

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2007-155057

(P2007-155057A)

(43) 公開日 平成19年6月21日(2007.6.21)

(51) Int. Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 F 15/123 (2006.01)	F 1 6 F 15/123	3 J 0 6 2
F 1 6 F 15/121 (2006.01)	F 1 6 F 15/121	Z
F 1 6 H 25/12 (2006.01)	F 1 6 F 15/121	B
	F 1 6 H 25/12	D

審査請求 未請求 請求項の数 23 O L (全 41 頁)

(21) 出願番号 特願2005-353712 (P2005-353712)
 (22) 出願日 平成17年12月7日 (2005.12.7)

(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
 (74) 代理人 100106150
 弁理士 高橋 英樹
 (74) 代理人 100082175
 弁理士 高田 守
 (74) 代理人 100113011
 弁理士 大西 秀和
 (74) 代理人 100120499
 弁理士 平山 淳
 (72) 発明者 村田 清仁
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 Fターム(参考) 3J062 AA18 AB31 AC07 BA25 CC16

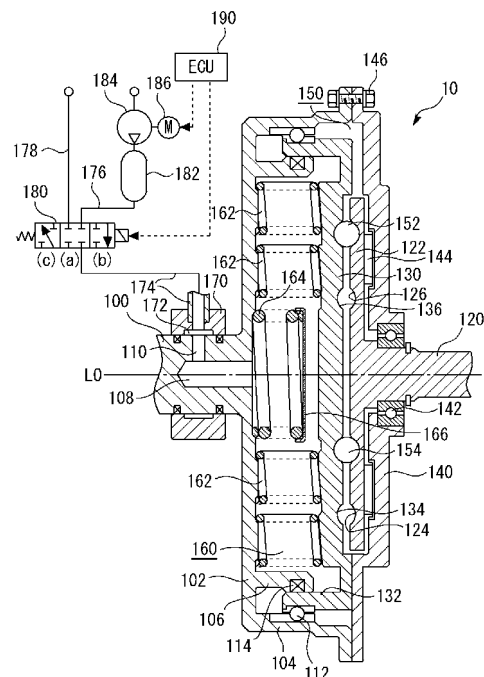
(54) 【発明の名称】 ダンバ装置

(57) 【要約】

【課題】ダンバ装置に関し、内燃機関のトルク変動を十分に吸収できるようにする。

【解決手段】駆動軸110に連結される第1の回転体102と、第1の回転体102と同一の回転軸L0を有し被駆動軸120に連結される第2の回転体122との間に、回転軸L0の軸方向を変位方向とする弾性部材162を配置し、第1の回転体102と第2の回転体122との間に作用するトルクを弾性部材162の弾性力に変換する変換機構124, 126, 152, 154を設ける。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

駆動軸と被駆動軸の何れか一方に連結される第 1 の回転体と、

前記第 1 の回転体と同一の回転軸を有し、前記駆動軸と前記被駆動軸の何れか他方に連結される第 2 の回転体と、

前記第 1 及び第 2 の回転体間に配置された、前記回転軸の軸方向を変位方向とする弾性部材と、

前記第 1 及び第 2 の回転体間に作用するトルクを前記弾性部材の弾性力に変換する変換機構とを備えることを特徴とするダンパ装置。

【請求項 2】

前記変換機構は、前記第 1 及び第 2 の回転体間に生じる回転角度差を前記弾性部材の変位に変換する機構であることを特徴とする請求項 1 記載のダンパ装置。

【請求項 3】

前記第 1 及び第 2 の回転体は、前記回転軸の軸方向における距離を一定に配置され、

前記変換機構は、前記弾性部材によって前記第 1 の回転体に連結される第 3 の回転体と、前記第 2 及び第 3 の回転体間に生じる回転角度差に応じて、前記第 3 の回転体の前記第 2 の回転体に対する軸方向位置を変化させるカム機構とからなることを特徴とする請求項 2 記載のダンパ装置。

【請求項 4】

前記カム機構は、前記第 2 及び第 3 の回転体の各対向面に設けられた端面カムと、対向する前記端面カム間に挟まれる中間部材とからなることを特徴とする請求項 3 記載のダンパ装置。

【請求項 5】

前記端面カムは、前記中間部材の軌道における勾配角に変化が設けられていることを特徴とする請求項 4 記載のダンパ装置。

【請求項 6】

前記端面カムは、前記第 2 及び第 3 の回転体間の回転角度差が所定の範囲にあるときに前記中間部材が接触する第 1 の領域と、前記回転角度差が前記所定の範囲を超えたときに前記中間部材が接触する第 2 の領域とを有し、前記第 2 の領域は前記第 1 の領域よりも勾配角を小さく形成されていることを特徴とする請求項 5 記載のダンパ装置。

【請求項 7】

前記カム機構は、前記第 2 及び第 3 の回転体間に前記第 2 及び第 3 の回転体と相対回転可能に配置された 1 又は複数の中間回転体と、前記第 2 の回転体から前記第 3 の回転体までの間の隣接する回転体の各対向面に設けられた端面カムと、対向する前記端面カム間に挟まれる中間部材とからなることを特徴とする請求項 3 記載のダンパ装置。

【請求項 8】

対向する前記端面カム間には前記中間部材が複数配置され、

各中間部材は、前記端面カム間に配置される位置決め部材によって互いの相対位置を固定されていることを特徴とする請求項 4 乃至 7 の何れか 1 項に記載のダンパ装置。

【請求項 9】

前記位置決め部材には前記回転軸に直交する軸を有する歯車が回転自在に設けられ、

前記端面カムには前記歯車の軌道に沿って前記歯車と噛み合う弧状の歯車が形成されていることを特徴とする請求項 8 記載のダンパ装置。

【請求項 10】

前記中間部材は前記回転軸に直交して配置されたローラであり、

前記ローラには歯車が回転自在に取り付けられ、

前記端面カムには前記歯車の軌道に沿って前記歯車と噛み合う弧状の歯車が形成されていることを特徴とする請求項 4 乃至 7 の何れか 1 項に記載のダンパ装置。

【請求項 11】

前記中間部材は前記回転軸に直交して配置されたローラであり、

10

20

30

40

50

前記ローラの周面には歯車が形成され、

前記端面カムには前記ローラの軌道に沿って前記歯車と噛み合う弧状の歯車が形成されていることを特徴とする請求項 4 乃至 7 の何れか 1 項に記載のダンパ装置。

【請求項 1 2】

前記弾性部材はバネであることを特徴とする請求項 3 乃至 1 1 の何れか 1 項に記載のダンパ装置。

【請求項 1 3】

前記第 1 の回転体と前記第 3 の回転体との間は密閉空間であり、前記密閉空間には圧縮性流体が充填されていることを特徴とする請求項 3 乃至 1 2 の何れか 1 項に記載のダンパ装置。

10

【請求項 1 4】

前記密閉空間内の圧縮性流体の圧力を調整する圧力調整手段を備えることを特徴とする請求項 1 3 記載のダンパ装置。

【請求項 1 5】

前記密閉空間内に非圧縮性流体を供給する非圧縮性流体供給手段を備えることを特徴とする請求項 1 3 又は 1 4 記載のダンパ装置。

【請求項 1 6】

前記密閉空間内の前記回転軸の中心から最も離れた部位に、前記密閉空間内から非圧縮性流体を排出するための排出口が設けられていることを特徴とする請求項 1 5 記載のダンパ装置。

20

【請求項 1 7】

前記弾性部材の初期変位量を調整する初期変位量調整手段を備えることを特徴とする請求項 3 乃至 1 6 の何れか 1 項に記載のダンパ装置。

【請求項 1 8】

前記圧力調整手段を操作し、内燃機関の運転状態に応じて前記密閉空間内の圧縮性流体の圧力を制御する制御手段を備えることを特徴とする請求項 1 4 記載のダンパ装置。

【請求項 1 9】

前記第 1 及び第 2 の回転体間に作用するトルクの急変を予測する予測手段を備え、前記制御手段は、前記予測手段によりトルクの急変が予測されるときには、前記密閉空間内の圧縮性流体の圧力を増大させることを特徴とする請求項 1 8 記載のダンパ装置。

30

【請求項 2 0】

前記非圧縮性流体供給手段を操作し、内燃機関の運転状態に応じて前記密閉空間内の非圧縮性流体の量を制御する制御手段を備えることを特徴とする請求項 1 5 記載のダンパ装置。

【請求項 2 1】

前記第 1 及び第 2 の回転体間に作用するトルクの急変を予測する予測手段を備え、前記制御手段は、前記予測手段によりトルクの急変が予測されるときには、前記密閉空間内の非圧縮性流体の量を増大させることを特徴とする請求項 2 0 記載のダンパ装置。

【請求項 2 2】

前記初期変位量調整手段を操作し、内燃機関の運転状態に応じて前記弾性部材の初期変位量を制御する制御手段を備えることを特徴とする請求項 1 7 記載のダンパ装置。

40

【請求項 2 3】

前記第 1 及び第 2 の回転体間に作用するトルクの急変を予測する予測手段を備え、前記制御手段は、前記予測手段によりトルクの急変が予測されるときには、前記弾性部材の初期変位量を増大させることを特徴とする請求項 2 2 記載のダンパ装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、内燃機関から変速機へのトルクの伝達径路に配置され内燃機関のトルク変動を吸収するダンパ装置に関する。

50

【背景技術】

【0002】

自動車において燃費の向上を図るには、内燃機関から変速機を経て車輪に至るまでの動力の伝達効率を高めることが肝要である。しかし、この動力伝達系を単純にリジットに構成したのでは、伝達効率は向上するものの、内燃機関の爆発に起因するトルク変動も駆動系に伝えてしまい、こもり音や車両振動が増大するという不具合が発生することになる。このような不具合を防止する手段として、内燃機関と変速機との間にトルク変動を吸収するダンパ装置が設けられている。

【0003】

従来のダンパ装置は、例えば、特許文献1に記載されるように、内燃機関の出力軸と一体回転する回転体と、変速機の入力軸と一体回転する回転体とを、それらの回転方向に伸縮する複数のコイルバネを介して互いに連結した構成になっている。この構成により、内燃機関のトルク変動は、回転体間においてコイルバネの伸縮によって吸収され、トルク変動の変速機への伝達は抑制される。

10

【特許文献1】特開2004-84681号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ダンパ装置には、内燃機関のトルクを変速機に伝達するために、内燃機関の出力しうる最大トルクに見合った伝達トルク容量が必要とされ、且つ、内燃機関の出力トルクに生じるトルク変動を滑らかに吸収することが求められる。ダンパ装置の伝達トルク容量、すなわち、伝達トルクの上限值を大きくするには、トルクの伝達経路により多くのコイルバネを並列配置することが有効であり、トルク変動を滑らかに吸収するには、コイルバネのバネ定数をできる限り小さくすることが有効である。

20

【0005】

しかしながら、従来のダンパ装置は、回転体の回転軸に垂直な面内に、回転軸の回転方向に向けてコイルバネを配置した構成であるため、回転体間に多くのコイルバネを配置することはできなかつた。また、従来のダンパ装置は、2つの回転体の回転径路にコイルバネが配置される構成のため、回転体間でとりうる最大捩れ角は幾何学的に制限され、回転体間に挟まれるコイルバネの伸縮可能量にも制限がある。このため、バネ定数の小さいコイルバネを選択するにも限界があつた。つまり、従来のダンパ装置の構成では、内燃機関のトルク変動を吸収する上で限界があつた。

30

【0006】

なお、内燃機関の爆発1次の振動に起因するこもり音等の現象は、内燃機関の出力トルクがある一定の範囲にあるときに発生する。したがって、出力トルクに対してダンパ装置全体のバネ定数を可変にできれば、こもり音等が発生するトルク範囲でのみ全体のバネ定数を小さく設定することで、回転体間でとりうる最大捩れ角に制限がある場合でも、こもり音等の原因となるトルク変動を効果的に吸収することができると考えられる。しかし、従来のダンパ装置の構成では、捩れ角が大きくなるに従い全体のバネ定数を大きくすることはできないものの、捩れ角が大きくなったときに全体のバネ定数が下がるようにすることはできなかつた。つまり、従来のダンパ装置の構成では、ダンピング特性を自由に調整することができなかつた。

40

【0007】

また、上述のように、トルク変動を滑らかに吸収するにはバネ定数を下げることが有効であるが、バネ定数を下げていくとダンパ装置の固有振動数がサージの振動周波数に近づくことになる。このため、ダンピング特性の設定においてトルク変動の吸収を優先しすぎると、急加速時や急制動時のように駆動軸と被駆動軸との間に作用するトルクが急変したときに、サージ現象の発生が顕著になってしまう。従来のダンパ装置の構成では、状況に合わせてそのダンピング特性を変更することはできないため、通常運転時に発生するこもり音の抑制と、トルクの急変時に発生するサージの抑制とを両立させることは困難であつ

50

た。

【0008】

本発明の目的は、上述の課題のうち、少なくとも1つの課題を解決することができるダンパ装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0009】

上記の目的を達成するため、本発明のダンパ装置は以下のような構成を採った。

【0010】

第1の発明としてのダンパ装置は、

駆動軸と被駆動軸の何れか一方に連結される第1の回転体と、

10

前記第1の回転体と同一の回転軸を有し、前記駆動軸と前記被駆動軸の何れか他方に連結される第2の回転体と、

前記第1及び第2の回転体間に配置された、前記回転軸の軸方向を変位方向とする弾性部材と、

前記第1及び第2の回転体間に作用するトルクを前記弾性部材の弾性力に変換する変換機構とを備えることを特徴としている。

【0011】

第2の発明は、第1の発明において、

前記変換機構は、前記第1及び第2の回転体間に生じる回転角度差を前記弾性部材の変位に変換する機構であることを特徴としている。

20

【0012】

第3の発明は、第2の発明において、

前記第1及び第2の回転体は、前記回転軸の軸方向における距離を一定に配置され、

前記変換機構は、前記弾性部材によって前記第1の回転体に連結される第3の回転体と、前記第2及び第3の回転体間に生じる回転角度差に応じて、前記第3の回転体の前記第2の回転体に対する軸方向位置を変化させるカム機構とからなることを特徴としている。

【0013】

第4の発明は、第3の発明において、

前記カム機構は、前記第2及び第3の回転体の各対向面に設けられた端面カムと、対向する前記端面カム間に挟まれる中間部材とからなることを特徴としている。

30

【0014】

第5の発明は、第4の発明において、

前記端面カムは、前記中間部材の軌道における勾配角に変化が設けられていることを特徴としている。

【0015】

第6の発明は、第5の発明において、

前記端面カムは、前記第2及び第3の回転体間の回転角度差が所定の範囲にあるときに前記中間部材が接触する第1の領域と、前記回転角度差が前記所定の範囲を超えたときに前記中間部材が接触する第2の領域とを有し、前記第2の領域は前記第1の領域よりも勾配角を小さく形成されていることを特徴としている。

40

【0016】

第7の発明は、第3の発明において、

前記カム機構は、前記第2及び第3の回転体間に前記第2及び第3の回転体と相対回転可能に配置された1又は複数の中間回転体と、前記第2の回転体から前記第3の回転体までの間の隣接する回転体の各対向面に設けられた端面カムと、対向する前記端面カム間に挟まれる中間部材とからなることを特徴としている。

【0017】

第8の発明は、第4乃至第7の何れか1つの発明において、

対向する前記端面カム間には前記中間部材が複数配置され、

各中間部材は、前記端面カム間に配置される位置決め部材によって互いの相対位置を固

50

定されていることを特徴としている。

【0018】

第9の発明は、第8の発明において、
前記位置決め部材には前記回転軸に直交する軸を有する歯車が回転自在に設けられ、
前記端面カムには前記歯車の軌道に沿って前記歯車と噛み合う弧状の歯車が形成されて
いることを特徴としている。

【0019】

第10の発明は、第4乃至第7の何れか1つの発明において、
前記中間部材は前記回転軸に直交して配置されたローラであり、
前記ローラには歯車が回転自在に取り付けられ、
前記端面カムには前記歯車の軌道に沿って前記歯車と噛み合う弧状の歯車が形成されて
いることを特徴としている。

10

【0020】

第11の発明は、第4乃至第7の何れか1つの発明において、
前記中間部材は前記回転軸に直交して配置されたローラであり、
前記ローラの周面には歯車が形成され、
前記端面カムには前記ローラの軌道に沿って前記歯車と噛み合う弧状の歯車が形成され
ていることを特徴としている。

【0021】

第12の発明は、第3乃至第11の何れか1つの発明において、
前記弾性部材はバネであることを特徴としている。

20

【0022】

第13の発明は、第3乃至第12の何れか1つの発明において、
前記第1の回転体と前記第3の回転体との間は密閉空間であり、前記密閉空間には圧縮
性流体が充填されていることを特徴としている。

【0023】

第14の発明は、第13の発明において、
前記密閉空間内の圧縮性流体の圧力を調整する圧力調整手段を備えることを特徴として
いる。

【0024】

第15の発明は、第13又は第14の発明において、
前記密閉空間内に非圧縮性流体を供給する非圧縮性流体供給手段を備えることを特徴と
している。

30

【0025】

第16の発明は、第15の発明において、
前記密閉空間内の前記回転軸の中心から最も離れた部位に、前記密閉空間内から非圧縮
性流体を排出するための排出口が設けられていることを特徴としている。

【0026】

第17の発明は、第3乃至第16の何れか1つの発明において、
前記弾性部材の初期変位量を調整する初期変位量調整手段を備えることを特徴としてい
る。

40

【0027】

第18の発明は、第14の発明において、
前記圧力調整手段を操作し、内燃機関の運転状態に応じて前記密閉空間内の圧縮性流体
の圧力を制御する制御手段を備えることを特徴としている。

