

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6375558号
(P6375558)

(45) 発行日 平成30年8月22日(2018.8.22)

(24) 登録日 平成30年8月3日(2018.8.3)

(51) Int.Cl.		F 1
F 1 6 H 61/02	(2006.01)	F 1 6 H 61/02
F 1 6 H 59/42	(2006.01)	F 1 6 H 59/42
F 1 6 H 59/40	(2006.01)	F 1 6 H 59/40
F 1 6 H 61/66	(2006.01)	F 1 6 H 61/66
F 1 6 H 59/68	(2006.01)	F 1 6 H 59/68

請求項の数 4 (全 25 頁)

(21) 出願番号 特願2016-553989 (P2016-553989)
 (86) (22) 出願日 平成27年7月14日(2015.7.14)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2015/070176
 (87) 国際公開番号 W02016/059842
 (87) 国際公開日 平成28年4月21日(2016.4.21)
 審査請求日 平成29年4月10日(2017.4.10)
 (31) 優先権主張番号 特願2014-211053 (P2014-211053)
 (32) 優先日 平成26年10月15日(2014.10.15)
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)

(73) 特許権者 000005326
 本田技研工業株式会社
 東京都港区南青山二丁目1番1号
 (74) 代理人 100071870
 弁理士 落合 健
 (74) 代理人 100097618
 弁理士 仁木 一明
 (74) 代理人 100152227
 弁理士 ▲ぬで▼島 慎二
 (72) 発明者 坂上 恭平
 日本国埼玉県和光市中央1丁目4番1号
 株式会社本田技術研究所内

審査官 岡澤 洋

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機の挟圧制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動源(E)の駆動力が入力される入力軸(11)と、
 前記入力軸(11)に設けられた入力軸要素(13)と、
 前記駆動源(E)の駆動力が変速されて出力される出力軸(12)と、
 前記出力軸(12)に設けられた出力軸要素(14)と、
 前記入出力軸要素(13, 14)にそれぞれ接触して接触部分の摩擦により前記入力軸(11)から前記出力軸(12)に駆動力を伝達する動力伝達要素(15)と、
 前記入出力軸要素(13, 14)のうちの何れか一方の軸要素(13, 14)の挟圧を制御する挟圧制御手段(U)とを備える無段変速機の挟圧制御装置であって、
 前記挟圧制御手段(U)は、前記入力軸(11)の回転数の変動成分および前記出力軸(12)の回転数の変動成分の振幅比(m)と、前記入力軸(11)の回転数の変動成分および前記出力軸(12)の回転数の変動成分の位相差を指標化した位相遅れ(ϕ_{DN})と、前記入力軸(11)および前記出力軸(13)間の変速比(i)とから滑り状態行列({A})を算出し、前記滑り状態行列({A})から算出される固有値に基づいて前記入力軸要素(13)、前記出力軸要素(14)および前記動力伝達要素(15)間の動力伝達状態を推定するとともに、前記動力伝達状態に基づいて挟圧を制御することを特徴とする無段変速機の挟圧制御装置。

【請求項2】

前記挟圧制御手段(U)は、前記滑り状態行列({A})の固有値の虚数部を0に漸近

させるように挟圧を低下させ、前記固有値内に絶対値が1を超えるものが一つでも存在する場合には挟圧を増加させることを特徴とする、請求項1に記載の無段変速機の挟圧制御装置。

【請求項3】

駆動源(E)の駆動力が入力される入力軸(11)と、
 前記入力軸(11)に設けられた入力軸要素(13)と、
 前記駆動源(E)の駆動力が変速されて出力される出力軸(12)と、
 前記出力軸(12)に設けられた出力軸要素(14)と、
 前記入出力軸要素(13, 14)にそれぞれ接触して接触部分の摩擦により前記入力軸(11)から前記出力軸(12)に駆動力を伝達する動力伝達要素(15)と、
 前記入出力軸要素(13, 14)のうちの何れか一方の軸要素(13, 14)の挟圧を制御する挟圧制御手段(U)とを備える無段変速機の挟圧制御装置であって、
 前記挟圧制御手段(U)は、前記入力軸(11)の回転数の変動成分および前記出力軸(12)の回転数の変動成分の振幅比(m)と、前記入力軸(11)の回転数の変動成分および前記出力軸(12)の回転数の変動成分の位相差を指標化した位相遅れ(ρ_{DN})と、前記入力軸(11)および前記出力軸(13)間の変速比(i)とからトラクション比($c_{< > / DN< >}$)を算出し、前記トラクション比($c_{< > / DN< >}$)が目標トラクション比に一致するように挟圧を制御することを特徴とする無段変速機の挟圧制御装置。

10

【請求項4】

前記目標トラクション比は1未満であることを特徴とする、請求項3に記載の無段変速機の挟圧制御装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、駆動源の駆動力が入力される入力軸と、前記入力軸に設けられた入力軸要素と、前記駆動源の駆動力が変速されて出力される出力軸と、前記出力軸に設けられた出力軸要素と、前記入出力軸要素にそれぞれ接触して接触部分の摩擦により前記入力軸から前記出力軸に駆動力を伝達する動力伝達要素と、前記入出力軸要素のうちの何れか一方の軸要素の挟圧を制御する挟圧制御手段とを備える無段変速機の挟圧制御装置に関する。

30

【背景技術】

【0002】

入力軸に設けたドライブプーリと出力軸に設けたドリブンプーリとに金属ベルトを巻き掛け、両プーリの溝幅を変速用油圧で変化させて変速を行うベルト式無段変速機において、金属ベルトの滑り速度に対する摩擦係数の変化率である μ 勾配を算出し、 μ 勾配が所定の閾値以下になったときに金属ベルトに大きな滑りが発生したと判定するものが、下記特許文献1により公知である。

【0003】

またベルト式無段変速機の動力伝達効率は、入力軸および出力軸間で実際に伝達しているトルクを金属ベルトにスリップを発生させずに伝達可能な最大トルクで除したトルク比rというパラメータに密接に関連しており、トルク比r=1の状態での最大の動力伝達効率が得られるため、入力軸および出力軸の回転状態の変動成分(回転数変動あるいはトルク変動)間に金属ベルトのスリップに起因する振幅差や位相差が発生することに着目し、トルク比rの指標となる滑り識別子IDslipおよび位相遅れというパラメータを導入し、この滑り識別子IDslipおよび位相遅れがトルク比r=1に対応する滑り識別子の基準値IDslipおよび位相遅れの基準値に一致するようにプーリ推力を制御して動力伝達効率の向上を図るものが、下記特許文献2により公知である。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

50

【特許文献1】日本特開2006-2795号公報

【特許文献2】日本特許第5246420号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで上記特許文献1に記載されたものは、動力伝達中にバネとして作用する金属ベルトの剛性を考慮していないために滑り判定の精度が低くなるだけでなく、 μ 勾配を算出するためにプーリ推力および入力トルクを検出する必要があり、特に入力トルクを検出するために特別なセンサが必要になり、実車に搭載することはコストや耐久性の観点から難しいという問題があった。

10

【0006】

また上記特許文献2に記載されたものは、目標トルク比が1になるようにプーリ推力を制御することで動力伝達効率を高めることができるが、プーリ推力を発生させる油圧の脈動や駆動輪側からベルト式無段変速機側に逆伝達されるトルクといった外乱によって金属ベルトに重大なスリップが発生しないように、あるいはプーリのV面の摩耗や潤滑油の劣化といった径年変化によってプーリおよび金属ベルト間の摩擦係数が変化しても重大なスリップが発生しないように、実際には所定の安全率を見込んで目標トルク比を1よりも小さい値に設定する必要があり、その安全率の分だけプーリ推力が過大になって動力伝達効率を低下させる問題があった。

【0007】

20

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、無段変速機の軸要素および動力伝達要素間のスリップ状態を精度良く検出し、必要最小限の挟圧で動力伝達要素のスリップを抑制して動力伝達効率の向上を図ることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記目的を達成するために、請求項1に記載された発明によれば、駆動源の駆動力が入力される入力軸と、前記入力軸に設けられた入力軸要素と、前記駆動源の駆動力が変速されて出力される出力軸と、前記出力軸に設けられた出力軸要素と、前記入出力軸要素にそれぞれ接触して接触部分の摩擦により前記入力軸から前記出力軸に駆動力を伝達する動力伝達要素と、前記入出力軸要素のうちの何れか一方の軸要素の挟圧を制御する挟圧制御手段とを備える無段変速機の挟圧制御装置であって、前記挟圧制御手段は、前記入力軸の回転数の変動成分および前記出力軸の回転数の変動成分の振幅比と、前記入力軸の回転数の変動成分および前記出力軸の回転数の変動成分の位相差を指標化した位相遅れと、前記入力軸および前記出力軸間の変速比とから滑り状態行列を算出し、前記滑り状態行列から算出される固有値に基づいて前記入力軸要素、前記出力軸要素および前記動力伝達要素間の動力伝達状態を推定するとともに、前記動力伝達状態に基づいて挟圧を制御することを特徴とする無段変速機の挟圧制御装置が提案される。

30

【0009】

また請求項2に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、前記挟圧制御手段は、前記滑り状態行列の固有値の虚数部を0に漸近させるように挟圧を低下させ、前記固有値内に絶対値が1を超えるものが一つでも存在する場合には挟圧を増加させることを特徴とする無段変速機の挟圧制御装置が提案される。

40

【0010】

また請求項3に記載された発明によれば、駆動源の駆動力が入力される入力軸と、前記入力軸に設けられた入力軸要素と、前記駆動源の駆動力が変速されて出力される出力軸と、前記出力軸に設けられた出力軸要素と、前記入出力軸要素にそれぞれ接触して接触部分の摩擦により前記入力軸から前記出力軸に駆動力を伝達する動力伝達要素と、前記入出力軸要素のうちの何れか一方の軸要素の挟圧を制御する挟圧制御手段とを備える無段変速機の挟圧制御装置であって、前記挟圧制御手段は、前記入力軸の回転数の変動成分および前記出力軸の回転数の変動成分の振幅比と、前記入力軸の回転数の変動成分および前記出力

