

(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2018-123727

(P2018-123727A)

(43) 公開日 平成30年8月9日(2018.8.9)

(51) Int.Cl.

F 0 1 L 1/352 (2006.01)

F 1

F 0 1 L 1/352

テーマコード (参考)

3 G 0 1 8

審査請求 未請求 請求項の数 11 O L (全 28 頁)

(21) 出願番号 特願2017-15285 (P2017-15285)
 (22) 出願日 平成29年1月31日 (2017.1.31)

(71) 出願人 000004260
 株式会社デンソー
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
 (74) 代理人 100106149
 弁理士 矢作 和行
 (74) 代理人 100121991
 弁理士 野々部 泰平
 (74) 代理人 100145595
 弁理士 久保 貴則
 (72) 発明者 岩崎 晃
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
 社デンソー内
 Fターム(参考) 3G018 AB02 BA17 BA29 BA32 CA04
 CA07 CA16 DA20 DA21 DA70
 DA76 DA77 DA82 DA85 DA86
 FA01 FA07 GA32

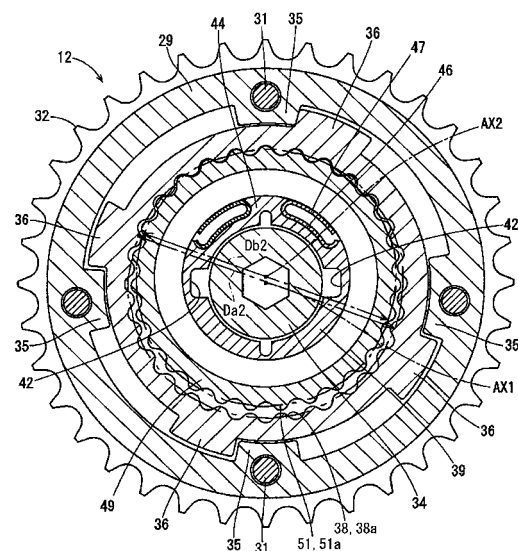
(54) 【発明の名称】 バルブタイミング調整装置

(57) 【要約】

【課題】 打音の発生を抑制できるバルブタイミング調整装置を提供する。

【解決手段】 バルブタイミング調整装置は、回転式アクチュエータ及び位相調整部12を有しており、位相調整部12は減速機構を有している。減速機構は、駆動回転体の駆動側内歯車部と、従動回転体の従動側内歯車部38と、遊星回転体とを有している。遊星回転体は、駆動側内歯車部に噛み合う駆動側外歯車部と、従動側内歯車部に噛み合う従動側外歯車部51とを有している。駆動側外歯車部の線膨張係数は駆動側内歯車部の線膨張係数に比べて大きく、従動側外歯車部51の線膨張係数は従動側内歯車部の線膨張係数38に比べて大きくなっている。また、駆動側外歯車部と従動側外歯車部51とは線膨張係数が同じ値になっており、駆動側内歯車部と従動側内歯車部38とは線膨張係数が同じ値になっている。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関（80）においてクランク軸（90）からの機関トルクの伝達によりカム軸（91）が開閉するバルブ（81）のバルブタイミングを調整するバルブタイミング調整装置（10）であって、

駆動歯車部（37）を有し、前記クランク軸に連動して回転する駆動回転体（25）と

、
従動歯車部（38）を有し、前記カム軸に連動して回転する従動回転体（26）と、

第1遊星歯車部（50）及び第2遊星歯車部（51）を有し、これら第1遊星歯車部及び第2遊星歯車部がそれぞれ前記駆動歯車部及び前記従動歯車部に対し偏心して噛み合いつつ一体に遊星運動することにより、前記駆動回転体及び前記従動回転体の間の相対位相を変化させる遊星回転体（40）と、
を備え、

前記第1遊星歯車部及び前記第2遊星歯車部のうち一方を、径方向外側に向けて外歯（50a, 51a）が延びた外歯車部（50, 51）と称し、前記駆動歯車部及び前記従動歯車部のうち前記外歯車部に噛み合う方を、径方向内側に向けて内歯（37a, 38a）が延びた内歯車部（37, 38）と称した場合に、前記外歯車部の線膨張係数（ $\alpha a 1$, $\alpha a 2$ ）が前記内歯車部の線膨張係数（ $\alpha b 1$, $\alpha b 2$ ）に比べて大きい、バルブタイミング調整装置。

【請求項 2】

前記外歯車部の温度上昇に伴う当該外歯車部のピッチ円直径（ $D a 1$, $D a 2$ ）の増加率は、前記内歯車部の温度上昇に伴う当該内歯車部のピッチ円直径（ $D b 1$, $D b 2$ ）の増加率に比べて大きい、請求項 1 に記載のバルブタイミング調整装置。

【請求項 3】

前記外歯車部の線膨張係数（ $\alpha a 1$, $\alpha a 2$ ）と、所定の基準温度（ $T p$ ）での前記外歯車部のピッチ円直径（ $D a 1 p$, $D a 2 p$ ）との積が、前記内歯車部の線膨張係数（ $\alpha b 1$, $\alpha b 2$ ）と、前記基準温度での前記内歯車部のピッチ円直径（ $D b 1 p$, $D b 2 p$ ）との積に比べて大きい、請求項 1 又は 2 に記載のバルブタイミング調整装置。

【請求項 4】

前記第1遊星歯車部及び前記第2遊星歯車部のうち前記外歯車部だけでなく両方の線膨張係数（ $\alpha a 1$, $\alpha a 2$ ）が、前記駆動歯車部及び前記従動歯車部のうち前記内歯車部だけでなく両方の線膨張係数（ $\alpha b 1$, $\alpha b 2$ ）に比べて大きい、請求項 1～3 のいずれか 1 つに記載のバルブタイミング調整装置。

【請求項 5】

内燃機関においてクランク軸からの機関トルクの伝達によりカム軸（102）が開閉するバルブのバルブタイミングを調整するバルブタイミング調整装置であって、

前記クランク軸に連動して回転する駆動回転体（101）と、

前記カム軸に連動して回転する従動回転体（109）と、

径方向内側に向けて内歯（119a）が延び前記駆動回転体と共に回転する環状部材（119）と、前記環状部材の内周側に設けられて軸心に対して外周面が偏心した偏心回転体（130, 133）と、前記環状部材と前記偏心回転体との間に設けられた複数のローラ（134）と、前記従動回転体と共に回転し前記環状部材と前記偏心回転体との間にて前記ローラを保持する保持器（141）とを有し、前記偏心回転体の回転によって前記環状部材に対して前記保持器が相対回転することにより、前記駆動回転体及び前記従動回転体の間の相対位相を変化させる減速機構（108）と、
を備え、

前記偏心回転体の線膨張係数（ βb ）が前記環状部材の線膨張係数（ βc ）に比べて大きい、バルブタイミング調整装置。

【請求項 6】

前記偏心回転体の温度上昇に伴う当該偏心回転体の外径（ $B b$ ）の増加率は、前記環状

10

20

30

40

50

部材の温度上昇に伴う当該環状部材のピッチ円直径（ B_c ）の増加率に比べて大きい、請求項 5 に記載のバルブタイミング調整装置。

【請求項 7】

前記ローラの直径（ B_a ）の増加率は、前記環状部材のピッチ円直径（ B_c ）と前記偏心回転体の外径（ B_b ）との差異（ ΔB_1 ）の増加率に比べて大きい、請求項 5 又は 6 に記載のバルブタイミング調整装置。

【請求項 8】

前記ローラの線膨張係数（ β_a ）と、所定の基準温度（ T_q ）での前記ローラの外径（ B_{aq} ）との積と、

前記偏心回転体の線膨張係数（ β_b ）と、前記基準温度での前記偏心回転体の外径（ B_{bq} ）との積と和が、

前記環状部材の線膨張係数（ β_c ）と、前記基準温度での前記環状部材のピッチ円直径（ B_{cq} ）との積に比べて大きい、請求項 5～7 のいずれか 1 つに記載のバルブタイミング調整装置。

【請求項 9】

内燃機関においてクランク軸からの機関トルクの伝達によりカム軸（102）が開閉するバルブのバルブタイミングを調整するバルブタイミング調整装置であって、

前記クランク軸に連動して回転する駆動回転体（101）と、

前記カム軸に連動して回転する従動回転体（109）と、

径方向内側に向けて内歯（119a）が延び前記駆動回転体と共に回転する環状部材（119）と、前記環状部材の内周側に設けられて軸心に対して外周面が偏心した偏心回転体（130、133）と、前記環状部材と前記偏心回転体との間に設けられた複数のローラ（134）と、前記従動回転体と共に回転し前記環状部材と前記偏心回転体との間に前記ローラを保持する保持器（141）とを有し、前記偏心回転体の回転によって前記環状部材に対して前記保持器が相対回転することにより、前記駆動回転体及び前記従動回転体の間の相対位相を変化させる減速機構（108）と、を備え、

前記保持器は、当該保持器の径方向において所定間隔で並ぶローラ保持部（141a）を有しており、

前記ローラは、隣り合う前記ローラ保持部の間に配置されることで、前記保持器により保持されており、

前記ローラの線膨張係数（ β_a ）が前記保持器の線膨張係数（ β_d ）に比べて大きい、バルブタイミング調整装置。

【請求項 10】

前記ローラの温度上昇に伴う当該ローラの外径（ B_a ）の増加率は、前記保持器の温度上昇に伴う隣り合う前記ローラ保持部の離間距離（ L_1 ）の増加率に比べて大きい、請求項 9 に記載のバルブタイミング調整装置。

