

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4754558号
(P4754558)

(45) 発行日 平成23年8月24日(2011.8.24)

(24) 登録日 平成23年6月3日(2011.6.3)

(51) Int.Cl.

F16H 61/02 (2006.01)
F02D 29/00 (2006.01)

F 1

F 16 H 61/02
F 02 D 29/00

C

請求項の数 15 (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願2007-512049 (P2007-512049)
 (86) (22) 出願日 平成17年5月7日 (2005.5.7)
 (65) 公表番号 特表2007-537405 (P2007-537405A)
 (43) 公表日 平成19年12月20日 (2007.12.20)
 (86) 國際出願番号 PCT/EP2005/004971
 (87) 國際公開番号 WO2005/111948
 (87) 國際公開日 平成17年11月24日 (2005.11.24)
 審査請求日 平成19年7月19日 (2007.7.19)
 (31) 優先権主張番号 102004024840.0
 (32) 優先日 平成16年5月14日 (2004.5.14)
 (33) 優先権主張国 ドイツ (DE)

(73) 特許権者 505152284
 ゲットラーク ゲットリーベ ウント ツ
 アーンラトファブリーク ヘルマン ハー
 ゲンマイアー ゲゼルシャフト ミット
 ベシュレンクテル ハフツング ウント
 コンパニー コマンディトゲゼルシャフト
 ドイツ連邦共和国 74199 ウンテル
 グルッペンバッハ ヘルマン ハーゲンマ
 イアー シュトラーセ
 (74) 代理人 100082005
 弁理士 熊倉 賢男
 (74) 代理人 100067013
 弁理士 大塚 文昭
 (74) 代理人 100065189
 弁理士 宍戸 嘉一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】自動車用の自動ドライブトレインの制御方法及びドライブトレイン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

エンジン(12)及び変速装置(15)を有する自動車用自動ドライブトレイン(10)を制御する方法であって、前記変速装置(15)の少なくとも1つの摩耗パラメータ(V)を前記変速装置の走行性能(L)の実行中少なくとも一回検出するステップを有し、前記摩耗パラメータ(V)は、前記変速装置(15)の少なくとも1つのコンポーネント(16~22; 28, 30; 32, 34)の摩耗又は疲労を表している方法において、前記エンジン(12)に起因して前記変速装置(15)に加わる最大負荷を表す負荷限界パラメータ(B)を前記検出した摩耗パラメータ(V)の関数として設定し、

前記変速装置(15)は、複数個の歯車ステップを備えた変速歯車装置であり、

前記負荷限界パラメータ(B)を、少なくとも幾つかの前記歯車ステップについて別々に設定する方法。

【請求項 2】

前記変速装置(15)の前記摩耗パラメータ(V)は、前記変速装置の走行性能(L)実行中、連続して繰り返し検出され、前記負荷限界パラメータ(B)は、前記検出された摩耗パラメータの関数として繰り返し新たに設定される請求項1記載の方法。

【請求項 3】

前記摩耗パラメータ(V)は、自動車制御装置(40)にストレージされる請求項2記載の方法。

【請求項 4】

10

20

前記負荷限界パラメータ (B) は、自動車制御装置 (40) によって自動的に設定される請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項に記載の方法。

【請求項 5】

別の摩耗パラメータ (V) が、前記歯車ステップのうちの少なくとも幾つかについて検出される請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の方法。

【請求項 6】

前記変速装置 (15) は、少なくとも 1 つの歯車を有し、別個の摩耗パラメータ (V) が、前記歯車について検出される請求項 1 乃至 5 の何れか 1 項に記載の方法。

【請求項 7】

歯車ステップ又は前記歯車に関する前記摩耗パラメータは、前記変速装置の走行性能 (L) 実行中におけるロールオーバの回数に比例した値である請求項 5 又は請求項 6 に記載の方法。

【請求項 8】

歯車ステップ又は前記歯車に関する前記摩耗パラメータ (V) は、前記変速装置の走行性能 (L) 実行中におけるロールオーバの回数に比例し且つ各場合において歯車セット又は前記歯車を介して伝達されるトルクに比例した値である請求項 6 又は請求項 7 に記載の方法。

【請求項 9】

前記変速装置 (15) は、少なくとも 1 本のシャフト (28, 30) を有し、別の摩耗パラメータ (V) が、前記シャフト (28, 30) について検出される請求項 1 乃至 8 の何れか 1 項に記載の方法。

【請求項 10】

前記変速装置 (15) は、少なくとも 1 つのピボット軸受 (32, 34)、転がり軸受を有し、別の摩耗パラメータ (V) が、前記ピボット軸受 (32, 34) について検出される、請求項 1 ~ 9 のうちいずれか一に記載の方法。

【請求項 11】

少なくとも前記シャフト (28, 30) 及び前記ピボット軸受 (32, 34) の何れか一方に関する前記摩耗パラメータ (V) は、それぞれの回転数に比例する請求項 9 又は請求項 10 に記載の方法。

【請求項 12】

前記負荷限界パラメータ (B) は、前記エンジン (12) から前記変速装置 (15) に伝達される最大トルクに比例した値である請求項 1 乃至 11 の何れか 1 項に記載の方法。

【請求項 13】

前記負荷限界パラメータ (B) は、前記エンジン (12) から前記変速装置 (15) に伝達される最大回転速度に比例した値である請求項 1 乃至 12 の何れか 1 項に記載の方法。

【請求項 14】

前記負荷限界パラメータ (B) は、前記エンジン (12) から前記変速装置 (15) に伝達される最大回転加速度に比例した値である、請求項 1 乃至 13 の何れか 1 項に記載の方法。

【請求項 15】

自動車用の自動ドライブトレイン (10) であって、エンジン (12) と、変速装置 (15) と、前記変速装置 (15) の少なくとも 1 つの摩耗パラメータ (V) を検出する手段 (40) と、前記ドライブトレイン (10) を制御する手段 (40) とを有する自動ドライブトレインにおいて、前記制御手段 (40) は、請求項 1 乃至 14 の何れか 1 項に記載の方法を実施するための自動ドライブトレイン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジン及び変速装置を有する自動車用自動ドライブトレインを制御する方

10

20

30

40

50

法であって、変速装置の少なくとも 1 つの摩耗パラメータを変速装置の走行性能の実行中少なくとも一回検出するステップを有し、摩耗パラメータは、変速装置の少なくとも 1 つのコンポーネントの摩耗又は疲労を表している方法に関する。

【 0 0 0 2 】

本発明は更に、自動車用の自動ドライブトレインであって、エンジンと、変速装置と、変速装置の少なくとも 1 つの摩耗パラメータを検出する手段と、ドライブトレインを制御する手段とを有するドライブトレインに関する。