50

軸の回転数の変動成分の位相差を指標化した位相遅れと、前記入力軸および前記出力軸間の変速比とからトラクション比を算出し、前記トラクション比が目標トラクション比に一致するように挟圧を制御することを特徴とする無段変速機の挟圧制御装置が提案される。

【0011】

また請求項4に記載された発明によれば、請求項3の構成に加えて、前記目標トラクション比は1未満であることを特徴とする無段変速機の挟圧制御装置が提案される。

【0012】

尚、実施の形態のドライブプリー13は本発明の入力軸要素に対応し、実施の形態のドリブプリー14は本発明の出力軸要素に対応し、実施の形態の金属ベルト15は本発明の動力伝達要素に対応し、実施の形態のエンジンEは本発明の駆動源に対応し、実施の形態の電子制御ユニットUは本発明の挟圧制御手段に対応し、実施の形態のプリー推力は本発明の挟圧に対応する。

10

【発明の効果】

【0013】

請求項1の構成によれば、無段変速機の何れか一方の軸要素の挟圧を制御する挟圧制御手段は、入力軸の回転数の変動成分および出力軸の回転数の変動成分の振幅比と、入力軸の回転数の変動成分および出力軸の回転数の変動成分の位相差を指標化した位相遅れと、入力軸および出力軸間の変速比とから滑り状態行列を算出し、滑り状態行列から算出される固有値に基づいて入力軸要素、出力軸要素および動力伝達要素間の動力伝達状態を推定するとともに、動力伝達状態に基づいて挟圧を制御するので、特別なセンサを必要とせず

20

【0014】

また請求項2の構成によれば、挟圧制御手段は、滑り状態行列の固有値の虚数部を0に漸近させるように挟圧を低下させ、固有値内に絶対値が1を超えるものが一つでも存在する場合には挟圧を増加させるので、挟圧を摩擦伝動限界の近傍に高い精度で制御することができるだけでなく、動力伝達要素にマクロスリップが発生した場合には挟圧を高めることで無段変速機の損傷を回避することができる。

【0015】

また請求項3の構成によれば、無段変速機の何れか一方の軸要素の挟圧を制御する挟圧制御手段は、入力軸の回転数の変動成分および出力軸の回転数の変動成分の振幅比と、入力軸の回転数の変動成分および出力軸の回転数の変動成分の位相差を指標化した位相遅れと、入力軸および出力軸間の変速比とからトラクション比を算出し、トラクション比が目標トラクション比に一致するように挟圧を制御するので、特別なセンサを必要とせずに測定可能な振幅比、位相遅れおよび変速比から動力伝達要素の滑り状態を精度良く判定し、挟圧を摩擦伝動限界の近傍に高い精度で制御して動力伝達効率を高めることができる。しかもトラクション比は摩擦伝動限界を基準とした外乱に対する動力伝達要素の滑り難さを表すので、軸要素および動力伝達要素の摩耗や作動油の劣化等の径年変化により摩擦係数が変化した場合であっても、挟圧を適切な大きさに制御して動力伝達要素の滑りを確実に

30

40

【0016】

また請求項4の構成によれば、目標トラクション比は1未満であるので、想定外に大きい外乱が発生してもトラクション比が1に達することがなくなり、動力伝達要素の滑りを一層確実に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】ベルト式無段変速機の全体構造を示す図。

【図2】ベルト式無段変速機の変速制御および推力制御の説明図。

【図3】プリーの変速制御および推力制御を決定するフローチャート。

50

【図 4】プーリ推力と動力伝達効率との関係を示すグラフ。

【図 5】ベルト式無段変速機の動力伝達状態の単純化したモデルを示す図。

【図 6】プーリ / 金属ベルト間の摩擦特性を示すグラフ。

【図 7】試験装置の概略図。

【図 8】 μ_{DN} 、 $\mu_{DN <}$ の実測値および推定値を示すグラフ (変速比 $i = 0.5$)。

【図 9】特性乗数による滑り状態の安定判断を示すグラフ ($a_{p,DR} = 0.3 \text{ rad/s}$)

。【図 10】 $\mu_{DN <}$ の変化に対する特性乗数の軌跡を示すグラフ ($a_{p,DR} = 0.3 \text{ rad/s}$)。

【図 11】トラクション比とベルト滑り速度との関係を示すグラフ (変速比 $i = 0.5$ 、
ドライブプーリトルク $T_{DR} = 50 \text{ Nm}$)。 10

【図 12】トラクション比と動力伝達効率との関係を示すグラフ (変速比 $i = 0.5$ 、
ドライブプーリトルク $T_{DR} = 50 \text{ Nm}$)。

【図 13】弦部等価変位から金属ベルトの剛性を検索するマップ。

【符号の説明】

【0018】

1 1	入力軸	
1 2	出力軸	
1 3	ドライブプーリ (入力軸要素)	
1 4	ドリブンプーリ (出力軸要素)	20
1 5	金属ベルト (動力伝達要素)	
{ A }	滑り状態行列	
E	エンジン (駆動源)	
i	変速比	
m	振幅比	
U	電子制御ユニット (挟圧制御手段)	
$\mu_{p, DN}$	位相遅れ	
$\mu_{c <}$ / $\mu_{DN <}$	トラクション比	

【発明を実施するための形態】

【0019】

以下、図 1 ~ 図 13 に基づいて本発明の実施の形態を説明する。 30

【0020】

図 1 に示すように、自動車に搭載されるベルト式無段変速機 TM は、エンジン E に接続された入力軸 1 1 と、入力軸 1 1 と平行に配置された出力軸 1 2 と、入力軸 1 1 に設けられたドライブプーリ 1 3 と、出力軸 1 2 に設けられたドリブンプーリ 1 4 と、ドライブプーリ 1 3 およびドリブンプーリ 1 4 に巻き掛けられた無端状の金属ベルト 1 5 とを備える。ドライブプーリ 1 3 は固定側プーリ半体 1 3 a と可動側プーリ半体 1 3 b とで構成され、可動側プーリ半体 1 3 b はプーリ推力で固定側プーリ半体 1 3 a に接近する方向に付勢される。同様に、ドリブンプーリ 1 4 は固定側プーリ半体 1 4 a と可動側プーリ半体 1 4 b とで構成され、可動側プーリ半体 1 4 b はプーリ推力で固定側プーリ半体 1 4 a に接近する方向に付勢される。したがって、ドライブプーリ 1 3 の可動側プーリ半体 1 3 b およびドリブンプーリ 1 4 の可動側プーリ半体 1 4 b に作用させるプーリ推力を制御し、ドライブプーリ 1 3 およびドリブンプーリ 1 4 の一方の溝幅を増加させて他方の溝幅を減少させることで、ベルト式無段変速機 TM の変速比を任意に変更することができる。 40

【0021】

ベルト式無段変速機 TM の変速比を制御する電子制御ユニット U には、入力軸回転数センサ S a で検出した入力軸 1 1 の回転数と、出力軸回転数センサ S b で検出した出力軸 1 2 の回転数と、エンジン回転数センサ S c で検出したエンジン E の回転数とに加えて、アクセル開度信号、車速信号等が入力される。電子制御ユニット U は、アクセル開度信号および車速信号に基づいてベルト式無段変速機 TM のプーリ推力を変化させる通常の変速比 50

制御以外に、ベルト式無段変速機 T M の動力伝達効率を高めるべくプーリ推力を変化させる制御を行う。

【 0 0 2 2 】

図 2 に示すように、ベルト式無段変速機 T M の入力トルクを T_{DR} とし、出力トルクを T_{DN} とし、最大伝達入力トルク、即ちドライブプーリ 1 3 および金属ベルト 1 5 間にスリップが発生する瞬間の入力トルク T_{DR} を T_{maxDR} とし、最大伝達出力トルク、即ちドリブプーリ 1 4 および金属ベルト 1 5 間にスリップが発生する瞬間の出力トルク T_{DN} を T_{maxDN} とし、動力伝達効率を η 、変速比を i とすると、ベルト式無段変速機 T M の最大伝達トルク T_{max} は、 T_{maxDR} あるいは T_{maxDN} / i の何れか小さい方となり、 $T_{DR} > T_{max}$ のときに、ドライブプーリ 1 3 およびドリブプーリ 1 4 の何れか一方がスリップする。

10

【 0 0 2 3 】

図 3 のフローチャートに示すように、例えば、ステップ S 1 で $T_{maxDR} > T_{maxDN} / i$ の場合には、出力トルク $T_{DN} > T_{maxDN}$ になった瞬間にドリブプーリ 1 4 にスリップが発生するため、ステップ S 2 でベルト式無段変速機 T M の変速比を制御するためにドライブプーリ 1 3 の推力を変更し（変速制御）、ドリブプーリ 1 4 のスリップを防止するためにドリブプーリ 1 4 の推力を制御する（推力制御）。

【 0 0 2 4 】

逆に、前記ステップ S 1 で $T_{maxDR} < T_{maxDN} / i$ の場合には、入力トルク $T_{DR} > T_{maxDR}$ になった瞬間にドライブプーリ 1 3 にスリップが発生するため、ステップ S 3 でベルト式無段変速機 T M の変速比を制御するためにドリブプーリ 1 4 の推力を変更し（変速制御）、ドライブプーリ 1 3 のスリップを防止するためにドライブプーリ 1 3 の推力を制御する（推力制御）。

20

【 0 0 2 5 】

本願発明は、上述したドライブプーリ 1 3 および金属ベルト 1 5 間、あるいはドリブプーリ 1 4 および金属ベルト 1 5 間のスリップを防止するための推力制御に関するものである。