【請求項 11】

前記ローラの前記線膨張係数（ β_a ）と、所定の基準温度（ T_q ）での前記ローラの外径（ B_{aq} ）との積が、前記保持器の線膨張係数（ β_b ）と、隣り合う前記ローラ保持部の離間距離（ L_{1q} ）との積に比べて大きい、請求項 9 又は 10 に記載のバルブタイミング調整装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この明細書による開示は、バルブタイミング調整装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、内燃機関のクランク軸と連動して回転する駆動回転体と、カム軸と連動して回転する従動回転体と、駆動回転体と従動回転体との間に設けられる減速機構と、を備えたバ

10

20

30

40

50

ルブタイミング調整装置が知られている。このバルブタイミング調整装置においては、駆動回転体に対して従動回転体を相対回転させることによって、カム軸が開閉駆動するバルブのバルブタイミングが調整される。このようなバルブタイミング調整装置としては、複数のローラを保持する保持器を含んで減速機構が構成された装置と、遊星歯車部を有する遊星回転体を含んで減速機構が構成された装置とがある。例えば、特許文献１には、保持器を含んで減速機構が構成されたバルブタイミング調整装置が開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００３】

【特許文献１】特許第５５３８０５３号公報

10

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００４】

しかしながら、バルブタイミング調整装置が作動している最中においては、減速機構が駆動回転体側の部材や従動回転体側の部材に衝突することや、減速機構が有する部材同士が衝突することにより、打音が発生することが懸念される。そこで、減速機構が有する多数の部材の寸法を１つ１つ微調整することで打音を低減することが考えられるが、これでは、バルブタイミング調整装置を製造する際の作業負担が大きくなってしまう。また、打音を低減するための専用部品を減速機構に新設したり追加したりすることも考えられるが、この方法では、バルブタイミング調整装置の部品点数が増加するため、バルブタイミング調整装置が大型化することが懸念される。

20

【０００５】

本開示は、上記問題を鑑みてなされたもので、その目的は、打音の発生を抑制できるバルブタイミング調整装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【０００６】

上記目的を達成するため、開示された第１の態様は、

内燃機関（８０）においてクランク軸（９０）からの機関トルクの伝達によりカム軸（９１）が開閉するバルブ（８１）のバルブタイミングを調整するバルブタイミング調整装置（１０）であって、

30

駆動歯車部（３７）を有し、クランク軸に連動して回転する駆動回転体（２５）と、

従動歯車部（３８）を有し、カム軸に連動して回転する従動回転体（２６）と、

第１遊星歯車部（５０）及び第２遊星歯車部（５１）を有し、これら第１遊星歯車部及び第２遊星歯車部がそれぞれ駆動歯車部及び従動歯車部に対し偏心して噛み合いつつ一体に遊星運動することにより、駆動回転体及び従動回転体の間の相対位相を変化させる遊星回転体（４０）と、

を備え、

第１遊星歯車部及び第２遊星歯車部のうち一方を、径方向外側に向けて外歯（５０ａ，５１ａ）が延びた外歯車部（５０，５１）と称し、駆動歯車部及び従動歯車部のうち外歯車部に噛み合う方を、径方向内側に向けて内歯（３７ａ，３８ａ）が延びた内歯車部（３７，３８）と称した場合に、外歯車部の線膨張係数（ $\alpha a 1$ ， $\alpha a 2$ ）が内歯車部の線膨張係数（ $\alpha b 1$ ， $\alpha b 2$ ）に比べて大きい、バルブタイミング調整装置である。

40

【０００７】

第１の態様によれば、外歯車部の線膨張係数が内歯車部の線膨張係数に比べて大きい。このため、内燃機関の始動時などバルブタイミング調整装置の温度が比較的低い場合に比べて、内燃機関が継続して運転状態にある時などバルブタイミング調整装置の温度が上昇した場合の方が、外歯車部と内歯車部とが相対的に移動可能な距離が小さくなる。ここで、バルブタイミング調整装置の温度が比較的低い場合に、潤滑油の粘度が大きいことで外歯車部と内歯車部との相対的な回転が規制されるということが生じないように、外歯車部と内歯車部とが相対的に移動可能な距離はある程度大きいことが好ましい。ところが、温

50

度の上昇に伴って潤滑油の粘度が小さくなった状態で、外歯車部と内歯車部とが相対的に移動可能な距離が大きいままだと、外歯車部と内歯車部とが衝突する際の勢いが大きくなりやすく、その衝突に伴う打音が大きくなることが懸念される。

【0008】

これに対して、上述したように、バルブタイミング調整装置の温度上昇に伴って外歯車部と内歯車部とが相対的に移動可能な距離が小さくなるため、これら外歯車部と内歯車部とが衝突する際の勢いが大きくなりにくく、衝突に伴う打音が大きくなりにくい。この場合、例えば打音を低減するための専用部品を外歯車部や内歯車部等に新設したり追加したりする必要がないため、バルブタイミング調整装置の大型化を回避しつつ、外歯車部と内歯車部との衝突に伴う打音を抑制することができる。

10

【0009】

第2の態様は、

内燃機関においてクランク軸からの機関トルクの伝達によりカム軸（102）が開閉するバルブのバルブタイミングを調整するバルブタイミング調整装置であって、

クランク軸に連動して回転する駆動回転体（101）と、

カム軸に連動して回転する従動回転体（109）と、

径方向内側に向けて内歯（119a）が延び駆動回転体と共に回転する環状部材（119）と、環状部材の内周側に設けられて軸心に対して外周面が偏心した偏心回転体（130, 133）と、環状部材と偏心回転体との間に設けられた複数のローラ（134）と、従動回転体と共に回転し環状部材と偏心回転体との間にローラを保持する保持器（141）とを有し、偏心回転体の回転によって環状部材に対して保持器が相対回転することにより、駆動回転体及び従動回転体の間の相対位相を変化させる減速機構（108）と、を備え、

20

偏心回転体の線膨張係数（ βb ）が環状部材の線膨張係数（ βc ）に比べて大きい、バルブタイミング調整装置である。

【0010】

第2の態様によれば、偏心回転体の線膨張係数が環状部材の線膨張係数に比べて大きい。このため、バルブタイミング調整装置の温度上昇に伴って、偏心回転体及び環状部材がローラに対して相対的に移動可能な距離が小さくなる。ここで、バルブタイミング調整装置の温度が比較的低い場合に、潤滑油の粘度が大きいことでローラを介した偏心回転体と環状部材との相対的な回転が規制されるということが生じないように、偏心回転体及び環状部材がローラに対して相対的に移動可能な距離はある程度大きいことが好ましい。ところが、温度上昇に伴って潤滑油の粘度が小さくなった状態で、偏心回転体及び環状部材がローラに対して相対的に移動可能な距離が大きいままだと、偏心回転体や環状部材がローラに衝突する際の勢いが大きくなりやすく、それら衝突に伴う打音が大きくなることが懸念される。

30

【0011】

上述したように、バルブタイミング調整装置の温度上昇に伴って偏心回転体及び環状部材がローラに対して相対的に移動可能な距離が小さくなるため、これら偏心回転体や環状部材がローラに衝突する際の勢いが大きくなりにくく、衝突に伴う打音が大きくなりにくい。この場合、例えば全てのローラのそれぞれについて打音を低減するために外径寸法を微調整するなどの作業を行う必要がないため、バルブタイミング調整装置を製造する際の作業負担を低減しつつ、偏心回転体や環状部材とローラとの衝突に伴う打音を抑制することができる。

40

【0012】

第3の態様は、

内燃機関においてクランク軸からの機関トルクの伝達によりカム軸（102）が開閉するバルブのバルブタイミングを調整するバルブタイミング調整装置であって、

クランク軸に連動して回転する駆動回転体（101）と、

カム軸に連動して回転する従動回転体（109）と、

50

径方向内側に向けて内歯（１１９ａ）が延び駆動回転体と共に回転する環状部材（１１９）と、環状部材の内周側に設けられて軸心に対して外周面が偏心した偏心回転体（１３０，１３３）と、環状部材と偏心回転体との間に設けられた複数のローラ（１３４）と、従動回転体と共に回転し環状部材と偏心回転体との間にローラを保持する保持器（１４１）とを有し、偏心回転体の回転によって環状部材に対して保持器が相対回転することにより、駆動回転体及び従動回転体の間の相対位相を変化させる減速機構（１０８）と、を備え、

保持器は、当該保持器の径方向において所定間隔で並ぶローラ保持部（１４１ａ）を有しており、

ローラは、隣り合うローラ保持部の間に配置されることで、保持器により保持されており、

ローラの線膨張係数（ βa ）が保持器の線膨張係数（ βd ）に比べて大きい、バルブタイミング調整装置である。

【００１３】

第３の態様によれば、ローラの線膨張係数が保持器の線膨張係数に比べて大きい。このため、バルブタイミング調整装置の温度上昇に伴って、ローラの並び方向において、ローラとローラ保持部とが相対的に移動可能な距離が小さくなる。ここで、バルブタイミング調整装置の温度が比較的低い場合に、潤滑油の粘度が大きいことでローラとローラ保持部との相対的な変位やローラの回転が規制されるということが生じないように、ローラとローラ保持部とが相対的に移動可能な距離はある程度大きいことが好ましい。ところが、温度の上昇に伴って潤滑油の粘度が小さくなった状態で、ローラとローラ保持部とが相対的に移動可能な距離が大きいままだと、ローラとローラ保持部とが衝突する際の勢いが大きくなりやすく、その衝突に伴う打音が大きくなることが懸念される。