【0028】

第19の発明は、第18の発明において、
前記第1及び第2の回転体間に作用するトルクの急変を予測する予測手段を備え、
前記制御手段は、前記予測手段によりトルクの急変が予測されるときには、前記密閉空
間内の圧縮性流体の圧力を増大させることを特徴としている。

50

【0029】

第20の発明は、第15の発明において、

前記非圧縮性流体供給手段を操作し、内燃機関の運転状態に応じて前記密閉空間内の非圧縮性流体の量を制御する制御手段を備えることを特徴としている。

【0030】

第21の発明は、第20の発明において、

前記第1及び第2の回転体間に作用するトルクの急変を予測する予測手段を備え、

前記制御手段は、前記予測手段によりトルクの急変が予測されるときには、前記密閉空間内の非圧縮性流体の量を増大させることを特徴としている。

【0031】

第22の発明は、第17の発明において、

前記初期変位量調整手段を操作し、内燃機関の運転状態に応じて前記弾性部材の初期変位量を制御する制御手段を備えることを特徴としている。

【0032】

第23の発明は、第22の発明において、

前記第1及び第2の回転体間に作用するトルクの急変を予測する予測手段を備え、

前記制御手段は、前記予測手段によりトルクの急変が予測されるときには、前記弾性部材の変位可能量を減少させることを特徴としている。

【発明の効果】

【0033】

第1の発明によれば、弾性部材の変位方向は回転軸の軸方向であるので、回転軸に直交する面内に弾性部材を配置する際、その配置個数や位置によって各弾性部材の変位可能量が制約を受けることがない。したがって、第1の発明によれば、従来のダンパ装置に比較して多くの弾性部材を第1及び第2の回転体間に配置することができ、また、各弾性部材の変位可能量も大きくとることができるので、内燃機関のトルク変動を十分に吸収することが可能である。

【0034】

第2の発明によれば、第1及び第2の回転体の回転方向と弾性部材の変位方向とは直交しているので、弾性部材の変位可能量によって第1及び第2の回転体間でとりうる回転角度差、つまり、擦れ角が幾何学的に制限されることがない。したがって、第2の発明によれば、従来のダンパ装置よりも擦れ角を大きくとることができ、より広角度のダンパ装置を実現することができる。

【0035】

第3の発明によれば、第1の回転体と第2の回転体の軸方向距離は一定であり、第1の回転体と第3の回転体とは弾性部材によって連結されているので、第3の回転体の第2の回転体に対する軸方向位置が変化すれば、その変化量がそのまま弾性部材の変位となる。第3の回転体の第2の回転体に対する軸方向位置は、カム機構によって、第3及び第2の回転体間に生じる回転角度差に連動されている。これにより、第3の発明によれば、第2及び第3の回転体間に生じる回転角度差、つまり、第1及び第2の回転体間に生じる回転角度差を弾性部材の変位に確実に変換することができる。

【0036】

第4の発明によれば、端面カムのカムプロファイルの設計によって、回転角度差を弾性部材の変位に変換する際の変換特性を任意に設定することができる。

【0037】

第5の発明によれば、中間部材の軌道における勾配角が変化することで、回転角度差を弾性部材の変位に変換する際の変換特性を変化させることができる。

【0038】

第6の発明によれば、第1の領域と第2の領域とで、回転角度差を弾性部材の変位に変換する際の変換特性を変化させることができる。具体的には、第2の領域では、第1の領域よりも回転角度差に対する弾性部材の変位を小さくすることができ、その結果、第1及

10

20

30

40

50

び第2の回転体間に作用するトルクの増加に対する弾性力の増加率を小さくすることができる。こもり音等の内燃機関の爆発一次に起因する現象は、内燃機関の出力トルクが特定の範囲にあるときに顕著になるので、その範囲において中間部材が接触する領域を第2の領域として端面カムのカムプロファイルを設計しておくことで、こもり音等の不具合を効果的に抑制することができる。

【0039】

第7の発明によれば、第2の回転体から第3の回転体までの間の隣接する回転体の各対向面に端面カムが設けられることで、各対向面の端面カムの作用角を合計しただけの擦れ角を実現することができる。つまり、第6の発明によれば、極めて広角度のダンパ装置を実現することができる。

10

【0040】

第8の発明によれば、端面カム間に配置される中間部材は位置決め部材によって互いの相対位置を固定されているので、中間部材間の相対位置のずれによるダンパ性能の低下を防止できる。また、中間部材間の相対位置のずれによって一部の中間部材に過大な力が作用することも防止できる。

【0041】

第9の発明によれば、位置決め部材に設けられた歯車と端面カムに歯車の軌道に沿って形成された弧状の歯車とが噛み合うことで、カム機構の加工精度によらず、中間部材と端面カムとの相対位置の位置決め、及び、対向する端面カム間の相対位置の位置決めを確実に行うことができる。

20

【0042】

第10の発明によれば、ローラに取り付けられた歯車と端面カムに円筒歯車の軌道に沿って形成された弧状の歯車とが噛み合うことで、カム機構の加工精度によらず、ローラと端面カムとの相対位置の位置決め、及び、対向する端面カム間の相対位置の位置決めを確実に行うことができる。

【0043】

第11の発明によれば、ローラの周面に形成された歯車と端面カムにローラの軌道に沿って形成された弧状の歯車とが噛み合うことで、カム機構の加工精度によらず、ローラと端面カムとの相対位置の位置決め、及び、対向する端面カム間の相対位置の位置決めを確実に行うことができる。また、ローラの周面に形成する歯車をはすば歯車とれば、ローラの回転に伴い端面カム間の伝達トルクが周期的に変動することを抑制できる。

30

【0044】

第12の発明によれば、弾性部材としてバネを用いることで、バネ定数の選択によって所望のダンピング特性に容易に調整することができる。

【0045】

第13の発明によれば、密閉空間内に充填されている圧縮性流体の流体バネとしての作用により、第1及び第2の回転体間にトルクが作用したときにダンパ装置に蓄えることができるエネルギーを増加させ、こもり音等の不具合を効果的に抑制することができる。

【0046】

第14の発明によれば、圧縮性流体の圧力を調整することによって、第1及び第2の回転体間に生じる回転角度差が零のときにダンパ装置が発生するトルクの大きさを変化させることができ、ダンパ装置が有効に作動するトルク領域を調整することができる。

40

【0047】

第15の発明によれば、密閉空間内に供給される非圧縮性流体の量によって、密閉空間内の圧縮性流体の体積を調整し、圧縮性流体が流体バネとして作用する際のバネ定数を変化させることができる。また、圧縮性流体の圧力を調整できる場合には、非圧縮性流体が密閉空間内を占有する割合が大きくなるほど、圧力の調整量に対するダンパ装置の作動トルク領域の変化の応答性を向上させることができる。

【0048】

内燃機関の運転時には、ダンパ装置の回転に伴い密閉空間内の非圧縮性流体にも遠心力

50

が作用する。非圧縮性流体（液体）は圧縮性流体（気体）よりも比重が大きいため、ダンパ装置の回転時には遠心力で密閉空間内の外側に位置することになる。第16の発明によれば、密閉空間内の回転軸の中心から最も離れた部位、すなわち、ダンパ装置の回転時に非圧縮性流体が溜まる部位に排出口が設けられているので、密閉空間内から非圧縮性流体を容易に排出することができる。

【0049】

第17の発明によれば、弾性部材の初期変位量を調整することによって、第1及び第2の回転体間に生じる回転角度差が零のときにダンパ装置が発生するトルクの大きさを変化させることができ、ダンパ装置が有効に作動するトルク領域を調整することができる。

【0050】

第18の発明によれば、内燃機関の運転状態に応じて密閉空間内の圧縮性流体の圧力を制御することで、ダンパ装置の作動トルク領域を内燃機関の運転状態に応じたものにするすることができる。

【0051】

第19の発明によれば、第1及び第2の回転体間に作用するトルクの急変が予測されるときには、密閉空間内の圧縮性流体の圧力を増大させることで、ダンパ装置の作動トルク領域を大トルク側に移動させることができる。これにより、ダンパ装置に蓄えられるエネルギー量を減少させて、サージの発生を防止することができる。

【0052】

第20の発明によれば、内燃機関の運転状態に応じて密閉空間内の非圧縮性流体の量を制御することで、圧縮性流体が流体バネとして作用する際のバネ定数を内燃機関の運転状態に応じたものにするすることができる。

【0053】

第21の発明によれば、第1及び第2の回転体間に作用するトルクの急変が予測されるときには、密閉空間内の非圧縮性流体の量を増大させることで、圧縮性流体が流体バネとして作用する際のバネ定数を大きくすることができる。これにより、ダンパ装置に蓄えられるエネルギー量を減少させるとともに、駆動系の共振周波数を高くできて、サージの発生を防止することができる。

【0054】

第22の発明によれば、内燃機関の運転状態に応じて弾性部材の初期変位量を制御することで、ダンパ装置の作動トルク領域を内燃機関の運転状態に応じたものにするすることができる。

【0055】

第23の発明によれば、第1及び第2の回転体間に作用するトルクの急変が予測されるときには、弾性部材の初期変位量を増大させることで、ダンパ装置の作動トルク領域を大トルク側に移動させることができる。これにより、ダンパ装置に蓄えられるエネルギー量を減少させて、サージの発生を防止することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0056】

実施の形態1.

以下、図面を参照して本発明の実施の形態1について説明する。

【0057】

[本実施形態のダンパ装置の構成]

図1は、本発明の実施の形態1としてのダンパ装置10の断面構成と空気圧制御システムとを併せて示す図である。本実施形態のダンパ装置10は、内燃機関（以下、エンジン）から変速機へのトルクの伝達径路に配置される。図1に示すように、ダンパ装置10は、駆動軸であるエンジン連結シャフト100と、被駆動軸である変速機連結シャフト120との間に設けられている。エンジン連結シャフト100と変速機連結シャフト120は、ともに同一の回転軸L0を有している。

【0058】

10

20

30

40

50

ダンパ装置 10 の外殻は、エンジン側ケーシング 102 と変速機側ケーシング 140 とに分割されている。エンジン側ケーシング 102 は、エンジン連結シャフト 100 の先端にエンジン連結シャフト 100 と一体に設けられ、変速機側ケーシング 140 は、ボールベアリング 142 を介して変速機連結シャフト 120 に回転自在に支持されている。エンジン側ケーシング 102 は、変速機側ケーシング 140 の方へ延びてダンパ装置 10 の胴部を形成する外筒部 104 と、その内側に形成された内筒部 106 とを有している。エンジン側ケーシング 102 の外筒部 104 は、ボルト及びナットからなる締結具 146 を介して変速機側ケーシング 140 に結合されている。本実施形態では、これらケーシング 102, 140 が、本発明にかかる「第 1 の回転体」に相当している。

【0059】

変速機連結シャフト 120 の先端には、円盤状の変速機側カムプレート 122 が一体に設けられている。変速機側カムプレート 122 の裏面（変速機側面）は、ニードルベアリング 144 を介して変速機側ケーシング 140 の内側面に接している。間にニードルベアリング 144 を挟むことにより、変速機側カムプレート 122 と変速機側ケーシング 140 との間に軸方向の荷重が加わった場合でも、両者 122, 140 は自在に相対回転することができる。本実施形態では、変速機側カムプレート 122 が、本発明にかかる「第 2 の回転体」に相当している。

【0060】

変速機側カムプレート 122 とエンジン側ケーシング 102 との間には、円盤状のエンジン側カムプレート 130 が配置されている。エンジン側カムプレート 130 の外縁には、エンジン側ケーシング 102 の方へ延びる筒部 132 が形成されている。この筒部 132 は、エンジン側ケーシング 102 の外筒部 104 と内筒部 106 との隙間に嵌合し、エンジン側カムプレート 130 の径方向への移動を拘束してエンジン側カムプレート 130 の軸中心を回転軸 L0 に一致させている。

【0061】

筒部 132 と外筒部 104 との間には、コロ 112 が設けられている。コロ 112 は、エンジン側カムプレート 130 のエンジン側ケーシング 102 に対する軸方向への移動を容易にする一方で、エンジン側カムプレート 130 のエンジン側ケーシング 102 に対する軸回りの相対回転を規制している。一方、筒部 132 と内筒部 106 との間には、シール部材 114 が配置されている。2つのケーシング 102, 140 で囲まれるダンパ装置 10 の内部空間は、エンジン側カムプレート 130 によって 2つの部屋、つまり、エンジン側カムプレート 130 の裏面（エンジン側面）とエンジン側ケーシング 102 との間に形成されるバネ室 160 と、エンジン側カムプレート 130 の表面（変速機側面）と変速機側ケーシング 140 とで形成されるカム室 150 とに区画されている。シール部材 114 は、これら 2つ部屋 150, 160 を気密に分離している。

【0062】

バネ室 160 には、2種類のコイルバネ 162, 164 がその伸縮方向を回転軸 L0 の軸方向に向けて配置されている。第 1 のコイルバネ 162 は、バネ室 160 内に多数配置され、それぞれがエンジン側カムプレート 130 の裏面をエンジン側ケーシング 102 に連結している。第 1 のコイルバネ 162 は圧縮バネであり、エンジン側カムプレート 130 を変速機側カムプレート 122 へ向けて付勢している。第 2 のコイルバネ 164 は、第 1 のコイルバネ 162 に比較してバネ定数の極めて大きい大型のコイルバネであり、回転軸 L0 上に 1つ配置されている。第 2 のコイルバネ 164 の一方の端部はエンジン側ケーシング 102 に固定されているが、他方の端部は自由端になっており円板 166 が取り付けられている。円板 166 とエンジン側カムプレート 130 の裏面との間には、隙間が開けられている。本実施形態では、エンジン側カムプレート 130 が、本発明にかかる「第 3 の回転体」に相当し、コイルバネ 162 が、本発明にかかる「弾性部材」に相当している。

【0063】

変速機側カムプレート 122 とエンジン側カムプレート 130 の間には、中間部材とし

10

20

30

40

50

ての複数のトルク伝達ボール 152, 154 が挟まれている。エンジン側カムプレート 130 は、コイルバネ 162 のバネ力によって、トルク伝達ボール 152, 154 を介して変速機側カムプレート 122 に押し当てられている。これら変速機側カムプレート 122、エンジン側カムプレート 130 及びトルク伝達ボール 152, 154 によって、以下に説明するように、エンジン連結シャフト 100 と変速機連結シャフト 120 との間に生じる回転角度差、つまり、擦れ角をコイルバネ 162 の伸縮量に変換する変換機構が構成されている。

【0064】

変速機側カムプレート 122 の正面、つまり、エンジン側カムプレート 130 に対向する面には、端面カムとしてのカム溝 124, 126 が形成されている。図 2 は変速機側カムプレート 122 を正面から見た図である。この図に示すように、各カム溝 124, 126 は変速機側カムプレート 122 の周方向に沿って形成されおり、径方向の外側に 2 本のカム溝 124 が形成され、径方向の内側にも 2 本のカム溝 126 が形成されている。

10

【0065】

外側の 2 本のカム溝 124 は同一形状であって、互いに 180° ずらして形成されている。図 3 は図 2 の A - A 断面図であり、カム溝 124 の溝方向に沿った断面形状を示している。この図に示すように、カム溝 124 は、溝方向に勾配が設けられたテーパ溝 124a と、勾配の無い緩衝溝 124b とからなる。テーパ溝 124a は、テーパ溝 124a 内の最深点 P から正回転方向に向けて勾配角 α_1 の領域 A、勾配角 α_2 の領域 B、勾配角 α_3 の領域 C を有し、また、最深点 P から逆回転方向に向けて勾配角 α_0 の領域 D を有している。ここでは、勾配角 α_2 は勾配角 α_1 よりも小さく設定され、勾配角 α_3 は勾配角 α_2 よりも大きく設定されている。緩衝溝 124b は領域 D の末端部から正回転方向に向けて伸びている。

20

【0066】

内側の 2 本のカム溝 126 も同一形状であり、互いに 180° ずらして形成されている。内側のカム溝 126 は外側のカム溝 124 と相似形であり、溝方向に勾配が設けられたテーパ溝 126a と、勾配の無い緩衝溝 126b とからなる。カム溝 126 の溝方向に沿った断面形状は、外側のカム溝 124 と同じく図 3 に示すような形状になっている。

【0067】

同様に、エンジン側カムプレート 130 の正面、つまり、変速機側カムプレート 122 に対向する面にも、端面カムとしてのカム溝 134, 136 が形成されている。エンジン側カムプレート 130 における各カム溝 134, 136 の位置関係や形状は、変速機側カムプレート 122 における各カム溝 124, 126 の位置関係や形状と全く同一であり、エンジン側カムプレート 130 を正面から見た形状は、変速機側カムプレート 122 と同じく図 2 に示すようになる。また、各カム溝 134, 136 の溝方向に沿った断面形状は、変速機側カムプレート 122 のカム溝 124, 126 と同じく図 3 に示すようになる。

30

【0068】

変速機側カムプレート 122 の外側カム溝 124 と、エンジン側カムプレート 130 の外側カム溝 134 との間には、トルク伝達ボール 152 が挟まれている。変速機側カムプレート 122 の内側カム溝 126 と、エンジン側カムプレート 130 の内側カム溝 136 との間には、別のトルク伝達ボール 154 が挟まれている。各トルク伝達ボール 152, 154 は、一方のカム溝 124, 126 の最深点に位置しているときには、他方のカム溝 134, 136 の最深点にも位置するように配置されている。トルク伝達ボール 152, 154 が各カム溝 124, 126, 134, 136 の最深点に位置しているとき、エンジン側カムプレート 130 と変速機側カムプレート 122 との回転角度差、つまり、擦れ角は零となる。

40

【0069】

エンジン側カムプレート 130 と変速機側カムプレート 122 との間に擦れ角が生じたときには、各トルク伝達ボール 152, 154 はカム溝 124, 126, 134, 136 の溝方向に沿って転がり移動する。カム溝 124, 126, 134, 136 には勾配が設