【 0 0 2 6 】

ところで、ベルト式無段変速機 T M の動力伝達効率を高める手段の一つとして、プーリに加えるプーリ推力を低下させることが知られている。図 4 は、プーリ推力に対する動力伝達効率および摩擦損失の関係を示すもので、プーリ推力の減少に伴って、プーリおよび金属ベルト間のスリップが小さいマイクロスリップ領域から、遷移領域を経て、プーリおよび金属ベルト間のスリップが大きいマクロスリップ領域に移行する。マイクロスリップ領域ではプーリ推力の減少に応じて動力伝達効率が次第に向上するが、遷移領域で動力伝達効率が低下し始め、マクロスリップ領域で動力伝達効率が急激に低下する。

30

【 0 0 2 7 】

その理由は、金属ベルトの金属エレメントの半径方向滑りと金属リングの滑りに起因する摩擦損失の和は、プーリ推力の減少に伴ってマイクロスリップ領域からマクロスリップ領域まで一定の比較的大きい減少率 A で減少するが、金属エレメントの接線方向滑りに起因する摩擦損失は、マイクロスリップ領域から遷移領域にかけて略一定の比較的小さい増加率 B ($A > B$) で増加し、マクロスリップ領域で急激に増加するためと考えられる。

40

【 0 0 2 8 】

最大の動力伝達効率を得るには、プーリ推力を遷移領域の直前のマイクロスリップ領域に制御することが望ましいが、プーリ推力を過剰に減少させてしまうと、マイクロスリップ領域から遷移領域を通り越してマクロスリップ領域に入ってしまう、プーリに対して金属ベルトが大きくスリップして損傷する可能性がある。したがって、ベルト式無段変速機 T M の耐久性を確保しながら動力伝達効率を高めるには、プーリ推力を遷移領域の直前のマイクロスリップ領域に精度良く制御することが必要となる。

【 0 0 2 9 】

本発明は、滑り速度の増加という観点で摩擦伝動限界を定義し、摩擦伝動限界に対する

50

現在の滑り状態の余裕度を判別できる手法の構築するもので、このような余裕度を観測できれば、外乱に対する最低限の安全率を見込むことで実用に適したプーリ推力制御を実現することができる。

【 0 0 3 0 】

< 基礎方程式 >

実機におけるベルト式無段変速機はエンジンにより駆動される。このとき、入力トルクはエンジンの筒内圧変動に起因したトルク変動を有することになる。そのため、プーリ/金属ベルト間の滑りを動的に考える必要がある。タイミングベルト伝動の動的解析を行う際、ベルト長手方向の剛性をばね要素として扱い、金属ベルトの縦振動を解析することで、プーリの回転角変動を計算できることが報告されている。金属ベルトはゴムベルトやチェーンとは異なり、主に金属エレメント間の圧縮力によって動力伝達を行うことが知られている。そこで、図5に示すような金属ベルトの圧縮剛性を1次元ばね要素で代表させた簡易モデルを考える。

10

【 0 0 3 1 】

いまドライブプーリおよびドリブプーリに負荷トルクが作用しており、かつ平衡点 $\{\theta_0\}$ が存在するものと仮定する。この平衡点からのドライブプーリおよびドリブプーリの回転角摂動をそれぞれ $\theta_{p,DR}$ 、 $\theta_{p,DN}$ とする。ドライブプーリおよびドリブプーリに巻き付いた金属エレメント群をそれぞれ1つの質点と考え、同様に平衡点からの回転角摂動を $\theta_{b,DR}$ 、 $\theta_{b,DN}$ とすると、プーリおよび金属ベルトの運動方程式は次式となる。

【 0 0 3 2 】

【 数 1 】

$$\begin{cases} f_1 = I_{p,DR} \ddot{\theta}_{p,DR} = -2F_{DR} r_{DR} \\ f_2 = I_{b,DR} \ddot{\theta}_{b,DR} = 2F_{DR} r_{DR} - kR_{DR} (R_{DR} \theta_{b,DR} - R_{DN} \theta_{b,DN}) \\ f_3 = I_{b,DN} \ddot{\theta}_{b,DN} = kR_{DN} (R_{DR} \theta_{b,DR} - R_{DN} \theta_{b,DN}) - 2F_{DN} r_{DN} \\ f_4 = I_{p,DN} \ddot{\theta}_{p,DN} = 2F_{DN} r_{DN} \end{cases} \quad \dots(1)$$

30

【 0 0 3 3 】

ここで、 I_p はプーリの慣性モーメント、 I_b はプーリに巻き付いた部分ベルトの慣性モーメント、 F はプーリおよび金属ベルト間に作用する摩擦力、 k は金属ベルトの圧縮剛性、 R はベルトピッチ半径、 r は摩擦有効半径である。添え字のDR、DNはそれぞれ駆動側、従動側を表す。

【 0 0 3 4 】

尚、本明細書および添付した図面において、数式中の記号と文章中の表記とが異なる場合があるため、その対応関係を表1に示す。また数式中の太文字はベクトルあるいは行列を示しているが、本明細書の文章中の $\{*\}$ の表記は、 $*$ がベクトルあるいは行列であることを示している。

40

【 0 0 3 5 】

【表 1】

表1 記号の表記

数式中の表記	文章中の表記
$\tilde{\mu}$	$\mu \langle \sim \rangle$
\dot{s}	$s \langle \sim \cdot \rangle$
\dot{s}_0	$s_0 \langle \sim \cdot \rangle$
$\dot{x}_{b,DN}$	$x_{b,DN} \langle \cdot \rangle$
$\dot{x}_{p,DN}$	$x_{p,DN} \langle \cdot \rangle$
\hat{x}	$x \langle \wedge \rangle$
$\bar{\xi}_{DN}$	$\xi_{DN} \langle \bar{\ } \rangle$
$\bar{\xi}_C$	$\xi_C \langle \bar{\ } \rangle$

10

【0036】

プーリ/金属ベルト間に作用する摩擦力は、摩擦係数 $\mu \langle \sim \rangle$ とベルトV面に作用する垂直抗力Nとの積として表される。

20

【0037】

【数2】

$$\begin{cases} F_{DR} = \tilde{\mu}_{DR} N_{DR} \\ F_{DN} = \tilde{\mu}_{DN} N_{DN} \end{cases} \dots(2)$$

【0038】

摩擦係数 $\mu \langle \sim \rangle$ は平均摩擦係数であり次式で定義される。

30

【0039】

【数3】

$$\begin{cases} \tilde{\mu}_{DR} = \frac{T_{DR} \cos \psi}{2Q_{DR} r_{DR}} \\ \tilde{\mu}_{DN} = \frac{T_{DN} \cos \psi}{2Q_{DN} r_{DN}} \end{cases} \dots(3)$$

40

【0040】

Tはプーリの負荷トルク、Qはプーリ推力、 ψ はV角の1/2である。

【0041】

金属エレメントと金属リングとは拘束されていないため、プーリ中において個々の金属エレメントは独立に微小滑りを生じながら動力を伝達する。このとき摩擦伝動が飽和に近づくにつれ、プーリ中で動力を伝達する金属エレメントの個数が増加することに起因して巨視的に金属ベルト/プーリ間の滑り速度が増加することが知られている。

【0042】

プーリ/金属ベルト間の平均滑り速度を $s \langle \sim \cdot \rangle$ とすると、摩擦係数 $\mu \langle \sim \rangle$ は平均

50

滑り速度を $s < \sim \cdot >$ の関数として表される。そこで、平衡点における平均滑り速度を $s_0 < \sim \cdot >$ まわりで T a y l o r 展開により 2 次近似式で表すことにする (図 6 参照)。

【 0 0 4 3 】

【 数 4 】

$$\left\{ \begin{array}{l} \tilde{\mu}_{DR} = c_{1,DR} \left\{ \dot{\tilde{s}}_{DR} - \dot{\tilde{s}}_{0,DR} \right\} - c_{2,DR} \left(\dot{\tilde{s}}_{DR} - \dot{\tilde{s}}_{0,DR} \right)^2 \Big\} + \mu_{0,DR} \\ \tilde{\mu}_{DN} = c_{1,DN} \left\{ \dot{\tilde{s}}_{DN} - \dot{\tilde{s}}_{0,DN} \right\} - c_{2,DN} \left(\dot{\tilde{s}}_{DN} - \dot{\tilde{s}}_{0,DN} \right)^2 \Big\} + \mu_{0,DN} \\ \dot{\tilde{s}}_{DR} = R_{DR} \left(\dot{\theta}_{p,DR} - \dot{\theta}_{b,DR} \right) \\ \dot{\tilde{s}}_{DN} = R_{DN} \left(\dot{\theta}_{b,DN} - \dot{\theta}_{p,DN} \right) \end{array} \right. \dots(4) \quad 10$$

【 0 0 4 4 】

平衡点の定義より、 $\{ f (\{ \theta_0 \}) \} = 0$ 、 $\{ f \}^t = (f_1 , f_2 , f_3 , f_4)$ であるから、式 (1) は結局、