【 背景技術 】

【 0 0 0 3 】

この種の方法及びこの種のドライブトレインは、国際公開第 0 1 / 6 1 6 5 3 号パンフレットで知られている。この刊行物は、製品の残りの作動期間を求める方法に関する。この場合、特定の作動変数の値が検出される。個々の作動変数の値域は、幾つかのクラスに再分割され、作動期間は、検出された値の属するクラスの関数として検出される。重み付け係数の割り当ても又、製品の重み付けされた累積作動期間を決定するためにここで行われる場合がある。

【 0 0 0 4 】

技術的故障に至るまでの作動期間が検出される製品は、例えば、自動車（以下、「車両」という場合がある）のエンジン、変速装置又は制御装置の場合がある。

【 0 0 0 5 】

残りの作動期間を求めるこの方法は、技術的な走行性能の終わりに達する直前において特に信頼性のある予防的保守／修理を可能にするようになっている。

【 0 0 0 6 】

「走行性能」という用語は、本発明との関連においては、自動車の負荷又は応力に関する場合のある種々の用語、例えば、作動期間、走行距離、走行時間等の包括的な用語であると理解されている。

【 0 0 0 7 】

自動車において、重要な品質判断基準は、自動車が所定の平均走行性能内でできるだけ遠くまで故障せず又はできるだけ遠くまでほとんど故障しないということにある。これに関する重大な判断基準は、信頼性、即ち、製品が所与の機能的及び周囲条件下において規定の走行性能の実行中に破損しない確率である（これについては、ゲー・レッヒナー及びハーア・ナオンハイマー（G. Lechner and H. Naunheimer）著、「ファーツオイクゲトリーべ・グルンドラーゲン・アウスヴァール・アウスレクウンク・ウント・コンストルクチオン（Fahrzeuggetriebe-Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion）（英訳“Vehicle transmissions-principles, selection, design and construction”）」、シュプリンガー・フェルラーク（Springer-Verlag），395 頁を参照されたい）。

【 0 0 0 8 】

信頼性に関する重大な基準うちの 1 つは、部品が距離ポイント（d）又は時間ポイント（t）まで既に持ちこたえたときの部品の故障の恐れの尺度としての故障率（t）と呼ばれているものである。

【 0 0 0 9 】

製品の故障挙動は、「バスタブ曲線」と呼ばれているものの形態で示される場合が多い。これは、3 つの領域で形成されている。第 1 の領域は、本質的に組み立て又は製造誤差に起因して生じる初期故障をさしている。比較的故障率の低い中間領域は、例えば作動欠陥、汚れ等により引き起こされるランダムな故障の領域である。

【 0 0 1 0 】

故障率が走行性能の増大につれて急峻に増大する第 3 の領域は、摩耗又は疲労による故障の領域である。

【 0 0 1 1 】

第 2 の領域には、比較的ほんの僅かな程度までしか影響を及ぼすことができない。第 1 の領域には、厳密な製造及び品質保証により確実に影響を与えることができる。しかしながら

10

20

30

40

50

がら、本発明の関連では、第3の領域は、特に重要なものである。

【0012】

これは、変速装置の設計において、適当な走行性能に関する計算により、考えられるあらゆる状況を考慮に入れて、できるだけ損傷の無い作動が所要の平均走行性能期待値を超えて達成されるようにすることができるからである。

【0013】

この場合、規定の走行性能全体にわたり、損傷が無いこと又は最高の信頼性が得られること、例えば、最初の150,000km内では故障がゼロであることが強調される。

【0014】

変速装置が、変速装置の一部品の故障（例えば、歯車の破損）の場合であっても全体が故障するので、変速装置の個々の構成部品は各場合において、予想される負荷の関数として設計されるべきであり、したがって、かかる個々の構成部品が全て、平均走行性能期待値を満たすようにする。

10

【0015】

消費者の種々の利用挙動は、この走行性能計算において非常に決定的に重要なものである。かくして、公知のように、極めておとなしく運転し、この場合、自分の自動車の性能上のキャパシティをほぼ完全には出していない自動車運転手（以下、「性能非追求型運転手」という）が存在する。他方、自分の自動車から利用可能な性能を常時要求するような性能に夢中になる運転手（以下、「性能追求型運転手」という）が存在する。しかしながら、性能追求型運転手は、全体的に見て、ユーザの比較的僅かな部分を占めるに過ぎない。それにもかかわらず、一般に、変速装置は、これがたとえ性能追求型運転手にとっても高い走行性能期待値を提供するように設計されている。

20

【0016】

この単純化された説明は、以下のようであると考えられ、即ち、変速装置は、100,000kmという平均走行性能期待値を提供し、即ち、平均で、変速装置が搭載されている車両に関してこの運転性能に達する前に故障することはないということである。しかしながら、実際には、平均走行性予想は、例えば、150,000km又は200,000kmに達する場合があることは理解されよう。

【0017】

上述したことから明らかなように、性能追求型運転手に関する限り、平均走行性能期待値は、約100,000kmである。しかしながら、性能非追求型運転手に関し、変速装置は、際立って高く且つ例えば300,000km又は400,000kmの範囲に含まれる場合がある平均走行性能期待値を有することになる。

30

【0018】

この結果は、性能非追求型運転手の場合、例えば100,000キロメートルの走行性能をシステムとして全体的に提供し、他のコンポーネントのために故障した車両は、たとえ変速装置が200,000km又は100,000kmのそれ以上の走行性能について依然として「良好」であっても、スクラップにされるということである。

【0019】

これらの状況下において、変速装置をたとえ性能追求型運転手が妥当な平均走行性能期待値を備えるような仕方で設計することにより、個々の変速装置部品は、より強固な又はより大きな寸法決めが行われることになる。これは、変速装置の重量化の一因となる。換言すると、この必要な変速装置に関する設計の結果は、ユーザの大部分（性能非追求型運転手）が、自分達と共に車両の平均走行性能を超える不必要に高い重量を「引きずりまわしている」ことである。これにより、これらの運転手の場合、燃料消費量が増大し、したがって、エミッション（内燃機関の場合）等が多くなる。

40

【0020】

自動車用変速装置の機能状態をモニタするため、独国特許出願公開第19731842号明細書から、可変位置変速装置要素の位置を検出し、可変位置変速装置要素が所定の標的位置にあるかどうかの評価基準によってチェックすることが知られている。その結果、

50

許容誤差に起因する誤動作を回避することができ、走行性能を延ばすことができる。

【0021】

最初に言及した国際公開第01/64653号パンフレットから、技術的な作動期間の終了に達する前に、即ち、故障前に保守／修理を予防的に可能にするために、走行性能推定によって残りの作動期間を求めることが知られている。

【0022】

一般に、ユーザに左右され、時間に依存する早期損傷検出を可能にするために、特定のパラメータ、例えば車両の走行時間及びその負荷をモニタすることも又知られている（独国特許出願公開第10161998号明細書）。

【0023】

かくして、例えば、10,000キロメートル又は15,000キロメートルの一定の保守間隔ではなく、車両の個々のパラメータに対する負荷の関数として車両の保守間隔を可変的に実施することが知られている。

