
and

- the minimum value between:

20 \* the power requested of the battery  
( $P_{bat\_requested}$ );

\* the maximum charge power of the battery ( $P_{batmaxR}$ ).

25 In the step 2105, the electrical power that the system must supply is then determined, this value being the smaller of the following two values:

- the maximum power of the heat engine  $P_{engine\_max}$ ; and  
30

- the sum of the power able to be supplied by the battery ( $P_{bat\_possible}$ ) and the power supplied by the generator  $P_{ge}$ .

35 Then, in the step 2106, the reference torque  $T_{e\_ref}$  is determined as being the product of the torque requested by the driver multiplied by the ratio of the electrical power that the system can supply divided by the electrical power requested.

5 The second main task 2200 of this second hybrid vehicle management strategy consists in deciding to start or stop the heat engine. As can be seen in figure 4C, this task 2200 begins with the execution of the task 2310 to calculate the charge power of the battery which is illustrated in figure 4G. As can be seen in this figure, in the steps 2312, 2313, 2314, a reference state of charge Soc\_ref is determined according to the  
10 operating mode selected by the driver of the vehicle. In the step 2315, a difference value between this reference state of charge Soc\_ref and the real state of charge is determined. In the step 2316, the battery power requested is defined as being a filtered value of  
15 this difference, for example using a first order filter.

However, in the step 2317, a check is made to ensure that this calculated battery charge power value does  
20 not exceed the limiting battery charge and discharge powers, in which case the battery charge power is forced to one of these limit values.

(4D)  
25 The task for deciding to start or stop the heat engine then continues at step 2201 in which the electrical power Pel is determined in the same way as seen above in the step 2111. This electrical power is filtered by a first order filter to obtain, in the step 2202, the variable Pel\_filterB.

30 A calculation is then made to work out the difference between the torque requested by the driver and the torque actually applied to the drive wheels by the electric engine. This calculation of the value  
35 service\_difference is the subject of the task 2210 illustrated in figure 4E in which it can be seen that this value is obtained by filtering, through a first order filter, the difference between the torque

requested by the driver  $T_{requested}$  and the torque supplied by the electric engine  $T_{e\_ref}$ .

The task for deciding to start or stop the heat engine continues with the step 2203 by determining the value of the power requested of the electricity generator  $P_{ge\_reqB}$ . This value is equal to the weighted sum of the previously calculated values  $P_{bat\_requested}$ ,  $P_{el\_filterB}$  and  $Service\_difference$ . In the step 2204, a check is made to see whether this value  $P_{ge\_reqB}$  is greater than a threshold value  $P_{ge\_min}$  and if, at the same time, the operating mode selected by the driver is other than the electric engine mode. If this dual condition is satisfied, then the boolean variable  $GE\_requested$  is forced to the value "true" and the heat engine is then started to supply the electric current. If not, if the dual condition of the step 2204 is not satisfied, the variable  $GE\_requested$  is forced to the value "false" in the step 2206 so that the heat engine is ordered to stop.

When the heat engine is started, it is then possible to control it so that it drives the electricity generator so that the latter produces a sufficient power. To this end, in the task 2300, a power set point value of the electricity generator  $P_{ge\_ref}$  is calculated. This task, illustrated in figure 4F, begins with execution of the lower level task 2310 which was described previously and consists in calculating the battery charge power. Then, in the step 2301, the electrical power  $P_{el}$  absorbed by the electric engine is calculated, in the same way as was seen in the steps 2201 and 2111. This value is then filtered in the step 2302, for example via a first-order filter, to give an intermediate value  $P_{el\_filterA}$ . In the step 2303, the weighted sum  $P_{ge\_reqA}$  of the battery charge power  $P_{bat\_requested}$  is determined with the value  $P_{el\_filterA}$  calculated in the step 2302. In the step 2304, the set-point power of the electricity generator  $P_{ge\_ref}$  is defined as being the

smaller of the value  $P_{ge\_reqA}$ , calculated in the step 2303, and the maximum power able to be supplied by the generator  $P_{ge\_max}$ .

5 As can be seen in the steps 2203, 2204, 2205 and 2206, the decision to start the heat engine depends in particular on the following three parameters:

- the state of charge of the battery, because the value  
10  $P_{bat\_requested}$  is calculated in particular according to the difference between the real state of charge of the battery and a reference state of charge (see steps 2315, 2316, 2317);

15 - the motive torque requested, because the value  $Service\_difference$  depends naturally on this requested torque (see steps 2211 and 2212); and

- the difference between the service supplied by the  
20 system and that requested by the driver.

CLAIMS

1. A motor vehicle with hybrid motorization, of the type in which a powertrain assembly comprises an electric engine (12) and a heat engine (10) which are able to contribute to the driving of the vehicle, and of the type in which a central management unit executes a first task (1200, 2100) comprising determining the torque that each engine must supply for the powertrain assembly to supply the vehicle with a motive torque conforming to a torque requested (Trequested) by the driver of the vehicle, and of the type wherein the heat engine (10) is able to be stopped, the vehicle then being driven only by the electric engine (12) powered by electric current from a battery (16), characterized in that, at least for certain (hybrid) operating modes of the powertrain assembly, the central unit executes a second task (1100, 2200) during which it is decided to stop or start the heat engine, in that the first task and the second task are executed in parallel and in that the frequency of execution of the second task is less than that of the first task.
2. The motor vehicle as claimed in claim 1, characterized in that the driver can impose on the powertrain assembly an electric operating mode in which the heat engine (10) is stopped.
3. The motor vehicle as claimed in either of the preceding claims, characterized in that the driver can impose on the powertrain assembly a regeneration operating mode in which the heat engine (10) is used in particular to charge the battery (16).

4. The motor vehicle as claimed in any one of the preceding claims, characterized in that the driver can impose on the powertrain assembly a hybrid operating mode in which the central unit executes the second task during which it is decided to stop or start the heat engine.
5. The motor vehicle as claimed in claim 4, characterized in that the decision to stop or start the heat engine (10) is taken in particular according to a state of charge (battery\_gauge, soc) of the battery (16).
6. The motor vehicle as claimed in claim 5, characterized in that the starting of the heat engine (10) is decided or confirmed when the state of charge (battery\_gauge) of the battery (16) is less than a low threshold level (gauge\_low\_threshold), and in that the stopping of the heat engine (10) is able to be decided or confirmed when the state of charge of the battery is greater than a high threshold level (gauge\_high\_threshold).
7. The motor vehicle as claimed in any one of claims 4 to 6, characterized in that the decision to stop or start the heat engine (10) is taken in particular according to the instantaneous torque (Trequested\_filter1) requested by the driver.
8. The motor vehicle as claimed in any one of claims 4 to 7, characterized in that the decision to stop or start the heat engine (10) is taken in particular according to the average torque (Trequested\_filter2) requested by the driver during a predetermined time interval preceding the decision.

9. The motor vehicle as claimed in claim 7 taken in combination with claim 8, characterized in that the starting of the heat engine (10) is decided or confirmed when the instantaneous torque

5  
10  
15  
20  
25  
30  
35

(Trequested) requested by the driver is greater than a high threshold level (Thigh), and in that the stopping of the heat engine (10) is able to be decided or confirmed when the instantaneous torque (Trequested\_filter1) and the average torque (Trequested\_filter2) requested by the driver are less than a low threshold level (Tlow).

greater than a high threshold level (Thigh), and in that the stopping of the heat engine (10) is able to be decided or confirmed when the instantaneous torque (Trequested\_filter1) and the average torque (Trequested\_filter2) requested by the driver are less than a low threshold level (Tlow).