【 0 0 4 5 】

【 数 5 】

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{p,DR} \ddot{\theta}_{p,DR} = -2N_{DR} r_{DR} c_{1,DR} \times \\ \quad \left\{ \left(R_{DR} \dot{\theta}_{p,DR} - R_{DR} \dot{\theta}_{b,DR} \right) - c_{2,DR} \left(R_{DR} \dot{\theta}_{p,DR} - R_{DR} \dot{\theta}_{b,DR} \right)^2 \right\} \\ I_{b,DR} \ddot{\theta}_{b,DR} = 2N_{DR} r_{DR} c_{1,DR} \times \\ \quad \left\{ \left(R_{DR} \dot{\theta}_{p,DR} - R_{DR} \dot{\theta}_{b,DR} \right) - c_{2,DR} \left(R_{DR} \dot{\theta}_{p,DR} - R_{DR} \dot{\theta}_{b,DR} \right)^2 \right\} - \\ \quad k R_{DR} \left(R_{DR} \theta_{b,DR} - R_{DN} \theta_{b,DN} \right) \\ I_{b,DN} \ddot{\theta}_{b,DN} = k R_{DN} \left(R_{DR} \theta_{b,DR} - R_{DN} \theta_{b,DN} \right) - \\ \quad 2N_{DN} r_{DN} c_{1,DN} \times \\ \quad \left\{ \left(R_{DN} \dot{\theta}_{b,DN} - R_{DN} \dot{\theta}_{p,DN} \right) - c_{2,DN} \left(R_{DN} \dot{\theta}_{b,DN} - R_{DN} \dot{\theta}_{p,DN} \right)^2 \right\} \\ I_{p,DN} \ddot{\theta}_{p,DN} = 2N_{DN} r_{DN} c_{1,DN} \times \\ \quad \left\{ \left(R_{DN} \dot{\theta}_{b,DN} - R_{DN} \dot{\theta}_{p,DN} \right) - c_{2,DN} \left(R_{DN} \dot{\theta}_{b,DN} - R_{DN} \dot{\theta}_{p,DN} \right)^2 \right\} \end{array} \right. \dots(5) \quad 20 \quad 30$$

となり、滑りを伴うプーリおよび金属ベルトの運動は非線形連立微分方程式として記述される。

【 0 0 4 6 】

式 (5) の主要パラメータを表 2 に示す。本実施の形態では主要パラメータの測定可否を表 2 のように定義した。特に摩擦係数 $\mu < \sim \cdot >$ の限界値を把握するには、意図的にマクロスリップを生じさせる必要があり、ベルト式無段変速機の損傷につながるため、測定そのものが目的でない限り実機での測定は困難である。

【 0 0 4 7 】

【表2】

表2 主要パラメータの定義と性質

$I_{p,DR} / I_{p,DN}$ 駆動／従動プーリの慣性モーメント	既知数	
$I_{b,DR} / I_{b,DN}$ 駆動／従動プーリ中に介在するベルトの慣性モーメント	既知数	10
$\theta_{p,DR} / \theta_{p,DN}$ 駆動／従動プーリの回転角	既知数 回転数を測定することで容易に求められる	
$\theta_{b,DR} / \theta_{b,DN}$ 駆動／従動プーリ中に介在するベルトの回転角	未知数 特別なセンサにより測定可能であるが、実機では測定困難	20
T_{DR} / T_{DN} 駆動／従動プーリの負荷トルク	未知数 特別なセンサにより測定可能であるが、実機では測定困難	
k ベルトの圧縮剛性	未知数 個体差、経年変化の影響が大きい	
$\bar{\mu}_{DR} / \bar{\mu}_{DN}$ 駆動／従動側のベルト/プーリ間の摩擦係数	未知数 個体差、経年変化の影響が大きい	30
N_{DR} / N_{DN} 駆動／従動側のベルト押し付け力	既知数 プーリ油圧より求まる	
R_{DR} / R_{DN} 駆動／従動側のベルトピッチ半径	既知数 変速比より求まる	
r_{DR} / r_{DN} 駆動／従動側の摩擦有効半径	既知数 変速比より求まる	40

【0048】

< 滑り状態 >

金属ベルトを用いた動力伝達ではマクロスリップには至らないまでも摩擦伝動限界に近づくと微細滑りが徐々に増加する。そのため金属ベルトを用いた動力伝達では、クーロン摩擦に代表される形態のように滑りという現象の有無をもって摩擦伝動限界が明確には定まらない。したがって、摩擦伝動限界を予測するためにはこれを明確に定義する必要があるが、そのためには摩擦伝動限界を定量的に扱うための滑りに対する状態定義が必要

になる。

【 0 0 4 9 】

式 (5) に対してドライブプーリの回転角摂動 $x_{p,DR}$ は既知であるから、ドライブプーリの回転角摂動 $x_{b,DR}$ をシステムに対し与えられた入力とみなし変数変換を行うと式 (5) は次のような非自立系で表される。

【 0 0 5 0 】

【 数 6 】

$$\begin{cases} \ddot{x}_{b,DR} = 2v_{DR}\zeta_{DR}\omega_{DR}\left\{\left(\dot{x}_{p,DR} - \dot{x}_{b,DR}\right) - \varepsilon_{DR}\left(\dot{x}_{p,DR} - \dot{x}_{b,DR}\right)^2\right\} - \omega_{DR}^2\left(x_{b,DR} - x_{b,DN}\right) \\ \ddot{x}_{b,DN} = \rho^2\omega_{DN}^2\left(x_{b,DR} - x_{b,DN}\right) - 2v_{DN}\rho^2\zeta_{DN}\omega_{DN}\left\{\left(\dot{x}_{b,DN} - \dot{x}_{p,DN}\right) - \varepsilon_{DN}\left(\dot{x}_{b,DN} - \dot{x}_{p,DN}\right)^2\right\} \\ \ddot{x}_{p,DN} = 2v_{DN}\zeta_{DN}\omega_{DN}\left\{\left(\dot{x}_{b,DN} - \dot{x}_{p,DN}\right) - \varepsilon_{DN}\left(\dot{x}_{b,DN} - \dot{x}_{p,DN}\right)^2\right\} \end{cases} \dots(6) \quad 10$$

ここで、

$$x_{p,DR} = \theta_{p,DR}, \quad x_{b,DR} = \theta_{b,DR} \quad 20$$

$$x_{b,DN} = i\theta_{b,DN}, \quad x_{p,DN} = i\theta_{p,DN}$$

$$v_{DR} = r_{DR}/R_{DR}, \quad v_{DN} = r_{DN}/R_{DN}$$

$$\omega_{DR} = R_{DR}\sqrt{k/I_{b,DR}}, \quad \omega_{DN} = R_{DN}\sqrt{k/I_{p,DN}}$$

$$\zeta_{DR} = c_{1,DR}N_{DR}R_{DR}/\sqrt{I_{b,DR}k}, \quad \zeta_{DN} = c_{1,DN}N_{DN}R_{DN}/\sqrt{I_{p,DN}k}$$

$$\varepsilon_{DR} = c_{2,DR}R_{DR}, \quad \varepsilon_{DN} = c_{2,DN}R_{DN} \quad 30$$

$$\rho = \sqrt{I_{p,DN}/I_{b,DN}}, \quad i = R_{DN}/R_{DR}$$

【 0 0 5 1 】

式 (6) はドライブプーリ / 金属ベルト間で生じる滑りと、ドリブンプーリ / 金属ベルト間で生じる滑りとを別々に扱っているが、通常は駆動側あるいは従動側のいずれか一方が先に摩擦伝動限界に達しマクロスリップを生じる。すなわち、摩擦伝動限界点近傍におけるプーリ / 金属ベルト間の滑りに対しては駆動側あるいは従動側のいずれか一方が支配的であり、通常は摩擦有効半径が小さい方のプーリが該当する。

【 0 0 5 2 】

そこで支配的でない方のプーリ / 金属ベルト間の滑りを無視し次のように扱うこととする。 40

【 0 0 5 3 】

1 . ドライブプーリ / 金属ベルト間の滑りが支配的なとき :

$$x_{p,DN} = x_{b,DN}$$

2 . ドリブンプーリ / 金属ベルト間の滑りが支配的なとき :

$$x_{p,DR} = x_{b,DR}$$

以下では燃費に対する影響が大きいODレシオ (変速比 $i < 1$) の場合に重点を置き、ドリブンプーリ / 金属ベルト間の滑りが支配的である場合を考える。

【 0 0 5 4 】

このとき $x_{p,DR}$ は既知の入力であり、 $x_{p,DN}$ の初期値に任意性があることを考慮すると 50

状態変数 $\{x\} = {}^t (x_{b, DN}, x_{b, DN} \langle \cdot \rangle, x_{p, DN} \langle \cdot \rangle)$ を用いて式 (6) は次のように書ける。

【0055】

【数7】

$$\dot{x} = X(x, t) \quad \dots(7)$$

【0056】

実機の運転を考えるとエンジンの筒内圧変動に起因した回転変動がドライブプーリに入力される。そこでシステムへの入力

10

【0057】

【数8】

$$\dot{x}_{p, DR} = a_{p, DR} \cos \tau, \quad \tau = \Omega t \quad \dots(8)$$

で与えられたとし、式 (7) の周期解 $\{x \langle \cdot \rangle\}$ を Fourier 級数展開により次のように表す。

【0058】

【数9】

$$\hat{x} = \frac{a^0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a^n \cos n\tau + b^n \sin n\tau) \quad \dots(9)$$

20

【0059】

に関して周期 2 の間、式 (9) の各係数 $\{a^0\}$, $\{a^n\}$, $\{b^n\}$ が一定とみなせるとすると、 $\{x \langle \cdot \rangle\}$ の周期 2 における平均値は $\{a^0\} / 2$ となる。この平均値 $\{a^0\} / 2$ からの変分 $\{\xi\}$ を考えると変分方程式は、

【0060】

【数10】

$$\dot{\xi} = A(a^0/2)\xi + X(a^0/2, t), \quad A = \frac{\partial X(a^0/2, t)}{\partial x} \quad \dots(10)$$

30

$\{A(\{a^0\} / 2)\}$ はヤコビ行列であり、

【0061】

【数11】

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\rho^2 \omega_{DN}^2 & -2v_{DN} \rho^2 \bar{\zeta}_{DN} \omega_{DN} & 2v_{DN} \rho^2 \bar{\zeta}_{DN} \omega_{DN} \\ 0 & 2v_{DN} \bar{\zeta}_{DN} \omega_{DN} & -2v_{DN} \bar{\zeta}_{DN} \omega_{DN} \end{pmatrix} \quad \dots(11)$$