【0024】

したがって、本発明の目的は、高い平均走行性能を変速装置の軽量化と共に達成できる自動車用ドライブトレインの制御方法及びかかるドライブトレインそれ自体を提供することにある。

【0025】

【特許文献1】国際公開第01/61653号パンフレット

【特許文献2】独国特許出願公開第19731842号明細書

20

【特許文献3】独国特許出願公開第10161998号明細書

【非特許文献1】ゲー・レッヒナー及びハー・ナオンハイマー（G. Lechner and H. Naunheimer）著、「ファーツオイクゲトリーべ - グルンドラーゲン・アウスヴァール・アウスレクウンク・ウント・コンストルクション（Fahrzeuggetriebe-Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion）（英訳“Vehicle transmissions-principles, selection, design and construction”）」，シュプリンガー - フエルラーク（Springer-Verlag），395頁

【発明の開示】

【0026】

最初に言及した制御方法では、この目的は、エンジンに起因して変速装置に加わる最大負荷を表す負荷限界パラメータを、検出した摩耗パラメータの関数として設定することによって達成される。

【0027】

最初に言及した自動ドライブトレインでは、この目的は、制御手段が本発明の方法を実施することによって達成される。

【0028】

かくして、本発明の目的は、完全に達成される。

【0029】

これは、負荷限界パラメータを設定する手段により、変速装置に加わる最大負荷を検出された摩耗パラメータの関数として設定できるからである。

40

【0030】

換言すると、変速装置の負荷記録を摩耗パラメータの関数として設定することができる。摩耗パラメータにより、変速装置の構成部品の摩耗が高く又は疲労が大きいことが分かると、変速装置に加わる最大負荷を減少させる。その目的は、それにより将来、変速装置の構成部品を「保護」し、又はこれに程度を低くして負荷をかけることにある。

【0031】

これにより、一例を挙げると変速装置に加わる平均荷重の場合にのみ平均走行性能期待値に達するように変速装置又はこの変速装置の少なくとも或る部品を設計することが可能である。この設計は、当然のことながら、変速装置が上述の平均負荷であるが、最大負荷ではない負荷を受けたときに平均走行性能期待値（例えば、最初に言及した100,00

50

0キロメートル)に達するようなものであってもよい。

【0032】

この設計では、性能非追求型運転手に関する場合、摩耗パラメータは恐らくは、変速装置に加わる最大負荷が制限されないような値のままである。これとは対照的に、走行性能の実行中、平均負荷を十分に超える負荷を変速装置にかける性能追求型運転手に関し、摩耗パラメータは、変速装置に加わる変速負荷(負荷限界パラメータによって設定されている)を適当な時点で減少させるような値を取る場合がある。この場合、この結果として、変速装置の動力消費量がこの運転手にとって制限される。これは、一般に、エンジンの動力出力に制限を置くことによって行われる場合があり、これは又、該当する場合には、エンジンも又保護されるという別のプラスの効果を有する。しかしながら、それどころか、理論的には、他の手段により、例えばエンジンと変速装置との間に挿入された隔離クラッチを開き又は部分的に開くことにより、動力消費量を制限することが考えられる。

【0033】

この結果として達成できることは、この場合、この時点まで高い応力を受けた変速装置が将来の負荷を減少させるために動力消費量の面で確実に制限されるということである。かかる時点の選択及び最大負荷の減少の程度は好ましくは、平均走行性能期待値がどのような運転手の場合であっても変速装置によって満たされるよう選択される。極端な状況では、平均走行性能期待値は、本発明の方法により特定の走行性能に高い精度で「再調節」できる。

【0034】

変速装置の摩耗パラメータをその走行性能の実行中、繰り返し、特に連続的に検出し、負荷限界パラメータをこの関数として新たに繰り返し設定すれば特に好ましい。

【0035】

上述したように適切なパラメータのかかる繰り返しの、特に連続的な検出及び設定の場合、変速装置の走行性能期待値を、点検間隔を設けなくても本質的に安全で損傷の無い車両の作動を達成する目的で、閉ループのように比較的正確に設定できる。

【0036】

例えば、平均走行性能期待値を、運転手により引き起こされる平均負荷に一致した特定の値に設定するのがよい。

【0037】

変速装置又はこの変速装置の一部が特定の時点を超えて又は開始から先へ直後に開始から平均を超える負荷を受ける限りでは、変速装置に加わる最大負荷、即ち、負荷限界は、「予防的」であるかのように減少する。変速装置又は変速装置の一部に加わる負荷が平均を超えるレベルであり続ける限り、負荷限界は、次第に減少して性能追求型運転手であっても最終的には性能非追求型運転手よりも平均走行性能期待値までそれほど高い故障率を生じさせないようになる。

【0038】

性能非追求型運転手に関しては、負荷限界は恐らくは走行性能全体にわたり全く減少しないであろう。

【0039】

性能追求型運転手の場合、このことは当然のことながら、利用可能な動力が、段階的に又は連続的に減少することを意味する。これは当初、非常に僅かなので、運転手はこれに気付かない場合がある。しかしながら、極端な状況では、負荷限界も又、これが明らかに検出可能になり又は対応の信号が運転手に出されるような程度まで減少する場合がある。

【0040】

特に好ましい実施形態によれば、摩耗パラメータは、自動車制御装置にストレージされる。この場合、摩耗パラメータは、好ましくは絶えず更新されるパラメータである。

【0041】

別の好ましい実施形態によれば、負荷限界パラメータは、自動車制御装置によって自動的に設定される。

10

20

30

40

50

【0042】

理論的には、負荷限界パラメータは工場等におけるプログラミングにより定期的な保守の枠組みで「手作業で」設定されることも考えられるが、それにもかかわらず、負荷限界パラメータを摩耗パラメータの関数として自動車制御装置によって走行性能の実行中に自動的に設定することが好ましい。

【0043】

別の実施形態によれば、好ましくは全体的に見て、変速装置は、複数の歯車ステップを備えた変速歯車装置であり、別個の摩耗パラメータが、歯車ステップのうちの少なくとも幾つかについて検出される。

【0044】

この手段により、個々の歯車ステップに関する摩耗パラメータの群は、変速装置に加わる負荷をより正確に反映することができる。

【0045】

例えば変速装置全体の単一の摩耗パラメータのみを検出する場合に変速装置に加わる一般的な又は平均的な負荷だけを説明することができるが、以下の説明は、好ましい実施形態において可能である。例えば、運転手が特定の歯車ステップに特に高い応力を加えた時期を検出し、即ち、都市交通では第2歯車ステップで絶えず運転することが可能である。この場合、第2歯車ステップに関する摩耗パラメータは、第3歯車ステップに関する摩耗パラメータよりも高い応力を表している。これとは逆に、主として高速道路で運転している運転手の場合、最も高い歯車ステップに関する摩耗パラメータが既に比較的高い応力を反映し、これらの低い歯車ステップに関する摩耗パラメータが低い応力のみを指示している場合がある。変速装置の摩耗のこの説明の相違点により、変速装置に加わる最大負荷の最適化された限界を設定することができる。