10. The motor vehicle as claimed in claim 6 taken in combination with claim 9, characterized in that the stopping of the heat engine (10) is decided or confirmed when, at the same time, the state of charge (battery\_gauge) of the battery (16) is greater than a high threshold level (gauge\_high\_threshold) and the instantaneous torque (Trequested\_filter1) and the average torque (Trequested\_filter2) requested by the driver are less than a low threshold level (Tlow).

11. The motor vehicle as claimed in any one of claims 4 to 10, characterized in that the decision to stop or start the heat engine (10) is taken in particular according to a difference (Service\_difference) between the torque requested (Trequested) by the driver and the torque actually supplied by the powertrain assembly.

12. The motor vehicle as claimed in any one of the preceding claims taken in combination with at least one of claims 2 to 4, characterized in that, during operation of the operating mode selected by the driver, a charge set point level (soc\_ref) of



13. The motor vehicle as claimed in any one of the preceding claims, characterized in that the powertrain assembly is a series hybrid assembly in which the drive wheels of the vehicle are driven exclusively by the electric engine (12) which is powered by electric current from the battery (16) which is charged by a generator (16) driven by the heat engine (10).
14. The motor vehicle as claimed in claim 13 taken in combination with claim 12, characterized in that the electrical power ( $P_{bat\_requested}$ ) to be supplied to the battery (16) is determined according to a difference ( $Difference\_soc$ ) between the real ( $soc$ ) and reference ( $soc\_ref$ ) states of charge of the battery, taking into account limiting charge ( $P_{batmaxR}$ ) and discharge ( $P_{batmaxD}$ ) power values of the battery (16).
15. The motor vehicle as claimed in claim 14, characterized in that the starting of the heat engine (10) is determined according to the electrical power ( $P_{bat\_requested}$ ) to be supplied to the battery (16), the electrical power absorbed ( $P_{el\_filterB}$ ) by the electric engine (12) and according to a difference ( $Service\_difference$ ) between the value of the torque requested by the driver and the value of the torque supplied by the electric engine (12).
16. The motor vehicle as claimed in claim 14 or 15, characterized in that a set point level ( $P_{ge\_ref}$ ) for the power supplied by the generator (26) is determined according to the real power ( $U \cdot I_{ge}$ ) supplied by the generator (26), the real power ( $U \cdot I_{bat}$ ) supplied by the battery (16), and the power ( $P_{bat\_requested}$ ) to be supplied to the battery (16), taking into account the maximum

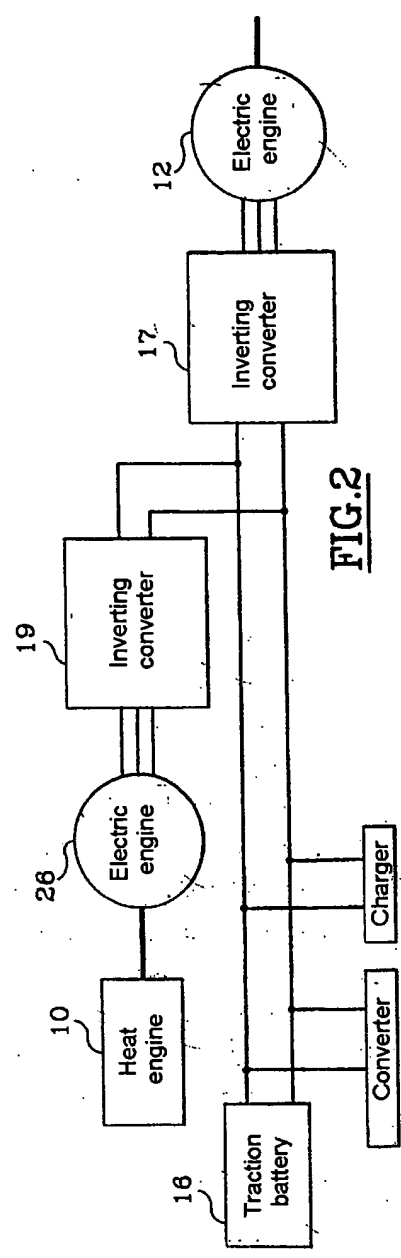
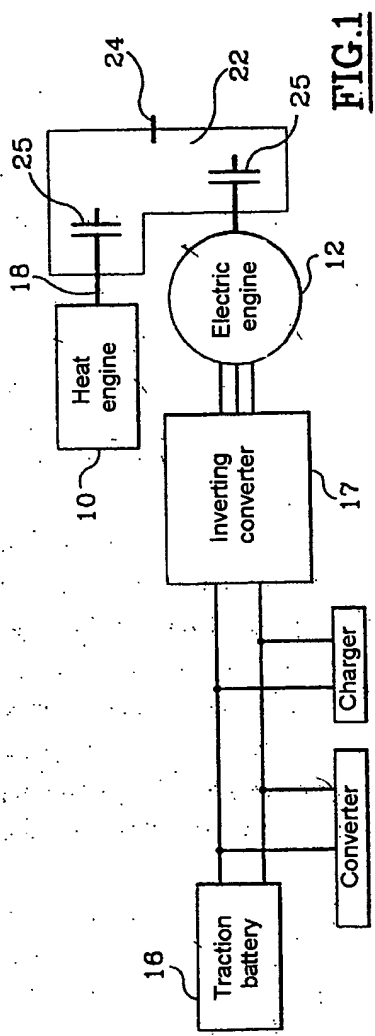
power ( $P_{ge\_max}$ ) able to be supplied by the generator (26).

17. The motor vehicle as claimed in any one of the preceding claims 13 to 15, characterized in that a necessary electrical power ( $P_{el\_requested}$ ) is determined according to the motive torque ( $C_{requested}$ ) requested by the driver, taking into account, at least when this torque is greater as an absolute value than a minimum value, the efficiency of the electric engine (R).
18. The motor vehicle as claimed in claim 16, characterized in that a set point value ( $T_{ref}$ ) for the torque supplied by the electric engine (12) is determined according to the motive torque requested by the driver multiplied, at least when the necessary electrical power ( $P_{el\_requested}$ ) is greater as an absolute value than a threshold value ( $P_{min}$ ), by the ratio of the electrical power ( $P_{el\_possible}$ ) able to be supplied to the electric engine (12) divided by the necessary electrical power ( $P_{el\_possible}$ ), the electrical power ( $P_{el\_possible}$ ) able to be supplied to the electric engine (12) taking into account the necessary electrical power ( $P_{el\_requested}$ ), the real power ( $P_{ge}$ ) supplied by the generator, the power ( $P_{bat\_possible}$ ) able to be supplied by the battery (16), and the maximum power ( $P_{engine\_max}$ ) able to be absorbed by the engine.
19. The motor vehicle as claimed in any one of claims 1 to 12, characterized in that the powertrain assembly is a parallel hybrid assembly in which the electric engine (12) and the heat engine (10) each drive either at least one and the same drive wheel or different drive wheels.

20. The motor vehicle as claimed in claim 19 taken in combination with claim 3, characterized in that when the powertrain assembly is operating in regeneration mode, the electric engine (10) delivers a motive torque only if the driver provokes an abrupt rise in the requested torque (kickdown).
21. The motor vehicle as claimed in either of claims 19 and 20, taken in combination with claim 3, characterized in that when the powertrain assembly is operating in regeneration mode, the heat engine (10) is ordered to supply a maximum torque ( $T_{h\_maximum}$ ).
22. The motor vehicle as claimed in any one of claims 19 to 21 taken in combination with claim 4, characterized in that when the powertrain assembly is operating in hybrid mode and the state of charge (battery\_gauge) of the battery (16) has previously fallen below a low threshold level (gauge\_low\_threshold) and has not yet exceeded a high threshold level (gauge\_high\_threshold), the heat engine (10) is ordered to supply a set point torque ( $T_{h\_ref1}$ ) at least equal to an optimum torque ( $T_{h\_optimal}$ ) corresponding to optimal efficiency conditions of the heat engine.
23. The motor vehicle as claimed in any one of the preceding claims 19 to 22 taken in combination with claim 4, characterized in that when the powertrain assembly is operating in hybrid mode and the instantaneous torque ( $T_{requested\_filter1}$ ) requested by the driver has previously risen above a high threshold level ( $T_{high}$ ) without returning below a low threshold level ( $T_{low}$ ) at the same time as the average level ( $T_{requested\_filter2}$ ) is less than the low threshold level ( $T_{low}$ ), the heat engine (10) is ordered to supply a set point

torque at least equal to a filtered value of the torque requested by the driver.