40

ただし、

【0062】

【数 1 2】

$$\bar{\zeta}_{DN} = \zeta_{DN} (1 - 2\varepsilon_{DN} g(a^0/2)), \quad g(x) = \dot{x}_{b,DN} - \dot{x}_{p,DN} \quad \dots(12)$$

である。

【0 0 6 3】

本実施の形態では式(10)で表される状態を特に滑り状態と呼ぶことにする。ヤコビ行列{A}は平均値{a⁰} / 2の関数であり滑り状態に依存することから、ヤコビ行列{A({a⁰} / 2)}が分かれば滑り状態を推定することができる。このようなヤコビ行列(状態行列){A({a⁰} / 2)}を特に滑り状態行列と呼ぶことにする。

10

【0 0 6 4】

v_{DN} は運転条件を表す既知のパラメータであり、 $\langle \rangle_{DN}$ は式(12)において非線形項を内包するので、滑り状態行列{A({a⁰} / 2)}を支配するパラメータは($\langle \rangle_{DN}$, $\langle \rangle_{DN}$)である。しかしながら、($\langle \rangle_{DN}$, $\langle \rangle_{DN}$)は測定することができないため、測定可能なパラメータへの変数変換を考える。すなわち、{A($\langle \rangle_{DN}$, $\langle \rangle_{DN}$)} = {A(a, b)}が存在し、かつ(a, b)が測定可能であれば良い。

【0 0 6 5】

<滑り状態行列の推定方>

ドリブンプーリの回転数が測定可能であることを考慮すれば、未知数は $x_{b,DN}$, $\langle \rangle_{DN}$, $\langle \rangle_{DN}$ の三つであり、式(10)を解くことにより $\langle \rangle_{DN}$, $\langle \rangle_{DN}$ を求めることができる。

20

【0 0 6 6】

式(10)の周期解{ }を、

【0 0 6 7】

【数 1 3】

$$\xi_{b,DN} = a_{b,DN} \cos(\tau - \phi_{b,DN}), \quad \xi_{p,DN} = a_{p,DN} \cos(\tau - \phi_{p,DN}), \quad \tau = \Omega t$$

と仮定すると、

30

【0 0 6 8】

【数 1 4】

$$\xi = \left(\frac{a_{b,DN}}{\Omega} \sin(\tau - \phi_{b,DN}), \quad a_{b,DN} \cos(\tau - \phi_{b,DN}), \quad a_{p,DN} \cos(\tau - \phi_{p,DN}) \right)$$

であるから式(10)に代入し、Galerkin法に立脚してこれを解けば次式を得る。

【0 0 6 9】

【数 1 5】

40

$$\omega_{DN}(m, \phi_{p,DN}) = \frac{\Omega}{\rho} \sqrt{\frac{1 + \rho^2}{1 - \frac{\cos \phi_{p,DN}}{m}}} \quad \dots(13)$$

【0 0 7 0】

【数 16】

$$\begin{aligned} \bar{\zeta}_{DN}(m, \omega_{DN}) &= \frac{\frac{\Omega}{\omega_{DN}} \left\{ 1 - \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\Omega}{\omega_{DN}} \right)^2 \right\}}{2v_{DN} \sqrt{\frac{1}{m^2} - \left\{ 1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_{DN}} \right)^2 \left(\frac{1}{\rho^2} + 1 \right) \right\}^2}} \\ &= \bar{\zeta}_{DN}(m, \phi_{p, DN}) \end{aligned} \quad \dots(14)$$

10

【0071】

ただし、 $m = a_{p, DN} / a_{p, DR}$ である。ドライブプリーおよびドリブンプリーの回転数は測定可能であるから、ドライブプリー回転数に対するドリブンプリー回転数の振幅比 m および位相遅れ $\phi_{p, DN}$ もまた算出可能である。振幅比 m および位相遅れ $\phi_{p, DN}$ を算出する際に特定の摂動を参照する必要があるが、これにはエンジンの筒内圧変動が利用できる。すなわち、エンジンの点火周波数を ω_{DN} として振幅比 m および位相遅れ $\phi_{p, DN}$ を算出することで ω_{DN} 、 $\phi_{p, DN} < >$ を求めることができ、滑り状態行列を $\{ A(m, \phi_{p, DN}) \}$ で表すことができる。

20

【0072】

< 試験方法 >

以上、滑り状態行列を $\{ A \}$ の支配パラメータ $(\omega_{DN}, \phi_{p, DN} < >)$ を $(m, \phi_{p, DN})$ で置換することで、滑り状態行列 $\{ A(m, \phi_{p, DN}) \}$ を推定する手法を説明したが、この手法の確からしさを検証するために実機試験を行い、前記手法から求められたパラメータと試験により測定されたパラメータとを比較した。

【0073】

図7は試験装置を示すものである。A/Cモータで与えられた動力はドライブプリーに入力され、金属ベルトを介してドリブンプリーに伝達される。ドライブプリーにはエンジンを模擬したトルク外乱を入力した。ダイナモメータは、ドリブンプリーに負荷トルクを与える。ドライブプリーおよびドリブンプリーのピストン室には油圧が供給され軸方向推力を発生させる。この油圧とプリーの回転により生じる遠心油圧とを加えてプリー推力を算出した。プリー推力 Q と式(2)の金属ベルト押し付け荷重 N との間には以下の関係がある。

30

【0074】

【数 17】

$$N = \frac{Q}{\cos \psi} \quad \dots(15)$$

40

【0075】

ここで、 ψ は V 角の $1/2$ であり本実施の形態では $\psi = 11 \text{ deg}$ のプリーおよび金属ベルトを使用した。

【0076】

< ω_{DN} の測定 >

式(13)で $\phi_{p, DN} = \psi/2$ とすると $m > 0$ であるから、

【0077】

【数 18】

$$\frac{\Omega}{\omega_{DN}} \Big|_{\phi_{p,DN}=\frac{\pi}{2}} = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{1}{\rho^2}}} \quad \dots(16)$$

【0078】

通常、金属ベルトの慣性モーメントに比べてプーリの慣性モーメントは十分小さく、 $1/\rho^2 \ll 1$ であることから、

10

【0079】

【数 19】

$$\omega_{DN} \Big|_{\phi_{p,DN}=\frac{\pi}{2}} \approx \Omega \quad \dots(17)$$

【0080】

となる。したがって、振周波数 ω を変化させ、位相遅れ $\phi_{p,DN} = \pi/2$ となったときの加振周波数 ω_{DN} の測定値とした。加振周波数 ω を変更している間は変速比、負荷トルク、プーリ推力を一定とした。プーリ推力が異なる 4 水準の条件にて同様の測定を行った。試験条件を表 3 に示す。

20

【0081】

【表 3】

表3 試験条件

Speed ratio	0.5
Drive pulley torque	50 Nm
Driven pulley thrust	3661, 4061, 4561, 5203 N

30

【0082】

< ω_{DN} > の測定 >

ω_{DN} < > は無次元量であり直接測定することはできないので、実次元パラメータを測定することで計算により求める必要がある。 ω_{DN} の定義と式 (12) とより、

【0083】

【数 20】

$$\bar{\zeta}_{DN} = \frac{N_{DN} R_{DN}^2}{\omega_{DN} I_{p,DN}} \cdot \frac{d\tilde{\mu}_{DN}}{d\dot{s}_{DN}} \quad \dots(18)$$

40

【0084】

式 (18) から ω_{DN} < > を求めるためにはドライブプーリ / 金属ベルト間の滑り速度を測定する必要がある。プーリストロークを測定することにより幾何学的に定まる変速比を求めた。滑り速度は、ドライブプーリとドリブンプーリとの回転数比で表される見かけ上の変速比と幾何学変速比との差によって評価することができる。

【0085】

< すべり状態行列の推定 >

まず、すべり状態行列 $\{ A(m, \phi_{p,DN}) \}$ を推定するにあたり本実施の形態の手法の

50

有効性を確認した。図 8 に ζ_{DN} , $\zeta_{DN} < \zeta_{DN} >$ の測定結果とそのときの回転変動を用いて本手法により推定した推定値とを示す。図 8 より、測定値と推定値とは良好な一致を示し、提案手法の有効性が確認できた。

【 0 0 8 6 】

プーリ推力を低減するに伴い、すなわち摩擦伝動限界に近づくとつれ、 ζ_{DN} および $\zeta_{DN} < \zeta_{DN} >$ は共に減少する傾向を示した。 ζ_{DN} が変化した理由として、 R_{DN} および $I_{p, DN}$ は一定であるから圧縮剛性 k が変化したものと考えられる。プーリ推力を低減することにより金属リング張力も減少する。ベルト弦部において、金属リング張力は金属エレメント圧縮力による座屈荷重に対抗するので、金属リング張力の減少はベルト弦部での横変位増加につながる。よって、金属リング張力の減少に伴い見かけ上圧縮剛性 k が減少したことにより ζ_{DN} が減少したものと考えられる。

10

【 0 0 8 7 】

$\zeta_{DN} < \zeta_{DN} >$ の定義より、

【 0 0 8 8 】

【数 2 1】

$$\zeta_{DN} = \sqrt{\frac{1}{M_{p, DN}} \cdot \frac{F_{fric}'}{\sqrt{k}}}$$

$$M_{p, DN} = \frac{I_{p, DN}}{R_{DN}^2}, \quad F_{fric}' = N_{DN} \frac{d\tilde{\mu}_{DN}}{d\tilde{s}_{DN}} \quad \dots(19)$$