10

【0046】

具体的には、変速装置が少なくとも1つの歯車を有し、別の摩耗パラメータがこの歯車について検出されると、特に好ましい。

【0047】

この実施形態では、負荷限界を個々の歯車の摩耗パラメータの関数として固定できる。

【0048】

この場合、歯車ステップ又は歯車に関する摩耗パラメータが、変速装置の走行性能の実行中におけるロールオーバー(rollover)の回数に比例した値であれば特に好ましい。

20

【0049】

この場合、摩耗パラメータは、車両の運転性能がどれほど高いかには依存せず、それぞれの歯車が実際に負荷を受けた程度に依存する。

【0050】

歯車の歯車ステップに関する摩耗パラメータは、変速装置の走行性能実行中におけるロールオーバーの回数に比例し且つ各場合において歯車セット又は歯車を介して伝達されるトルクに比例した値であれば特に好ましい。

【0051】

かくして、摩耗パラメータに関し、歯車セット又は歯車がどれほど多くのロールオーバーを行ったかが考慮に入れられるだけでなく、歯車セット又は歯車がこの場合にどれほど高いトルクを伝達したかが考慮に入れられる。

30

【0052】

最も簡単な場合では、各場合において歯車により伝達された平均トルクは、一定のトルクであると見なされる。例えば、特定の歯車セットに関する歯車では、この歯車ステップの特徴である一定の値が、変速装置トルクとして見なされる。しかしながら、自動車制御装置においては、各場合に伝達されるトルクは一般に既知（例えば、スロットル弁等の位置から）なので、伝達されたトルクも又、積算できる。一例を挙げると、特定の歯車ステップでの運転中、車両の速度に依存するロールオーバーの回数を検出でき、それと同時に、エンジントルク及びエンジン加速度（エンジン加速度はこの場合、エンジン回転速度の時

40

50

間依存性の変化である)に依存する各場合に伝達されるトルクを検出できる。摩耗パラメータを求めるために、これら2つの変数(即ち、ロールオーバ及びトルク)を次に乗算して積算するのがよい。

【0053】

その結果、この実施形態は、それぞれの歯車が実際に受ける荷重がどれほど高いかを考慮に入れる。

【0054】

さらに、変速装置が少なくとも1本のシャフトを有し、別個の摩耗パラメータをこのシャフトについて検出すると有利である。

【0055】

この場合、変速装置の別の重要な構成部品を、自動車の走行性能全体にわたって累積した摩耗又は負荷の面でモニタするのがよい。妥当ならば、負荷限界を減少させてシャフトの受ける負荷を小さくするようとする。

【0056】

この場合、更に変速装置が少なくとも1つのピボット軸受、特に、転がり軸受を有し、別個の摩耗パラメータをこのピボット軸受について検出すると有利である。

【0057】

その結果、この実施形態では、ピボット軸受の摩耗又は負荷も又検出できる。

【0058】

好ましくは、この場合、シャフト及び(又は)ピボット軸受に関する摩耗パラメータは、シャフト又はピボット軸受の回転数に比例する。

【0059】

全体として、変速装置が複数個の歯車ステップを備えた変速歯車装置であり、別の摩耗パラメータが歯車ステップのうちの少なくとも幾つかについて検出されると同様に有利である。

【0060】

これは、特に別個の摩耗パラメータを歯車ステップの各々についても検出する場合に有利である。

【0061】

この場合、正確にいえば、変速装置の負荷限界を各歯車ステップについて個々に固定するのがよい。例えば、運転手が特定の歯車ステップに特に高い応力をかけた場合、平均走行性能期待値に達する前に、特にこの特定の歯車ステップだけに関し負荷限界を減少させるのがよい。他の全ての歯車ステップでは、最大負荷限界を従前どおり設定するのがよい。

【0062】

この場合、思い出さなければならないこととして、フロント横方向変速装置では、一定のステップアップの歯車及び最終駆動装置の歯車は、選択された歯車とは独立して、絶えず動力を伝達しなければならない。

【0063】

全体として、負荷限界パラメータがエンジンから変速装置に伝達される最大トルクに比例した値であれば有利である。

【0064】

トルクは、負荷の上昇について、疲労現象が歯車について生じる場合があり又はピッティング等が起こる場合があるので歯車に加わる負荷にとって特に重要である。

【0065】

別の好ましい実施形態によれば、負荷限界パラメータは、エンジンから変速装置に伝達される最大回転速度に比例した値である。

【0066】

特にシャフト及びピボット軸受に関する回転速度は、それぞれの負荷を特徴付けるパラメータである。その結果、シャフト又はピボット軸受に関する摩耗パラメータが特定の値

10

20

30

40

50

に達すると、変速装置の最大入力回転速度を、該当するシャフト又は該当するピボット軸受がもはや将来かかる高い負荷を受けることがないように制限するのがよい。

【0067】

さらに、負荷限界パラメータがエンジンから変速装置に伝達される最大回転加速度に比例した値であれば有利である。

【0068】

したがって、この実施形態では、回転加速度、即ち、回転速度の1階導関数も又、負荷限界パラメータの決定に取り入れられる。別の形態では、これは、当然のことながら、回転速度の2階導関数にも適用できる。

【0069】

自動変速装置では、一般に、各場合において摩耗パラメータを検出するのに必要なセンサは、いずれの場合においても存在している。かくして、一般に、ドライブトレインを制御する自動車制御装置は、歯車ステップが正確に噛み合っているかどうかについての情報を有している。さらに、例えばスロットル弁等の位置を介して各場合において伝達されたトルクに関する情報が存在する。一般に、エンジンの回転速度も又、絶えず検出される測定値である。

【0070】

この場合、摩耗パラメータを、歯車セット、歯車、シャフト及び（又は）ピボット軸受に関するそれぞれの摩耗パラメータを求めるために該当する値が測定されて適当に処理されるので、特定のソフトウェアルーチンの枠組内でドライブトレインの制御装置で絶えず検出できる。

【0071】

かくして、本発明の方法を実施するためには、制御装置に幾つかのコンピュータ処理機能を設け、1つ又は複数の摩耗パラメータ及び関連の1つ又は複数の負荷限界パラメータのためのストレージスペースを設ける必要があるだけである。一般に、特定の別個のハードウェアを設ける必要はない。

【0072】

これは、いずれの場合においても、本発明の方法がマニュアルシフト式変速装置に合わせて変更されるべき場合に当てはまる。かかる変速装置では一般に、どの歯車を選択したかどうかについての情報が存在しない。この場合、これを追加の適当なセンサ手段によって検出することができる。

【0073】

本発明の範囲から逸脱することなく、上述すると共に以下に説明する特徴を各場合に特定された組み合わせの状態だけでなく、他の組み合わせ又は単独で利用できることは理解されよう。