50

けられているので、各トルク伝達ボール152, 154のカム溝124, 126, 134, 136内での位置が変化することにより、エンジン側カムプレート130の変速機側カムプレート122に対する軸方向位置が変化する。

【0070】

変速機側カムプレート122とエンジン側ケーシング102との軸方向の位置関係は一定であり、エンジン側カムプレート130とエンジン側ケーシング102の間にはコイルバネ162が挟まれている。したがって、エンジン側カムプレート130の変速機側カムプレート122に対する軸方向位置が変化すれば、その変化量がそのままコイルバネ162の伸縮量となる。エンジン側カムプレート130はエンジン連結シャフト100と一体に回転し、変速機側カムプレート122は変速機連結シャフト120と一体に回転するので、上記の構成によれば、エンジン連結シャフト100と変速機連結シャフト120との間の擦れ角に応じて、コイルバネ162の伸縮量が変化することになる。

10

【0071】

また、本実施形態のダンパ装置10は、バネ室160内の空気圧を制御する空気圧制御システムを備えている。空気圧制御システムは、本発明にかかる「圧力調整手段」に相当している。エンジン連結シャフト100の軸心には、先端からエンジン側に向けて縦穴108が形成されている。エンジン連結シャフト100の側面から軸心に向けては、縦穴108に通じる横穴110が形成されている。これら縦穴108及び横穴110は、バネ室160を外部に連通させる空気流路であり、空気圧制御システムはこの空気流路108, 110を介してバネ室160内の空気圧を制御している。以下、ダンパ装置10の空気圧制御システムの構成について詳細に説明する。

20

【0072】

エンジン連結シャフト100の側面で横穴110が形成されている部位には、スリーブ170が回転自在に支持されている。スリーブ170は、軸受け等の図示しない静止部材に固定されている。スリーブ170とエンジン連結シャフト100との接触面はシール部材でシールされている。スリーブ170の内周面には周方向に沿って溝172が形成され、エンジン連結シャフト100の側面との間で環状の空間を形成している。前述の横穴110は、この環状の空間に連通している。また、この環状の空間には、スリーブ170に接続された空气管174が連通している。

【0073】

空气管174の他方の端部は制御弁180の出力ポートに接続されている。制御弁180は、その出力ポートと入力ポートとの接続状態を(a), (b), (c)の3つの状態の間で切替えることができる。制御弁180の入力ポートには、空気供給管176と空気排出管178が接続されている。

30

【0074】

制御弁180が接続状態(a)にあるとき、空气管174は空気供給管176と空気排出管178の何れとも接続されない。この状態では、バネ室160内への空気の出入りはなく、バネ室160内の空気量は一定に保たれる。したがって、バネ室160の容積が一定であれば、バネ室160内の空気圧は一定に保持される。

【0075】

制御弁180が接続状態(b)にあるときは、空气管174は空気供給管176に接続される。空気供給管176には、モータ186によって駆動されるコンプレッサ184と、コンプレッサ184で圧縮された空気を蓄えるバッファタンク182が配置されている。この状態では、圧縮された空気を空気供給管176から空气管174へ供給することで、バネ室160内の空気圧を上昇させることができる。

40

【0076】

制御弁180が接続状態(c)にあるときは、空气管174は空気排出管178に接続される。空気排出管178の端部は大気開放されているので、バネ室160内の空気圧が大気圧よりも高い場合には、空气管174から空気排出管178へ空気を排出して、バネ室160内の空気圧を低下させることができる。

50

【0077】

ダンパ装置10の空気圧制御システムには、制御装置190が備えられる。制御弁180における接続状態の切り替えは、制御装置190から供給される切替信号によって行われる。制御装置190は、モータ186の回転数も制御している。制御装置190は、後述するように、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じて制御弁180の接続状態やモータ186の回転数を制御し、それによりバネ室160内の空気圧を制御している。

【0078】

[本実施形態のダンパ装置の動作]

次に、本実施形態のダンパ装置10の動作について説明する。

【0079】

(1)トルクの伝達動作

エンジンからエンジン連結シャフト100にトルクが入力され、エンジン連結シャフト100が回転すると、エンジン連結シャフト100と一体回転するエンジン側カムプレート130と変速機側カムプレート122との間に擦れが生じる。その擦れ角に応じて、エンジン側カムプレート130上ではトルク伝達ボール152, 154がカム溝134, 136上を移動し、変速機側カムプレート122上ではトルク伝達ボール152, 154がカム溝124, 126上を移動する。トルク伝達ボール152, 154の位置が変化することで、エンジン側カムプレート130の変速機側カムプレート122に対する距離が拡大し、エンジン側カムプレート130はエンジン側ケーシング102との間でコイルバネ162を圧縮する。

【0080】

圧縮されたコイルバネ162からは、その弾性力が反力としてエンジン側カムプレート130に作用する。このコイルバネ162の弾性力と、両カムプレート130, 122の間に作用するトルクとが釣り合ったとき、両カムプレート130, 122はそのときの擦れ角を保ちながら一体回転するようになる。これにより、エンジン連結シャフト100から変速機連結シャフト120へエンジンの出力トルクが伝達される。

【0081】

図4は、エンジンの出力トルクとシャフト100, 120間の擦れ角との関係を従来のダンパ装置と比較して示す図である。図中、実線が本実施形態のダンパ装置10による特性を示し、二点鎖線が従来のダンパ装置による特性を示している。この図に示すように、本実施形態のダンパ装置10によれば、同一のトルクに対する擦れ角を従来のダンパ装置よりも大きくとることができる。つまり、より広角度のダンパ装置とすることができる。これは、コイルスプリング162を回転軸L0の軸方向に配置し、カム機構を用いてコイルスプリング162を圧縮するようにしたことによる。このような構成によれば、コイルスプリング162の伸縮可能量によってシャフト100, 120間の擦れ角が幾何学的に制限されることがない。

【0082】

トルクの変化量と擦れ角の変化量との関係は、トルク伝達ボール152, 154がカム溝124, 126, 134, 136の何処に位置しているかによって決まる。ダンパ装置10は、エンジンの通常のトルク範囲では、トルク伝達ボール152, 154がテーパ溝(図2及び図3のテーパ溝124a, 126aを参照)内に位置するように設計されている。テーパ溝は、図2に示すように勾配角の異なる複数の領域からなっており、トルク伝達ボール152, 154が勾配角の大きい領域に位置している場合には、トルクの変化量に対する擦れ角の変化量は小さく、トルク伝達ボール152, 154が勾配角の小さい領域に位置している場合には、トルクの変化量に対する擦れ角の変化量は大きくなる。このように、本実施形態のダンパ装置10によれば、コイルスプリング162の圧縮にカム機構を用いることで、そのカムプロファイル(ここでは、端面カムであるテーパ溝の勾配角)の設計によって、トルクの変化量と擦れ角の変化量との関係を任意に設定することができる。

【0083】

10

20

30

40

50

また、エンジンの出力トルクが非常に大きい場合には、カムプレート130, 122間の擦れ角の拡大によりエンジン側カムプレート130とエンジン側ケーシング102との距離がさらに縮まり、やがて、コイルバネ164の端部の円板166にエンジン側カムプレート130が接触する。コイルバネ164のバネ定数はコイルバネ162のそれより比較して極めて大きいので、コイルバネ162に加えてコイルバネ164も圧縮されるときには、エンジン側カムプレート130には非常に大きい反力が作用する。つまり、コイルバネ164は、カムプレート130, 122間の擦れ角が通常の使用範囲(テーパ溝が設けられている角度範囲)を超えて拡大するのを防止するストッパとして機能する。

【0084】

なお、一時的なトルクの急上昇等により、カムプレート130, 122間の擦れ角がさらに拡大した場合には、トルク伝達ボール152, 154がテーパ溝の限界まで達することがある。この場合、トルク伝達ボール152, 154の移動範囲がテーパ溝内に規制されていると、トルク伝達ボール152, 154がテーパ溝の限界に達したときにカムプレート130, 122が突然直結されてしまい、変速機連結シャフト120にトルクショックが生じるおそれがある。本実施形態のダンパ装置10は、テーパ溝に連続する緩衝溝(図2及び図3の緩衝溝124b, 126bを参照)を有しているので、テーパ溝を超えたトルク伝達ボール152, 154は緩衝溝に沿って転がり続けることができる。これにより、カムプレート130, 122の直結によるトルクショックや、カムプレート130, 122間からのトルク伝達ボール152, 154の脱落は防止される。

10

【0085】

20

(2) トルク変動の吸収動作

エンジンからエンジン連結シャフト100に入力されるトルクには、エンジンの爆発に起因する変動成分が含まれている。この変動成分によってカムプレート130, 122間の擦れ角には振動が生じ、それに応じてコイルバネ162の伸縮量も周期的に変化する。このときのコイルバネ162のダンピング作用によって変動成分のエネルギーは吸収され、エンジン側カムプレート130から変速機側カムプレート122には、変動成分が緩和されたトルクが伝達される。

【0086】

エンジンのトルク変動をダンパ装置10で滑らかに吸収できるようにするには、コイルバネ162のバネ定数を小さくすればよい。しかし、伝達トルク容量も十分に確保するためには、バネ定数を小さくする分、コイルバネ162の伸縮可能量を十分に確保する必要がある。本実施形態のダンパ装置10では、コイルバネ162の伸縮方向は回転軸L0の軸方向であるので、コイルバネ162の伸縮可能量が幾何学的な制約を受けることがない。したがって、従来のダンパ装置に比較して、前述のようにシャフト100, 120間の擦れ角を大きくとることができるとともに、バネ定数の小さいコイルバネ162を選択することができる。

30

【0087】

また、本実施形態のダンパ装置10では、カム機構のカムプロファイル(具体的には、カム溝の勾配角)の設計により、ダンパ装置10全体でのみかけのバネ定数を擦れ角に応じて可変にすることができる。具体的には、図4に示すように、擦れ角が特定の範囲(領域B)にあるときのバネ定数を、他の範囲のバネ定数(領域A, C)よりも小さくすることもできる。したがって、こもり音等のトルク変動に起因する不具合が特定のトルク領域において顕著になることが予め分かっているならば、そのトルク領域におけるバネ定数を小さくするようにカムプロファイルを設計することで、不具合の原因となるトルク変動を効果的に吸収することが可能になる。

40

【0088】

さらに、本実施形態のダンパ装置10では、制御弁180を接続状態(a)とすることで、バネ室160を密閉空間とすることができる。このとき、トルク変動の入力によってカムプレート130, 120間の距離が周期的に変化すると、それに応じてバネ室160内の空気圧も周期的に変化する。つまり、バネ室160内の空気は空気バネとして作用す

50

る。この場合は、コイルバネ 162 のダンピング作用に空気バネのダンピング作用も加わることになるので、こもり音等の不具合の原因となるトルク変動をより効果的に吸収することが可能になる。

【0089】

(3) 空気圧制御によるダンピング特性の変更

本実施形態のダンパ装置 10 は、空気圧制御システムによってバネ室 160 内の空気圧を制御することができる。バネ室 160 内の空気は空気バネとして作用するので、その空気圧が変化すれば、シャフト 100, 120 間の擦れ角が零のとき、つまり、初期状態にあるときにダンパ装置 10 が発生するトルク（初期トルク）が変化する。初期トルクを変化させることで、ダンパ装置 10 の作動トルク領域を変化させることができる。

10

【0090】

図 5 は、エンジンの出力トルクとシャフト 100, 120 間の擦れ角との関係を、初期状態での空気圧が大気圧のとき（実線で示す）と、空気圧制御により初期状態での空気圧を高めたとき（破線で示す）とで比較して示す図である。図 5 に示すケースでは、空気圧を高めて初期トルクを増大させることで、ダンパ装置 10 の作動トルク領域は大トルク側へ移動している。この図に示すように、バネ室 160 内の空気圧を制御することで、ダンパ装置 10 のダンピング特性を変更することができる。

【0091】

本実施形態のダンパ装置 10 は、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じた最適なダンピング特性を実現すべく、空気圧制御システムを用いてバネ室 160 内の空気圧を制御する。空気圧制御システムによるバネ室 160 内の空気圧の制御は、図 6 に示すルーチンに従って行われる。なお、図 6 に示すルーチンの処理は、制御装置 190 によって実行される。

20

【0092】

図 6 に示すルーチンの最初のステップ S 100 では、車両の急加速状態を示す指標値として急加速値 s が算出される。この急加速値 s は、現時点におけるエンジン回転数 Re 、スロットル開度 TH 、スロットル開速度 th 、トランスアクスルギヤ比 K 等を変数とする関数 $f(Re, TH, th, K, \dots)$ で表すことができる。或いは、前記の変数を軸とするマップを用いて急加速値 s を決定してもよい。図 8 に示すマップでは、エンジン回転数 Re とスロットル開速度 th とから急加速値 s が割り出されるようになっている。

30

【0093】

次に、ステップ S 100 で算出された急加速値 s と所定の加速基準値 o とを比較することで、現在の加速状況が判定される（ステップ S 102）。急加速値 s が加速基準値 o よりも小さい場合には、車両は急加速状態にはないと判定され、次のステップ S 104 の処理が実施される。

【0094】

ステップ S 104 では、車両の急制動状態を示す指標値として急制動値 b が算出される。この急制動値 b は、現時点におけるブレーキ油圧 Bp 、ブレーキ作動速度 Bth 、車両速度 Vc 、トランスアクスルギヤ比 K 等を変数とする関数 $f(Bp, Bth, Vc, K, \dots)$ で表すことができる。或いは、前記の変数を軸とするマップを用いて急制動値 b を決定してもよい。図 10 に示すマップでは、ブレーキ作動速度 Bth とトランスアクスルギヤ比 K とから急制動値 b が割り出されるようになっている。

40

【0095】

次に、ステップ S 104 で算出された急制動値 b と所定の制動基準値 o とを比較することで、現在の制動状況が判定される（ステップ S 106）。急制動値 b が制動基準値 o よりも小さい場合には、車両は急制動状態にはないと判定され、次のステップ S 108 の処理が実施される。

【0096】

ステップ S 108 では、車両の ABS が作動する状況か否か判定される。判定方法としては、例えば、推定車体速度とタイヤ速度との速度差を求め、その速度差が所定値に達し

50

たらABSが作動する状況にあると判定するようにしてもよい。なお、前記の所定値は、ABSが実際に作動する速度差よりも小さい値に設定する。判定の結果、ABSが作動する状況にない場合には、次のステップS110の処理が実施される。

【0097】

ステップS110の処理は、車両が急加速状態でも急制動状態でもなく、また、ABSが作動しうる状態でもないとき、すなわち、車両が通常の状態で行っている時に実施される空気圧制御である。この空気圧制御では、エンジンのトルク変動を効果的に吸収するように、エンジントルクに応じてダンピング特性が変更される。ステップS110の空気圧制御は、図7に示すルーチン(図6に示すルーチンのサブルーチン)に従って実施される。

10

【0098】

図7に示すルーチンの最初のステップS200では、現状のバネ室160内の空気圧 P_g が計測される。次に、エンジン回転数とスロットル開度が計測され(ステップS202)、それら計測値からマップ或いは計算によりエンジンの出力トルクが決定される(ステップS204)。

【0099】

次のステップS206では、バネ室160内の目標空気圧 P_t が決定される。目標空気圧 P_t は、ステップS204で決定されたエンジントルクが、ダンパ装置10の作動トルク領域内に入るように決定される。より具体的には、ダンパ装置10のみかけのバネ定数が最も小さくなるトルク領域(図5に示すトルク領域 T_a)、つまり、ダンパ装置10が最も効果的に作動するトルク領域に入るように決定される。目標空気圧 P_t の決定には、例えば、エンジントルクを軸とするマップを用いることができる。

20

【0100】

次のステップS208では、ステップS206で決定された目標空気圧 P_t と、ステップS200で計測された現状の空気圧 P_g との差 P が算出される。次のステップS210では、差 P の絶対値と所定の基準値 P_{th} とが比較される。

【0101】

ステップS210の比較の結果、差 P の絶対値が基準値 P_{th} 以内であれば、バネ室160内の空気圧は現状のまま維持される(ステップS212)。具体的には、制御装置190による制御弁180の切り替えは行われず、制御弁180は接続状態(a)のまま維持される。

30

【0102】

一方、差 P の絶対値が基準値 P_{th} を超えている場合には、バネ室160内の空気圧の調整が行われる(ステップS214)。具体的には、差 P が P_{th} よりも大きい場合、つまり、現状の空気圧 P_g が目標空気圧 P_t よりも低い場合には、制御装置190により制御弁180が接続状態(b)に切り替えられる。また、制御装置190によるモータ186の制御によりコンプレッサ184が回転駆動され、コンプレッサ184で圧縮された空気がバネ室160内に供給される。そして、バネ室160内の空気圧が上昇し、差 P の絶対値が基準値 P_{th} 以内に収まった時点で、制御弁180が接続状態(a)に切り替えられ、また、コンプレッサ184の回転駆動が停止される。

40

【0103】

逆に、差 P が $-P_{th}$ よりも小さい場合、つまり、現状の空気圧 P_g が目標空気圧 P_t よりも高い場合には、制御装置190により制御弁180が接続状態(c)に切り替えられ、バネ室160内から空気が排出される。そして、バネ室160内の空気圧が低下し、差 P の絶対値が基準値 P_{th} 以内に収まった時点で、制御弁180が接続状態(a)に切り替えられる。

【0104】

以上のルーチン(図7に示すサブルーチン)に従いエンジントルクに応じてバネ室160内の空気圧を制御することで、ダンパ装置10が効果的に作動するトルク領域を常にエンジンの運転状態に応じたものに制御することができる。これにより、こもり音等のエン