20

【 0 0 8 9 】

$M_{p, DN}$ はドリブプーリのベルト並進方向に対する質量である。摩擦勾配 F_{fric} は摩擦伝動限界に近づくとつれて減少するので、プーリ推力を低減するに伴い $\zeta_{DN} < \zeta_{DN} >$ は減少することになる。圧縮剛性 k は入力に対して金属ベルトに作用する復元力勾配を意味する。式 (1 9) より $\zeta_{DN} < \zeta_{DN} >$ は金属ベルトに作用する復元力勾配に対する摩擦勾配 F_{fric} の大きさに相関する。

30

【 0 0 9 0 】

< 滑り状態の安定性 >

振幅比 m および位相遅れ $\phi_{p, DN}$ を用いて滑り状態行列 $\{ A (m , \phi_{p, DN}) \}$ を推定するためには、式 (1 0) の周期解 $\{ x < \wedge > \}$ が少なくとも実用される摩擦伝動領域において安定である必要がある。振動モード間の相互移動に対する安定性は、特性指数または特性乗数を求めることにより判別することができる。式 (6) の周期解 $\{ x < \wedge > \}$ に対する微小変分 η を考え、変分方程式を次式で与える。

【 0 0 9 1 】

【数 2 2】

$$\dot{\eta} = A(t)\eta, \quad A = \frac{\partial X(\hat{x}, t)}{\partial x} \quad \dots(20)$$

40

【 0 0 9 2 】

フロークの定理 (Floquet's theorem) より、式 (2 0) は次の形式の基本解 $\{ \eta_j (t) \}$ を持つ。

【 0 0 9 3 】

【数 2 3】

$$\begin{aligned} \phi_j(\tau) &= e^{\mu_j \tau} p_j(\tau), \quad p_j(\tau + 2\pi) = p_j(\tau) \\ \phi_j(\tau + 2\pi) &= \sigma_j \phi_j(\tau) \end{aligned} \quad \dots(21)$$

【0094】

ここに、 μ_j は特性指数、 p_j は特性乗数である。特性指数 μ_j と特性乗数 p_j とは互いに変換可能であるため、本実施の形態では特性乗数 p_j を用いて安定性の検討を行った。

10

【0095】

本実施の形態では、使用頻度の高いODレシオに着目し、ベルト式無段変速機として実際に使用され得るパラメータ範囲を表4の通り想定した。表4のパラメータ範囲に対して特性乗数 p_j を計算した結果を図9に示す。ただし、求めた特性乗数 p_j の内、 $|p_j|$ が最大となる値のみを示してある。

【0096】

【表4】

表4 実用条件から設定したパラメータ範囲 (Speed ratio=0.5)

20

Ω / ω_{DN}	0~3
v	0.9
ρ	25
ξ_{DN}	0~3
$\alpha_{p,DR}$	0~0.3rad/s
ϵ_{DN}	0~0.5

30

【0097】

図9より $\omega_{DN} < \Omega > 0$ において、全ての特性乗数 p_j に対して $|p_j| < 1$ であるから周期解 $\{x < \wedge >\}$ は漸近安定である。 $\omega_{DN} < \Omega < 0$ となるのは式(19)より摩擦係数 F_{fric} が負となる場合であり、この場合の解は大域的にも局所的にも不安定となることは自明である。物理的には $\omega_{DN} < \Omega < 0$ の場合はプーリ中に巻き付いた全ての金属エレメントが一様に滑りを生じている状態(マクロスリップ)に対応する。

【0098】

したがって、少なくとも実用条件においてはマクロスリップを生じない限り ($m_{p, DN}$) が分かれば一意に滑り状態行列 $\{A\}$ を推定することができる。マクロスリップを生じた場合においてはこの限りではないが、マクロスリップ発生時には $m_{p, DN} = 0$ となるので少なくともマクロスリップの発生を判別することは可能である。マクロスリップは避けるべき状態であるからマクロスリップ発生時の滑り状態を知ることは重要ではなく、マクロスリップ発生が判別できれば実用上は十分である。

40

【0099】

また図9より $\omega_{DN} < \Omega = 0.3$ 近傍において $|p_j|$ が極小となっており、この点において滑り状態に変化のあることが示唆される。

【0100】

$\omega_{DN} < \Omega = 0$ としたときの p_j の軌跡を図10に示す。図10より $\omega_{DN} < \Omega$ が約0.3より小さい領域では全ての p_j が実軸上を移動することが分かる。これは周期解 $\{x < \wedge >\}$ に対して解軌道のずれが生じた場合に変分 δx が摂動を生じないことを意味してお

50

り、周期解 $\{x < \wedge >\}$ への収束性が鈍化したものと捉えることができる。摩擦伝動限界とは金属ベルトに作用する復元力の変化に対して摩擦力の応答が追い付かなくなった状態と考えることができるので、この滑り状態を摩擦伝動限界と定義する。このとき滑り状態行列 $\{A\}$ の固有値（特性根）は全て実根となる。

【 0 1 0 1 】

< 摩擦伝動限界の予測 >

以上の結果より、滑り状態が摩擦伝動限界内にあるための条件は、滑り状態行列 $\{A\}$ が少なくとも1つの虚根を持つことである。式 (1 0) の線形近似を考えると、滑り状態行列 $\{A\}$ が虚根を持つための条件は、

【 0 1 0 2 】

【 数 2 4 】

$$\bar{\zeta}_{DN} > \bar{\zeta}_c$$

$$\bar{\zeta}_c = \frac{\rho}{v_{DN}} \left[\frac{\rho^4 + 20\rho^2 - 8 + \rho(\rho^2 - 8)^{3/2}}{32(\rho^2 + 1)^3} \right]^{1/2} \dots(22)$$

【 0 1 0 3 】

式 (2 0) より臨界値 $\bar{\zeta}_c < >$ は v_{DN} と ρ の関数であり、速度比のみに依存する。よって、滑り状態行列 $\{A\}$ を求めずとも $\bar{\zeta}_{DN} < >$ を指標として摩擦伝動限界に対する現在の滑り状態の接近具合を表すことができる。そこで、 $\bar{\zeta}_c < > / \bar{\zeta}_{DN} < >$ をトラクション比(traction ratio)と定義する

図 1 1 にトラクション比と滑り速度の関係を、図 1 2 にトラクション比と動力伝達効率の関係を示す。図 1 1 よりトラクション比 $\bar{\zeta}_c < > / \bar{\zeta}_{DN} < >$ が 1 となるときにプーリ / 金属ベルト間の滑り速度が急峻に増加していることが確認できた。また図 1 2 よりトラクション比 $\bar{\zeta}_c < > / \bar{\zeta}_{DN} < >$ が 1 となるときに動力伝達効率が概ね最大となっていることが確認できた。

【 0 1 0 4 】

したがって、滑り状態行列 $\{A\}$ の固有値に着目した摩擦動力限界の定義は妥当であり、ドライブプーリおよびドリブンプーリの回転変動からトラクション比を算出することにより摩擦動力限界を予測できることが確認できた。

【 0 1 0 5 】

以上のように、ドライブプーリの回転変動が金属ベルトを介してドリブンプーリへと伝達される際には、摩擦力が飽和状態に近づくにつれ、ドリブンプーリへ伝達される回転変動は減衰する。本実施の形態では、ドライブプーリおよびドリブンプーリを弾性体を介して接続された 1 次元振動系とみなし、前記回転変動の変化である振幅比 m および位相遅れ $\rho_{p, DN}$ に着目して金属ベルトの滑り状態を滑り状態行列 $\{A\}$ として指標化した。滑り状態行列 $\{A\}$ の特性として、次のような結果を得ることができる。

- 1 . 滑り状態行列 $\{A\}$ の全ての固有値が実根となったとき、プーリ / 金属ベルト間の滑り速度は急峻に増加する。
- 2 . 滑り状態行列 $\{A\}$ の固有値の内、1 つでも絶対値が 1 以上の根が存在すれば、滑り状態はマクロスリップ状態にあり動力伝達は不能で系は発散する。

【 0 1 0 6 】

また、上記 1 . となる境界の滑り状態を摩擦伝動限界と定義すれば、現在の滑り状態を振幅比 m と位相遅れ $\rho_{p, DN}$ とから求まるトラクション比により表現できる。トラクション比を用いることにより、摩擦伝動限界に対する現在の滑り状態の余裕度を判別でき、摩擦伝動限界を予測できる。

【 0 1 0 7 】

10

20

30

40

50

そしてプーリ/金属ベルト間の滑り状態がマクロスリップ状態にならないようにプーリ推力を制御することで、プーリ推力を最小限に抑えて動力伝達効率を高めながら金属ベルトの滑りを未然に防止することができるだけでなく、万一滑り状態がマクロスリップ状態になった場合にはプーリ推力を即座に増加させることで、ベルト式無段変速機の損傷を防止することができる。

【0108】

動力伝達効率を高めるべくプーリ/金属ベルト間の滑り状態を摩擦駆動限界に近づけるには、滑り状態行列{A}の固有値の虚数部が0に漸近するように、つまり滑り状態行列{A}の固有値が実根となるようにプーリ推力を制御すれば良い。

【0109】

また滑り状態行列{A}の固有値の配置を指標化したトラクション比が1になると金属ベルトの滑り状態が摩擦駆動限界にあり、トラクション比が1に対して十分に大きくなると金属ベルトの滑り状態がマクロスリップになることから、このトラクション比が所定の目標トラクション比に一致するようにプーリ推力を制御することで、プーリ推力の的確な制御が可能になる。

【0110】

トラクション比は摩擦伝動限界を基準とした外乱に対する滑り難さを表すので、プーリおよび金属ベルトの接触面の摩耗や作動油の劣化といった径年変化により摩擦係数が変化した場合であっても、トラクション比が一定になるように制御することで外乱に対する安定性を自動的に確保することができ、プーリ推力を最小に抑えながら外乱によって金属ベルトが滑るのを未然に防止することができる。このとき、予め目標トラクション比を1よりも小さい値に設定しておくことで、予期せぬ外乱によって金属ベルトが滑る事態を一層確実に防止することができる。