【0074】

本発明の例示の実施形態が図面に示されており、以下の説明においてかかる例示の実施形態について詳細に説明する。

【発明を実施するための最良の形態】

【0075】

図1は、キロメートルで表した走行性能Lに対する変速装置の構成部品の摩耗パラメータV及び負荷限界パラメータBのグラフ図である。

【0076】

本発明との関連において、走行性能Lは、変速装置が搭載された車両の有効寿命（耐用年数）又は走行距離と同義である。

【0077】

図1は、平均走行性能期待値LEを示している。これは、例えば、最初に述べた例に遡ってこれについていえば100,000キロメートルになる。しかしながら、走行性能期待値LEは、例えば、200,000キロメートルになる場合がある。この走行性能期待値は、本質的に、変速装置が搭載される車両を設計する際の平均走行性能期待値で決まる

10

20

30

40

50

。

【0078】

摩耗パラメータ V 及び負荷限界パラメータ B は、变速装置の一部品、例えば、变速装置の歯車セット、個々の歯車、シャフト又はピボット軸受に関する場合がある。しかしながら、これらパラメータは、变速装置全体にも関連している。これは、例えば、变速装置の該当する構成部品の個々の摩耗パラメータのコンピュータ処理による統合によって行われる場合がある。変形例として、变速装置の摩耗パラメータは又、摩耗を最も受けやすい变速装置の構成部品に関連付けただけのものであってもよい。

【0079】

最大負荷限界パラメータが、符号 B_N で示されている。最大負荷限界パラメータ B_N は、变速装置が車両の出荷の際の变速装置の仕様又はデータシートに従って最大負荷を受けることができるよう選択される。 10

【0080】

变速装置に加わる負荷は、例えば、变速装置の最大入力トルクに比例した値であるのがよい。負荷限界パラメータは、それと同時に又はこれに代わる手段として、变速装置の最大入力回転速度に比例した値であってもよい。回転加速度も又、これが望ましい限り、負荷限界パラメータに組み込まれるのがよい。

【0081】

図1は、負荷限界パラメータを二段階で B_N よりも低い値 B_1 に、そして B_1 よりも低い値 B_2 に減少させることができることを更に示している。 20

【0082】

さらに、図1は、最大摩耗パラメータ V_{max} を示している。最大摩耗パラメータ V_{max} は、平均走行性能期待値 L_E に達した時に最大であるべき摩耗パラメータ V の値である。

【0083】

換言すると、もし变速装置の構成部品が平均走行性能期待値 L_E に達する前に最大摩耗パラメータ V_{max} になっているとすると、变速装置の故障の確率が増大する。これにより、平均走行性能期待値に達する前の摩耗又は疲労現象に基づいてのみ变速装置の故障が生じる場合がある。

【0084】

摩耗パラメータ V は、本発明の方法の本実施形態では、走行性能 L の実行中に連続して検出されるパラメータである。 30

【0085】

变速装置構成部品としての歯車の場合、摩耗パラメータ V は、例えば、歯車セットの歯車のうちの一方のロールオーバーの回数に比例した値として表せる。さらに、摩耗パラメータ V は、各場合において歯車を介して伝達されたトルクに比例した値であってもよい。本実施形態では、摩耗パラメータは、走行性能全体にわたり伝達されるトルクの積算によって決定される。その結果、摩耗パラメータは、各場合においてこの時間の間に伝達されるロールオーバーの回数及びトルクを含む。

【0086】

变速装置の構成部品が变速装置のシャフトである限り、摩耗パラメータは、例えば、回転数に基づいて計算できる。同じことは、变速装置構成部品がピボット軸受である場合に当てはまる。この場合、回転数は、变速装置の走行性能全体にわたり積算される。 40

【0087】

本発明の方法の本実施形態では、摩耗パラメータの2つのしきい値 V_1 , V_2 が提供される。しきい値 V_2 は、最大摩耗パラメータ V_{max} よりも低い。第2のしきい値 V_1 は、第1のしきい値 V_2 よりも低い。

【0088】

図1は、高い性能非追求型傾向の運転手により運転される車両に搭載された变速装置の構成部品の摩耗パラメータ V を示している。摩耗パラメータ V は、平均走行性能期待値 L_E に達するまでしきい値 V_1 には達しないことが理解できる。その結果、割り当てら 50

れた負荷限界パラメータ B_L は、平均走行性能期待値 L_E に達するまで走行性能 L 全体にわたり最大値 B_N のままである。したがって、性能非追求型運転手は、 L_E のすぐ手前の元の仕様（原仕様）に従って変速装置に依然として最大負荷をかけることができる。

【0089】

さらに、図1は、車両全体に大きな負荷をかける（この場合、単純化のために、このことを、「高い性能追求型傾向の運転スタイル」という表現で表す）運転手によって運転される車両に搭載されている変速装置の構成部品に割り当てられた摩耗パラメータ V を示している。運転手の高い性能追求型傾向の運転スタイルのため、変速装置の構成部品は、より迅速な摩耗を生じ、これは、摩耗パラメータ曲線 V の急な勾配で示されている。したがって、摩耗パラメータ V は、例えば平均走行性能期待値 L_E の約半分に達する場合のある走行性能 d_1 の場合であってもしきい値 V_1 に達する。しきい値 V_1 に達するので、負荷限界パラメータ B_L は、 d_1 のところで値 B_1 に減少する。その結果、 d_1 を超えた場合、変速装置又は変速装置構成部品は、もはやかかる高い負荷を受けることができない。このことは、摩耗パラメータ V がもはや d_1 を超えてそれほど急に上昇しないことに反映されている。この結果、摩耗パラメータ V は、平均走行性能期待値 L_E に達しても、しきい値 V_2 には依然と達していないことになる。したがって、負荷限界パラメータ V は、 L_E まで値 B_1 のままである。

【0090】

高い性能追求型傾向の運転手の摩耗パラメータは、符号 V で示されている。その結果、摩耗パラメータ V は、開始から更に一層急峻に伸びている。古いしきい値 V_1 には既に d_1 のところで達しており、これは、この場合、走行性能期待値 L_E の約 $1/3 \sim 1/4$ に相当する値である。その結果、割り当てられた負荷限界パラメータ B_L は、 d_1 のところで B_1 に減少している。したがって、変速装置構成部品は、開始時より低い負荷を受け、これは、摩耗パラメータ曲線のなだらかな勾配で示されている。しかしながら、摩耗パラメータ V は、 d_2 のところで、即ち L_E 前に将来のしきい値 V_2 に既に達している。この結果、負荷限界パラメータ B_L は、 d_2 のところで B_1 から B_2 に減少する。これにより、変速装置構成部品に加わる最大許容負荷が、更に一段と減少する。その結果、この構成部品の摩耗は、 d_2 を超えてもはやそれほど急峻には増大しておらず、このことは、摩耗パラメータ曲線 V のよりなだらかな勾配で示されている。したがって、再び負荷限界パラメータが B_2 に減少することにより、運転手によって最大性能要件が要求されるにもかかわらず、平均走行性能期待値 L_E に達しても、走行性能全体にわたり最大摩耗パラメータ V_{max} には達しない。