【００１４】

これに対して、上述したように、バルブタイミング調整装置の温度上昇に伴ってローラとローラ保持部とが相対的に移動可能な距離が小さくなるため、これらローラとローラ保持部とが衝突際の勢いが大きくなりやすく、衝突に伴う打音が大きくなりやすい。この場合、上記第２の態様と同様に、例えば全てのローラのそれぞれについて打音を低減するために外径寸法を微調整するなどの作業を行う必要がない。このため、バルブタイミング調整装置を製造する際の作業負担を低減しつつ、ローラとローラ保持部との衝突に伴う打音を抑制することができる。

【００１５】

なお、特許請求の範囲およびこの項に記載した括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示すものにすぎず、発明の技術的範囲を限定するものではない。

【図面の簡単な説明】

【００１６】

【図１】第１実施形態におけるバルブタイミング調整装置を示す断面図。

【図２】図１のII-II線断面図であって、位相調整部をチェーンカバー側から見た図。

【図３】図１のIII-III線断面図。

【図４】図１のIV-IV線断面図。

【図５】図１のV-V線断面図。

【図６】従動側の外径差について説明するための図。

【図７】ピッチ円外径及びピッチ円内径の増加率について説明するための図。

【図８】内歯車分と外歯車部との外径差の変化態様について説明するための図。

【図９】温度が上昇する前の想定距離について説明するための図。

【図１０】温度が上昇した後の想定距離について説明するための図。

【図１１】第２実施形態におけるバルブタイミング調整装置を示す断面図。

【図１２】図１１のXII-XII線断面図。

【図１３】図１１のXIII-XIII線断面図。

10

20

30

40

50

【図 1 4】カバー部材と第 1 オイルシールとの分解斜視図である。

【図 1 5】図 1 1 のXV-XV線断面図。

【図 1 6】環状部材、第 1 ボールベアリング、ローラ、保持器の各寸法について説明するための図。

【図 1 7】環状部材、第 1 ボールベアリング、保持器の各寸法の増加率について説明するための図。

【図 1 8】環状部材と第 1 ボールベアリングとの径差の変化態様について説明するための図。

【図 1 9】保持器の隣り合う突起部及びローラの各寸法について説明するための図。

【図 2 0】保持器の隣り合う突起部及びローラの各寸法の増加率について説明するための図。

10

【図 2 1】隣り合う突起部の保持距離とローラの直径との差異である寸法差の変化態様について説明するための図。

【図 2 2】温度が上昇する前について、環状部材、第 1 ボールベアリング、ローラ、保持器の位置関係を説明するための図。

【図 2 3】温度が上昇した後について、環状部材、第 1 ボールベアリング、ローラ、保持器の位置関係を説明するための図。

【発明を実施するための形態】

【0017】

以下、本開示の複数の実施形態を図面に基づいて説明する。尚、各実施形態において対応する構成要素には同一の符号を付すことにより、重複する説明を省略する場合がある。各実施形態において構成の一部分のみを説明している場合、当該構成の他の部分については、先行して説明した他の実施例の構成を適用することができる。また、各実施形態の説明において明示している構成の組み合わせばかりではなく、特に組み合わせに支障が生じなければ、明示していなくても複数の実施形態の構成同士を部分的に組み合わせることができる。そして、複数の実施形態及び変形例に記述された構成同士の明示されていない組み合わせも、以下の説明によって開示されているものとする。

20

【0018】

(第 1 実施形態)

図 1 に示すバルブタイミング調整装置 10 は、車両の内燃機関 80 のクランク軸 90 に対するカム軸 91 の回転位相を変化させることによって、カム軸 91 が開閉駆動する吸気弁 81 又は排気弁 82 のうち吸気弁 81 のバルブタイミングを調整するものである。バルブタイミング調整装置 10 は、クランク軸 90 からカム軸 91 に動力を伝達する経路に設けられている。この場合、クランク軸 90 が駆動軸に相当し、カム軸 91 が従動軸に相当し、吸気弁 81 がバルブに当する。

30

【0019】

バルブタイミング調整装置 10 の構成について図 1 ～図 5 を参照して説明する。バルブタイミング調整装置 10 は、回転式アクチュエータ 11 および位相調整部 12 を備えている。

【0020】

40

図 1 に示すように、回転式アクチュエータ 11 は、例えばブラシレスモータ等の電動モータであり、カム軸 91 の軸方向の延長上に設けられている。回転式アクチュエータ 11 は、内燃機関 80 のチェーンカバー 92 に固定されるケーシング 20 と、ケーシング 20 内に設けられている図示しないステータおよびロータと、当該ロータに接続され、ケーシング 20 により正逆回転自在に支持されている回転軸 21 と、を有している。チェーンカバー 92 はカバー部材に相当する。ケーシング 20 は、チェーンカバー 92 の外側に設けられる露出部 22 と、チェーンカバー 92 の通孔 93 に挿入される挿入部 23 と、を有している。回転軸 21 は、挿入部 23 からカム軸 91 側に向かって突き出すよう設けられている。

【0021】

50

回転式アクチュエータ 11 はさらに、例えばケーシング 20 内に設けられる図示しない通電制御部を有している。露出部 22 は、通電制御部を外部の電子制御ユニットと電気接続するためのコネクタ 24 を有している。通電制御部は、駆動ドライバおよびその制御用マイクロコンピュータ等から構成されており、ステータへの通電を制御することにより回転軸 21 を回転駆動する。

【0022】

図 1～図 5 に示すように、位相調整部 12 は、駆動回転体 25 と、従動回転体 26 と、減速機構 27 とを備えている。

【0023】

駆動回転体 25 は、カム軸 91 の回転軸心 AX1 上に設けられた有底筒状の第 1 ハウジング 28 と第 2 ハウジング 29 とシグナルプレート 30 とを、ボルト 31 で締結してなる。第 1 ハウジング 28 は、外壁に一体に形成されたスプロケット 32 を有している。第 1 ハウジング 28 は、スプロケット 32 とクランク軸 90 のスプロケット 94 とに環状のタイミングチェーン 95 が掛け渡されることによって、クランク軸 90 と接続されている。この接続により、クランク軸 90 の機関トルクがタイミングチェーン 95 を通じてスプロケット 32 に伝達されるとき、駆動回転体 25 がクランク軸 90 と連動して回転する。なお、駆動回転体 25 の回転方向は、図 2～図 4 の時計方向に設定されている。

【0024】

シグナルプレート 30 は、図示しないカム角センサにカム軸 91 の回転角度を検知させるための円盤状の部材である。図 2 に示すように位相調整部 12 をチェーンカバー 92 側から見たとき、シグナルプレート 30 は第 2 ハウジング 29 の全体を覆っている。

【0025】

図 1、図 5 に示すように、従動回転体 26 は、有底筒状に形成されており、駆動回転体 25 に対して相対回転可能なよう第 1 ハウジング 28 の周壁部の内側に嵌合している。従動回転体 26 の底壁部は、センターボルト 34 を使用した螺子留めによりカム軸 91 の端部に直接固定されている。この固定により、従動回転体 26 はカム軸 91 と連動して回転する。なお、従動回転体 26 の回転方向は、駆動回転体 25 と同じ図 5 の時計方向に設定されている。

【0026】

図 1、図 4 に示すように、駆動回転体 25 および従動回転体 26 には、それぞれ駆動側ストッパ部 35 および従動側ストッパ部 36 が設けられている。駆動側ストッパ部 35 は、第 1 ハウジング 28 の周壁部の四箇所から径方向内側に突出している。従動側ストッパ部 36 は、従動回転体 26 の周壁部の四箇所から径方向外側に突出している。

【0027】

図 4 に示すように特定の従動側ストッパ部 36 が遅角方向の駆動側ストッパ部 35 に当接する場合、駆動回転体 25 に対する従動回転体 26 の遅角方向への相対回転が止められ、駆動回転体 25 と従動回転体 26 との間の位相が遅角側の最端位相に規制される。以下、駆動回転体と従動回転体との間の位相を「回転体間位相」と記載する。本実施形態では、遅角側の最端位相は、内燃機関 80 の始動を許容するための初期位相に設定されている。一方、特定の従動側ストッパ部 36 が進角方向の駆動側ストッパ部 35 に当接するときには、駆動回転体 25 に対する従動回転体 26 の進角方向への相対回転が止められて、回転体間位相が進角側の最端位相に規制される。

【0028】

図 1～図 4 に示すように、減速機構 27 は、駆動側内歯車部 37 と、従動側内歯車部 38 と、入力回転体 39 と、遊星回転体 40 とを備えた遊星歯車機構である。

【0029】

駆動側内歯車部 37 は、第 2 ハウジング 29 の周壁部の内壁に一体に設けられている。駆動側内歯車部 37 の軸心は回転軸心 AX1 と一致する。駆動側内歯車部 37 は、径方向内側に向けて延びた複数の内歯 37a を有している。ボルト 31 は、駆動側内歯車部 37 の歯先部と同じ周方向位置に設けられている。本実施形態では、ボルト 31 は、周方向に

において不等間隔に４本設けられている。

【００３０】

従動側内歯車部３８は、従動回転体２６の周壁部の内壁に一体に設けられている。従動側内歯車部３８の軸心は回転軸心ＡＸ１と一致する。従動側内歯車部３８は、径方向内側に向けて延びた複数の内歯３８ａを有しており、従動側内歯車部３８の径は駆動側内歯車部３７の径よりも小さく設定され、また従動側内歯車部３８の歯数は駆動側内歯車部３７の歯数よりも少なく設定されている。この場合、駆動側内歯車部３７のピッチ円直径であるピッチ円内径Ｄｂ１は、従動側内歯車部３８のピッチ円直径であるピッチ円内径Ｄｂ２より大きくなっている。