24. The motor vehicle as claimed in any one the  
5 preceding claims 19 to 23, characterized in that,  
if a filtered value ( $T_{h\_ref\_int}$ ) of the torque  
requested by the driver is greater than the  
maximum torque ( $T_{h\_max}$ ) of the heat engine (10),  
the electric engine (12) is required to supply,  
10 wherever possible, the quantity of torque lacking  
( $T_{req} - T_{href}$ ).



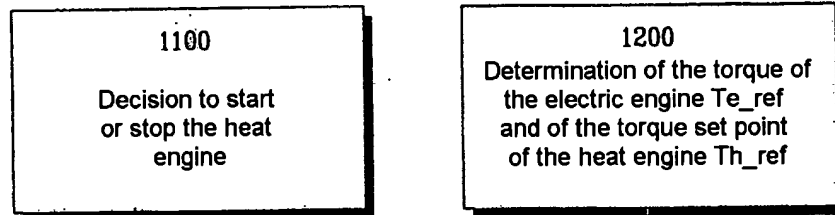


FIG.3A

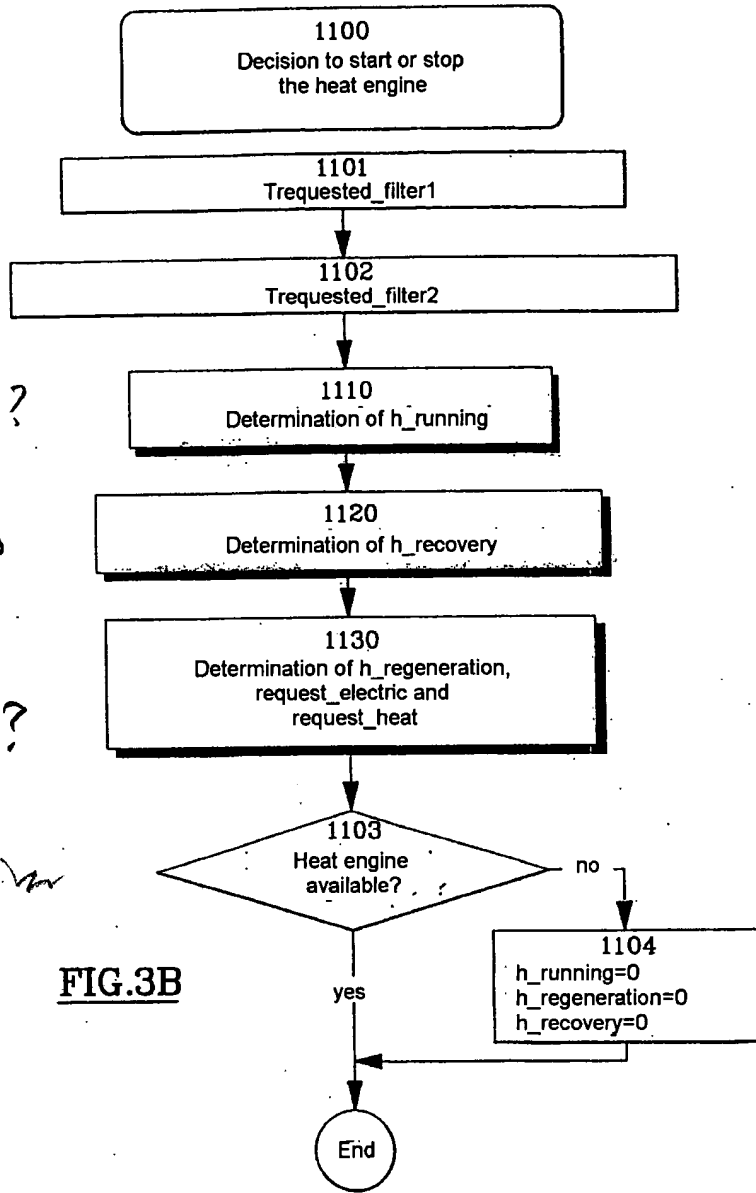
*T<sub>requested</sub> = Torque requested by driver*