50

ジンのトルク変動に起因する不具合を確実に防止することができる。

【0105】

一方、車両が通常の状態で行っていない場合、つまり、車両が急加速状態のときや（ステップS102の判定結果がYes）、車両が急制動状態のときや（ステップS106の判定結果がYes）、或いは、ABSが作動しうる状態のときには（ステップS108の判定結果がYes）、それぞれ次のような空気圧制御が実施される。

【0106】

まず、車両が急加速状態のとき、つまり、ステップS102の判定で急加速値 s が加速基準値 s_0 以上のときには、ステップS112の処理が実施される。ステップS112では、図9に示す加速サージマップから、急加速値 s に応じたダンパ制御値 D_p が決定される。 10

【0107】

また、車両が急制動状態のとき、つまり、ステップS106の判定で急制動値 b が制動基準値 b_0 以上のときには、ステップS114の処理が実施される。ステップS114では、図11に示す制動サージマップから、急制動値 b に応じたダンパ制御値 D_p が決定される。

【0108】

ステップS112及びステップS114で決定されるダンパ制御値 D_p は、本実施形態では、バネ室160内の目標圧力値に相当している。ここで設定される目標圧力値は、ステップS110の空気圧制御で設定される目標圧力値（エンジントルクに応じた目標圧力値）よりも大きい値に設定されている。次のステップ216では、制御装置190により制御弁18が接続状態（b）に切り替えられるとともに、制御装置190によるモータ186の制御によってコンプレッサ184が回転駆動され、バネ室160内の空気圧はダンパ制御値 D_p に応じた圧力に制御される。 20

【0109】

ステップS116の処理により、バネ室160内の空気圧は通常運転時の制御範囲を超えて増大され、ダンパ装置10の作動トルク領域は通常運転時の作動トルク領域を超えて大トルク側に移動する。その結果、カムプレート130, 122間にトルクが入力されたときに生じる捩れ角は小さくなり、コイルバネ162の縮み量も小さくなる。その結果、ダンパ装置10に蓄えられるエネルギー量が減少し、急加速時や急制動時におけるサージの発生が防止される。 30

【0110】

また、ステップS108の判定でABSが作動しうる状態のときには、ステップS118の処理が実施される。ステップS118では、制御装置190により制御弁18が接続状態（b）に切り替えられるとともに、制御装置190によるモータ186の制御によってコンプレッサ184が最大回転数まで回転駆動され、バネ室160内の空気圧は最大圧力に制御される。

【0111】

バネ室160内の空気圧が最大圧力になることで、ダンパ装置10の作動トルク領域は最大位置まで移動する。その結果、両カムプレート130, 122は直結に近い状態となり、コイルバネ162の収縮によってダンパ装置10に蓄えられるエネルギー量は僅かになる。これにより、ABSが作動しうる状況でのサージの発生は防止され、車軸の振れを防止して推定車体速度の精度を上げることができ、ABS性能の向上と走行フィーリングの向上とを実現することができる。 40

【0112】

以上のように、上記ルーチンによる空気圧制御によれば、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じてバネ室160内の空気圧を制御し、ダンパ装置10の作動トルク領域を変化させることで、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じた最適なダンピング特性を実現することができる。その結果、従来のダンパ装置では困難であった、通常運転時のこもり音の抑制と、トルク急変時のサージの抑制とを両立させることが可能になった。 50

【0113】

なお、本実施形態では、制御装置190により図6に示すルーチン(図7に示すサブルーチンを含む)が実行されることにより、本発明にかかる「制御手段」が実現されている。また、制御装置190によりステップS100, S102の処理、或いは、ステップS104, S106の処理、或いは、ステップS108の処理が実行されることにより、本発明にかかる「予測手段」が実現されている。

【0114】

実施の形態2.

以下、図面を参照して本発明の実施の形態2について説明する。

【0115】

[本実施形態のダンパ装置の構成]

図12は、本発明の実施の形態2としてのダンパ装置20の断面構成と空気圧制御システム及び油量制御システムを併せて示す図である。図12に示すように、ダンパ装置20は、駆動軸であるエンジン連結シャフト200と、被駆動軸である変速機連結シャフト220との間に設けられている。エンジン連結シャフト200と変速機連結シャフト220は、ともに同一の回転軸L0を有している。

【0116】

ダンパ装置20のエンジン側ケーシング202は、エンジン連結シャフト200の先端にエンジン連結シャフト200と一体に設けられ、変速機側ケーシング250は、ボールベアリング252を介して変速機連結シャフト220に回転自在に支持されている。エンジン側ケーシング202は、変速機側ケーシング250の方へ延びてダンパ装置20の胴部を形成する外筒部204と、その内側に形成された内筒部206とを有している。エンジン側ケーシング202の外筒部204は、ボルト及びナットからなる締結具256を介して変速機側ケーシング250に結合されている。本実施形態では、これらケーシング202, 250が、本発明にかかる「第1の回転体」に相当している。

【0117】

変速機連結シャフト220の先端には、円盤状の変速機側カムプレート222が一体に設けられている。変速機側カムプレート222の裏面(変速機側面)は、ニードルベアリング254を介して変速機側ケーシング250の内側面に接している。本実施形態では、変速機側カムプレート222が、本発明にかかる「第2の回転体」に相当している。

【0118】

変速機側カムプレート222とエンジン側ケーシング202の間には、円盤状のエンジン側カムプレート230が配置されている。エンジン側カムプレート230の軸中心には、エンジン連結シャフト200の方へ延びるシャフト部238が形成されている。エンジン連結シャフト200の軸心には、その先端からエンジン側に向けて二段の縦穴208a, 208bが形成されている。縦穴208a, 208bは、先端側の大径部208aと奥側の小径部208bからなる。エンジン側カムプレート230のシャフト部238は、縦穴の小径部208bと同径であり、この小径部208bに挿入されて回転自在に支持されている。

【0119】

エンジン側カムプレート230の外縁には、エンジン側ケーシング202の方へ延びる筒部232が形成されている。この筒部232は、エンジン側ケーシング202の外筒部204と内筒部206との隙間に嵌合している。筒部232と外筒部204の間には、コロ216が設けられている。コロ216は、エンジン側カムプレート230のエンジン側ケーシング202に対する軸方向への移動を容易にする一方で、エンジン側カムプレート230のエンジン側ケーシング202に対する軸回りの相対回転を規制している。筒部232と内筒部206の間には、シール部材218が配置されている。シール部材218は、エンジン側カムプレート230の裏面(エンジン側面)とエンジン側ケーシング202との間に形成されるパネ室270と、エンジン側カムプレート230の表面(変速機側面)と変速機側ケーシング250とで形成されるカム室260とを気密に分離している。

10

20

30

40

50

【0120】

バネ室270には、2種類のコイルバネ272, 274がその伸縮方向を回転軸L0の軸方向に向けて配置されている。第1のコイルバネ272は、バネ室270内に多数配置され、それぞれがエンジン側カムプレート230の裏面をエンジン側ケーシング202に連結している。第1のコイルバネ272は圧縮バネであり、エンジン側カムプレート230を変速機側カムプレート222へ向けて付勢している。第2のコイルバネ274は、第1のコイルバネ272に比較してバネ定数の極めて大きい大型のコイルバネであり、回転軸L0上に1つ配置されている。エンジン側カムプレート230のシャフト部238は、この第2のコイルバネ274の中心を貫通している。第2のコイルバネ274の一方の端部はエンジン側ケーシング202に固定されているが、他方の端部は自由端になっており、ドーナツ状の円板276が取り付けられている。円板276とエンジン側カムプレート230の裏面との間には、隙間が開けられている。本実施形態では、エンジン側カムプレート230が、本発明にかかる「第3の回転体」に相当し、コイルバネ272が、本発明にかかる「弾性部材」に相当している。

10

【0121】

変速機側カムプレート222のエンジン側カムプレート230に対向する面には、端面カムとしてのカム溝224, 226が形成されている。また、エンジン側カムプレート230の変速機側カムプレート222に対向する面にも、端面カムとしてのカム溝234, 236が形成されている。各カム溝224, 226, 234, 236の位置関係や形状は、実施の形態1にかかる各カム溝124, 126, 134, 136のそれと同様であるので、ここではその説明は省略する。

20

【0122】

変速機側カムプレート222の外側カム溝224と、エンジン側カムプレート230の外側カム溝234との間には、中間部材としてのトルク伝達ボール262が挟まれている。変速機側カムプレート222の内側カム溝226と、エンジン側カムプレート230の内側カム溝236との間にも、中間部材としての別のトルク伝達ボール264が挟まれている。エンジン側カムプレート230は、コイルバネ272のバネ力によって、これらトルク伝達ボール262, 264を介して変速機側カムプレート222に押し当てられている。本実施形態では、これら変速機側カムプレート222、エンジン側カムプレート230及びトルク伝達ボール262, 264によって、エンジン連結シャフト200と変速機連結シャフト220との間に生じる回転角度差、つまり、擦れ角をコイルバネ272の伸縮量に変換する変換機構(カム機構)が構成されている。

30

【0123】

エンジン側カムプレート230のシャフト部238には、その先端部から変速機側に向けてエンジン側カムプレート230の本体まで届く縦穴240が形成されている。シャフト部238の先端部の側面には、軸心に向けて、縦穴240に通じる横穴242が形成されている。なお、縦穴240の開口部はパッキン等で塞がれている。また、エンジン側カムプレート230の本体には、その周面から軸心に向けて、縦穴240に通じる横穴244が形成されている。この横穴244はバネ室270内に開口しており、その開口部246はバネ室270内において回転軸L0から最も離れた場所に位置している。

40

【0124】

エンジン連結シャフト200の縦穴小径部208bの側壁面には、周方向に沿って溝210が形成され、シャフト部238の側面との間で環状の空間を形成している。シャフト部238に形成された横穴242は、この環状の空間に連通している。また、この環状の空間には、エンジン連結シャフト200の側面から軸心に向けて形成された横穴212が連通している。また、エンジン連結シャフト200の側面には、この横穴212とは別に、縦穴大径部208aに通じる横穴214も形成されている。

【0125】

以上のように、エンジン連結シャフト200やエンジン側カムプレート230のシャフト部238及び本体に複数の穴が形成されることで、バネ室270はこれら穴を介してダ

50

ンパ装置 20 の外部に連通している。具体的には、穴 208a, 214 により、バネ室 270 内とダンパ装置 20 の外部とを連通させる第 1 の連通路が形成されている。また、穴 244, 240, 242, 210, 212 により、バネ室 270 内とダンパ装置 20 の外部とを連通させる第 2 の連通路が形成されている。

【0126】

エンジン連結シャフト 200 の側面で横穴 212, 214 が形成されている部位には、スリーブ 280 が回転自在に支持されている。スリーブ 280 は、軸受け等の図示しない静止部材に固定されている。スリーブ 280 とエンジン連結シャフト 200 との接触面はシール部材でシールされている。スリーブ 280 の内周面には周方向に沿って 2 本の溝 282, 302 が形成され、それぞれエンジン連結シャフト 200 の側面との間で環状の空間を形成している。溝 282 によって形成される環状の空間には横穴 214 が連通しており、溝 302 によって形成される環状の空間には横穴 212 が連通している。

10

【0127】

スリーブ 280 には、外部から 2 本のパイプ 284, 304 が接続されている。一方のパイプ 284 はスリーブ 280 の内側に形成された溝 282 まで通じ、溝 282 を介して前述の第 1 の連通路 208a, 214 に連通している。他方のパイプ 304 は溝 302 に通じ、溝 302 を介して前述の第 2 の連通路 244, 240, 242, 210, 212 に連通している。

【0128】

本実施形態のダンパ装置 20 は、バネ室 270 内の空気圧を制御する空気圧制御システムと、バネ室 270 内に油を供給するとともにその油量を制御する油量制御システムを備えている。相対的に、空気は圧縮性流体、油は非圧縮性流体とみなすことができる。空気圧制御システムは、前述のパイプ（空气管）284 を介してバネ室 270 内の空気圧を制御するようになっている。一方、油量制御システムは、前述のパイプ（油管）304 を介してバネ室 270 内の油量を制御するようになっている。以下、ダンパ装置 20 の空気圧制御システム及び油量制御システムの構成について説明する。なお、空気圧制御システムは、本発明にかかる「圧力調整手段」に相当し、油量制御システムは、本発明にかかる「非圧縮性流体供給手段」に相当している。

20

【0129】

まず、空気圧制御システムの構成について説明する。空气管 284 の他方の端部は、制御弁 290 の出力ポートに接続されている。制御弁 290 は、その出力ポートと入力ポートとの接続状態を (a), (b), (c) の 3 つの状態の間で切替えることができる。制御弁 290 の入力ポートには、空気供給管 286 と空気排出管 288 が接続されている。

30

【0130】

制御弁 290 が接続状態 (a) にあるとき、空气管 284 は空気供給管 286 と空気排出管 288 の何れとも接続されない。この状態では、バネ室 270 内への空気の出入りはなく、バネ室 270 内の空気量は一定に保たれる。したがって、バネ室 270 内での空気の体積が一定であれば、バネ室 270 内の空気圧は一定に保持される。

【0131】

制御弁 290 が接続状態 (b) にあるときは、空气管 284 は空気供給管 286 に接続される。空気供給管 286 には、モータ 296 によって駆動されるコンプレッサ 294 と、コンプレッサ 294 で圧縮された空気を蓄えるバッファタンク 292 が配置されている。この状態では、圧縮された空気を空気供給管 286 から空气管 284 へ供給することで、バネ室 270 内の空気圧を上昇させることができる。

40

【0132】

制御弁 290 が接続状態 (c) にあるときは、空气管 284 は空気排出管 288 に接続される。空気排出管 288 の端部は大気に開放されているので、バネ室 270 内の空気圧が大気圧よりも高い場合には、空气管 284 から空気排出管 288 へ空気を排出して、バネ室 270 内の空気圧を低下させることができる。

【0133】

50

次に、油量制御システムの構成について説明する。油管304の他方の端部は、制御弁310の出力ポートに接続されている。制御弁310は、その出力ポートと入力ポートとの接続状態を(a)、(b)、(c)の3つの状態の間で切替えることができる。制御弁310の入力ポートには、油供給管306と油排出管308が接続されている。

【0134】

制御弁310が接続状態(a)にあるとき、油管304は油供給管306と油排出管308の何れとも接続されない。この状態では、バネ室270内への油の出入りはなく、バネ室270内の油の量は一定に保たれ、バネ室270内に占める油の体積は一定に保持される。言い換えれば、バネ室270内に占める空気の体積は一定に保持される。

【0135】

制御弁310が接続状態(b)にあるときは、油管304は油供給管306に接続される。油供給管306には、油タンク316から油を吸い上げて圧送する電動ポンプ314と、電動ポンプ314で加圧された油を蓄えるバッファタンク312が配置されている。この状態では、加圧された油を油供給管306から油管304へ供給することで、バネ室270内の油を増大させることができる。

【0136】

制御弁310が接続状態(c)にあるときは、油管304は油排出管308に接続される。油排出管308の端部は油タンク316に接続されている。バネ室270内の油にはダンパ装置20の回転に伴う遠心力が作用するので、油はバネ室270の外周部に溜まっている。この状態で、油管304を油排出管308に接続し、また、制御弁290を切り替えて空気管284を空気供給管286に接続すると、バネ室270内の油は空気圧によって開口部246から第2の連通路244、240、242、210、212へ押し戻され、バネ室270内から排出される。これにより、バネ室270内の油を減少させることができる。

【0137】

ダンパ装置20には制御装置300が備えられる。この制御装置300は、空気圧制御システムと油量制御システムとを総合制御している。制御装置300は、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じて制御弁290の接続状態やモータ296の回転数を制御し、それによりバネ室270内の空気圧を制御するとともに、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じて制御弁310の接続状態や電動ポンプ314の回転数を制御し、それによりバネ室270内の油の量を制御している。

【0138】

[本実施形態のダンパ装置の動作]

次に、本実施形態のダンパ装置20の動作について説明する。

【0139】

本実施形態のダンパ装置20のトルクの伝達動作、及びトルク変動の吸収動作に関しては、実施の形態1のダンパ装置10と同様である。また、空気圧制御によるダンピング特性の変更動作に関しても、実施の形態1のダンパ装置10と同様である。ここでは、それらについての説明は省略し、本実施形態のダンパ装置20に特有の動作、具体的には、油量制御によるダンピング特性の変更動作について説明する。

【0140】

本実施形態のダンパ装置20は、油量制御システムによってバネ室270内の油を制御することで、間接的にバネ室270内の空気の量を制御することができる。具体的には、バネ室270内の油を増大させれば、その分、バネ室270の有効容積は減少するので、空気圧が一定であればバネ室270内の空気の量は減少することになる。逆に、バネ室270内の油を減少させれば、その分、バネ室270の有効容積は増大するので、空気圧が一定であればバネ室270内の空気の量は増大することになる。

【0141】

このように油を介してバネ室270内の空気量を制御することにより、バネ室270内の空気が空気バネとして作用する際のバネ定数を制御することができる。具体的には、

10

20

30

40

50

バネ室 270 内の空気量を減少させる場合には、空気バネのバネ定数を高くすることができ、空気量を増大させる場合には、空気バネのバネ定数を低くすることができる。空気バネのバネ定数を変化させることで、ダンパ装置 20 全体のバネ定数を変化させることができる。

【0142】

図 13 は、エンジンの出力トルクとシャフト 200, 220 間の擦れ角との関係を、バネ室 270 内の油量が少ない場合（太線で示す）と、油量が多い場合（細線で示す）とで比較して示す図である。また、各実線は、初期状態での空気圧が大気圧のときを示し、各破線は、空気圧制御により初期状態での空気圧を高めたときを示している。この図に示すように、バネ室 270 内の油量を制御することで、ダンパ装置 20 のダンピング特性を変更することができ、さらに、油量制御を空気圧制御に組み合わせることで、ダンパ装置 20 のダンピング特性をきめ細かく調整することができる。なお、バネ室 270 内の油量が大きくなるほど、空気圧の調整量に対するダンパ装置 20 の作動トルク領域の変化の応答性は向上する。

10

【0143】

油量制御システムによるバネ室 270 内の油量の制御は、空気圧制御システムによる空気圧制御とともに、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じて行われる。具体的には、車両が急加速状態でも急制動状態でもなく、また、ABS が作動しうる状態でもないとき、すなわち、車両が通常の状態で行っているときには、エンジントルクを軸とするマップから目標油量を決定し、実際の油量が目標油量になるように制御弁 310 や電動ポンプ 314 の制御を行う。エンジントルクに応じた油量制御を空気圧制御とともに行うことで、ダンパ装置 20 が効果的に作動するトルク領域を常にエンジンの運転状態に応じたものに制御することができ、こもり音等のエンジンのトルク変動に起因する不具合を確実に防止することができる。

20

【0144】

一方、車両が急加速状態のときや車両が急制動状態のときは、バネ室 270 内の油量は通常運転時の制御範囲を超えて増大され、急加速値或いは急制動値に応じた油量に制御される。油量の増大に伴う空気量の減少によってダンパ装置 20 のバネ定数が大きくなることで、ダンパ装置 20 に蓄えられるエネルギー量を減少させるとともに、駆動系の共振周波数を高くすることができる。これにより、急加速時や急制動時におけるサージの発生が防止される。

30

【0145】

ABS が作動しうる状態のときには、バネ室 270 内の油量は最大油量に制御され、バネ室 270 内は非圧縮性流体とみなすことができる油で満たされる。その結果、両カムプレート 230, 222 は直結に近い状態となり、コイルバネ 272 の収縮によってダンパ装置 20 に蓄えられるエネルギー量は僅かになる。これにより、ABS が作動しうる状況でのサージの発生は防止され、車軸の振れを防止して推定車体速度の精度を上げることができ、ABS 性能の向上と走行フィーリングの向上とを実現することができる。

【0146】

このように、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じてバネ室 270 内の油量を制御することで、ダンパ装置 20 のダンピング特性を車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じたものにすることができる。特に、油量制御を空気圧制御と組み合わせることで、最適なダンピング特性を実現することができる。その結果、従来のダンパ装置では困難であった、通常運転時のこもり音の抑制と、トルク急変時のサージの抑制とを両立させることが可能になった。

40

【0147】

実施の形態 3.