【００３１】

なお、駆動側内歯車部３７が駆動歯車部に相当し、従動側内歯車部３８が従動歯車部に相当する。また、駆動側内歯車部３７及び従動側内歯車部３８のうち一方が内歯車部に相当する。

【００３２】

入力回転体３９は、全体として筒状であり、ベアリング４１を介して第２ハウジング２９により回転軸心ＡＸ１まわりに回転可能に支持されている。ベアリング４１は、第２ハウジング２９の底壁部に設けられている。入力回転体３９の内壁には、軸方向へ延び且つ径方向内側に向かって開口する一対の嵌合溝４２が形成されている。嵌合溝４２は、入力回転体３９の一端面から他端面まで延びている。入力回転体３９は、嵌合溝４２に回転軸２１の継手部４３が嵌合することによって、当該回転軸２１と連結されている。この連結により入力回転体３９は、回転軸２１と共に回転駆動可能となっている。

【００３３】

入力回転体３９はさらに、回転軸心ＡＸ１に対して偏心する偏心部４４を有している。偏心部４４には、径方向外側に向かって開口する凹部４６が当該偏心部４４の偏心側に偏って一対設けられている。それら凹部４６内には、復原力を発生する弾性部材４７が収容されている。本実施形態では、弾性部材４７は、概ねＵ字状の断面を有する金属製の板ばねである。

【００３４】

遊星回転体４０は、遊星ベアリング４８および遊星歯車４９を組み合わせてなる。遊星ベアリング４８の内輪は、入力回転体３９の偏心部４４の外側に所定のクリアランスをあけて配置されている。遊星ベアリング４８は、偏心部４４により各弾性部材４７を介して内側から支持された状態下、各弾性部材４７から受ける復原力を遊星歯車４９へ伝達するようになっている。

【００３５】

遊星歯車４９は、段付円筒状に形成され、遊星ベアリング４８を介して偏心部４４により偏心軸心ＡＸ２まわりに回転可能に支持されている。遊星歯車４９の大径部は、駆動側内歯車部３７と噛み合う駆動側外歯車部５０である。遊星歯車４９の小径部は、従動側内歯車部３８と噛み合う従動側外歯車部５１である。駆動側外歯車部５０及び従動側外歯車部５１は、径方向外側に向けて延びた複数の外歯５０ａ、５１ａをそれぞれ有している。駆動側外歯車部５０および従動側外歯車部５１の歯数はそれぞれ、駆動側内歯車部３７および従動側内歯車部３８の歯数よりも同数ずつ少なく設定されている。この場合、駆動側外歯車部５０のピッチ円直径であるピッチ円外径Ｄａ１は、従動側内歯車部３７のピッチ円直径であるピッチ円外形Ｄａ２より大きくなっている。

【００３６】

遊星歯車４９は、入力回転体３９が回転軸心ＡＸ１まわりに回転すると、偏心軸心ＡＸ２まわりに自転しつつ回転軸心ＡＸ１まわりに公転する遊星運動を行う。このときの遊星歯車４９の自転速度は、入力回転体３９の回転速度に対して減速される。従動側内歯車部３８および従動側外歯車部５１は、遊星歯車４９の自転を従動回転体２６に伝達する伝達手段に相当する。

【００３７】

10

20

30

40

50

なお、遊星歯車 49 が遊星回転体に相当し、駆動側外歯車部 50 が第 1 遊星歯車部に相当し、従動側外歯車部 51 が第 2 遊星歯車部に相当する。また、駆動側外歯車部 50 及び従動側外歯車部 51 のうち一方が外歯車部に相当する。

【0038】

ここまで説明した構成の位相調整部 12 は、駆動回転体 25 に対する回転式アクチュエータ 11 の相対回転を減速して、駆動回転体 25 に対する従動回転体 26 の相対回転に変換することにより、それら回転体 25、26 間の位相である回転体間位相を調整する。具体的には、回転軸 21 が駆動回転体 25 と同速回転することで、入力回転体 39 が駆動回転体 25 に対して相対回転しないときには、遊星歯車 49 が遊星運動することなく回転体 25、26 と連れ回りする。したがって、回転体間位相が保持されることになる。

10

【0039】

また、回転軸 21 が駆動回転体 25 に対して低速回転又は逆回転することで、入力回転体 39 が駆動回転体 25 に対して遅角方向に相対回転するときには、遊星歯車 49 が遊星運動して従動回転体 26 が駆動回転体 25 に対して遅角方向に相対回転する。したがって、回転体間位相が遅角することになる。

【0040】

また、回転軸 21 が駆動回転体 25 に対して高速回転することで、入力回転体 39 が駆動回転体 25 に対して進角方向に相対回転するときには、遊星歯車 49 が遊星運動して従動回転体 26 が駆動回転体 25 に対する進角方向に相対回転する。したがって、回転体間位相が進角することになる。

20

【0041】

駆動側外歯車部 50 のピッチ円外径 D_{a1} は、駆動側内歯車部 37 のピッチ円内径 D_{b1} に比べて小さく、従動側外歯車部 51 のピッチ円外径 D_{a2} は、従動側内歯車部 38 のピッチ円内径 D_{b2} に比べて大きくなっている。駆動側については、ピッチ円外径 D_{a1} とピッチ円内径 D_{b1} との差異が外径差 $\Delta D1$ であり、従動側については、図 6 に示すように、ピッチ円内径 D_{a2} とピッチ円外径 D_{b2} との差異が外径差 $\Delta D2$ である。

【0042】

バルブタイミング調整装置 10 においては、各部品が熱膨張することが考えられる。例えば、歯車部 37、38、50、51 が熱膨張した場合には、外径差 $\Delta D1$ 、 $\Delta D2$ が変化すると考えられる。本実施形態では、歯車部 37、38、50、51 の温度上昇に伴って外径差 $\Delta D1$ 、 $\Delta D2$ が小さくなるように、これら歯車部 37、38、50、51 の線膨張係数 α_{b1} 、 α_{b2} 、 α_{a1} 、 α_{a2} が設定されている。

30

【0043】

駆動側については、ピッチ円外径 D_{a1} の増加率がピッチ円内径 D_{b1} の増加率に比べて大きくなるように、駆動側外歯車部 50 の線膨張係数 α_{a1} が駆動側内歯車部 37 の線膨張係数 α_{b1} より大きくなっている。この場合、温度上昇に伴って外径差 $\Delta D1$ が小さくなる。従動側については、ピッチ円内径 D_{a2} の増加率がピッチ円外径 D_{b2} の増加率に比べて大きくなるように、従動側外歯車部 51 の線膨張係数 α_{a2} が従動側内歯車部 38 の線膨張係数 α_{b2} より大きくなっている。これにより、温度上昇に伴って外径差 $\Delta D2$ が小さくなる。

40

【0044】

本実施形態では、駆動側外歯車部 50 の線膨張係数 α_{a1} と従動側外歯車部 51 の線膨張係数 α_{a2} とが同じ値になっている。これら駆動側外歯車部 50 及び従動側外歯車部 51 は、例えば S45C といった同じ鋼材により形成されている。また、駆動側内歯車部 37 の線膨張係数 α_{b1} と従動側内歯車部 38 の線膨張係数 α_{b2} とが同じ値になっている。これら駆動側内歯車部 37 及び従動側内歯車部 38 は、例えば SUS440C といった同じ鋼材により形成されている。また、本実施形態では、歯車部 37、38、50、51 の加熱及び冷却が同じように進むとして、これら歯車部 37、38、50、51 の各温度が同じになっているとしている。

【0045】

50

ピッチ円外径 $D a 1$, $D a 2$ の増加率がピッチ円内径 $D b 1$, $D b 2$ の増加率に比べて大きい場合、バルブタイミング調整装置 10 での温度が過剰に上昇すると、ピッチ円外径 $D a 1$, $D a 2$ がピッチ円内径 $D b 1$, $D b 2$ より大きくなることが懸念される。そこで、本実施形態では、内燃機関 80 の運転中においては、遊星歯車 49 の遊星運動が熱膨張によって阻害されないように、線膨張係数 $\alpha b 1$, $\alpha b 2$, $\alpha a 1$, $\alpha a 2$ が設定されている。

【0046】

例えば、従動側の熱膨張について説明する。図 7 に示すように、従動側外歯車部 51 のピッチ円外径 $D a 2$ の増加率が、従動側内歯車部 38 のピッチ円内径 $D b 2$ の増加率に比べて大きいことに起因して、温度 $T x 1$ にてピッチ円外径 $D a 2$ がピッチ円内径 $D b 2$ に追いつくことがある。換言すれば、図 8 に示すように、従動側外歯車部 51 及び従動側内歯車部 38 の温度上昇に伴って外径差 $\Delta D 2$ が減少していき、この外径差 $\Delta D 2$ が上記温度 $T x 2$ にてゼロになることがある。