*is engine running?*

*is engine charging battery?*

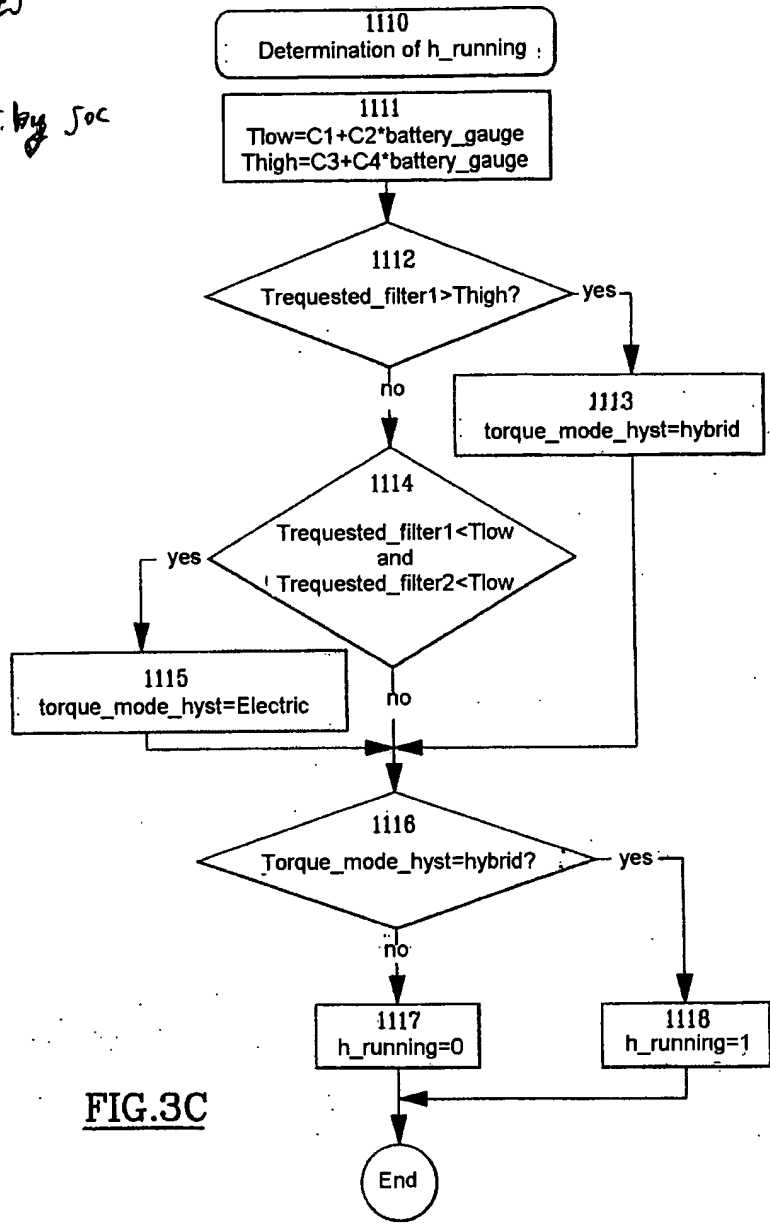
*is ICE strategy changing battery?*

*can ICE deliver torque?*



**FIG. 3B**

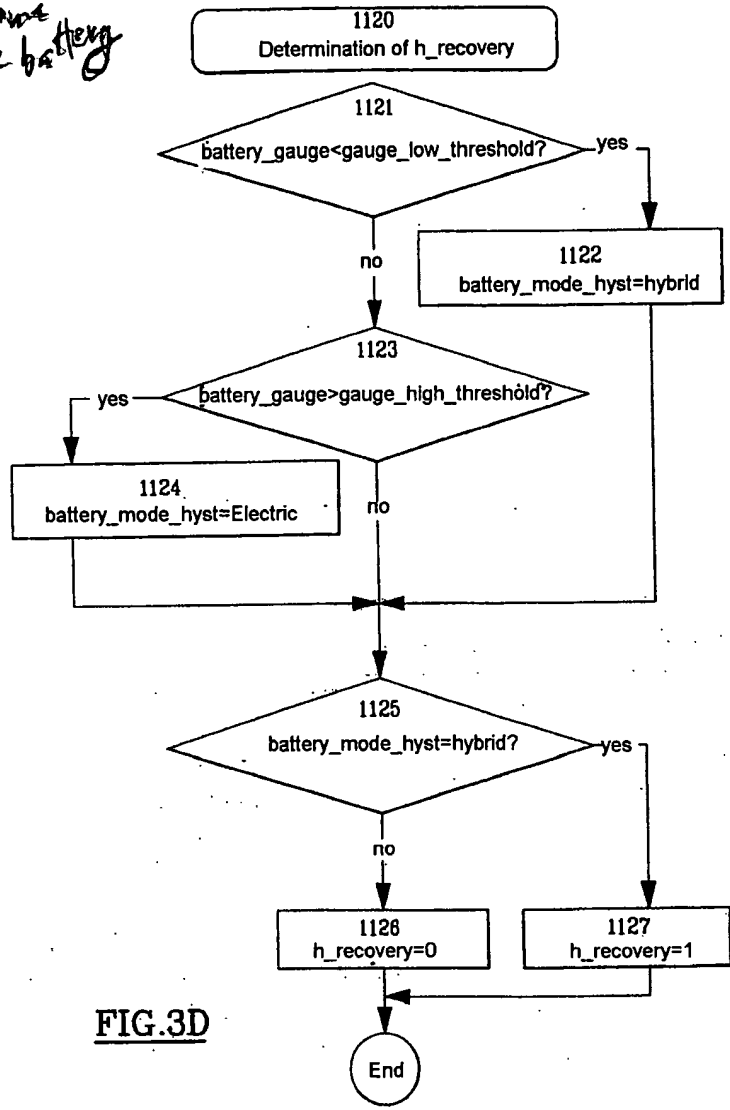
*ICE run between these values*  
*Tlow + Thigh det. by Soc*  
*14: 10 - why?*



**FIG.3C**



*whether engine is to charge battery*



**FIG.3D**

1130  
Determination of h\_regeneration,  
request\_electric and request\_heat

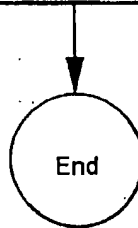
1131  
according to mode\_selected

Electric case  
torque\_mode\_hyst=Electric  
battery\_mode\_hyst=Electric  
request\_electric=TRUE  
request\_heat=FALSE  