【0111】

尚、上記外乱の例としては、プーリ推力を発生させる油圧の脈動、雪路や凍結路から脱出する際に駆動輪のグリップが急激に回復したために駆動輪側から逆伝達されるトルク、凹凸のある路面を走行する際に駆動輪に衝撃が加わったために駆動輪側から逆伝達されるトルク、エンジンの失火により入力軸に伝達されるトルク等がある。

【0112】

また滑り状態行列{A}およびトラクション比 $c_{< > / DN< >}$ に含まれる未知数は、入力軸および出力軸の回転変動の振幅比 m および位相遅れ p_{DN} と、ドリブンプーリのベルトピッチ半径 R_{DN} とであるが、前述したように振幅比 m および位相遅れ p_{DN} は入力軸回転数および出力軸回転数から算出可能であり、またドリブンプーリのベルトピッチ半径 R_{DN} は変速比 i により決まり、変速比 i は入力軸回転数および出力軸回転数から算出可能であるため、特別のセンサを必要とせずに入力軸回転数センサおよび出力軸回転数センサの出力から滑り状態行列{A}およびトラクション比 $c_{< > / DN< >}$ を算出することができる。

【0113】

ところで、ベルト式無段変速機の金属ベルトは2本の金属リングに多数の金属エレメントを支持したもので、金属リングは薄い無端帯状のリング単体を複数枚積層して構成される。ベルト式無段変速機の運転中に金属リングの複数枚のリング単体のうちの1枚が破断すると、残りのリング単体が次々に破断して動力伝達に支障を来す可能性があるため、リング単体の破断を早期に検出することが必要になる。

【0114】

本実施の形態では、金属リングの複数枚のリング単体のうちの1枚が破断すると、その分だけ金属リング全体の剛性が低下することに着目し、電子制御ユニットUがリング単体の破断を検出して金属ベルトを保護するようになっている。以下に、その手法を説明する。

【0115】

式(13)と、式(6)における DN の定義とから、

10

20

30

40

50

【 0 1 1 6 】

【 数 2 5 】

$$\begin{aligned}\omega_{DN}(m, \phi_{p,DN}) &= \frac{\Omega}{\rho} \sqrt{\frac{1+\rho^2}{1-\frac{\cos\phi_{p,DN}}{m}}} \\ &= R_{DN} \sqrt{k/I_{p,DN}}\end{aligned}\quad \dots(23)$$

10

が得られる。式(23)を金属ベルトの圧縮剛性 k について解くと、

【 0 1 1 7 】

【 数 2 6 】

$$k = \frac{I_{p,DN} \Omega^2 (1 + \rho^2)}{R_{DN}^2 \rho^2 \left(1 - \frac{\cos \phi_{p,DN}}{m} \right)}\quad \dots(24)$$

20

が得られる。金属ベルトの圧縮剛性 k は、振幅比 m 、位相遅れ $\phi_{p,DN}$ およびドリブプーリのベルトピッチ半径 R_{DN} を未知数として含むが、上述したように、それらの未知数は入力軸回転数および出力軸回転数から算出可能であるため、特別なセンサは不要である。

【 0 1 1 8 】

従って、式(24)で与えられる金属ベルトの圧縮剛性 k と、予め学習しておいた正常な(破断していない)金属ベルトの圧縮剛性の学習値とを比較し、学習値 - 圧縮剛性 > 閾値が成立したときに、金属リングを構成する何れかのリング単体が破断したことを早期に且つ確実に判定することができる。

【 0 1 1 9 】

本実施の形態では、金属ベルトの圧縮剛性 k が金属エレメント間押し力 E_1 と金属リング張力 T_1 とに依存することから、金属エレメント間押し力 E_1 を金属リング張力 T_1 で正規化した値 E_1 / T_1 を用いてリング単体の破断を判定することで、ベルト式無段変速機の運転状態が種々に変化しても破断の判定を容易かつ確実にに行えるようにしている。

30

【 0 1 2 0 】

図13は金属ベルトの弦部の等価変位に対する E_1 / T_1 の関係を示すマップである。弧状の実線はプーリ推力およびプーリ回転数を異ならせた種々の運転状態から得られた実測値であり、弧状の実線を近似した直線状の破線が、金属ベルトの弦部の等価変位に対する E_1 / T_1 の関係を示す学習値として予め記憶される。そして式(24)で与えられる金属ベルトの圧縮剛性 k を換算した E_1 / T_1 をマップから検索した学習値と比較することで、金属リングのリング単体の破断を判定することができる。

40

【 0 1 2 1 】

このようにして金属リングのリング単体の破断が判定されると、電子制御ユニット U はエンジンのスロットル開度を制限したり、車速を制限したり、プーリ推力を制限したりして金属リングの負荷を低く抑え、更に警告ランプを点灯して運転者に警報を発することで、金属リングの破断の拡大を阻止しながら修理工場までの退避走行を可能にすることができる。

【 0 1 2 2 】

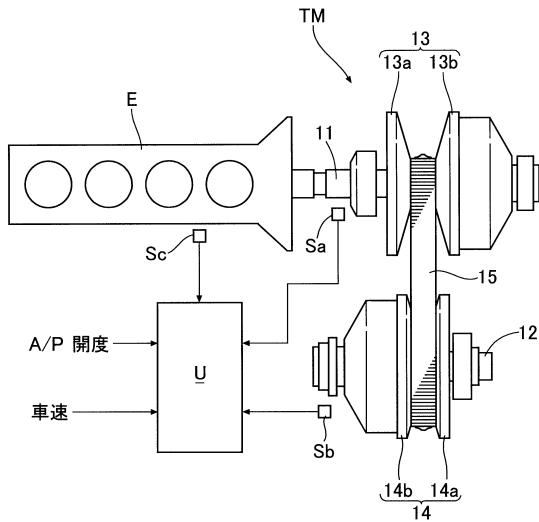
以上、本発明の実施の形態を説明したが、本発明はその要旨を逸脱することなく種々の設計変更を行うことが可能である。

【 0 1 2 3 】

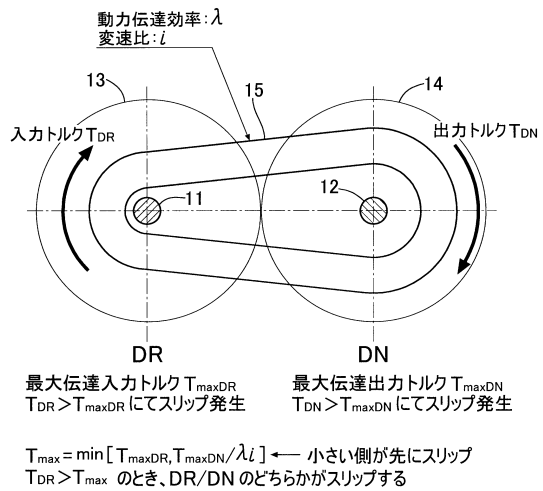
50

例えば、実施の形態では金属ベルト15を有するベルト式無段変速機TMについて説明したが、本発明の無段変速機はチェーンベルト式無段変速機やトロイダル無段変速機であっても良い。トロイダル無段変速機の場合、入力軸に設けられた入力ディスクが本発明の入力軸要素に対応し、出力軸に設けられた出力ディスクが本発明の出力軸要素に対応し、入力ディスクおよび出力ディスク間に挟持されて駆動力を伝達するパワーローラが本発明の動力伝達要素に対応し、入力ディスクおよび出力ディスク間にパワーローラを挟持する圧力が本発明の挟圧に対応する。