【0047】

ここで、ピッチ円外径 $D a 2$ がピッチ円内径 $D b 2$ まで大きくならなくても、外径差 $\Delta D 2$ が所定値より小さくなると、従動側外歯車部 51 が従動側内歯車部 38 に噛み合っていない領域において外歯 51 a と内歯 38 a とが意図せずに接触することが想定される。本実施形態では、図 7、図 8 に示すように、外歯 51 a が内歯 38 a に意図せずに接触しない範囲で外径差 $\Delta D 2$ の極力小さい値を限界径差 $\Delta D y 2$ と称し、外径差 $\Delta D 2$ が限界径差 $\Delta D y 2$ まで小さくなる温度を限界温度 $T y$ と称する。バルブタイミング調整装置 10 においては、内燃機関 80 の通常の運転において歯車部 37 , 38 , 50 , 51 が到達し得る温度（例えば 130°C ）よりも限界温度 $T y$ が高い温度になるように、歯車部 37 , 38 , 50 , 51 の鋼材や材料が選択されている。

【0048】

従動側と同様に駆動側についても、駆動側外歯車部 50 及び駆動側内歯車部 37 の温度上昇に伴って外径差 $\Delta D 1$ が減少していく。ただし、図 8 に示すように、駆動側の外径差 $\Delta D 1$ は、上記温度 $T x 1$ よりも高い温度 $T x 2$ にてゼロになる。駆動側について、限界温度 $T y$ での外径差 $\Delta D 1$ を限界径差 $\Delta D y 1$ と称すると、従動側の限界径差 $\Delta D y 2$ が駆動側の限界径差 $\Delta D y 1$ より小さくなっている。このため、もし歯車部 37 , 38 , 50 , 51 が限界温度 $T y$ に到達すると、従動側外歯車部 51 と従動側内歯車部 38 との衝突の方が、駆動側外歯車部 50 と駆動側内歯車部 37 との衝突に比べて発生しやすい。このように、従動側の方が衝突の発生しやすい関係に設定しておく、外歯車部 50 , 51 と内歯車部 37 , 38 との衝突に伴う打音を抑制するためには、駆動側及び従動側のうち従動側について歯車部 51 , 38 の熱膨張を管理すれば済むことになる。このため、バルブタイミング調整装置 10 の設計負担を低減することができる。

【0049】

本実施形態では、図 7 に示すように、限界温度 $T y$ よりも低い温度を基準温度 $T p$ とし、この基準温度 $T p$ について、従動側外歯車部 51 のピッチ円外径 $D a 2$ を基準径 $D a 2 p$ とし、従動側内歯車部 38 のピッチ円内径 $D b 2$ を基準径 $D b 2 p$ としている。この場合、従属側について、従動側外歯車部 51 の線膨張係数 $\alpha a 2$ と、従動側内歯車部 38 の線膨張係数 $\alpha b 2$ とを用いると、

$$D a 2 p \times \alpha a 2 > D b 2 p \times \alpha b 2 \cdots (1)$$

という関係が成り立つ。すなわち、基準径 $D a 2 p$ と線膨張係数 $\alpha a 2$ との積が、基準径 $D b 2 p$ と線膨張係数 $\alpha b 2$ との積に比べて大きい、という関係になっている。

【0050】

従属側と同様に、駆動側についても、基準温度 $T p$ について、駆動側外歯車部 50 のピッチ円外径 $D a 1$ を基準径 $D a 1 p$ とし、駆動側内歯車部 37 のピッチ円内径 $D b 1$ を基準径 $D b 1 p$ としている。この場合、駆動側外歯車部 50 の線膨張係数 $\alpha a 1$ と、駆動側内歯車部 37 の線膨張係数 $\alpha b 1$ とを用いると、

$$D a 1 p \times \alpha a 1 > D b 1 p \times \alpha b 1 \cdots (2)$$

という関係が成り立つ。すなわち、基準径 D_{a1p} と線膨張係数 α_{a1} との積が、基準径 D_{b1p} と線膨張係数 α_{b1} との積に比べて大きい、という関係になっている。なお、基準温度 T_p は例えば 20°C 等の常温とされる。

【0051】

ここまで説明した本実施形態によれば、外歯車部 50, 51 の線膨張係数 α_{a1} , α_{a2} が内歯車部 37, 38 の線膨張係数 α_{b1} , α_{b2} に比べて大きくなっている。このため、バルブタイミング調整装置 10 での温度上昇に伴って、外径差 ΔD_1 , ΔD_2 が小さくなる。すなわち、外歯車部 50, 51 と内歯車部 37, 38 とが相対的に移動可能な想定距離 CL_1 , CL_2 が小さくなる。想定距離 CL_1 , CL_2 は、噛み合った外歯 50a, 51a と内歯 37a, 38a とが離間するように、外歯車部 50, 51 と内歯車部 37, 38 とを径方向に仮想で移動させた場合に、噛み合っていた外歯 50a, 51a と内歯 37a, 38a との離間距離である。想定距離 CL_1 は駆動側についての移動可能な距離であり、想定距離 CL_2 は従動側についての移動可能な距離である。

【0052】

例えば、想定距離 CL_2 について、図 9、図 10 を参照しつつ説明する。仮想的に移動させる前の状態において従動側外歯車部 51 と従動側内歯車部 38 とが噛み合っていた部分の外歯 51a と内歯 38a とについて、仮想的に移動させた後の図 9、図 10 において最短距離を想定距離 CL_2 としている。図 9 には、内燃機関 80 の冷間始動時などバルブタイミング調整装置 10 の潤滑油等の温度が十分に低下した場合の想定距離 CL_2 が示されている。この場合、潤滑油の粘度が大きいことで従動側外歯車部 51 と従動側内歯車部 38 との相対的な移動が潤滑油によって規制されやすいため、想定距離 CL_2 がある程度大きくても、従動側外歯車部 51 と従動側内歯車部 38 とが衝突する際の勢いが大きくなりにくい。

【0053】

一方、図 10 には、内燃機関 80 が運転中でバルブタイミング調整装置 10 の潤滑油等の温度が高温になった場合の想定距離 CL_2 が示されている。この場合の想定距離 CL_2 は、従動側外歯車部 51 の線膨張係数 α_{a2} が従動側内歯車部 38 の線膨張係数 α_{b2} に比べて大きいことに起因して、冷間始動時の想定距離 CL_2 に比べて小さくなっている。このため、温度上昇に伴って潤滑油の粘度が小さくなっているにもかかわらず、従動側外歯車部 51 と従動側内歯車部 38 とが衝突する際の移動距離が小さいことに起因してその衝突の勢いが大きくなりやすい。したがって、バルブタイミング調整装置 10 の温度が高い場合でも低い場合でも、従動側外歯車部 51 と従動側内歯車部 38 が衝突する際の打音を低減することができる。

【0054】

本実施形態によれば、外歯車部 50, 51 の温度上昇に伴うピッチ円外径 D_{a1} , D_{a2} の増加率が、内歯車部 37, 38 の温度上昇に伴うピッチ円内径 D_{b1} , D_{b2} の増加率に比べて大きい。また、上記 (1) の関係及び (2) の関係が成り立っている。これらの場合、線膨張係数 α_{b1} , α_{b2} , α_{a1} , α_{a2} に加えて、ピッチ円外径 D_{a1} , D_{a2} やピッチ円内径 D_{b1} , D_{b2} が考慮されていることになるため、温度上昇に伴って想定距離 CL_1 , CL_2 が小さくなる構成を確実に実現できる。

【0055】

本実施形態によれば、駆動側外歯車部 50 の線膨張係数 α_{a1} と駆動側内歯車部 37 の線膨張係数 α_{b1} とが同じ値に設定されているとともに、従動側外歯車部 51 の線膨張係数 α_{a2} と従動側内歯車部 38 の線膨張係数 α_{b2} とが同じ値に設定されている。この場合、駆動側の熱膨張と従動側の熱膨張とについて、設計段階などにおいてまとめて管理することができる。このため、外歯車部 50, 51 と内歯車部 37, 38 との衝突に伴って意図しない打音が発生することの抑制や、予想外に打音が大きいということの抑制を容易化できる。

【0056】

本実施形態によれば、外歯車部 50, 51 の線膨張係数 α_{a1} , α_{a2} と内歯車部 37

、38の線膨張係数 $\alpha b1$ 、 $\alpha b2$ との比を適正に設定すれば、歯車部37、38、50、51の寸法を専用値に設定しなくても、上記(1)、(2)の関係が成立する。このため、バルブタイミング調整装置10の設計段階において、寸法の変更を行うという必要がなくなること、設計作業についてのコスト負担の増加を抑制することができる。

【0057】

(第2実施形態)

上記第1実施形態では、バルブタイミング調整装置10の減速機構27が遊星歯車49を有していたが、第2実施形態では、減速機構が遊星歯車49に代えて複数のローラを有している。

【0058】

図11～図15に示すバルブタイミング調整装置100は、スプロケット101、カムシャフト102、カバー部材103、位相変更部104を有している。スプロケット101は、内燃機関のクランクシャフトによって回転駆動する駆動回転体である。カムシャフト102は、図示しないシリンダヘッド上に軸受144を介して回転自在に支持され、スプロケット101から伝達された回転力によって回転し、カム軸に相当する。カバー部材103は、スプロケット101の前方位置に配置されて、チェーンカバー140にボルトによって取り付け固定された固定部材である。位相変更部104は、スプロケット101とカムシャフト102との間に配置されて、機関運転状態に応じてスプロケット101とカムシャフト102との相対回転位相を変更する。なお、チェーンカバー140は、シリンダヘッドにボルトによって取り付け固定されている。

【0059】

スプロケット101は、円環状のベース部101a、ギア部101bを有している。ベース部101aは、全体が鉄系金属によって一体に形成され、内周面が段差径状に形成されている。ギア部101bは、ベース部101aの外周に一体に設けられ、巻回されたタイミングチェーン142を介してクランクシャフトからの回転力を受ける。また、ベース部101aの内周側に形成された円形のベース溝101cと、カムシャフト102の前端部に一体に設けられた肉厚なフランジ部102aの外周との間には、第2ボールベアリング143が設けられている。スプロケット101は、この第2ボールベアリング143によってカムシャフト102に回転自在に支持されている。