h\_regeneration=0

Hybrid case  
request\_electric=TRUE  
if (battery\_mode\_hyst=hybrid or  
torque\_mode\_hyst=hybrid)  
request\_heat=TRUE  
else  
request\_heat=FALSE  
end if  
h\_regeneration=0

Regeneration case  
torque\_mode\_hyst=hybrid  
battery\_mode\_hyst=hybrid  
request\_electric=TRUE  
request\_heat=TRUE  
h\_regeneration=1

end according to



**FIG.3E**

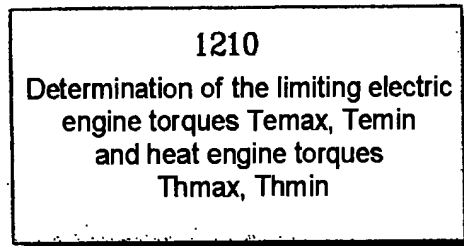
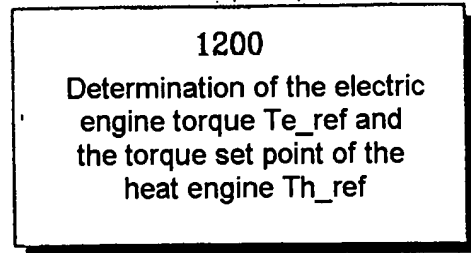
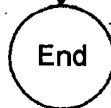
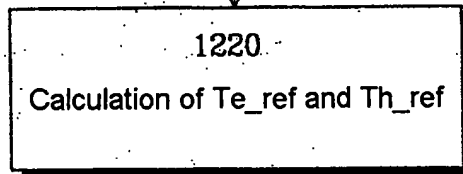
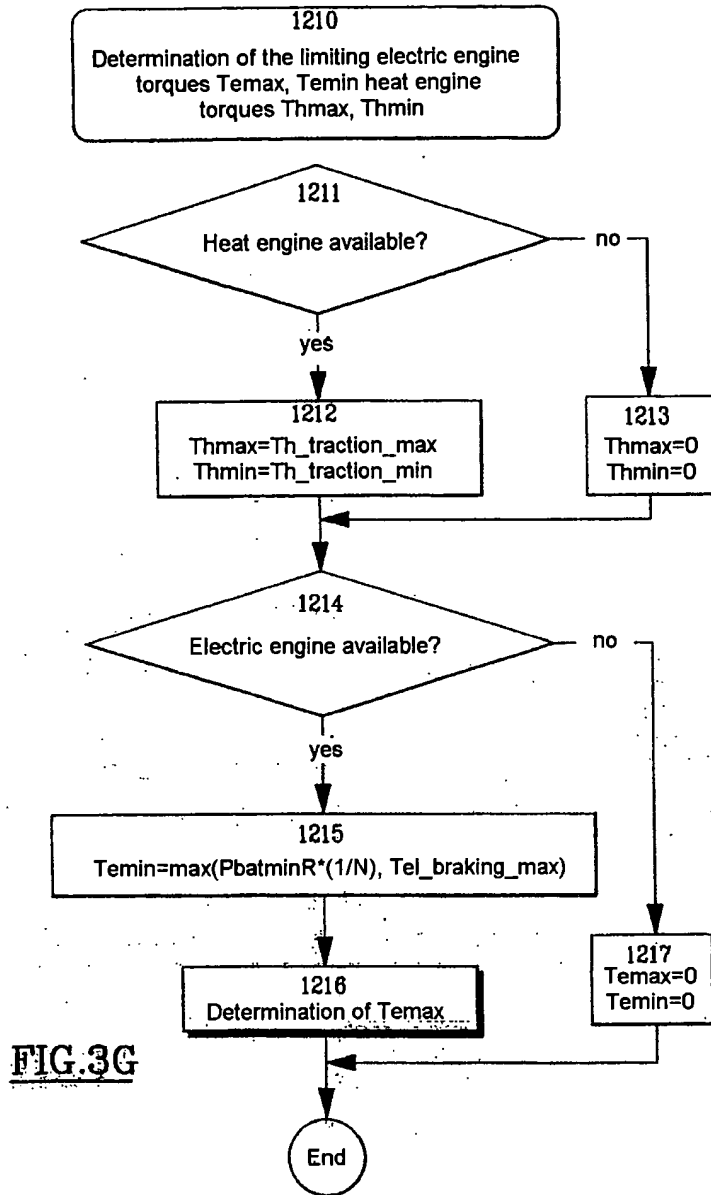
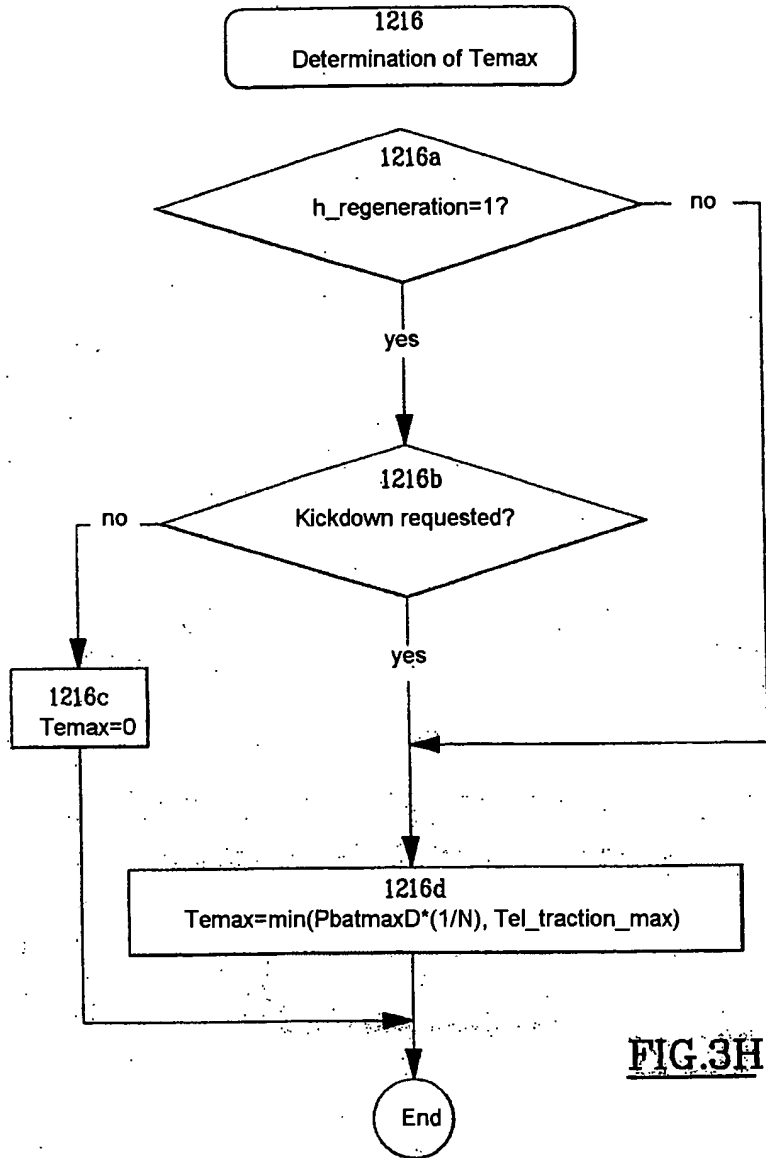