【0091】

したがって、走行性能期待値の調節は、本発明の方法によって行われる。変速装置構成部品が開始から平均を超える負荷（例えば符号 V のところ）を受けた場合でも、変速装置構成部品に加わる最大負荷を制限することによって達成できることは、それにもかかわらず平均走行性能期待値 L_E に達するということである。その結果、将来の走行性能の実行中、運転手は、最大原仕様に従って変速装置構成部品に負荷をもはや与えることができない。これは、エンジンの全トルクが最大性能要件（例えば、完全踏込みアクセルペダル）にもかかわらず運転手に利用できない点において反映されている場合がある。かくして、負荷限界パラメータによって最大入力トルクを減少させることができる。代替的に又は追加的に、最大回転速度も又制限できる。

【0092】

図1に示すような本発明の方法の実施形態では、2つのしきい値 V_1 , V_2 及びそれに応じて負荷限界パラメータ B_1 , B_2 の2つの段階が、摩耗パラメータについて提供される。しかしながら、理解されるように、これとは異なり、たった1つのしきい値 V_1 を提供してもよい。変形例として、摩耗パラメータについて3つ以上のしきい値を更に設けてもよく、この場合、それに応じて、負荷限界パラメータ B の減少のステップ数を増加させる。

【0093】

さらに、以下の体系による連続調節も又、想到できる。この場合、平均的な運転手（又

10

20

30

40

50

は、極端な状況では、特に性能非追求型運転手であっても)が平均走行性能期待値 L_E に達したときに、最大摩耗パラメータ V_{max} に達していると仮定する。これは、変速装置の一部の設計の適当な寸法決めによって行うことができる。

【0094】

変速装置の一部に高い負荷を与える全ての運転手に関し、摩耗パラメータは、開始時に一層急峻に増大する。この場合に、負荷限界パラメータを調節することによって達成できることは、潜在的に性能追求型の運転手であっても、平均走行性能期待値 L_E に達したときに正確に値 V_{max} に達するということである。本発明のこの種の方法により、平均走行性能期待値に達したときに、変速装置又は変速装置の一部が設計の面で完全「利用」されるということになる。理解されるように、この種の方法では、平均走行性能期待値 L_E に達したときに、変速装置の一部又は変速装置全体が交換されるということが仮定される。というのは、この場合、破損の蓋然性が極めて過大比例的 (super-proportionally) に増大するからである。

【0095】

図1では、摩耗パラメータは、各場合において、線形関数として概略的に示されている。理解されるように、実際には、摩耗パラメータは、段階的に、正確にいえば、特定の歯車又は特定の歯車セットが特定の歯車ステップについて選択され、その結果負荷を受けたときにはいつでも、増大することになる。これとは対照的に、この歯車ステップが選択されない段階では、本質的に負荷が無く、したがって摩耗パラメータは、本質的に一定のままである。

10

【0096】

しかしながら、本明細書における説明の前後関係全体から理解されるように、摩耗パラメータは、自動車の走行性能につれて増大する値である。

【0097】

さらに、歯車セット / 歯車に関する摩耗パラメータに関し、牽引作動に関する摩耗パラメータとオーバラン作動に関する摩耗パラメータとを区別するのがよい。この場合、牽引作動において各場合において伝達されるトルクは、例えば、自動車のエンジンのスロットル弁の位置又はこれと同等な信号によって決定される。

【0098】

歯車セットの歯車の歯が、正確に他方の方向に負荷を受けるオーバラン作動では、例えばそれ自体公知の他のアルゴリズムによりオーバラントルクを検出することができる。

20

【0099】

しかしながら、単純化のために、歯車に関し、牽引負荷を示す摩耗パラメータのみが本発明の方法に関して使用されると憶測される。

【0100】

図2は、図1と同様なグラフ図であり、図2は、本発明の方法の変形実施形態に従って、摩耗パラメータ V^{IV} に基づいて負荷限界パラメータ B^{IV} の連続調節法を示している。この場合、摩耗パラメータ V^{IV} の曲線から理解できるように、変速装置の一部は、開始時に比較的低い負荷を受ける(例えば、性能非追求型運転手によって)。しかしながら、時点 d_{VK} で、自動車が市販される。この時点から、自動車は、高い性能追求型傾向の運転手によって運転され、したがって、摩耗パラメータの曲線の勾配が増大する。その結果、 d_{VK} を超えると、負荷限界パラメータ B^{IV} も又、次第に減少する。それにもかかわらず、運転手により引き起こされる負荷は、非常に高いが、負荷限界パラメータ B^{IV} が、平均走行性能期待値 L_E に達する前に最小値 B_{min} に達することができる。 B_{min} の値は、自動車の妥当な作動が依然としてちょうど可能な程度まで変速装置に加わる負荷を減少させる状態を表している。しかしながら、負荷限界を一段と減少させた結果として、自動車は、もはや適切には動かすことができないようになる。

40

【0101】

したがって、負荷限界パラメータ B^{IV} は、走行性能 d_A を超えると値 B_{min} のままである。

50

【0102】

しかしながら、運転手が特定の限界 (B_{min}) に達するほど高い負荷を変速装置に既に加えたこと及び高い負荷を続行すれば、運転手がその結果として変速装置の時期尚早な故障を考慮に入れなければならないことを運転手に明らかにするために、これに対応した警告信号 A が d_A のところで出される。その目的は、このことを運転手に明確に信号で知らせることがある。

【0103】

全体的な設計は、変速装置又は変速装置の一部に平均を優に超える負荷をかける運転手の場合にのみ、かかる状態が生じるように選択されるべきである。これとは対照的に、全ての運転手の大部分に関し、この最小負荷限界パラメータ B_{min} には決して到達するはずがない。

10

【0104】

図 1 及び図 2 に示すような本発明の方法の実施形態では、一般に、摩耗パラメータ V が増大する場合があるだけであると仮定される。これは、認められているように、一般に摩耗を無くすことができない限りにおいてのみ実情に一致している。

【0105】

しかしながら、車両が走行性能の実行開始時に特に高い負荷を受ける状況が生じる場合があり、その結果、本発明の調節機構が、変速装置又は変速装置の一部の負荷限界を下げるために初期の段階で介入するようになる。

【0106】

20

この場合、例えば、車両が特定の性能非追求型運転手に販売された場合、摩耗パラメータは、非常に過小比例的 (under-proportionally) に増大するに過ぎない。これが適当なアルゴリズムによりモニタされる限り、負荷限界パラメータの下降をこの場合も又打ち消すことができる。これにより、性能非追求型運転手には少なくとも、この場合も又、変速装置に最大負荷を与える (例えば、非常時において) 可能性が与えられる。