【0060】

ベース部101aの前端部外周縁には、環状のベース突起101eが一体に設けられている。ベース部101aの前端部には、ベース突起101eの内周側に同軸上に位置決めされた環状部材119が配置されていると共に、この環状部材119の前端面には大径円環状のプレート106がボルト107によって軸方向から共締め固定されている。また、ベース部101aの内周面の一部には、図23に示すように、円弧状の係合部であるストップ突部101dが周方向に沿って所定長さ範囲まで形成されている。プレート106の前端側外周には、位相変更部104の後述する電動モータ112の一部を構成する円筒状のハウジング105がボルト111によって固定されている。

【0061】

環状部材119の内周には、波形状の噛み合い部である内歯119aが形成されている。プレート106の前端側外周には、位相変更部104の後述する電動モータ112の一部を構成する円筒状のハウジング105が固定されている。プレート106の前端側外周には、位相変更部104の後述する電動モータ112の一部を構成する円筒状のハウジング105がボルト111によって固定されている。

【0062】

ハウジング105は、鉄系金属によって横断面がコ字形状に形成されてヨークとして機能し、前端側としての底部側に円環プレート状の保持部105aを一体に有している。また、ハウジング105においては、保持部105aを含めた外周側全体が、カバー部材103によって所定の隙間をもって覆われている。

【0063】

カムシャフト102は、外周に一気筒当たり2つの吸気弁を開作動させる一気筒当たり2つの駆動カムを有していると共に、前端部に従動回転体である従動部材109がカムボルト110によって軸方向から結合されている。各吸気弁は、図示しないバルブスプリングによってそれぞれ閉方向に付勢されている。したがって、かかるバルブスプリングのばね力などに起因してカムシャフト102に正負の交番トルクが発生する。

【0064】

また、カムシャフト102のフランジ部102aには、図13に示すように、ベース部101aのストップ突部101dが係入するストップ溝102bが円周方向に沿って形成されている。このストップ溝102bは、円周方向へ所定長さの円弧状に形成されて、カムシャフト102がこの長さ範囲で回転してストップ突部101dの端縁101f、101gに周方向の対向縁102c、102dがそれぞれ当接する。これにより、スプロケット101に対するカムシャフト102の最大進角側あるいは最大遅角側の相対回転位置をストップ溝102bが規制するようになっている。

【0065】

ここで、カムシャフト102が回転して、図13に示すように、カムシャフト102側の一方の対向縁102dがスプロケット101側の一方の端縁101gに当接規制された状態では、最大遅角側の相対回転位相となる。この場合、逆に他方の対向縁102cが他方の端縁101fに当接規制された状態で最大進角側の相対回転位相になる。この両ストップ突部101dとストップ溝102bによってストップ機構が構成されている。

【0066】

カムボルト110は、頭部110aと、この頭部110aに一体に有する軸部110bとからなり、頭部110aの軸部110b側の端縁にフランジ状の座面部110cが一体に形成されている。また、軸部110bの外周にカムシャフト102の先端縁から内部軸方向に形成された雌ネジ部102eに螺着する雄ネジ部110dが形成されている。

【0067】

従動部材109は、鉄系金属材料によって一体に形成され、図11に示すように、後端側に形成された円板部109aと、この円板部109aの前端面に一体に形成された円筒部の円筒部109bと、から構成されている。

【0068】

円板部109aは、後端面の径方向ほぼ中央位置にカムシャフト102のフランジ部102aとほぼ同じ外径で環状の段差突起109cが一体に設けられている。また、円板部109aは、この段差突起109cの外周面とフランジ部102aの外周面が対峙しながら第2ボールベアリング143の内輪143aの内周に挿通配置されている。これによって、組付時におけるカムシャフト102と従動部材109との軸芯作業が容易になる。なお、第2ボールベアリング143の外輪143bは、ベース部101aのベース溝101cの内周面に圧入固定されている。

【0069】

また、円板部109aの外周部には、図11、図12に示すように、後述する転動体であるローラ134を保持する保持部材である保持器141が一体に設けられている。この保持器141は、円板部109aの外周部に一体に形成された円環状基部から円筒部109bと同じ方向、つまり円筒部109bの軸方向へ突出して形成された複数の突起部141aを有している。この各突起部141aは、ほぼ櫛歯状に形成されて、それぞれ横断面ほぼ矩形状に形成されていると共に、円環状基部の円周方向のほぼ等間隔位置に所定の隙間をもって形成されている。なお、突起部141aがローラ134を保持するローラ保持部に相当する。

【0070】

円筒部109bは、図11に示すように、中央にカムボルト110の軸部110bが挿通される挿通孔109dが貫通形成されていると共に、外周側に後述するニードルベアリング128が設けられている。

【0071】

10

20

30

40

50

カバー部材 103 は、図 11 及び図 15 に示すように、非磁性である合成樹脂材によって一体に形成され、カップ状に膨出したカバー本体 103a と、このカバー本体 103a の後端部外周に一体に有するブラケット 103b と、から構成されている。

【0072】

カバー本体 103a は、位相変更部 104 の前端側を覆っている。この場合、カバー本体 103a は、ハウジング 105 の前端側の保持部 105a から後端部側のほぼ全体を、所定隙間をもって覆うように配置されていると共に、ほぼ平坦状の前端壁のほぼ中央位置には作業用孔 103c が貫通形成されている。この作業用孔 103c は、オイルシール 150 と位相変更部 104 の同軸を合わせるためのものであって、組付完了後は、横断面ほぼコ字形状の第 1 栓部 129 が嵌着固定されて内部を閉塞するようになっている。一方、ブラケット 103b には、ほぼ円環状に形成された 6 つのボス部にそれぞれボルト挿通孔 103f が貫通形成されている。

10

【0073】

また、カバー部材 103 は、図 11 に示すように、ブラケット 103b のボルト挿通孔 103f を挿通した複数のボルト 147 によってチェーンカバー 140 に固定されている。また、カバー本体 103a の前端壁の内周面には、内外 2 重のスリップリング 148a, 148b が各内端面を露出した状態で一体的に埋設固定されている。各スリップリング 148a, 148b は、ほぼ薄板円環状に形成されて所定の隙間をもって内外に配置されていると共に、それぞれの軸方向の外端部が前端壁の内面側に埋設状態に固定されている。

20

【0074】

さらにカバー部材 103 の上端部には、コネクタ部 149 が設けられている。このコネクタ部 149 は、基端部がカバー部材 103 の内部に埋設固定された長板状のコネクタ端子 149a を有すると共に、カバー部材 103 の内部に埋設固定されている。また、コネクタ部 149 は、一端部がコネクタ端子 149a の基端部に接続され、他端部が各スリップリング 148a, 148b に接続されたクランク状の導電部材 149b を有している。コネクタ端子 149a には、コントローラ 121 を介して図示しないバッテリー電源から通電あるいは通電が遮断されるようになっている。

【0075】

カバー本体 103a の後端部側の内周面とハウジング 105 の外周面との間には、図 11 及び図 14 に示すように、シール部材である大径な第 1 オイルシール 150 が介装されている。この第 1 オイルシール 150 は、横断面ほぼコ字形状に形成されて、合成ゴムの基材の内部に芯金が埋設されていると共に、外周側の円環状基部 150a がカバー部材 103 後端部の内周面に形成された円形溝 103d 内に嵌着固定されている。また、円環状基部 150a の内周側には、ハウジング 105 の外周面に当接するシール面 150b が一体に形成されている。

30

【0076】

位相変更部 104 は、カムシャフト 102 のほぼ同軸上前端側に配置されたアクチュエータである電動モータ 112 と、この電動モータ 112 の回転速度を減速してカムシャフト 102 に伝達する減速機構 108 と、から構成されている。

40

【0077】

電動モータ 112 は、図 11 に示すように、ブラシ付きの DC モータであって、スプロケット 101 と一体に回転するヨークであるハウジング 105 と、このハウジング 105 の内部に回転自在に設けられたモータ出力軸 113 と、ハウジング 105 の内周面に固定された半円弧状の一对の永久磁石 114, 115 と、ハウジング保持部 105a の内底面側に設けられた固定子であるステータ 116 と、を備えている。

【0078】

モータ出力軸 113 は、筒状に形成されてアーマチュアとして機能し、軸方向のほぼ中央位置の外周に、複数の極を持つ鉄心ロータ 117 が固定されていると共に、この鉄心ロータ 117 の外周に電磁コイル 118 が巻回されている。また、モータ出力軸 113 の前

50

端部外周には、コミュテータ１２０が圧入固定されている。このコミュテータ１２０の鉄心ロータ１１７の極数と同数に分割された各セグメントに、電磁コイル１１８がハーネスによって接続されている。さらに、モータ出力軸１１３の内部には、カムボルト１１０が締結された後に内部を閉塞する横断面ほぼコ字形状の第２栓部１３１が圧入固定されている。これによって、オイルの自由な排出を阻止するようになっている。

【００７９】

ステータ１１６は、図１５に示すように、保持部１０５ａの内底壁に４本のビス１２２ａによって固定された円環板状の樹脂ホルダ１２２と、この樹脂ホルダ１２２と保持部１０５ａに軸方向から貫通配置されて、各先端面が一对のスリップリング１４８ａ、１４８ｂに摺接して給電される周方向内外２つの給電用ブラシである第１ブラシ１２３ａ、１２３ｂと、樹脂ホルダ１２２の内周側に内方へ進退自在に保持されて、円弧状の先端部がコミュテータ１２０の外周面に摺接する通電切換用ブラシである第２ブラシ１２４ａ、１２４ｂと、から主として構成されている。