以下、図面を参照して本発明の実施の形態 3 について説明する。

【0148】

[本実施形態のダンパ装置の構成]

50

図14は、本発明の実施の形態3としてのダンパ装置40の断面構成と油圧制御システムを併せて示す図である。図14に示すように、ダンパ装置40は、駆動軸であるエンジン連結シャフト400と、被駆動軸である変速機連結シャフト410との間に設けられている。エンジン連結シャフト400と変速機連結シャフト410は、ともに同一の回転軸L0を有している。

【0149】

ダンパ装置40のエンジン側ケーシング402は、エンジン連結シャフト400の先端にエンジン連結シャフト400と一体に設けられ、変速機側ケーシング420は、ボールベアリング422を介して変速機連結シャフト410に回転自在に支持されている。エンジン側ケーシング402は、変速機側ケーシング420の方へ延びてダンパ装置40の胴部を形成する筒部404を有している。エンジン側ケーシング402の筒部404は、ボルト及びナットからなる締結具426を介して変速機側ケーシング420に結合されている。本実施形態では、これらケーシング402、420が、本発明にかかる「第1の回転体」に相当している。

10

【0150】

変速機連結シャフト410の先端には、円盤状の変速機側カムプレート412が一体に設けられている。変速機側カムプレート412の裏面(変速機側面)は、ニードルベアリング424を介して変速機側ケーシング420の内側面に接している。本実施形態では、変速機側カムプレート412が、本発明にかかる「第2の回転体」に相当している。

【0151】

変速機側カムプレート412とエンジン側ケーシング402との間には、変速機側カムプレート412の側から順に、円盤状のエンジン側カムプレート430と、同じく円盤状の油圧受けプレート440とが配置されている。エンジン側カムプレート430も油圧受けプレート440も、ともにその軸中心は回転軸L0に一致している。

20

【0152】

エンジン側カムプレート430の外周部とエンジン側ケーシング402の筒部404との間には、コロ438が配置されている。コロ438は、エンジン側カムプレート430のエンジン側ケーシング402に対する軸方向への移動を容易にする一方で、エンジン側カムプレート430のエンジン側ケーシング402に対する軸回りの相対回転を規制している。油圧受けプレート440の外周部とエンジン側ケーシング402の筒部404との間には、シール部材442が配置されている。シール部材442は、油圧受けプレート440とエンジン側ケーシング402との間に形成される油圧室450と、油圧受けプレート440とエンジン側カムプレート430との間に形成されるパネ室454とを気密に分離している。

30

【0153】

また、エンジン側カムプレート430の油圧受けプレート440の側の面であって、その径方向の端部には、凹部436が形成されている。油圧受けプレート440のエンジン側カムプレート430の側の面であって、その径方向の端部には、エンジン側カムプレート430の側に突き出た凸部444が形成されている。油圧受けプレート440の凸部444がエンジン側カムプレート430の凹部436に嵌合することで、2つのプレート430、440間の相対回転は規制され、ともにエンジン側ケーシング402と一体回転するようになっている。

40

【0154】

エンジン側カムプレート430は、軸方向に厚みを有しており、その油圧受けプレート440側の面には複数のパネ収容ポケット432が形成されている。各パネ収容ポケット432には、コイルパネ452がその伸縮方向を回転軸L0の軸方向に向けて配置されている。コイルパネ452はパネ収容ポケット432からパネ室270内に突き出ており、その先端は油圧受けプレート440に連結されている。コイルパネ452は圧縮パネであって、油圧受けプレート440を基礎にしてエンジン側カムプレート430を変速機側カムプレート412へ向けて付勢している。本実施形態では、エンジン側カムプレート43

50

0 が、本発明にかかる「第 3 の回転体」に相当し、コイルバネ 4 5 2 が、本発明にかかる「弾性部材」に相当している。

【 0 1 5 5 】

変速機側カムプレート 4 1 2 のエンジン側カムプレート 4 3 0 に対向する面には、端面カムとしてのカム溝 4 1 4 が形成されている。また、エンジン側カムプレート 4 3 0 の変速機側カムプレート 4 1 2 に対向する面にも、端面カムとしてのカム溝 4 3 4 が形成されている。カム溝 4 1 4 , 4 3 4 の位置関係や形状は、実施の形態 1 にかかる外側カム溝 1 2 4 , 1 3 4 のそれと同様であるので、ここではその説明は省略する。なお、本実施形態ではカム溝を一重に設けているが、実施の形態 1 と同様に、外側と内側の二重にカム溝を設けてもよい。勿論、これは他の実施の形態についても同様であるが、より多重にカム溝を設けることもできる。

10

【 0 1 5 6 】

変速機側カムプレート 4 1 2 のカム溝 4 1 4 と、エンジン側カムプレート 4 3 0 のカム溝 4 3 4 との間には、中間部材としてのトルク伝達ボール 4 1 6 が挟まれている。エンジン側カムプレート 4 3 0 は、コイルバネ 4 5 2 のバネ力によって、トルク伝達ボール 4 1 6 を介して変速機側カムプレート 4 1 2 に押し当てられている。本実施形態では、これら変速機側カムプレート 4 1 2、エンジン側カムプレート 4 3 0 及びトルク伝達ボール 4 1 6 によって、エンジン連結シャフト 4 0 0 と変速機連結シャフト 4 1 0 との間に生じる回転角度差、つまり、捩れ角をコイルバネ 4 5 2 の伸縮量に変換する変換機構（カム機構）が構成されている。

20

【 0 1 5 7 】

本実施形態のダンパ装置 4 0 は、油圧室 4 5 0 内の油圧を制御する油圧制御システムを備えている。油圧受けプレート 4 4 0 には、コイルバネ 4 5 2 の反力と油圧室 4 5 0 内の油圧とが作用しており、それらの釣り合いによって、ケーシング 4 0 2 , 4 2 0 内での油圧受けプレート 4 4 0 の軸方向位置が決まる。このため、油圧室 4 5 0 内の油圧が変化すれば、それに応じて油圧受けプレート 4 4 0 の軸方向位置が変化し、コイルバネ 4 5 2 の初期縮み量（シャフト 4 0 0 , 4 1 0 間の捩れ角が零のとき、つまり、初期状態にあるときの縮み量）が変化することになる。つまり、ダンパ装置 4 0 の油圧制御システムは、本発明にかかる「初期変位量調整手段」に相当している。

【 0 1 5 8 】

エンジン連結シャフト 4 0 0 の軸心には、先端からエンジン側に向けて縦穴 4 0 6 が形成されている。また、エンジン連結シャフト 4 0 0 の側面から軸心に向けて、縦穴 4 0 6 に通じる横穴 4 0 8 が形成されている。エンジン連結シャフト 4 0 0 の側面で横穴 4 0 8 が形成されている部位には、スリーブ 4 6 0 が回転自在に支持されている。スリーブ 4 6 0 は、軸受け等の図示しない静止部材に固定されている。スリーブ 4 6 0 とエンジン連結シャフト 4 0 0 との接触面はシール部材でシールされている。スリーブ 4 6 0 の内周面には周方向に沿って溝 4 6 2 が形成され、エンジン連結シャフト 4 0 0 の側面との間で環状の空間を形成している。前述の横穴 4 0 8 は、この環状の空間に連通している。また、この環状の空間には、スリーブ 4 6 0 に接続された油管 4 6 4 が連通している。

30

【 0 1 5 9 】

ダンパ装置 4 0 の油圧制御システムは、この油管 4 6 4 を介して油圧室 4 5 0 に油を供給し、或いは油圧室 4 5 0 から油を排出することにより、油圧室 4 5 0 内の油圧を制御するように構成されている。以下、ダンパ装置 4 0 の油圧制御システムの構成について詳細に説明する。

40

【 0 1 6 0 】

油管 4 6 4 の他方の端部は制御弁 4 7 0 の出力ポートに接続されている。制御弁 4 7 0 は、その出力ポートと入力ポートとの接続状態を (a) , (b) , (c) の 3 つの状態の間で切替えることができる。制御弁 4 7 0 の入力ポートには、油供給管 4 6 6 と油排出管 4 6 8 が接続されている。

【 0 1 6 1 】

50

制御弁 470 が接続状態 (a) にあるとき、油管 464 は油供給管 466 と油排出管 468 の何れとも接続されない。この状態では、油圧室 450 内への油の出入りはなく、油圧室 450 内の油量は一定に保たれる。この場合、油圧室 450 内の油圧は、コイルバネ 452 が初期縮み状態にあるときが最小 (設定値) であり、コイルバネ 452 の縮み量が增大するにつれて、バネ力に釣り合うように設定値よりも増大する。しかし、油は非圧縮性流体とみなすことができ、圧力の変化に比較して体積の変化は極めて小さい。したがって、制御弁 470 が接続状態 (a) にある間は、油圧受けプレート 440 の軸方向位置は一定に保持されることになる。

【0162】

制御弁 470 が接続状態 (b) にあるときは、油管 464 は油供給管 466 に接続される。油供給管 466 には、油タンク 476 から油を吸い上げて圧送する電動ポンプ 474 と、電動ポンプ 474 で加圧された油を蓄えるバッファタンク 472 が配置されている。この状態では、加圧された油を油供給管 466 から油管 464 へ供給することで、油圧室 450 内の油圧を上昇させ、コイルバネ 452 のバネ力が上昇した油圧に釣り合う位置まで、油圧受けプレート 440 をエンジン側カムプレート 430 に近づけることができる。つまり、コイルバネ 452 の初期縮み量を増大させることができる。

【0163】

制御弁 470 が接続状態 (c) にあるときは、油管 464 は油排出管 468 に接続される。油排出管 468 の端部は大気に開放されているので、油圧室 450 内の油圧が大気圧よりも高い場合には、油管 464 から油排出管 468 へ油を排出して、油圧室 450 内の油圧を低下させ、コイルバネ 452 のバネ力が低下した油圧に釣り合う位置まで、油圧受けプレート 440 をエンジン側カムプレート 430 から遠ざけることができる。つまり、コイルバネ 452 の初期縮み量を減少させることができる。

【0164】

ダンパ装置 40 の油圧制御システムには、制御装置 480 が備えられる。制御弁 470 における接続状態の切り替えは、制御装置 480 から供給される切替信号によって行われる。制御装置 480 は、電動ポンプ 474 の回転数も制御している。制御装置 480 は、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じて制御弁 470 の接続状態や電動ポンプ 474 の回転数を制御することで、油圧室 450 内の油圧を制御し、ひいてはコイルバネ 452 の初期縮み量を制御している。

【0165】

[本実施形態のダンパ装置の動作]

次に、本実施形態のダンパ装置 40 の動作について説明する。

【0166】

本実施形態のダンパ装置 40 のトルクの伝達動作、及びトルク変動の吸収動作に関しては、実施の形態 1 のダンパ装置 10 と同様である。ここでは、それらについての説明は省略し、本実施形態のダンパ装置 40 に特有の動作、具体的には、油圧制御によるダンピング特性の変更動作について説明する。

【0167】

本実施形態のダンパ装置 40 は、油圧制御システムによって油圧室 450 内の油圧を制御することで、コイルバネ 452 の初期縮み量を制御することができる。コイルバネ 452 の初期縮み量が変化すれば、シャフト 400, 410 間の擦れ角が零のとき、つまり、初期状態にあるときにダンパ装置 40 が発生するトルク (初期トルク) も変化する。初期トルクを変化させることで、ダンパ装置 40 の作動トルク領域を変化させることができる。

【0168】

この場合、エンジンの出力トルクとシャフト 400, 410 間の擦れ角との関係は、実施の形態 1 にかかる空気圧制御の場合と同様、図 5 によって表すことができる。油圧を高めて初期トルクを増大させることで、出力トルクと擦れ角との関係は実線で示す関係から破線で示す関係へと移行し、ダンパ装置 40 の作動トルク領域は大トルク側へ移動する、

10

20

30

40

50

つまり、油圧室 450 内の油圧を制御することで、ダンパ装置 40 のダンピング特性を容易に変更することができる。

【0169】

油圧制御システムによる油圧室 450 内の油圧の制御は、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じて行われる。具体的には、車両が急加速状態でも急制動状態でもなく、また、ABS が作動しうる状態でもないとき、すなわち、車両が通常の状態で行っているときには、エンジントルクを軸とするマップから目標油圧を決定し、実際の油圧が目標油圧になるように制御弁 470 や電動ポンプ 474 の制御を行う。エンジントルクに応じた油圧制御を行うことで、ダンパ装置 40 が効果的に作動するトルク領域を常にエンジンの運転状態に応じたものに制御することができ、こもり音等のエンジンのトルク変動に起因する不具合を確実に防止することができる。

10

【0170】

一方、車両が急加速状態のときや車両が急制動状態のときは、油圧室 450 内の油圧は通常運転時の制御範囲を超えて増大され、ダンパ装置 40 の作動トルク領域は通常運転時の作動トルク領域を超えて大トルク側に移動する。その結果、カムプレート 430, 412 間にトルクが入力されたときに生じる擦れ角は小さくなり、コイルバネ 452 のトルク変動に起因する縮み量も小さくなる。その結果、ダンパ装置 40 に蓄えられるエネルギー量が減少し、急加速時や急制動時におけるサージの発生が防止される。

【0171】

ABS が作動しうる状態のときには、制御装置 480 により電動ポンプ 474 はその回転数を最大回転数に制御され、油圧室 450 内の油圧は最大圧力に制御される。油圧室 450 内の油圧が最大圧力になることで、ダンパ装置 40 の作動トルク領域は最大位置まで移動する。その結果、両カムプレート 430, 412 は直結に近い状態となり、コイルバネ 452 の収縮によってダンパ装置 40 に蓄えられるエネルギー量は僅かになる。これにより、ABS が作動しうる状況でのサージの発生は防止され、車軸の振れを防止して推定車体速度の精度を上げることができ、ABS 性能の向上と走行フィーリングの向上とを実現することができる。

20

【0172】

このように、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じて油圧室 450 内の油圧を制御し、ダンパ装置 40 の作動トルク領域を変化させることで、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じた最適なダンピング特性を実現することができる。その結果、従来のダンパ装置では困難であった、通常運転時のこもり音の抑制と、トルク急変時のサージの抑制とを両立させることが可能になった。

30

【0173】

実施の形態 4.