FIG.3F

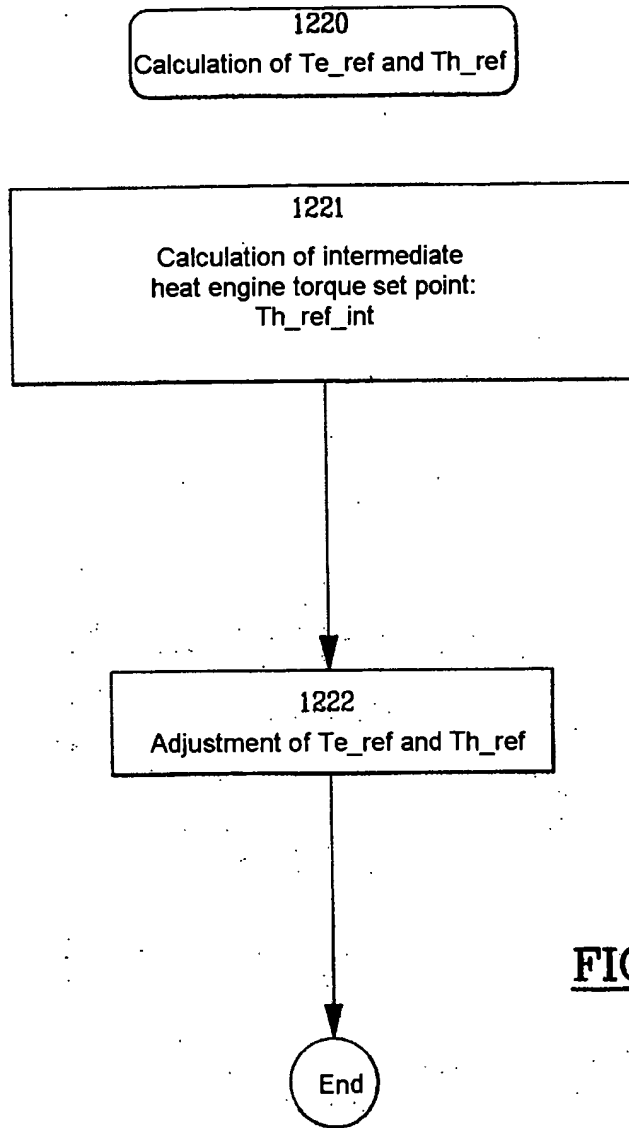




**FIG.3G**



**FIG. 3H**



**FIG.3I**

1130

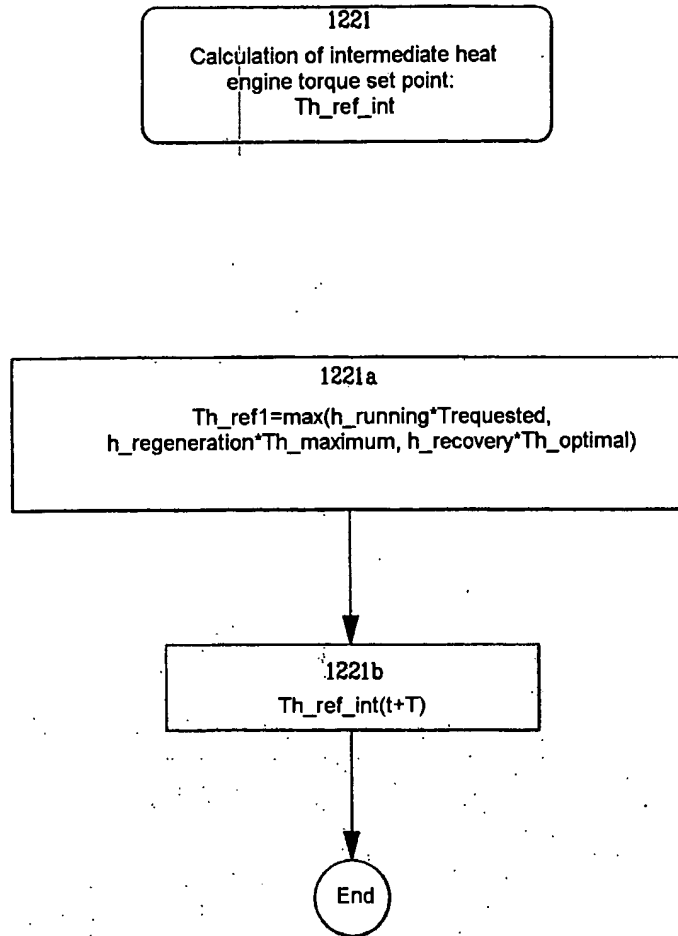
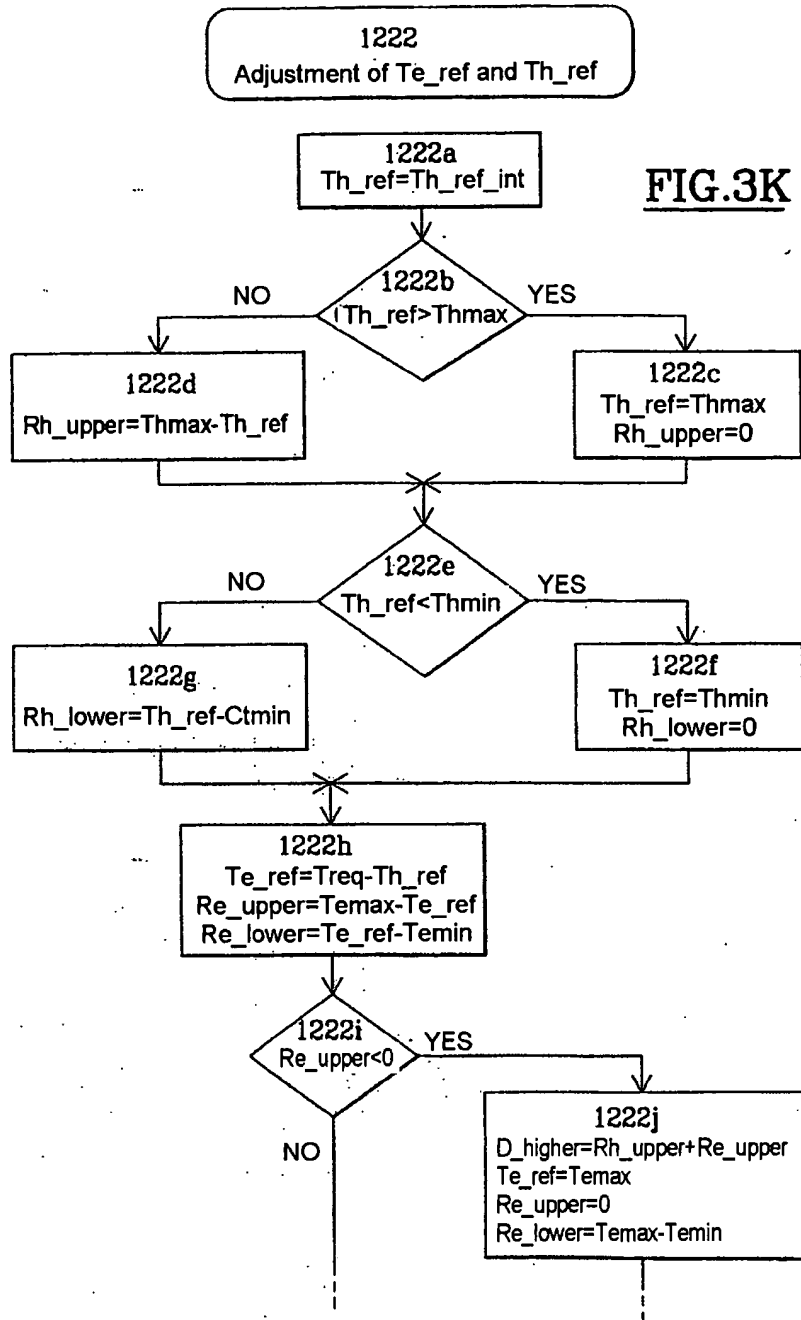
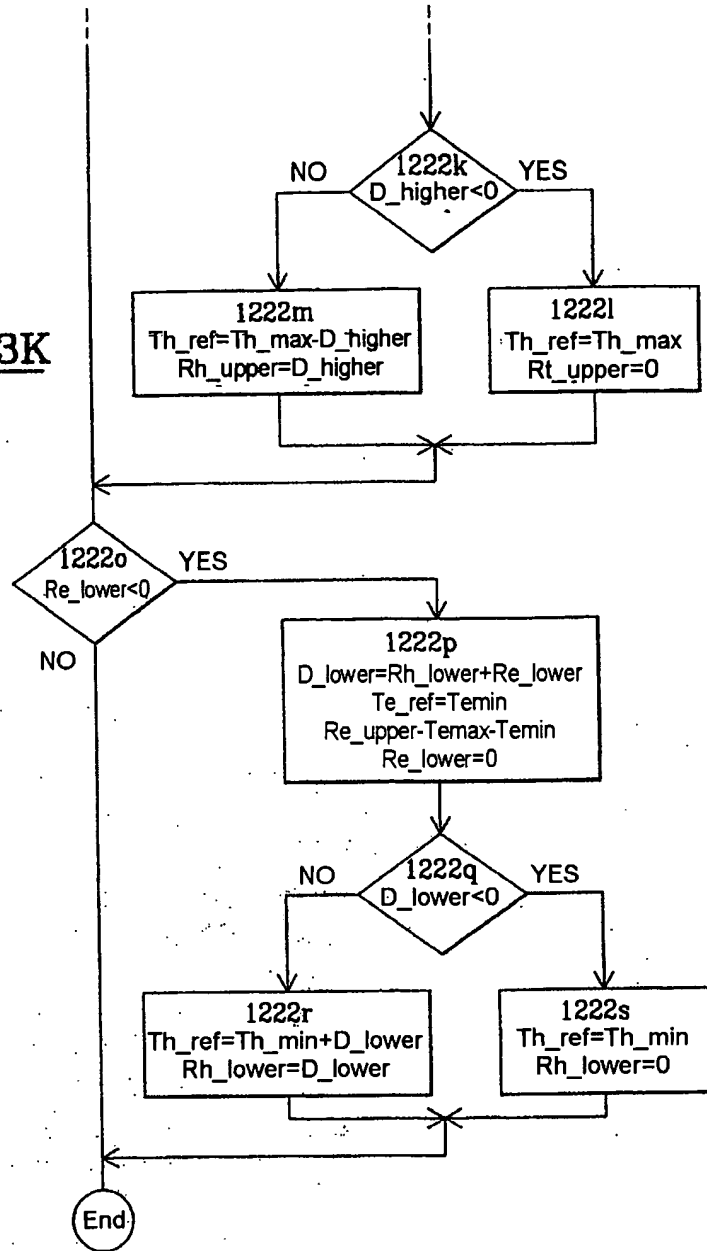