【0107】

図 3 は、本発明のドライブトレイン 10 の略図である。

【0108】

ドライブトレイン 10 は、内燃機関 (以下、「エンジン」ともいう) 12 と、始動及び隔離クラッチ 14 と、自動シフト変速装置 15 とを有する。

30

【0109】

シフト変速装置 15 は、平歯車変速装置として、複数個の歯車ステップに対応した複数個の歯車セット 16, 18, 20, 22 を備えている。第 1 のシフトスリーブ 24 が、歯車セット 16 又は歯車セット 18 を交互にシフトするのに役立つ。第 2 のシフトスリーブ 26 が、歯車セット 20 又は歯車セット 22 を交互にシフトするのに役立つ。

自動シフト変速装置 15 は、常時歯車セット 31 を介して常時接続されたカウンタシャフト 28 と出力シャフト 30 を更に有している。カウンタシャフト 28 は、複数個のピボット軸受 (転がり軸受) によって取り付けられ、これらピボット軸受のうちの 1 つが、符号 32 で示されている。出力シャフト 30 は、複数個のピボット軸受によって取り付けられ、これらピボット軸受のうちの 1 つが、符号 34 で概略的に示されている。

40

【0110】

さらに、制御装置 40 が、図 3 に示されている。制御装置 40 は、内燃機関 12、始動及び隔離クラッチ 14 及び自動シフト変速装置 15 に連結されている。

【0111】

制御装置 40 は、一体形制御装置として構成されたものであるのがよい。しかしながら、制御装置は、分散状態の制御装置が一方において内燃機関 12 について設けられ、他方において自動シフト変速装置 15 (及び適切な場合には、隔離クラッチ 14) について設けられ、オーバーライディング (overriding) 制御装置がこれら 2 つの分散化制御装置に連結されるように具体化されてもよい。

【0112】

50

制御装置 4 0 は、内燃機関 1 2 の出力回転速度及び内燃機関 1 2 の出力トルクを検出する。さらに、この制御装置は、これら 2 つの変数の各々について限界値を提供する。

【 0 1 1 3 】

内燃機関 1 2 の別の変数も又、適宜、測定され又は制御される（制限される）のがよい。

【 0 1 1 4 】

制御装置 4 0 は、シフト变速装置 1 5 の歯車ステップの選択及び選択解除を行うためにシフトスリープ 2 4 , 2 6 を更に作動させる。したがって、制御装置 4 0 は、シフト变速装置 1 5 のそれぞれの状態を「知っている」。

【 0 1 1 5 】

制御装置 4 0 内で行われ、本発明の方法を実施する制御プロセスが、符号 4 2 で概略的に示されている。

【 0 1 1 6 】

この場合、摩耗パラメータを各場合において变速装置の部品について別々に検出し、割り当てられた負荷限界パラメータを設定する。これらパラメータを制御装置 4 0 の記録部 4 4 に入れる。

【 0 1 1 7 】

記録部 4 4 は、図 4 に概略的に示されている。図 4 は、個々の变速装置部品の摩耗パラメータが新たな値、具体的には、79% ~ 96% という値を備えていることを示している。この場合、摩耗パラメータ V は、最大摩耗パラメータ V_{max} の百分率の値として与えられている。

【 0 1 1 8 】

例えば、第 1 の歯車セット 1 6 の摩耗パラメータの値は、79% である。別の歯車セット 1 8 , 2 0 , 2 2 は、各場合において、それぞれ 91%、82%、85% の摩耗パラメータを有する。これとは対照的に、常時歯車セット 3 1 の摩耗パラメータはこれよりも高い（例えば、89%）。

【 0 1 1 9 】

さらに、図 1 の実施形態では、本発明の方法は、第 1 のしきい値 V_1 及び第 2 のしきい値 V_2 で実施されることが理解できる。しきい値 V_1 , V_2 も又、百分率の値として与えられている。歯車セット 1 6 ~ 2 2 に関し、しきい値 V_1 は、各場合において、最大摩耗パラメータの 80% に達する。しきい値 V_2 は、最大摩耗パラメータ V_{max} の 90% に達する。

【 0 1 2 0 】

第 1 の歯車セット 1 6 の摩耗パラメータは、79% であり、これは結果として、 V_1 を下回っている。したがって、割り当てられた負荷限界パラメータ B は、100% に設定される。負荷限界パラメータ B は各場合において同様に、最大負荷限界パラメータ B_N に関し図 4 の百分率として与えられている。

【 0 1 2 1 】

第 2 の歯車セット 1 8 は、变速装置において際立って高い負荷を受ける。摩耗パラメータは、91% であり、したがって、既に V_2 を上回っている。したがって、負荷限界パラメータは、85% まで減少する。

【 0 1 2 2 】

第 3 の歯車セット及び第 4 の歯車セットは、各場合において、 V_1 ~ V_2 の間に位置し、したがって、負荷限界パラメータは各場合において、95% に達するようになる。

【 0 1 2 3 】

しきい値 V_1 , V_2 の選択（それぞれ、80%、90%）及び 95% 及び 85% への負荷限界パラメータの減少の選択はそれぞれ、単に例示として理解されるべきであることは理解されよう。

【 0 1 2 4 】

図 4 の記録部 4 4 は、シャフト 2 8 , 3 0 及びこれらの軸受 3 2 , 3 4 も又、摩耗の観

点でモニタされることを更に示している。

【0125】

この場合、90%のしきい値 V_1 及び95%のしきい値 V_2 が設定される。負荷限界パラメータBのステップ B_1 、ステップ B_2 は、95%及び90%に設定される。

【0126】

図4は、第1のカウンタシャフト28及び第1の軸受32に関する摩耗パラメータを別々の値として示している。しかしながら、一般に、これら2つの各々について摩耗パラメータの1つの値だけが採用される。というのは、回転数が、両方の構成部品の摩耗又は疲労について通常重要だからである。当然のことながら、同じことが、出力シャフト30及びこれに割り当てられた軸受34に当てはまる。

10

【0127】

個々の変速装置構成部品の相互の比は、次のとおりである。歯車セット16～22の場合、負荷限界パラメータを各場合において個々に設定するのがよい。かくして、例えば、図4に示すように、第1の歯車セット16に走行性能の特定の時点で100%の負荷をかけるのがよいが、第2の歯車セット18には85%に過ぎない負荷をかけるのがよい。

【0128】

その結果、第1の歯車セットをシフトインすると、制御装置40は、従前どおり、変速装置15の入力のところに最大負荷を可能にするが、第2の歯車セット18をシフトインすると（変速装置15のトルク及び（又は）入力回転速度を制限することにより）負荷を制限する。

20

【0129】

しかしながら、シャフト28、30又は軸受32、34は一般に、変速装置15を介する動力の伝達中、しかしながら選択された歯車ステップとは無関係にではなく、負荷を受ける。これは、シャフト及び軸受に加わる負荷が一般に、シフトされた歯車にも依存するからである（他の導入された力が、負荷がかけられた歯車セットに起因して生じる）。その結果、変速装置15に加わる最大負荷は、既に摩耗度の最も高い変速装置構成部品によって決定され、この構成部品は、図4の場合、常時歯車セット31である。この場合、負荷限界パラメータは、90%に設定される。これは、変速装置15に加わる負荷が一般に、選択された歯車ステップとは無関係に90%に達することができるに過ぎないことを意味している。