以下、図面を参照して本発明の実施の形態 4 について説明する。

【0174】

[本実施形態のダンパ装置の構成]

図 15 は、本発明の実施の形態 4 としてのダンパ装置 50 の断面構成を示す図である。図 15 に示すように、ダンパ装置 50 は、駆動軸であるエンジン連結シャフト 500 と、被駆動軸である変速機連結シャフト 510 との間に設けられている。エンジン連結シャフト 500 と変速機連結シャフト 510 は、ともに同一の回転軸 L0 を有している。

40

【0175】

ダンパ装置 50 のエンジン側ケーシング 502 は、エンジン連結シャフト 500 の先端にエンジン連結シャフト 500 と一体に設けられ、変速機側ケーシング 570 は、ボールベアリング 578 を介して変速機連結シャフト 510 に回転自在に支持されている。エンジン側ケーシング 502 には、変速機側ケーシング 570 の方へ延びる筒部 504 が形成され、変速機側ケーシング 570 には、エンジン側ケーシング 502 の方へ延びる筒部 572 が形成されている。各ケーシング 502, 570 の筒部 504, 572 は、ボルト及びナットからなる締結具 576 を介して互いに結合されている。本実施形態では、これら

50

ケーシング 502, 570 が、本発明にかかる「第 1 の回転体」に相当している。

【0176】

変速機連結シャフト 510 の先端には、スリーブ 526 が固定されている。スリーブ 526 の変速機連結シャフト 510 への固定には、スリーブ 526 の内周面に形成された内周面と、変速機連結シャフト 570 の先端周面に形成された外歯とからなる噛合い機構が用いられている。スリーブ 526 の変速機側の端部には、ドーナツ状の変速機側カムプレート 520 が一体に形成されている。変速機側カムプレート 520 の裏面（変速機側面）は、ニードルベアリング 574 を介して変速機側ケーシング 570 の内側面に接している。本実施形態では、変速機側カムプレート 520 が、本発明にかかる「第 2 の回転体」に相当している。

10

【0177】

変速機連結シャフト 510 の先端及びスリーブ 526 には、回転軸 L0 を軸中心とするキャップ 556 が非接触状態で被されている。このキャップ 556 の縁部には、ドーナツ状のエンジン側カムプレート 550 が一体に形成されている。エンジン側カムプレート 550 の外縁には、エンジン側ケーシング 502 の方へ延びる筒部 558 が形成されている。この筒部 558 とエンジン側ケーシング 502 の筒部 504 との間には、その隙間を密閉するシール部材 560 とコロ 562 が配置されている。コロ 562 は、エンジン側カムプレート 550 のエンジン側ケーシング 502 に対する軸方向への移動を容易にする一方で、エンジン側カムプレート 550 のエンジン側ケーシング 502 に対する軸回りの相対回転を規制している。

20

【0178】

エンジン側カムプレート 550 とエンジン側ケーシング 502 との間には、密閉空間であるバネ室 580 が形成されている。このバネ室 580 には、エンジン連結シャフト 500 の軸心に形成された縦穴 506 が通じている。また、この縦穴 506 には、エンジン連結シャフト 500 の側面から軸心に向けて形成された横穴 508 が通じている。エンジン連結シャフト 500 の側面で横穴 508 が形成されている部位には、スリーブ 590 が回転自在に支持されている。スリーブ 590 は、軸受け等の図示しない静止部材に固定されている。スリーブ 570 とエンジン連結シャフト 500 との接触面はシール部材でシールされている。スリーブ 590 の内周面には周方向に沿って溝 592 が形成され、エンジン連結シャフト 500 の側面との間で環状の空間を形成している。前述の横穴 508 は、この環状の空間に連通している。また、この環状の空間には、スリーブ 590 に接続された空气管 594 が連通している。

30

【0179】

バネ室 580 内には、多数のコイルバネ 582 がその伸縮方向を回転軸 L0 の軸方向に向けて配置されている。コイルバネ 582 は、エンジン側カムプレート 550 の裏面（エンジン側面）をエンジン側ケーシング 502 に連結している。コイルバネ 582 は圧縮バネであり、エンジン側カムプレート 550 を変速機側カムプレート 520 へ向けて付勢している。本実施形態では、エンジン側カムプレート 550 が、本発明にかかる「第 3 の回転体」に相当し、コイルバネ 582 が、本発明にかかる「弾性部材」に相当している。

【0180】

変速機側カムプレート 520 とエンジン側カムプレート 550 との間には、さらに、2 つの中間カムプレート 530, 540 が軸方向に並んで配置されている。中間カムプレート 530, 540 はともにドーナツ状であり、それぞれがスリーブ 526 に回転自在に支持されている。本実施形態では、これら中間カムプレート 530, 540 が、本発明にかかる「複数の中間回転体」に相当している。

40

【0181】

変速機側カムプレート 520 の第 1 中間カムプレート 530 に対向する面には、端面カムとしてのカム溝 522, 524 が形成されている。また、第 1 中間カムプレート 530 の変速機側カムプレート 520 に対向する面にも、端面カムとしてのカム溝 532, 534 が形成されている。変速機側カムプレート 520 の外側カム溝 522 と、第 1 中間カム

50

プレート530の外側カム溝532との間には、中間部材としてのトルク伝達ボール600が挟まれている。変速機側カムプレート520の内側カム溝524と、第1中間カムプレート530の内側カム溝534との間にも、中間部材としての別のトルク伝達ボール602が挟まれている。これら変速機側カムプレート520、第1中間カムプレート530及びトルク伝達ボール600、602によって、第1カム機構が構成されている。各カム溝522、524、532、534はトルク伝達ボール600、602の移動方向に一定の勾配を有し、その終端にはトルク伝達ボール600、602を止めるためのストッパが形成されている。

【0182】

第1中間カムプレート530の第2中間カムプレート540に対向する面には、端面カムとしてのカム溝536、538が形成されている。また、第2中間カムプレート540の第1中間カムプレート530に対向する面にも、端面カムとしてのカム溝542、544が形成されている。第1中間カムプレート530の外側カム溝536と、第2中間カムプレート540の外側カム溝542との間には、中間部材としてのトルク伝達ボール604が挟まれている。第1中間カムプレート530の内側カム溝538と、第2中間カムプレート540の内側カム溝544との間にも、中間部材としての別のトルク伝達ボール606が挟まれている。これら第1中間カムプレート530、第2中間カムプレート540及びトルク伝達ボール604、606によって、第2カム機構が構成されている。各カム溝536、538、542、544はトルク伝達ボール604、606の移動方向に一定の勾配を有し、その終端にはトルク伝達ボール604、606を止めるためのストッパが形成されている。なお、この第2カム機構におけるカム溝536、538、542、544の勾配は、前記の第1カム機構におけるカム溝522、524、532、534の勾配よりも急に形成されている。

【0183】

第2中間カムプレート540のエンジン側カムプレート550に対向する面には、端面カムとしてのカム溝546、548が形成されている。また、エンジン側カムプレート550の第2中間カムプレート540に対向する面にも、端面カムとしてのカム溝552、554が形成されている。第2中間カムプレート540の外側カム溝546と、エンジン側カムプレート550の外側カム溝552との間には、中間部材としてのトルク伝達ボール608が挟まれている。第2中間カムプレート540の内側カム溝548と、エンジン側カムプレート550の内側カム溝554との間にも、中間部材としての別のトルク伝達ボール610が挟まれている。これら第2中間カムプレート540、エンジン側カムプレート550及びトルク伝達ボール608、610によって、第3カム機構が構成されている。各カム溝546、548、552、554はトルク伝達ボール608、610の移動方向に一定の勾配を有し、その終端にはトルク伝達ボール608、610を止めるためのストッパが形成されている。なお、この第3カム機構におけるカム溝546、548、552、554の勾配は、前記の第2カム機構におけるカム溝536、538、542、544の勾配よりも急に形成されている。

【0184】

上記のように、本実施形態では、3つのカム機構（第1、第2、第3カム機構）が回転軸L0の軸方向に直列に並んで配置されている。これら3つのカム機構の集合体が発明にかかる「カム機構」に相当し、これら3つのカム機構によって、エンジン連結シャフト500と変速機連結シャフト510との間に生じる回転角度差、つまり、擦れ角をコイルバネ582の伸縮量に変換する変換機構が構成されている。

【0185】

本実施形態のダンパ装置50は、バネ室580内の空気圧を制御する空気圧制御システムを備えている。ダンパ装置50の空気圧制御システムは、前述の空気管594を介してバネ室580に空気を供給し、或いはバネ室580から空気を排出することにより、バネ室580の空気圧を制御するように構成されている。空気圧制御システムの構成は、実施の形態1にかかる空気圧制御システムと同じものを用いることができるので、ここではそ

の説明は省略するものとする。

【0186】

[本実施形態のダンパ装置の動作]

次に、本実施形態のダンパ装置50の動作について説明する。

【0187】

エンジンからエンジン連結シャフト500にトルクが入力され、エンジン連結シャフト500が回転すると、エンジン連結シャフト500と一体回転するエンジン側カムプレート550と変速機側カムプレート520との間に擦れが生じる。このとき、まず、最も緩やかな勾配のカム溝522, 524, 532, 534を有する第1カム機構において、第1中間カムプレート530が変速機側カムプレート520に対して擦れていく。カムプレート530, 520間の擦れに伴い各カム溝522, 524, 532, 534上でのトルク伝達ボール600, 602の位置が変化することで、カムプレート530, 520間の距離は拡大していく。

10

【0188】

第1カム機構においてカムプレート530, 520間の擦れ角が最大擦れ角に達すると、次に、2番目に緩やかな勾配のカム溝536, 538, 542, 544を有する第2カム機構において、第2中間カムプレート540が第1中間カムプレート530に対して擦れていく。このとき、第1カム機構のカムプレート530, 520間の擦れ角は最大擦れ角に維持される。カムプレート540, 530間の擦れに伴い各カム溝536, 538, 542, 544上でのトルク伝達ボール604, 606の位置が変化することで、カムプレート540, 530間の距離は拡大していく。

20

【0189】

第2カム機構においてカムプレート540, 530間の擦れ角が最大擦れ角に達すると、さらに、最も急な勾配のカム溝546, 548, 552, 554を有する第3カム機構において、エンジン側カムプレート550が第2中間カムプレート540に対して擦れていく。このとき、第1カム機構のカムプレート530, 520間の擦れ角、及び、第2カム機構のカムプレート540, 530間の擦れ角は、それぞれ最大擦れ角に維持される。カムプレート550, 540間の擦れに伴い各カム溝546, 548, 552, 554上でのトルク伝達ボール608, 610の位置が変化することで、カムプレート550, 540間の距離は拡大していく。

30

【0190】

上記のように、本実施形態のダンパ装置50では、エンジンからエンジン連結シャフト500にトルクが入力されたとき、3つのカム機構が勾配の緩やかな順に作動し、各カムプレート520, 530, 540, 550間の距離が順に拡大していく。カムプレート520, 530, 540, 550間の距離の拡大に伴い、エンジン側カムプレート550とエンジン側ケーシング502の間ではコイルバネ582が圧縮されていく。圧縮されたコイルバネ582からは、その弾性力が反力としてエンジン側カムプレート550に作用する。コイルバネ582の弾性力とカムプレート520, 530, 540, 550間に作用するトルクとが釣り合ったとき、各カムプレート520, 530, 540, 550はそのときの互いの擦れ角を保ちながら一体回転するようになる。これにより、エンジン連結シャフト500から変速機連結シャフト510へエンジンの出力トルクが伝達される。

40

【0191】

図16は、エンジンの出力トルクとシャフト500, 520間の擦れ角との関係を示す図である。この図に示す第1乃至第3カム機構のそれぞれの作動範囲が、実施の形態1のダンパ装置10でとりうる最大擦れ角に相当する。つまり、本実施形態のダンパ装置50によれば、実施の形態1のダンパ装置10に比較して、約3倍の擦れ角を実現することができる。このような極めて広角度のダンパ装置50によれば、エンジンの出力トルク範囲をより広くカバーしつつ、こもり音等の不具合の原因となるトルク変動を滑らかに吸収することができる。

【0192】

50

なお、本実施形態のダンパ装置 50 は、空気圧制御システムによってバネ室 580 内の空気圧を制御することで、車両の運転状態やエンジンの運転状態に応じた最適なダンピング特性を実現することができる。空気圧制御システムによる空気圧の制御方法は実施の形態 1 と同様であるので、ここでは、その説明は省略するものとする。

【0193】

実施の形態 5 .

以下、図面を参照して本発明の実施の形態 5 について説明する。

【0194】

[本実施形態のダンパ装置の構成]

図 17 は、本発明の実施の形態 4 としてのダンパ装置 52 の断面構成を示す図である。本実施形態のダンパ装置 52 は、実施の形態 4 のダンパ装置 50 に新たな技術的特徴を追加したものであり、その基本構成はダンパ装置 50 のそれと同じである。図 17 において、実施の形態 4 のダンパ装置 50 と同じ部品及び部位については同一の符号を付している。また、以下では、実施の形態 4 において既に説明した構成についての重複する説明は省略し、本実施形態で新たに追加した技術的特徴部について説明するものとする。

【0195】

図 17 に示すように、本実施形態のダンパ装置 52 では、第 1 カム機構を構成する変速機側カムプレート 520 と第 1 中間カムプレート 530 との間に、ガイドプレート 700 が配置されている。ガイドプレート 700 はドーナツ状に形成され、中央の穴を通るスリーブ 526 に対して回転自在に設けられている。

【0196】

図 18 はガイドプレート 700 の平面図である。この図に示すように、ガイドプレート 700 には複数のボール用穴 704 , 706 が開けられている。外側の 3 つのボール用穴 704 は同一円周上に等間隔に開けられ、ガイドプレート 700 が両カムプレート 520 , 530 間に配置されるとき、各ボール用穴 704 にはトルク伝達ボール 600 が配置される。内側の 3 つのボール用穴 706 も同一円周上に等間隔に開けられ、ガイドプレート 700 が両カムプレート 520 , 530 間に配置されるとき、各ボール用穴 706 にはトルク伝達ボール 602 が配置される。これにより、各トルク伝達ボール 600 , 602 は、ガイドプレート 700 によって回転自在に支持されて互いの相対位置を固定されている。ガイドプレート 700 は、本発明にかかる「位置決め部材」に相当している。

【0197】

ガイドプレート 700 の外周縁には円筒歯車 702 が回転自在に取り付けられている。円筒歯車 702 としては、例えば平歯車やかさば歯車を用いることができる。図 18 では等間隔に 3 箇所円筒歯車 702 が取り付けられている。図 19 は円筒歯車 702 を図 18 の B 方向から見た図であり、円筒歯車 702 のガイドプレート 700 への取り付け形態を示している。この図に示すように、ガイドプレート 700 には軸 708 が固定されている。この軸 708 は回転軸 L0 に直交している。円筒歯車 702 はこの軸 708 に回転自在に支持されている。

【0198】

図 20 は、ガイドプレート 700 が両カムプレート 520 , 530 間に配置されたときの状態を示す図である。両カムプレート 520 , 530 の対向面の外周部には円筒歯車 722 の軌道に沿って弧状の歯車 740 , 742 が形成されている。これら歯車 740 , 742 としては、例えばフェースギヤを用いることができる。変速機側カムプレート 520 に形成される歯車 740 は、同じく変速機側カムプレート 520 に形成されるカム溝 522 と同じ勾配率（単位回転角度あたりの勾配角度）に形成されている。また、第 1 中間カムプレート 530 に形成される歯車 742 は、同じく第 1 中間カムプレート 530 に形成されるカム溝 532 と同じ勾配率に形成されている。カム溝 522 , 532 間にトルク伝達ボール 600 が挟まっている状態において、円筒歯車 702 は両歯車 740 , 742 と噛み合っている。

【0199】

10

20

30

40

50

また、図 17 に示すように、第 2 カム機構を構成する第 1 中間カムプレート 530 と第 2 中間カムプレート 540 との間には、ガイドプレート 710 が配置されている。ガイドプレート 710 はドーナツ状に形成され、中央の穴を通るスリーブ 526 に対して回転自在に設けられている。このガイドプレート 710 にも複数のボール用穴が開けられており、トルク伝達ボール 604, 606 はボール用穴に配置されて互いの相対位置を固定されている。

【0200】

ガイドプレート 710 の内周縁には複数個の円筒歯車 712 が回転自在に取り付けられている。円筒歯車 712 のガイドプレート 710 への取り付け形態は、図 19 に示す円筒歯車 702 のガイドプレート 700 への取り付け形態と同様である。両カムプレート 530, 540 の対向面の内周部には、円筒歯車 712 の軌道に沿って円筒歯車 712 と噛み合う弧状の歯車が形成されている。

10

【0201】

また、第 3 カム機構を構成する第 2 中間カムプレート 540 とエンジン側カムプレート 550 との間には、ガイドプレート 720 が配置されている。ガイドプレート 720 はドーナツ状に形成され、中央の穴を通るスリーブ 526 に対して回転自在に設けられている。このガイドプレート 720 にも複数のボール用穴が開けられており、トルク伝達ボール 608, 610 はボール用穴に配置されて互いの相対位置を固定されている。

【0202】

ガイドプレート 720 の外周縁には複数個の円筒歯車 722 が回転自在に取り付けられている。円筒歯車 722 のガイドプレート 720 への取り付け形態は、図 19 に示す円筒歯車 702 のガイドプレート 700 への取り付け形態と同様である。両カムプレート 540, 550 の対向面の外周部には、円筒歯車 722 の軌道に沿って円筒歯車 722 と噛み合う弧状の歯車が形成されている。

20

【0203】

[本実施形態のダンパ装置の動作]

本実施形態のダンパ装置 52 は、その基本構成をダンパ装置 50 と同じとすることから、その動作も基本的にはダンパ装置 50 のそれと同じである。以下では、実施の形態 4 において既に説明した動作については重複する説明は省略し、本実施形態で新たに追加した技術的特徴部に関連する動作について説明するものとする。

30

【0204】

エンジンからのトルクの入力による第 1 カム機構の作動時には、カムプレート 520, 530 間の擦れに伴い各カム溝 522, 524, 532, 534 上でのトルク伝達ボール 600, 602 の位置が変化する。このとき、各トルク伝達ボール 600, 602 はガイドプレート 700 によって互いの相対位置を固定されているので、全てのトルク伝達ボール 600, 602 は、同じ回転角度だけカムプレート 520, 530 に対して相対回転する。また、ガイドプレート 700 に設けられた円筒歯車 702 が各カムプレート 520, 530 に形成された歯車 740, 742 に噛み合っているため、各カムプレート 520, 530 はトルク伝達ボール 600, 602 に対して常に逆方向に同じ回転角度だけ回転する。

40

【0205】

第 2 カム機構の作動時には、カムプレート 530, 540 間の擦れに伴い各カム溝 536, 538, 542, 544 上でのトルク伝達ボール 604, 606 の位置が変化する。各トルク伝達ボール 604, 606 はガイドプレート 710 によって互いの相対位置を固定されているので、全てのトルク伝達ボール 604, 606 は、同じ回転角度だけカムプレート 530, 540 に対して相対回転する。また、ガイドプレート 710 に設けられた円筒歯車 712 が各カムプレート 530, 540 に形成された歯車に噛み合っているため、各カムプレート 530, 540 はトルク伝達ボール 604, 606 に対して常に逆方向に同じ回転角度だけ回転する。

【0206】

50

また、第3カム機構の作動時には、カムプレート540、550間の擦れに伴い各カム溝546、548、552、554上でのトルク伝達ボール608、610の位置が変化する。各トルク伝達ボール608、610はガイドプレート720によって互いの相対位置を固定されているので、全てのトルク伝達ボール608、610は、同じ回転角度だけカムプレート540、550に対して相対回転する。また、ガイドプレート720に設けられた円筒歯車722が各カムプレート540、550に形成された歯車に噛み合っているため、各カムプレート540、550はトルク伝達ボール608、610に対して常に逆方向に同じ回転角度だけ回転する。

【0207】

各カム機構の作動時、工作精度や衝撃等の外乱の影響によりトルク伝達ボール間の相対位置にずれが生じると、カムプレート間の滑らかなトルク伝達が阻害されてダンパ性能が低下してしまう。また、一部のトルク伝達ボールにのみ過大な力が作用することとなって、トルク伝達ボールの寿命の低下を招いてしまう。この点に関し、本実施形態のダンパ装置52では、各トルク伝達ボールはガイドプレートによって互いの相対位置を固定されているので、カム機構の作動時にトルク伝達ボール間の相対位置のずれが生じることはない。また、ガイドプレートに設けられた円筒歯車と各カムプレートに形成された歯車とが噛み合うことで、カム機構の加工精度によらず、トルク伝達ボールと各カムプレートとの相対位置の位置決め、及び、対向するカムプレート間の相対位置の位置決めを確実に行うことができる。

【0208】

本実施形態の技術的特徴であるガイドプレートと歯車は、実施の形態1乃至3の何れのダンパ装置にも組み合わせることができる。なお、本実施形態ではガイドプレートに設ける歯車を円筒歯車としているが、円筒歯車の代わりに傘歯車を用いることもできる。また、歯車を省略してガイドプレートのみを設けるようにしてもよい。ガイドプレートのみでも、少なくとも各トルク伝達ボール間の相対位置は固定することができる。

【0209】

実施の形態6.