FIG.3J





**FIG. 3K**



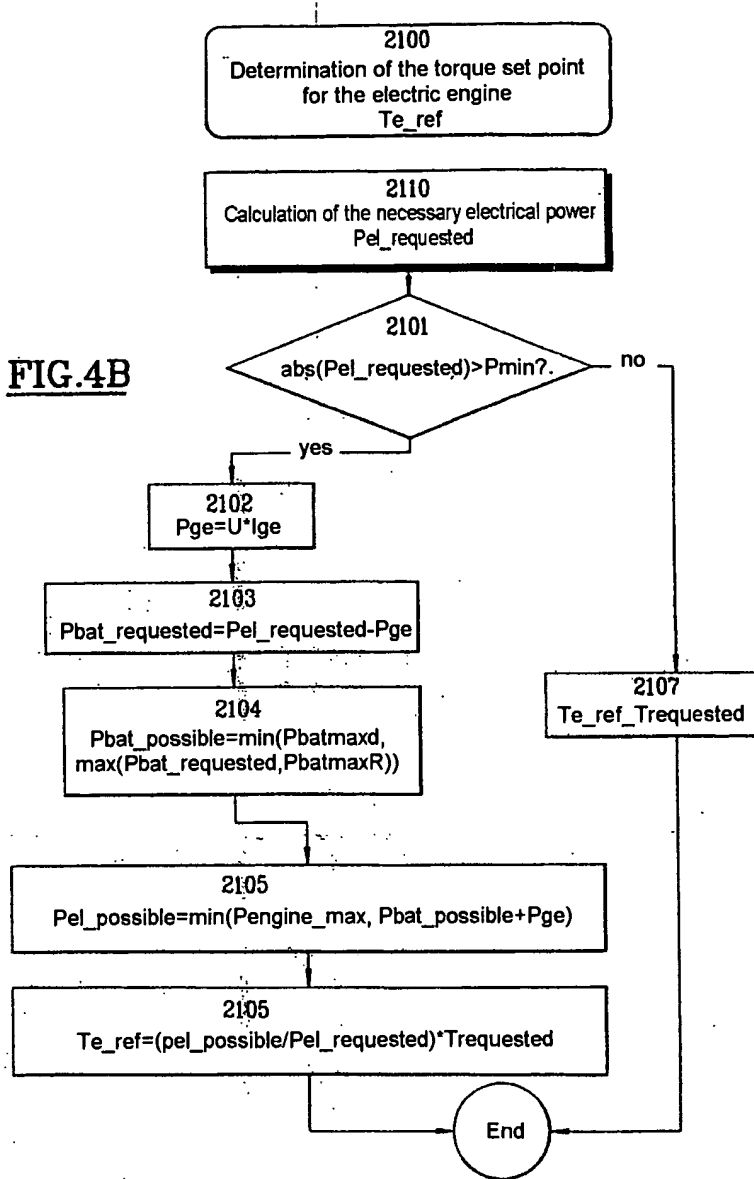
2300  
Determination of the  
power set point for the  
electricity generator Pge\_ref

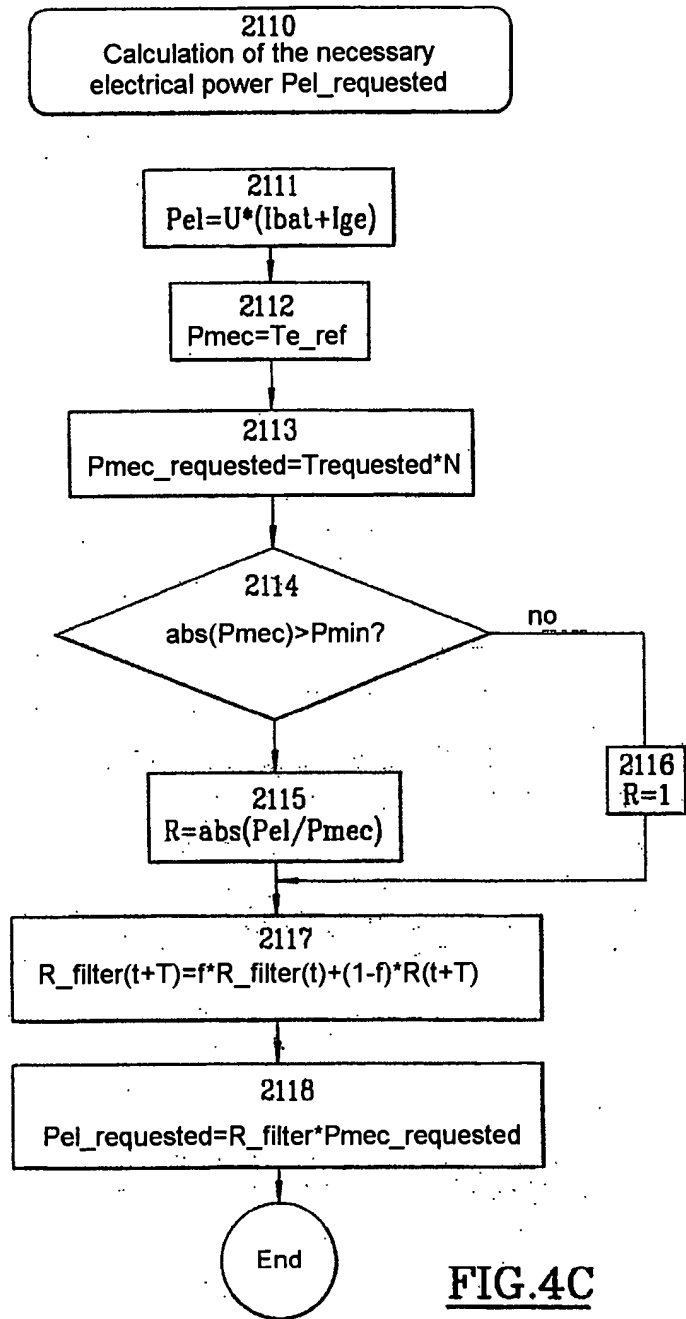
2200  
Decision to start or  
stop the heat engine