10

【００８０】

第１ブラシ１２３ａ、１２３ｂと第２ブラシ１２４ａ、１２４ｂは、ピグテールハーネス２５ａ、２５ｂによって接続されていると共に、それぞれに弾接した振りばね１２６ａ、１２７ａのばね力によってスリップリング１４８ａ、１４８ｂ側やコミュテータ１２０側へそれぞれ付勢されている。

【００８１】

モータ出力軸１１３は、図１１に示すように、従動部材１０９の円筒部１０９ｂの外周側に設けられたニードルベアリング１２８と、カムボルト１１０の座面部１１０ｃ側の軸部１１０ｂの外周側に設けられた第３ボールベアリング１３５と、によってカムボルト１１０に回転自在に支持されている。また、モータ出力軸１１３のカムシャフト１０２側の後端部には、減速機構１０８の一部を構成する円筒状の偏心回転体である偏心軸部１３０が一体に設けられている。

20

【００８２】

ニードルベアリング１２８は、図１２に示すように、偏心軸部１３０の内周面に圧入された円筒状のリテーナ１２８ａと、このリテーナ１２８ａの内部に回転自在に保持された複数のニードルローラ１２８ｂとから構成されている。このニードルローラ１２８ｂは、従動部材１０９の円筒部１０９ｂの外周面を転動している。

30

【００８３】

第３ボールベアリング１３５は、内輪１３５ａが従動部材１０９の円筒部１０９ｂの前端縁とカムボルト１１０の座面部１１０ｃとの間に挟持状態に固定されている。一方、外輪１３５ｂがモータ出力軸１１３の内周に形成された段差部と抜け止めリングであるスナップリング１３６との間に軸方向から挟持された状態で位置決め支持されている。

【００８４】

また、モータ出力軸１１３の外周面とプレート１０６の内周面との間には、減速機構１０８の内部から電動モータ１１２内への潤滑油のリークを阻止する第２オイルシール１３２が設けられている。この第２オイルシール１３２は、シール機能の他に、内周部がモータ出力軸１１３の外周面に弾接していることによって、このモータ出力軸１１３の回転に対して摩擦抵抗を付与するようになっている。

40

【００８５】

コントローラ１２１は、クランク角センサやカム角センサ、エアフロメータ、水温センサ、アクセル開度センサなど各種のセンサ類から情報信号に基づいて現在の機関運転状態を検出して、点火時期や燃料噴射量などを制御している。クランク角センサはクランクシャフトの回転位置を検出し、カム角センサはカムシャフト１０２の回転位置を検出し、エアフロメータは吸入空気を検出する。

【００８６】

また、コントローラ１２１は、クランク角センサとカム角センサから出力された検出信号によってクランクシャフトとカムシャフト１０２の相対回転角度位相を検出する。そし

50

て、これらの検出信号に基づいて電動モータ 1 1 2 の電磁コイル 1 1 8 に通電してモータ出力軸 1 1 3 の正逆回転制御を行い、減速機構 1 0 8 を介してスプロケット 1 0 1 に対するカムシャフト 1 0 2 の相対回転位相を制御する。

【0087】

減速機構 1 0 8 は、図 1 1、図 1 2 に示すように、偏心軸部 1 3 0、第 1 ボールベアリング 1 3 3、ローラ 1 3 4、保持器 1 4 1 及び従動部材 1 0 9 を有している。偏心軸部 1 3 0 は、偏心回転運動を行う部材であり、第 1 ボールベアリング 1 3 3 は、偏心軸部 1 3 0 の外周に設けられた回転部材である。ローラ 1 3 4 は、第 1 ボールベアリング 1 3 3 の外周に複数設けられた転動体であり、保持器 1 4 1 は、ローラ 1 3 4 を転動方向に保持しつつ径方向の移動を許容する部材である。従動部材 1 0 9 は、保持器 1 4 1 に一体的に設けられている。

10

【0088】

偏心軸部 1 3 0 は、円筒状に形成されて、外周面に形成されたカム面の軸心 Y がモータ出力軸 1 1 3 の軸心 X から径方向へ僅かに偏心している。

【0089】

第 1 ボールベアリング 1 3 3 は、大径状に形成されて、ニードルベアリング 1 2 8 の径方向位置で全体がほぼオーバーラップする状態に配置されている。また、第 1 ボールベアリング 1 3 3 においては、内輪 1 3 3 a と外輪 1 3 3 b との間に複数のボール 3 3 c が転動自在に支持され、内輪 1 3 3 a が偏心軸部 1 3 0 の外周面に圧入固定されていると共に、外輪 1 3 3 b の外周面にはローラ 1 3 4 が常時当接している。また、外輪 1 3 3 b の外周側には、図 1 2 にも示すように、三日月円環状の隙間 C が形成されて、この隙間 C を介して第 1 ボールベアリング 1 3 3 全体が偏心軸部 1 3 0 の偏心回転に伴って径方向へ移動可能、つまり偏心動可能になっている。そして、第 1 ボールベアリング 1 3 3 と偏心軸部 1 3 0 が偏心回転体として構成されている。

20

【0090】

各ローラ 1 3 4 は、金属材料からなる中実な円柱状に形成され、後述する予め外径の異なる複数形成されている中から特定のものから選択されている。また、各ローラ 1 3 4 は、内周面が第 1 ボールベアリング 1 3 3 の外輪 1 3 3 b の外周面に偏心動に伴って所定の領域のものが当接すると共に、外周側が環状部材 1 1 9 の内歯 1 1 9 a に一部が嵌入している。また、第 1 ボールベアリング 1 3 3 の偏心動に伴って径方向へ移動しつつすると共に、保持器 1 4 1 の各突起部 1 4 1 a によって周方向にガイドされつつ径方向へ揺動運動するようにしている。

30

【0091】

保持器 1 4 1 は、前述したように、周方向へ一定の間隔をもって設けられた複数の突起部 1 4 1 a を有し、この各突起部 1 4 1 a の軸方向の一端側、つまり従動部材 1 0 9 側が閉塞されている。保持器 1 4 1 においては、従動部材 1 0 9 とは反対側が開口されていて、この開口部 1 4 1 b がボルト 1 0 7 によって共締めされた際に、プレート 1 0 6 によって閉塞されるようにしている。

【0092】

そして、各ローラ 1 3 4 は、図 1 2 の下部に示すように、第 1 ボールベアリング 1 3 3 の偏心位置によっては一部が環状部材 1 1 9 の各内歯 1 1 9 a に嵌合していない。この場合、各ローラ 1 3 4 は、各内歯 1 1 9 a から外れて各内歯 1 1 9 a 間の山頂部に位置しているか、あるいは不完全な嵌合状態になっている。また、図 1 2 の上部に示すように、各内歯 1 1 9 a に完全に嵌合している状態にある領域でも、内歯 1 1 9 a の内面 1 9 b とローラ 1 3 4 の外周面との間に、微小なクリアランスが形成されている。これにより、各ローラ 1 3 4 の転動性や V T C の騒音の低減化、制御応答性などを確保している。

40

【0093】

減速機構 1 0 8 の内部には、潤滑油供給手段によって潤滑油が供給されるようにしている。この潤滑油供給手段は、図 1 1 に示すように、油供給通路 1 4 5、油供給孔 1 4 6、油溝 1 4 6 a、オイル供給孔 1 4 6 b を有している。油供給通路 1 4 5 は、シリンダへ

50

ッドの軸受１４４に軸受されるカムシャフト１０２のジャーナルの外周に形成された円環溝状の通路である。油供給孔１４６は、カムシャフト１０２の内部軸方向に形成されて、油供給通路１４５に連通している。油溝１４６ａは、カムシャフト１０２の先端面に形成されて、油供給孔１４６の下流端に接続されている。オイル供給孔１４６ｂは、従動部材１０９の内部軸方向に貫通形成されて、一端が油溝１４６ａに開口し、他端がニードルベアリング１２８と第１ボールベアリング１３３の付近に開口した小径な孔である。また、潤滑油供給手段は図示しない３つのオイル排出孔を有しており、オイル排出孔は、従動部材１０９に貫通形成された大径な孔である。

【００９４】

油供給通路１４５は、シリンダヘッドの内部に形成された図示しないメインオイルギャラリーを介してオイルポンプから潤滑油が常時供給されるようになっている。したがって、ニードルベアリング１２８や第１ボールベアリング１３３及び環状部材１１９の内歯１１９ａ、各ローラ１３４、保持器１４１の各突起部１４１ａなどには常時十分な潤滑油が供給されるようになっている。

【００９５】

以下、本実施形態におけるバルブタイミング調整装置１００の基本的な作動について説明する。まず、機関のクランクシャフトが回転駆動するとタイミングチェーン１４２を介してスプロケット１０１が回転する。そして、その回転力が環状部材１１９とプレート１０６を介して電動モータ１１２のハウジング１０５に伝達されて永久磁石１１４、１１５やステータ１１６が同期回転する。一方、環状部材１１９の回転力が、ローラ１３４から保持器１４１及び従動部材１０９を経由してカムシャフト１０２に伝達される。これによって、カムシャフト１０２は、クランクシャフトの１／２の回転速度で回転しつつ外周側のカムが吸気弁をバルブスプリングのばね力に抗して開作動させる。