以下、図面を参照して本発明の実施の形態6について説明する。

【0210】

実施の形態1乃至5では、カムプレート間のトルク伝達手段としてボールを用いているが、ボールの代わりにローラを用いることもできる。ローラを用いることで、ボールを用いる場合よりもトルクの伝達容量を大きくすることができる。その場合、実施の形態5のように、トルク伝達ローラと各カムプレートとの相対位置の位置決め、及び、対向するカムプレート間の相対位置の位置決めを確実に行うことが可能な構成とするのがより好ましい。図21は、本発明の実施の形態6にかかるカム機構の一部を示す平面図である。以下に説明する本実施形態にかかるカム機構は、実施の形態1乃至4の何れのダンパ装置にも組み合わせることができる。

【0211】

図21に示すように、カムプレート800には、その周方向に沿って端面カムとしてのカム溝802が形成されている。トルク伝達ローラ810は、カムプレート800上にダンパ装置の回転軸に直交して配置され、カム溝802に沿って転がるようになっている。図21では省略しているが、カム溝802は複数形成され、各カム溝802に対応して複数のトルク伝達ローラ810がカムプレート800上に配置されている。

【0212】

また、カムプレート800にはカム溝802の外周に沿って歯車804が形成されている。この歯車804には、円筒歯車812が噛み合わされている。円筒歯車812はトルク伝達ローラ810の軸に回転自在に取り付けられ、トルク伝達ローラ810がカム溝802に沿って転がるのに連動して歯車804上を転がるようになっている。円筒歯車812としては、例えば平歯車やかさば歯車を用いることができる。カムプレート800に形成する歯車804としては、例えばフェースギヤを用いることができる。

【0213】

なお、図21では省略しているが、カム機構は、カムプレート800との間でトルク伝達ローラ810を挟む別のカムプレートを備えている。このカムプレートにもカムプレート800と同じくカム溝と歯車が形成されている。図21中に二点差線で示すように、図示しないカムプレートとカムプレート800の間には、複数のトルク伝達ローラ810間の相対位置を固定するガイドプレート806が配置される。ただし、全てのトルク伝達ローラ810に円筒歯車812が取り付けられている場合には、円筒歯車812によって位置決めが行われるのでガイドプレート806は省略してもよい。

【0214】

本実施形態にかかるカム機構によれば、トルク伝達ローラ810に設けられた円筒歯車812とカムプレート800に形成された歯車804とが噛み合うことで、カム機構の加工精度によらず、トルク伝達ローラ810とカムプレート800との相対位置の位置決め、及び、対向するカムプレート間の相対位置の位置決めを確実に行うことができる。

【0215】

なお、本実施形態ではローラに取り付ける歯車を円筒歯車としているが、円筒歯車の代わりに傘歯車を用いることもできる。

【0216】

実施の形態7.

以下、図面を参照して本発明の実施の形態7について説明する。

【0217】

本実施形態にかかるカム機構は、実施の形態6と同じく、カムプレート間のトルク伝達手段としてローラを用いている。実施の形態6では、ローラに歯車を回転自在に取り付けていたのに対し、本実施形態にかかるカム機構は、ローラ自体を歯車化したことに特徴がある。図22は、本発明の実施の形態7にかかるカム機構の一部を示す斜視図である。以下に説明する本実施形態にかかるカム機構は、実施の形態1乃至4の何れのダンパ装置にも組み合わせることができる。

【0218】

図22に示すように、トルク伝達ローラ830の周面には歯車832が形成されている。この歯車832は、その歯筋がトルク伝達ローラ830の軸に対して捩れを有するはすば歯車として構成されている。歯車832の歯筋の捩れは、トルク伝達ローラ830の両端部間で少なくとも1ピッチのずれが生じるように設ける。図22ではトルク伝達ローラ830の両端部間に2ピッチのずれが付けられている。

【0219】

カムプレート820にはトルク伝達ローラ830の軌道に沿って弧状のカム溝822が形成されている。カム溝822には歯車832と噛み合う歯車824が形成されている。この歯車824にも、トルク伝達ローラ830の周面に形成される歯車832に対応して捩れが付けられている。トルク伝達ローラ830は、その周面の歯車832を歯車824に噛み合わせながらカム溝802に沿って転がるようになっている。

【0220】

トルク伝達ローラ830がカム溝802に沿って転がる時、歯車832と歯車824との間の噛み合い角は周期的に変化する。しかし、歯車832の歯筋には上記のように捩れが付けられているので、下記の式(1)に示すトルク伝達ローラ830の長手方向における平均噛み合い角 θ_{ave} は一様化され、常にカム溝802の勾配角と同角度に維持される。これにより、トルク伝達ローラ830の回転に伴って、トルク伝達ローラ830とカムプレート820との間の伝達トルクが周期的に変動することは防止される。

【数1】

$$\theta_{ave} = \int_0^L \theta dl / L \quad \dots (1)$$

【0221】

なお、図 2 2 では省略しているが、カム溝 8 2 2 はカムプレート 8 2 0 に複数形成されて、各カム溝 8 2 2 に対応して複数のトルク伝達ローラ 8 3 0 がカムプレート 8 2 0 上に配置されている。また、図 2 2 では省略しているが、カム機構は、カムプレート 8 2 0 との間でトルク伝達ローラ 8 3 0 を挟む別のカムプレートを備えている。このカムプレートにもカムプレート 8 2 0 と同じくカム溝が形成され、そのカム溝には歯車 8 3 2 と噛み合う歯車が形成されている。

【 0 2 2 2 】

本実施形態にかかるカム機構によれば、トルク伝達ローラ 8 3 0 自体が歯車 8 3 2 として形成され、カムプレート 8 2 0 のカム溝 8 2 2 に形成された歯車 8 2 4 と噛み合うことで、カム機構の加工精度によらず、トルク伝達ローラ 8 3 0 とカムプレート 8 2 0 との相対位置の位置決め、及び、対向するカムプレート間の相対位置の位置決めを確実にすることができる。さらに、トルク伝達ローラ 8 3 0 自体を歯車化することで、歯車を別体に設ける場合よりも小型化及び軽量化が可能になる。

10

【 0 2 2 3 】

図 2 3 及び図 2 4 に本実施形態にかかるカム機構の変形例を示す。図 2 3 に示すカムプレート 8 2 0 では、カム溝 8 2 2 の内周側縁部と外周側縁部のそれぞれにガイド堤 8 4 0 , 8 4 2 が形成されている。これらガイド堤 8 4 0 , 8 4 2 を設けることで、トルク伝達ローラ 8 3 0 (図 2 2 参照) がカムプレート 8 2 0 の径方向へ移動するのを防止し、トルク伝達ローラ 8 3 0 とカムプレート 8 2 0 との相対位置の位置決めを確実にすることができる。

20

【 0 2 2 4 】

図 2 4 に示すトルク伝達ローラ 8 5 0 は、その軸方向にテーパをつけたことに特徴がある。トルク伝達ローラ 8 5 0 の周面には、その歯筋がトルク伝達ローラ 8 5 0 の軸に対して捩れを有する歯車 8 5 2 を形成する。トルク伝達ローラ 8 5 0 のカムプレート上での回転軌跡の内径を R_1 、外径を R_2 とすると、トルク伝達ローラ 8 5 0 の内側の端部の径 d_1 と外側の端部の径 d_2 との関係は、 $R_1 : R_2 = d_1 : d_2$ となるように設定されている。また、図 2 4 では省略しているが、カムプレートに形成するカム溝にもトルク伝達ローラ 8 5 0 のテーパに合わせて径方向に傾斜を設けるようにする。これによれば、トルク伝達ローラ 8 5 0 はカムプレート間を滑らかに回転することができる。

30

【 0 2 2 5 】

その他、

以上、本発明の実施の形態について説明したが、本発明は上記の各実施形態に限定されず、本発明の趣旨を逸脱しない範囲において変形して実施することもできる。例えば、次のように変形して実施してもよい。

【 0 2 2 6 】

上記の各実施の形態のダンパ装置において、トルクの入力側と出力側とを入れ替えてもよい。また、回転軸 L_0 の軸方向を変位方向とできるならば、コイルバネ以外の弾性部材を配置してもよい。

【 0 2 2 7 】

実施の形態 3 にかかる油圧室 4 5 0 と油圧制御システムの構成は、他の実施の形態のダンパ装置の構成に組み合わせることができる。また、実施の形態 4 にかかる複数のカム機構を直列に配置する構成は、他の実施の形態のダンパ装置の構成に組み合わせることができる。なお、実施の形態 4 では、3 つのカム機構を軸方向に直列に配置しているが、直列に配置するカム機構は 2 つでもよく、4 つ以上のカム機構を直列に配置してもよい。

40

【 図面の簡単な説明 】

【 0 2 2 8 】

【 図 1 】本発明の実施の形態 1 としてのダンパ装置の断面構成と空気圧制御システムとを併せて示す図である。

【 図 2 】図 1 に示す変速機側カムプレートの正面図である。

【 図 3 】図 2 の A - A 断面図である。

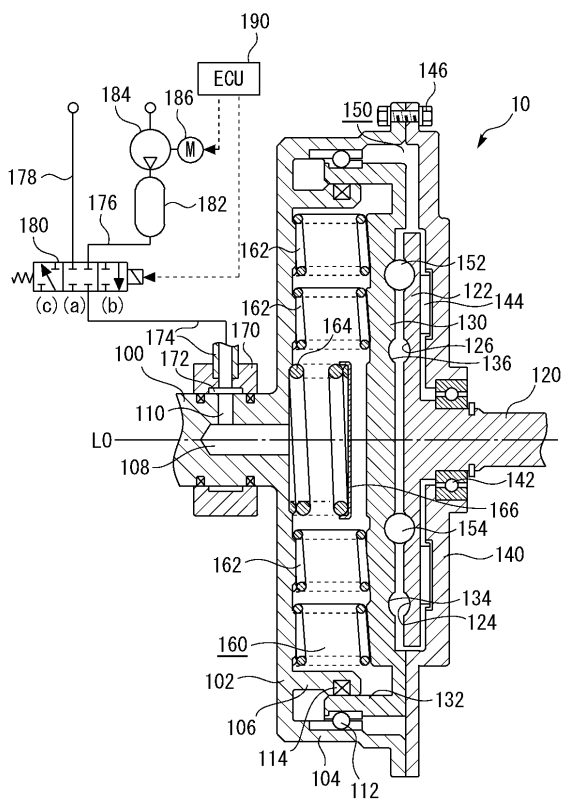
50

- 【図 4】図 3 に示すカム溝の形状で実現されるトルクと擦れ角との関係を示す図である。
- 【図 5】本発明の実施の形態 1 において実行される空気圧制御の効果の説明するための図である。
- 【図 6】本発明の実施の形態 1 において実行される空気圧制御ルーチンを示すフローチャートである。
- 【図 7】図 6 に示すルーチンにおいて実施されるサブルーチンを示すフローチャートである。
- 【図 8】図 6 に示すルーチンにおいてエンジンの運転状態から急加速値 s を求めるためのマップの一例を示す図である。
- 【図 9】図 6 に示すルーチンにおいて用いられる急加速値 s からダンパ制御値 D_p を求めるためのマップの一例を示す図である。 10
- 【図 10】図 6 に示すルーチンにおいてエンジンの運転状態から急制動値 b を求めるためのマップの一例を示す図である。
- 【図 11】図 6 に示すルーチンにおいて用いられる急制動値 b からダンパ制御値 D_p を求めるためのマップの一例を示す図である。
- 【図 12】本発明の実施の形態 2 としてのダンパ装置の断面構成、空気圧制御システム及び油量制御システムを併せて示す図である。
- 【図 13】本発明の実施の形態 2 において実行される空気圧制御及び油量制御の効果の説明するための図である。
- 【図 14】本発明の実施の形態 3 としてのダンパ装置の断面構成と油圧制御システムとを併せて示す図である。 20
- 【図 15】本発明の実施の形態 4 としてのダンパ装置の断面構成を示す図である。
- 【図 16】図 15 に示すダンパ装置で実現されるダンピング特性を示す図である。
- 【図 17】本発明の実施の形態 5 としてのダンパ装置の断面構成を示す図である。
- 【図 18】図 1 に示すガイドプレートの平面図である。
- 【図 19】円筒歯車を図 18 の B 方向から見た図である。
- 【図 20】ガイドプレートの円筒歯車とカムプレートの歯車との係合状態を示す図である。
- 【図 21】本発明の実施の形態 6 にかかるカム機構の一部を示す平面図である。
- 【図 22】本発明の実施の形態 7 にかかるカム機構の一部を示す斜視図である。 30
- 【図 23】図 22 に示すカム機構の変形例を示す図である。
- 【図 24】図 22 に示すカム機構の変形例を示す図である。
- 【符号の説明】
- 【0229】
- 10, 20, 40, 50, 52 ダンパ装置
- 100 エンジン連結シャフト
- 102 エンジン側ケーシング
- 120 変速機連結シャフト
- 122 変速機側カムプレート
- 124, 126 変速機側カム溝 40
- 130 エンジン側カムプレート
- 134, 136 エンジン側カム溝
- 140 変速機側ケーシング
- 152, 154 トルク伝達ボール
- 160 バネ室
- 162 コイルバネ(ダンパ)
- 164 コイルバネ(ストッパ)
- 180 制御弁
- 184 コンプレッサ
- 186 モータ 50

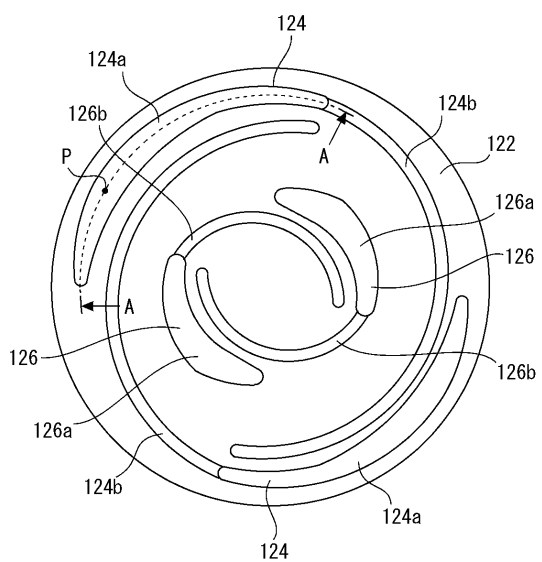
1 9 0	制御装置	
2 0 0	エンジン連結シャフト	
2 0 2	エンジン側ケーシング	
2 2 0	変速機連結シャフト	
2 2 2	変速機側カムプレート	
2 2 4 , 2 2 6	変速機側カム溝	
2 3 0	エンジン側カムプレート	
2 3 4 , 2 3 6	エンジン側カム溝	
2 4 0 , 2 4 2 , 2 4 4	油路	
2 5 0	変速機側ケーシング	10
2 6 2 , 2 6 4	トルク伝達ボール	
2 7 0	バネ室	
2 7 2	コイルバネ (ダンパ)	
2 7 4	コイルバネ (ストッパ)	
2 9 0	制御弁	
2 9 4	コンプレッサ	
2 9 6	モータ	
3 0 0	制御装置	
3 1 0	制御弁	
3 1 4	電動ポンプ	20
4 0 0	エンジン連結シャフト	
4 0 2	エンジン側ケーシング	
4 1 0	変速機連結シャフト	
4 1 2	変速機側カムプレート	
4 1 4	変速機側カム溝	
4 1 6	トルク伝達ボール	
4 2 0	変速機側ケーシング	
4 3 0	エンジン側カムプレート	
4 3 2	バネ収容ポケット	
4 3 4	エンジン側カム溝	30
4 4 0	油圧受けプレート	
4 5 0	油圧室	
4 5 2	コイルバネ	
4 5 4	バネ室	
4 7 0	制御弁	
4 7 4	電動ポンプ	
4 8 0	制御装置	
5 0 0	エンジン連結シャフト	
5 0 2	エンジン側ケーシング	
5 1 0	変速機連結シャフト	40
5 2 0	第1カムプレート	
5 3 0	第2カムプレート	
5 4 0	第3カムプレート	
5 5 0	第4カムプレート	
5 2 2 , 5 2 4 , 5 3 6 , 5 3 8 , 5 4 6 , 5 4 8	変速機側カム溝	
5 3 2 , 5 3 4 , 5 4 2 , 5 4 4 , 5 5 2 , 5 5 4	エンジン側カム溝	
5 7 0	変速機側ケーシング	
5 8 0	バネ室	
5 8 2	コイルバネ	
6 0 0 , 6 0 2 , 6 0 4 , 6 0 6 , 6 0 8 , 6 1 0	トルク伝達ボール	50