2100  
Determination of the  
electric engine torque set point

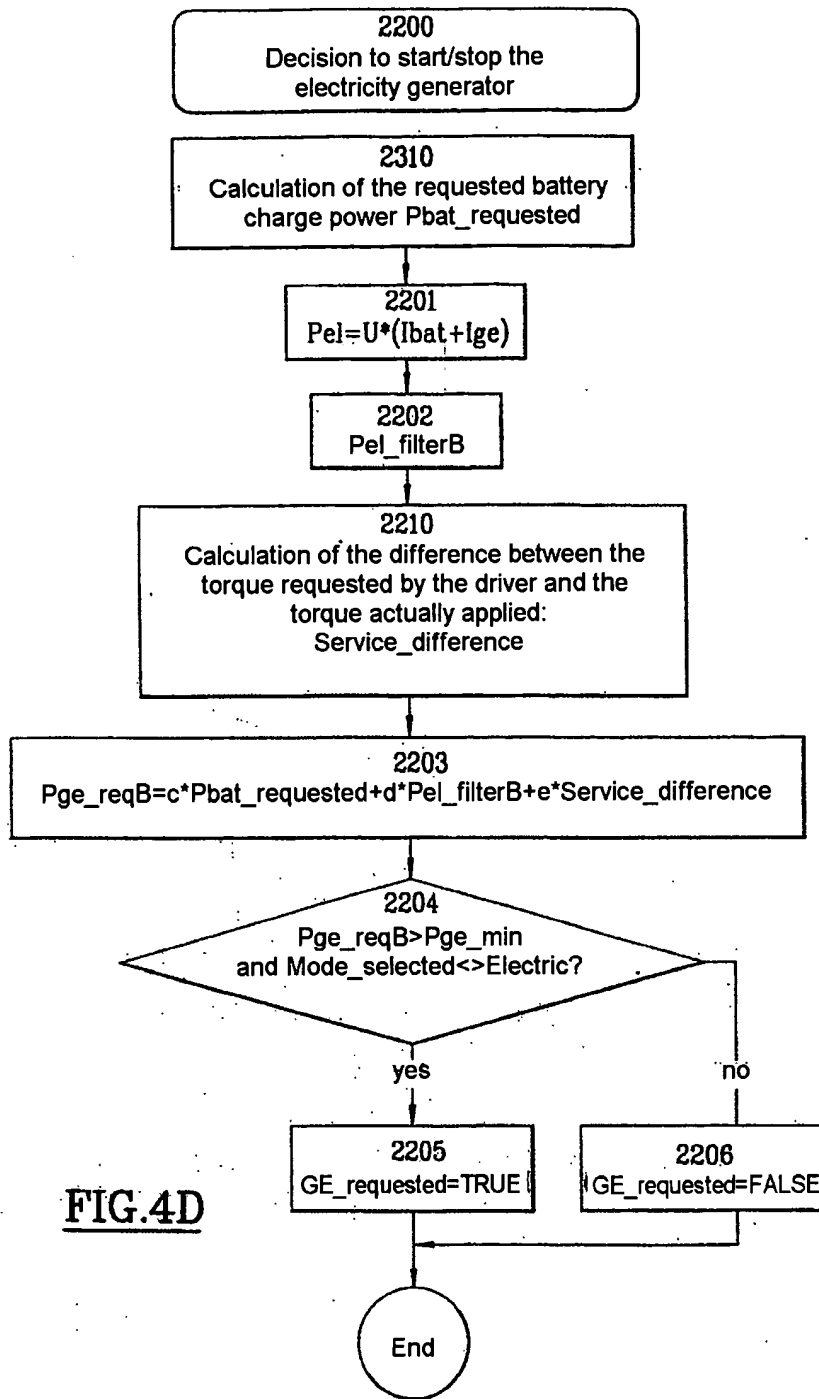
FIG.4A

FIG.4B





**FIG.4C**



**FIG.4D**

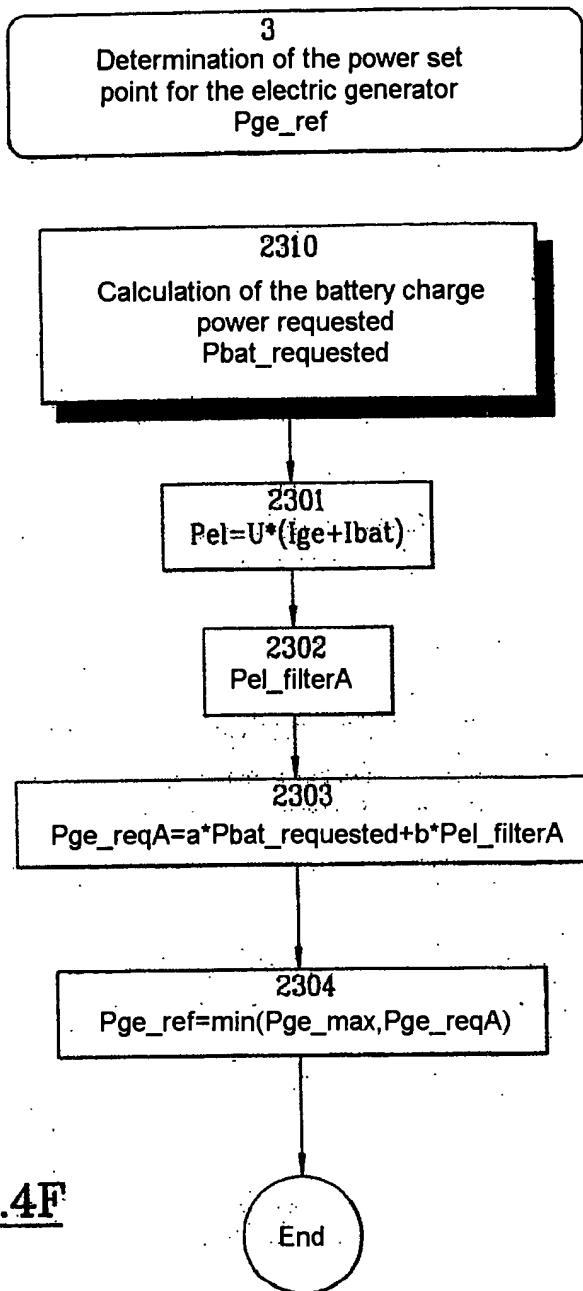
**2210**  
Calculation of the difference between the torque requested by the driver and the torque actually applied:  
Service\_difference

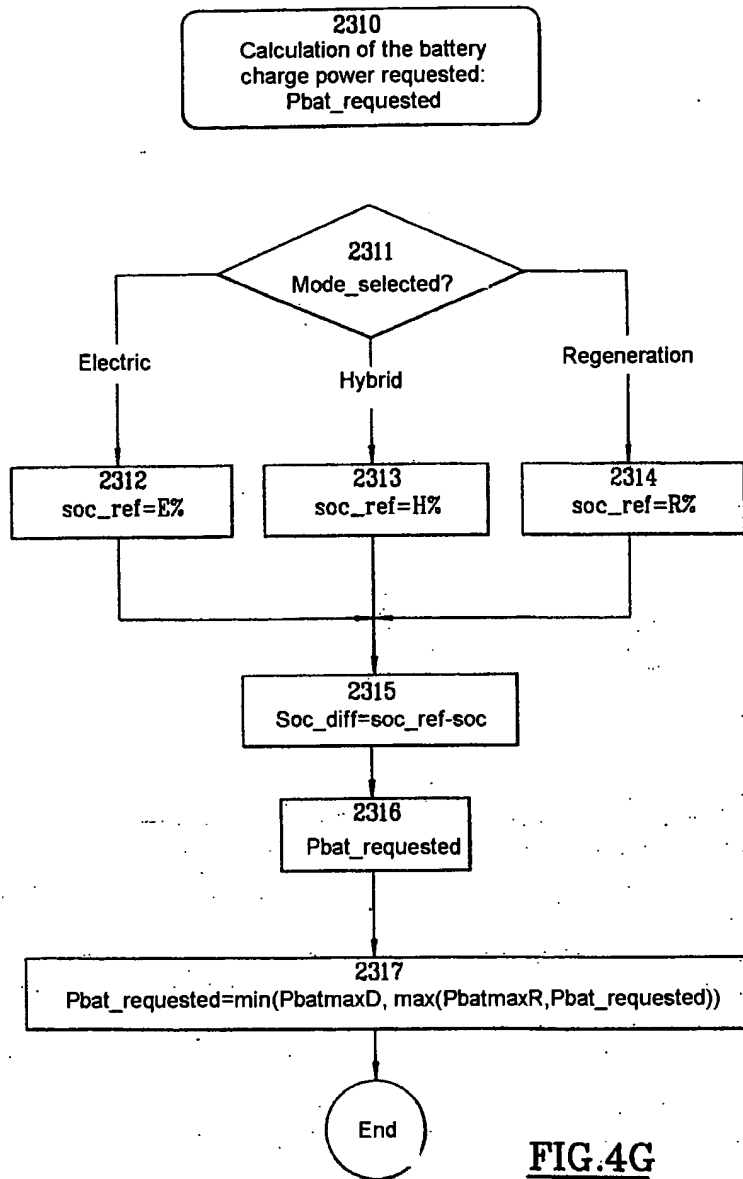
**2211**  
Difference\_T = TRequested - Te\_ref

**2212**  
Service\_difference

End

**FIG.4E**

**FIG. 4F**



**FIG.4G**



# Translator's Report/Comments

Your ref: P038141EP:REJ/GJS/CLM Your order of (date) 25/05/05

In translating the above text we have noted the following apparent errors/unclear passages:

Page/line*	Comment
4/26 5/7-8	"et en ce que l'arrêt..." should read "et l'arrêt ..."
12 (table)	"Seuil Faut de jauge" → "Seuil haut de jauge"
14/6	"valeur booléenne hyst_mode_couple" should read "variable booléenne ..."
14/11-12	"valeur booléenne th_roulage" should read "variable booléenne ..."
14/30	"la valeur th_récupération" should read "la variable th_récupération"
15/12	"variable « électrique »" should read "valeur « électrique »"
29/19	"seuil_jauge_bas" should perhaps read "seuil_jauge_haut"
5/21 30/25-26	"en fonctionnement du mode de ..." should perhaps read "en fonction du mode de ..."

\* This identification refers to the source text. Please note that the first paragraph is taken to be, where relevant, the end portion of a paragraph starting on the preceding page. Where the paragraph is stated, the line number relates to the particular paragraph. Where no paragraph is stated, the line number refers to the page margin line number.

TRC1 1.7.92