30

【0130】

図4の例では、第1の歯車セット16がシフトされている状態であっても第1の歯車セット16が依然として、100%の負荷を受けることができるが、変速装置に加わる最大負荷は、特に常時歯車セット31の負荷限界パラメータに起因して90%に達するに過ぎない。

【0131】

したがって、それぞれのシフト状態とは無関係に動力を伝達する変速装置の構成部品（シャフト/軸受）とシフトされた状態でのみ動力を伝達する構成部品（歯車/歯車セット）との区別が行われるべきである。

【0132】

40

シャフト/軸受は、一般に認められているように、常時負荷を受ける。しかしながら、上述したように、各場合において選択された歯車ステップも又、シャフト/軸受の負荷に対する影響は低いが、特定のものを有する。

【0133】

しかしながら、多くの場合、本発明の単純化された実施形態では、シャフト及び軸受の摩耗のモニタを無しですますことさえ可能であり、歯車セットの摩耗のみがモニタされることになる。この場合、当然のことながら、それぞれの歯車セットの各場合において計算された負荷限界パラメータは最終的には、変速装置の最大負荷の原因となる。というのは、この場合、常時動力束内に置かれている構成部品は常時、100%の負荷を受ける場合があると見なされるからである。

50

【0134】

一般に、歯車セットの摩耗パラメータに代えて、歯車セットのうちの一方の歯車又は両方の歯車の摩耗パラメータをもたらすことも可能である。

【0135】

さらに、本発明の方法を対応して他形式のドライブトレイン、例えば流体力学的トルクコンバータを備えた自動变速装置、連続可变速装置、トロイダル形变速装置、二重クラッチ变速装置等に適用することも可能である。

【0136】

始動及び隔離クラッチの摩耗も又、それに応じてモニタできることは理解されよう。これは、伝達された積算トルクにそれぞれのスリップを乗算した値に比例する摩耗パラメータによって行われ、したがって、摩耗は、コンピュータ処理により求められるようになる。また、当然のことながら、始動及び隔離クラッチの摩耗を別個の摩耗センサ、即ち、内張厚さを検出するセンサによって検出することが可能である。

10

【0137】

一般に、当然のことながら、内燃機関に関する同様な制御又は調節方式を実施することも又可能であり、この場合、摩耗パラメータを例えば回転速度及び(又は)伝達されたトルクにより(先の実施形態の場合と同様、積算により)求めることができる。

【0138】

最後に、ドライブトレインの個々の要素の摩耗パラメータを互いに組み合わせることも又可能である。

20

【0139】

さらに、歯車に関し、牽引負荷とオーバラン負荷を区別することが可能である。かくして、歯車の場合、摩耗パラメータを牽引負荷について提供し、別の摩耗パラメータをオーバラン負荷について提供できる。

【0140】

自動变速装置では、摩耗パラメータを計算するために必要な変数は、一般に、いずれの場合においても制御装置内に存在している。マニュアルシフト型变速装置に関し、例えば、追加のセンサ手段を設ける必要があり、この追加のセンサ手段は、どの歯車が各場合において選択されたか及びこの時間中、トルクがどれほど伝達されたか(又は、どのような回転速度で歯車ステップは各場合において作動されたか)を検出する。

30

【図面の簡単な説明】**【0141】**

【図1】本発明の方法の第1の実施形態を説明するために、变速装置又は变速装置の構成部品に関する摩耗パラメータ及び負荷限界パラメータを走行性能の関数として示す図である。

【図2】図1と同様な図であって、本発明の方法の別の実施形態の略図である。

【図3】本発明のドライブトレインの略図である。

【図4】本発明のドライブトレインの制御装置にストレージされた摩耗パラメータ及び負荷限界パラメータの略図である。

【図1】

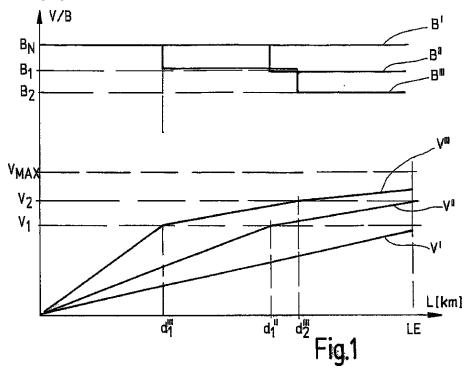


Fig.1

【図3】

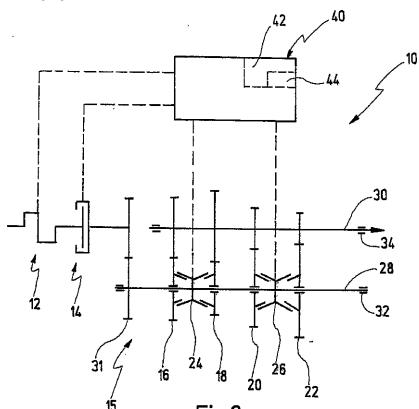


Fig.3

【図4】

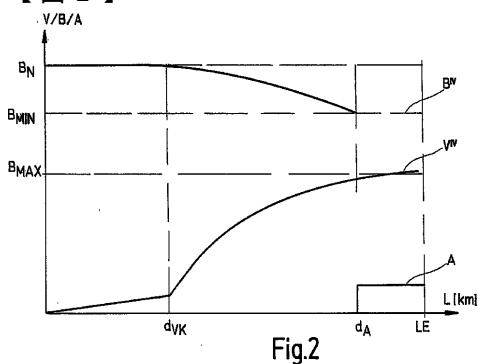


Fig.2

	V/V _{MAX} *100	V1/V _{MAX} *100	V2/V _{MAX} *100	B/B _N *100
第1歯車セット16	79%	80%	90%	100%
第2歯車セット18	91%	80%	90%	85%
第3歯車セット20	82%	80%	90%	95%
第4歯車セット22	85%	80%	90%	95%
カウンタシャフト	89%	90%	95%	100%
出力シャフト	91%	90%	95%	95%
第1軸受	96%	90%	95%	90%
第2軸受	80%	89%	94%	96%
常時歯車セット31	89%	90%	95%	90%

Fig.4

フロントページの続き

(74)代理人 100088694

弁理士 弟子丸 健

(74)代理人 100103609

弁理士 井野 砂里

(72)発明者 リンデルクネヒト シュテファン

ドイツ連邦共和国 72810 ゴーマリンゲン ハインリッヒ フォン クライシュト ヴェーグ 8 / 1

審査官 小川 克久

(56)参考文献 特開平05-087220 (JP, A)

特開2000-159055 (JP, A)

特表2003-523588 (JP, A)

特開2001-065683 (JP, A)

特開平08-128344 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 59/00-61/12

F16H 61/16-61/24

F16H 61/66-61/70

F16H 63/40-63/50

F02D 29/00-29/06