- 7 0 0 , 7 1 0 , 7 2 0 ガイドプレート
- 7 0 2 , 7 1 2 , 7 2 2 円筒歯車
- 7 0 4 , 7 0 6 ボール用穴
- 7 4 0 , 7 4 2 歯車
- 8 0 0 カムプレート
- 8 0 2 カム溝
- 8 0 4 歯車
- 8 1 0 トルク伝達ローラ
- 8 1 2 円筒歯車
- 8 2 0 カムプレート
- 8 2 2 カム溝
- 8 2 4 歯車
- 8 3 0 トルク伝達ローラ
- 8 3 2 歯車
- 8 4 0 , 8 4 2 ガイド堤
- 8 5 0 トルク伝達ローラ
- 8 5 2 歯車

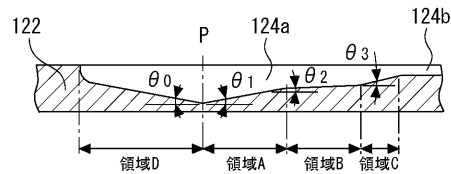
【 図 1 】



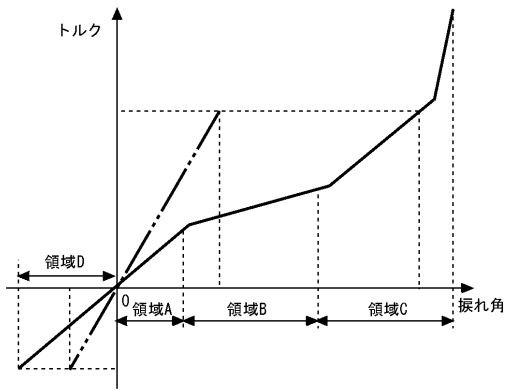
【 図 2 】



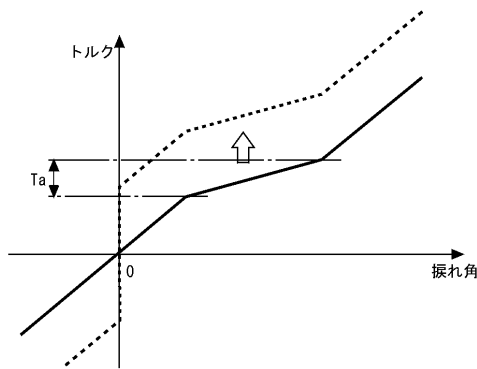
【 図 3 】



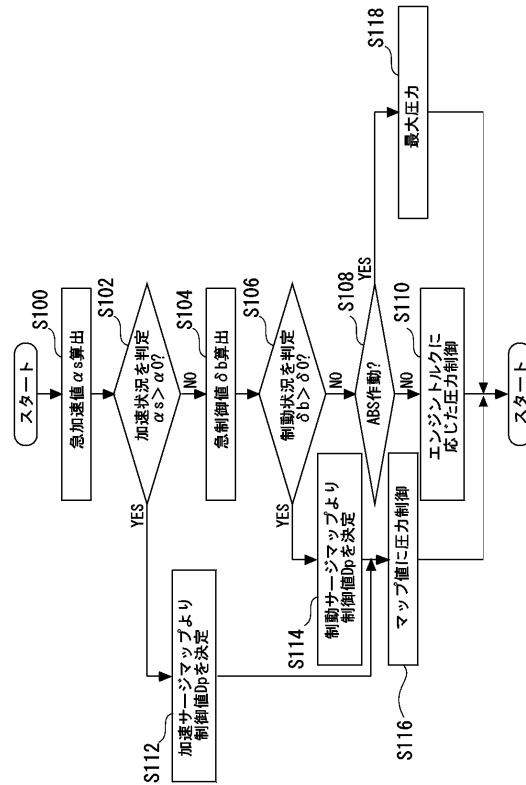
【 図 4 】



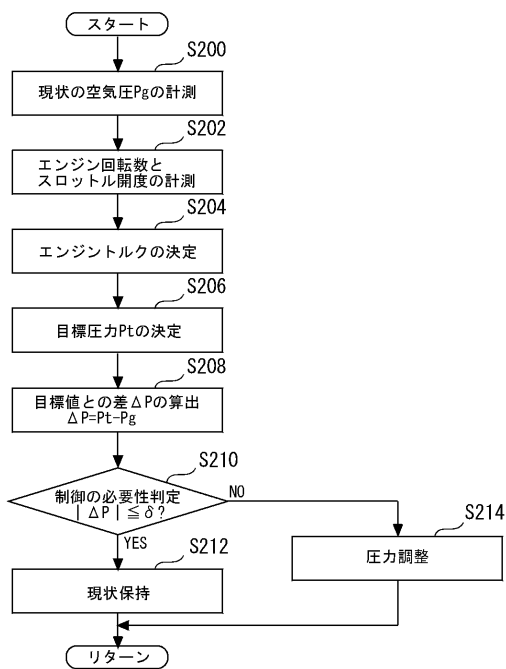
【 図 5 】



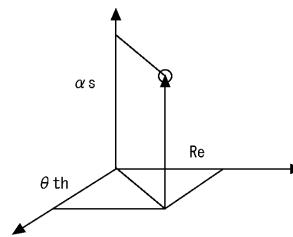
【 図 6 】



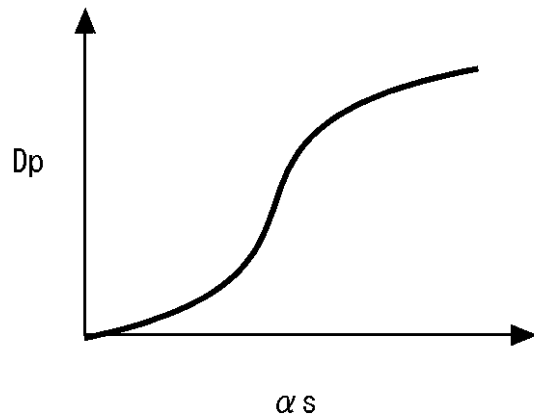
【 図 7 】



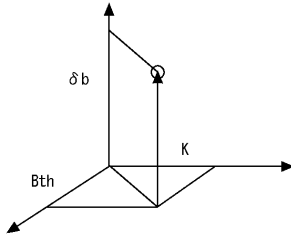
【 図 8 】



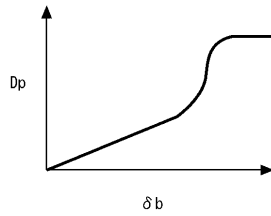
【 図 9 】



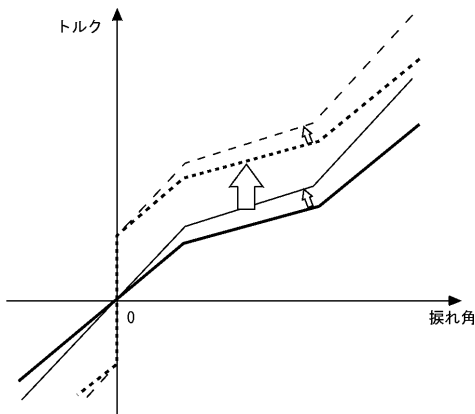
【図10】



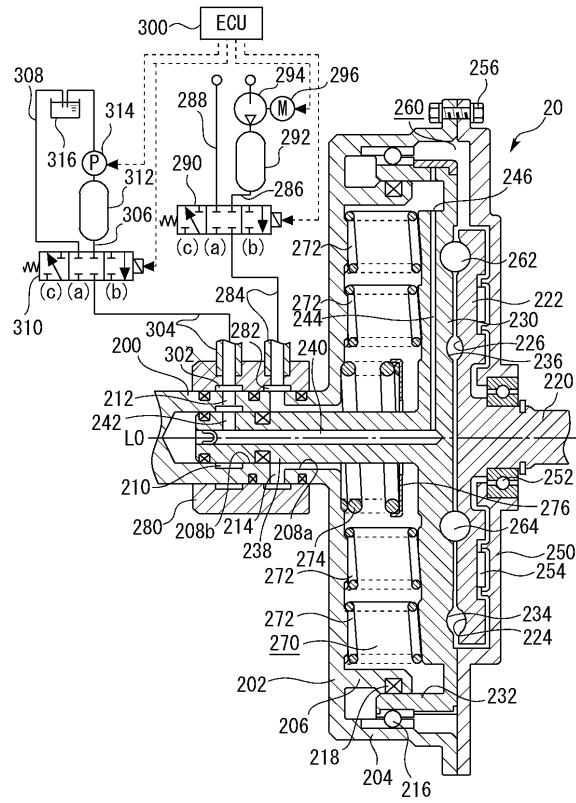
【図11】



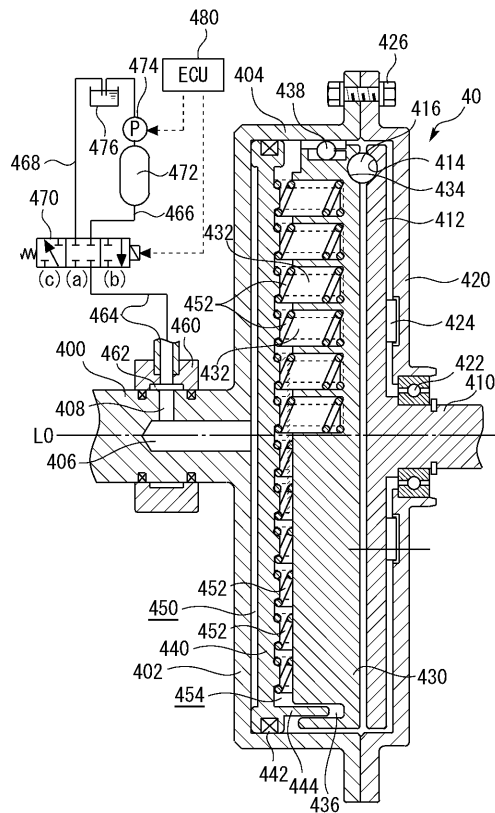
【図13】



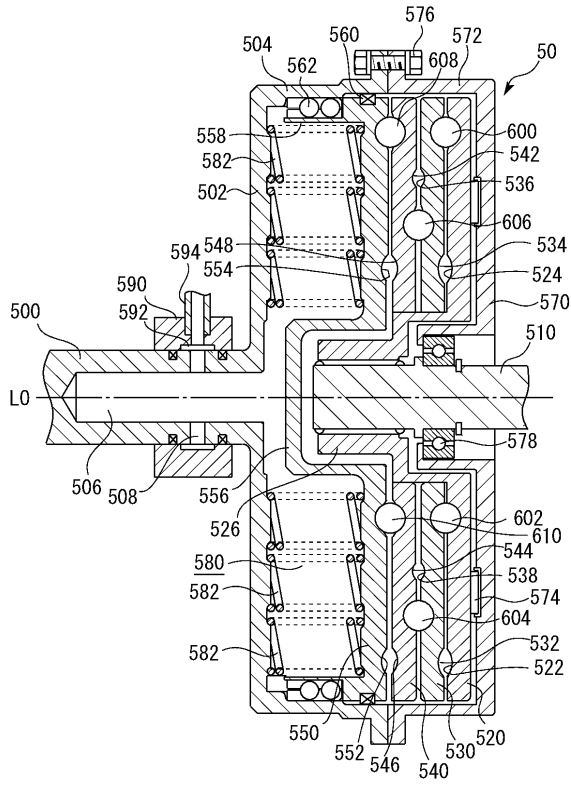
【図12】



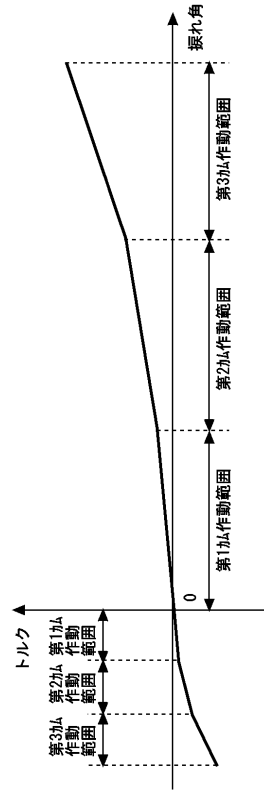
【図14】



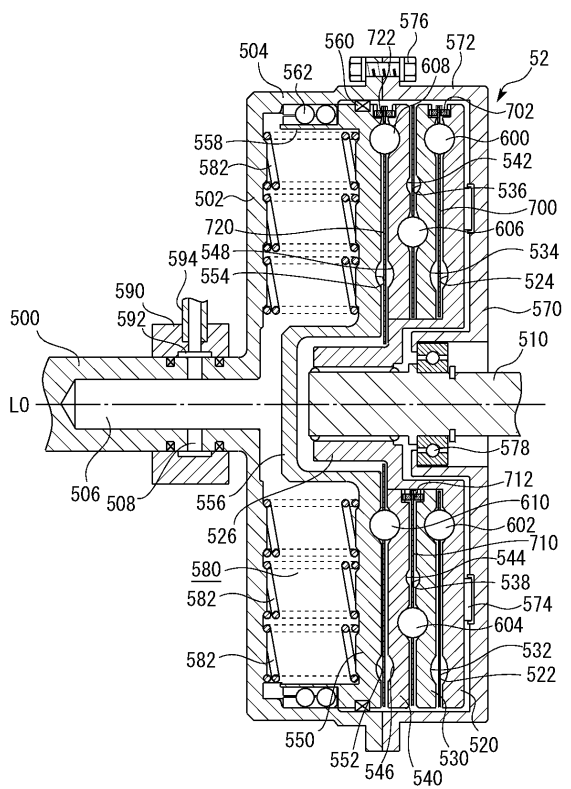
【 図 1 5 】



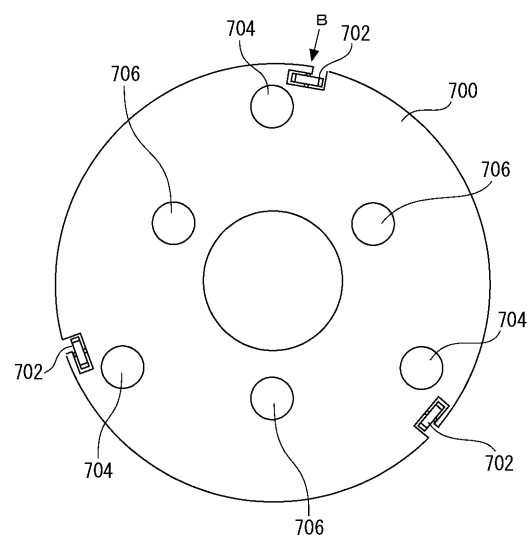
【 図 1 6 】



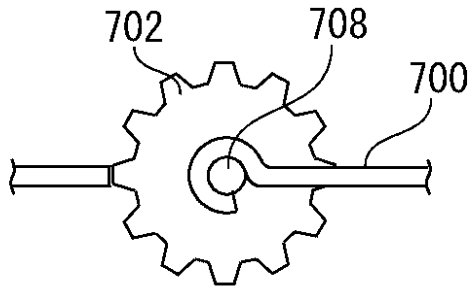
【 図 1 7 】



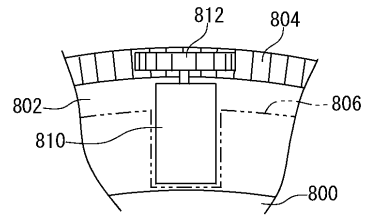
【 図 1 8 】



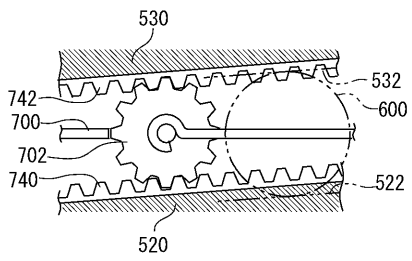
【 図 1 9 】



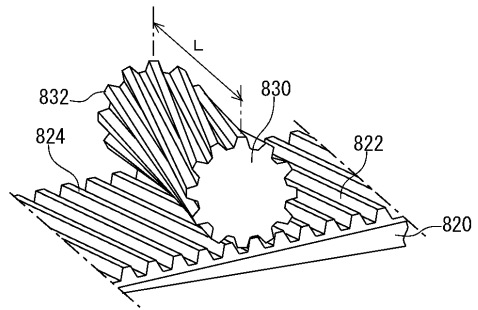
【 図 2 1 】



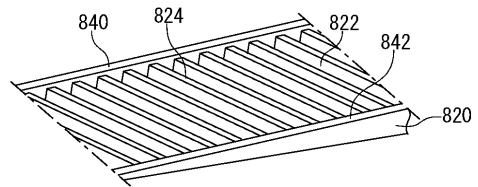
【 図 2 0 】



【 図 2 2 】



【 図 2 3 】



【 図 2 4 】