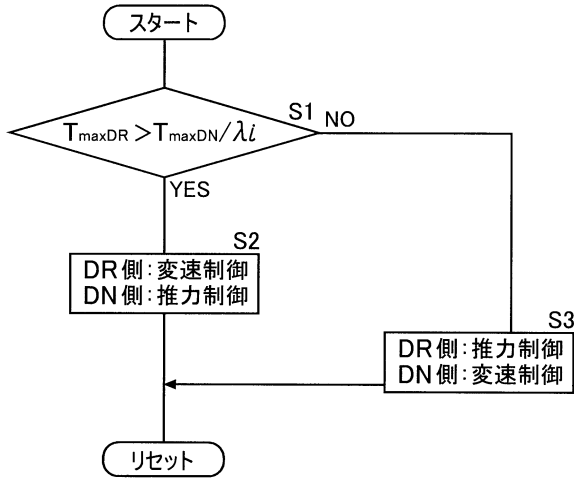
【図1】



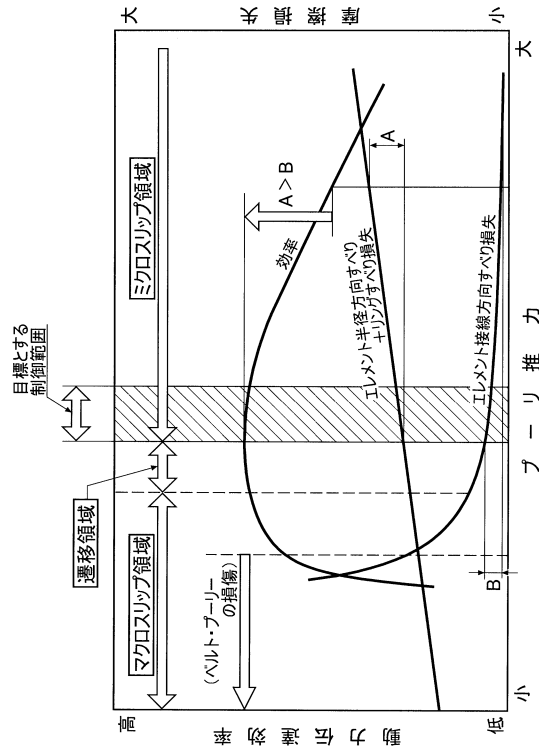
【図2】



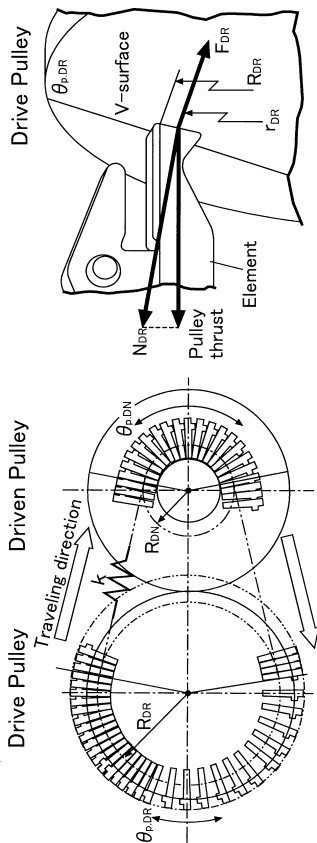
【 図 3 】



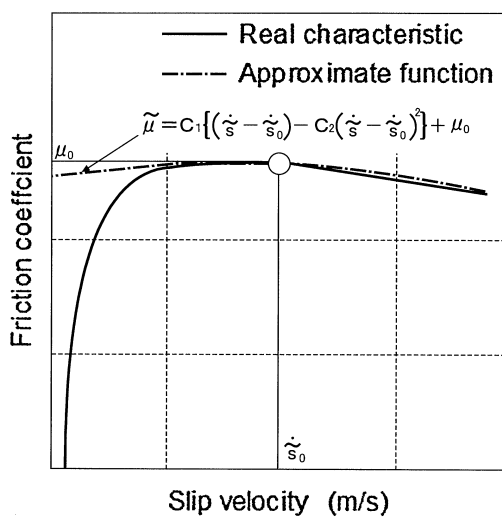
【 図 4 】



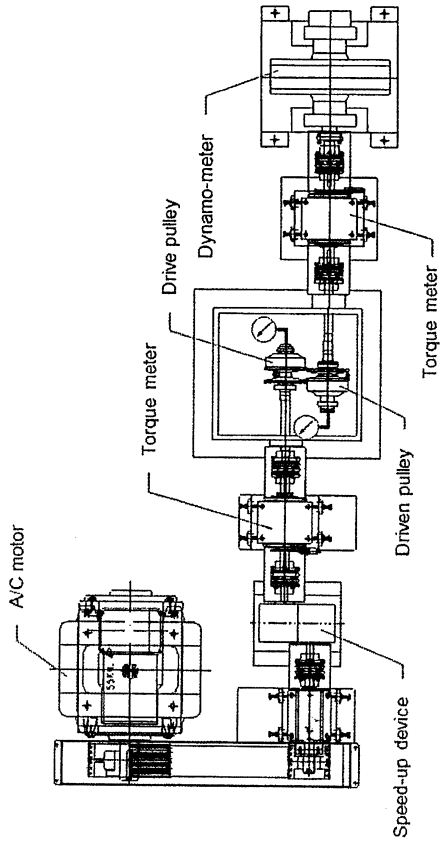
【 図 5 】



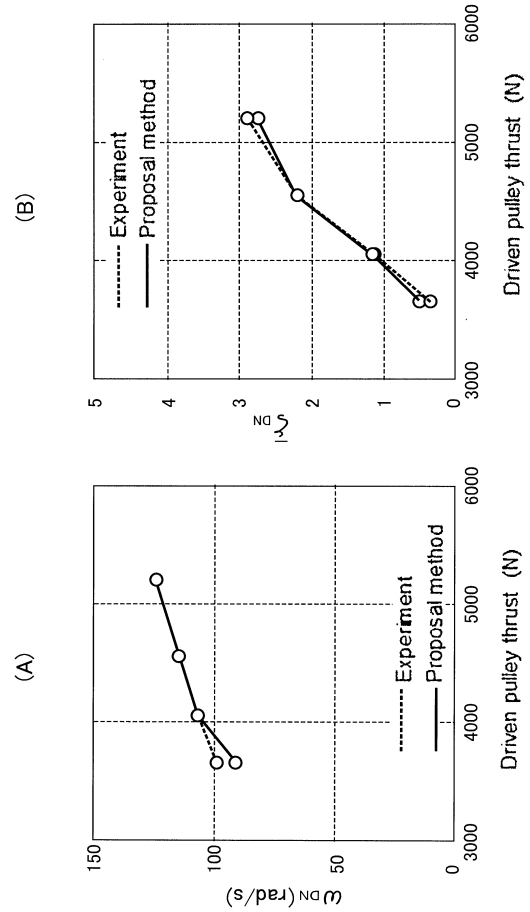
【 図 6 】



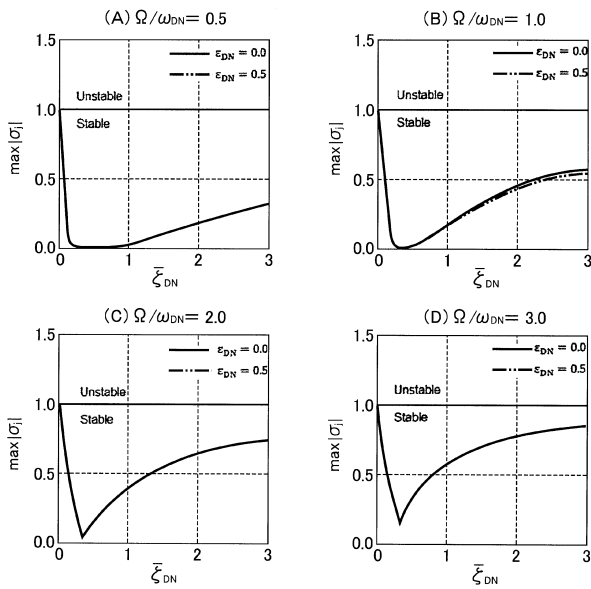
【 図 7 】



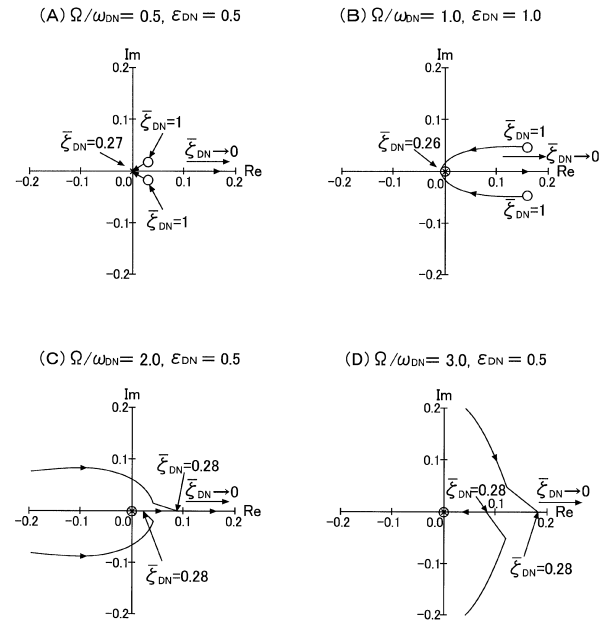
【 図 8 】



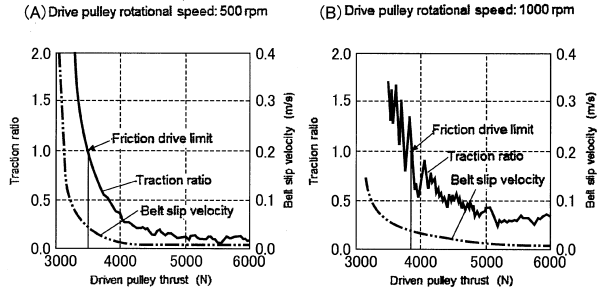
【 図 9 】



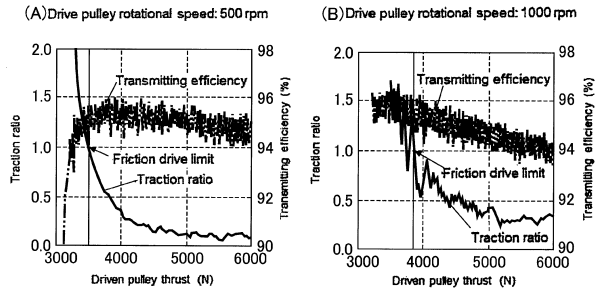
【 図 10 】



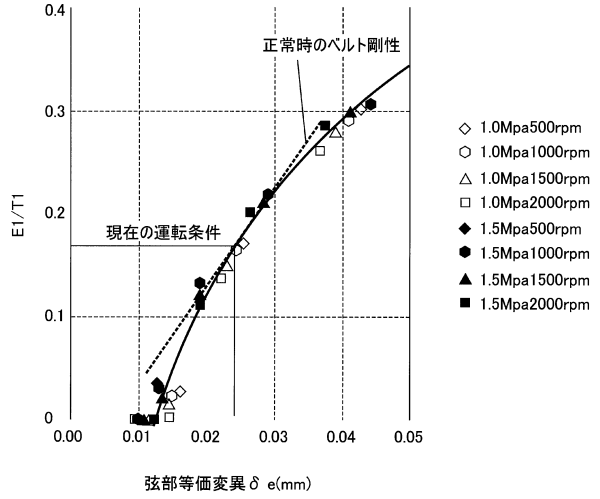
【 図 1 1 】



【 図 1 2 】



【 図 1 3 】



フロントページの続き

(56)参考文献 国際公開第2013/021732(WO, A1)
特許第5246420(JP, B2)
特表2010-533269(JP, A)
特開2004-293652(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 61/02
F16H 59/40
F16H 59/42
F16H 59/68
F16H 61/66