【００９６】

そして、機関始動後の通常運転時には、コントローラ１２１の制御信号によってバッテリー電源からスリップリング１４８ａ、１４８ｂなどを介して電動モータ１１２の電磁コイル１１８に通電される。これによって、モータ出力軸１１３が正逆回転制御され、この回転力が減速機構１０８を介してカムシャフト１０２に伝達されてスプロケット１０１に対する相対回転位相が制御されるようになっている。

【００９７】

すなわち、モータ出力軸１１３の回転に伴い偏心軸部１３０が偏心回転すると、各ローラ１３４がモータ出力軸１１３の１回転毎に保持器１４１の各突起部１４１ａの側面で径方向へガイドされる。これらローラ１３４は、ガイドされながら環状部材１１９の一の内歯１１９ａを乗り越えて隣接する他の内歯１１９ａに転動しながら移動し、これを順次繰り返しながら円周方向へ転接する。この各ローラ１３４の転接によってモータ出力軸１１３の回転が減速されつつ従動部材１０９を介してカムシャフト１０２に回転力が伝達される。このときの減速比は、ローラ１３４の個数などによって任意に設定することが可能であり、ローラ１３４の数を多くすれば減速比は小さくなり、少なくすれば大きくなる。

【００９８】

これにより、カムシャフト１０２がスプロケット１０１に対して正逆相対回転して相対回転位相が変換されて、吸気弁の開閉タイミングを進角側あるいは遅角側に変換制御するのである。

【００９９】

スプロケット１０１に対するカムシャフト１０２の正逆相対回転の最大位置規制は、前述したように、ストッパ突部１０１ｄの各端縁１０１ｆ、１０１ｇがストッパ溝１０２ｂの各対向縁１０２ｃ、１０２ｄのいずれか一方に当接することで行われる。

【０１００】

つまり、カムシャフト１０２と共に回転する従動部材１０９が、偏心軸部１３０の偏心回転に伴って、図１３に矢印で示すように、スプロケット１０１の回転方向と同方向に回転する。これにより、ストッパ突部１０１ｄの他方の端縁１０１ｆにストッパ溝１０２ｂ

10

20

30

40

50

の他方側の対向縁 102c が当接してそれ以上の同方向の回転が規制される。この結果、カムシャフト 102 は、スプロケット 101 に対する相対回転位相が進角側へ最大に変更される。

【0101】

一方、従動部材 109 がスプロケット 101 の回転方向と逆方向に回転することによって、ストップ突部 101d の一方の端縁 101g にストップ溝 102b の一方側の対向縁 102d が当接してそれ以上の同方向の回転が規制される。これにより、カムシャフト 102 は、スプロケット 101 に対する相対回転位相が遅角側へ最大に変更される。

【0102】

この結果、吸気弁の開閉タイミングが進角側あるいは遅角側へ最大に変換されて、機関の燃費や出力の向上が図れる。

【0103】

このように、ストップ突部 101d とストップ溝 102b のストップ機構によってカムシャフト 102 の相対回転位置を確実に規制することができる。

【0104】

バルブタイミング調整装置 100 においては、上記第 1 実施形態のバルブタイミング調整装置 10 と同様に、各部品が熱膨張することが考えられる。本実施形態では、各部品の線膨張係数として、ローラ 134 の線膨張係数 βa 、第 1 ボールベアリング 133 の線膨張係数 βb 、環状部材 119 の線膨張係数 βc 、保持器 141 の線膨張係数 βd が設定されている。第 1 ボールベアリング 133 については、外輪 133b の線膨張係数を第 1 ボールベアリング 133 の線膨張係数 βb としている。本実施形態では、線膨張係数の大きさが、 $\beta b > \beta d > \beta c$ の関係、及び $\beta a > \beta d$ の関係に設定されている。環状部材 119 及び保持器 141 は、SUS440C 等の鋼材により形成されており、第 1 ボールベアリング 133 の外輪 133b 及びローラ 134 は、環状部材 119 及び保持器 141 とは異なる SUJ2 等の鋼材により形成されている。

【0105】

図 16 に示すように、ローラ 134 は、直径としての外径 Ba を有しており、環状部材 119 は、ピッチ円直径であるピッチ円内径 Bc を有している。第 1 ボールベアリング 133 の外径 Bb は、外輪 133b の外径であり、環状部材 119 のピッチ円内径 Bc に比べて小さくなっている。本実施形態では、保持器 141 においては、複数の突起部 141a の各中心を結んだ仮想円 M (図 19 参照) の直径を保持径 Bd と称する。この保持径 Bd は、第 1 ボールベアリング 133 の外径 Bb に比べて大きい一方で、環状部材 119 のピッチ円内径 Bc に比べて小さくなっている。ここでは、第 1 ボールベアリング 133 の外径 Bb と環状部材 119 のピッチ円内径 Bc との差異を径差 $\Delta B1$ としている。なお、仮想円 M は、各突起部 141a の内周側端部を結んだ円とされていてよく、外周側端部を結んだ円とされていてよい。

【0106】

ここで、環状部材 119 及び第 1 ボールベアリング 133 が熱膨張した場合には、径差 $\Delta B1$ が変化すると考えられる。本実施形態では、環状部材 119 及び第 1 ボールベアリング 133 の温度上昇に伴って径差 $\Delta B1$ が小さくなるように、これら第 1 ボールベアリング 133 の線膨張係数 βb と、環状部材 119 の線膨張係数 βc とが設定されている。図 17 に示すように、第 1 ボールベアリング 133 の外径 Bb の増加率が環状部材 119 のピッチ円内径 Bc の増加率に比べて大きくなっており、温度上昇に伴って径差 $\Delta B1$ が小さくなる。

【0107】

また、保持器 141 の保持径 Bd の増加率が、第 1 ボールベアリング 133 の外径 Bb の増加率より大きく、環状部材 119 のピッチ円内径 Bc の増加率より小さくなっている。このため、第 1 ボールベアリング 133 に比べて保持器 141 が熱膨張しなすぎ、外径 Bb と保持径 Bd との差異が小さくなり過ぎて保持器 141 と第 1 ボールベアリング 133 との相対的な回転が阻害される、ということが抑制される。また、環状部材 119

に比べて保持器 141 が熱膨張し過ぎて、ピッチ円内径 Bc と保持径 Bd との差異が小さくなり過ぎて保持器 141 と環状部材 119 との相対的な回転が阻害される、ということが抑制される。

【0108】

図 17、図 18 に示すように、温度上昇に伴って、第 1 ボールベアリング 133 の外径 Bb と環状部材 119 のピッチ円内径 Bc との径差 $\Delta B1$ が小さくなる一方で、ローラ 134 の外径 Ba が大きくなる。すなわち、温度上昇に伴って、第 1 ボールベアリング 133 と環状部材 119 との間において、これら第 1 ボールベアリング 133 及び環状部材 119 とローラ 134 との離間距離が小さくなる。この場合、第 1 ボールベアリング 133 と環状部材 119 との間にローラ 134 が挟み込まれた状態になってそのローラ 134 の回転が阻害されるほどに径差 $\Delta B1$ が小さくなると、減速機構 108 が適正に動作しない可能性が高くなる。

10

【0109】

本実施形態では、径差 $\Delta B1$ が小さくなり過ぎてローラ 13 の回転が阻害されるという状態にならない範囲で径差 $\Delta B1$ の極力小さい値を限界値 $\Delta Bz1$ と称し、径差 $\Delta B1$ が限界値 $\Delta Bz1$ まで小さくなる温度を限界温度 $Tz1$ と称する。バルブタイミング調整装置 100 においては、内燃機関の通常の運転において環状部材 119、第 1 ボールベアリング 133 及びローラ 134 が到達し得る温度（例えば 130℃）よりも限界温度 $Tz1$ が高くなるように、これらの鋼材や材料が選択されている。すなわち、バルブタイミング調整装置 100 の潤滑油が到達し得る温度よりも限界温度 $Tz1$ が高くなるように、環状部材 119、第 1 ボールベアリング 133、ローラ 134 及び保持器 141 の鋼材や材料が選択されている。

20

【0110】

本実施形態では、限界温度 $Tz1$ よりも低い温度を基準温度 Tq と称し、この基準温度 Tq について、第 1 ボールベアリング 133 の外径 Bb を基準径 Bbq と称する。また、この基準温度 Tq について、環状部材 119 のピッチ円内径 Bc を基準径 Bcq と称し、保持器 141 の保持径 Bd を基準径 Bdq と称し、ローラ 134 の外径 Ba を基準径 Baq と称する。この場合、ローラ 134 の線膨張係数 βa と、第 1 ボールベアリング 133 の外輪 133b の線膨張係数 βb と、環状部材 119 の線膨張係数 βc とを用いると、

$$Baq \times \beta a + Bbq \times \beta b > Bcq \times \beta c \cdots (3)$$

30

という関係が成り立つ。すなわち、基準径 Baq と線膨張係数 βa との積と、基準径 Bbq と線膨張係数 βb との積との和が、基準径 Bcq と線膨張係数 βc との積に比べて大きい、という関係になっている。なお、基準温度 Tq は、例えば 20℃等の常温とされる。

【0111】

図 19 に示すように、保持器 141 において隣り合う突出部 134a の離間距離である保持距離 L1 が、ローラ 134 の外径 Ba に比べて大きくなっている。隣り合う突出部 134a においては、互いに対向する対向面において仮想円 M が通る点同士の直線距離を保持距離 L1 としている。ここでは、保持距離 L1 とローラ 134 の外径 Ba との差異を寸法差 $\Delta B2$ （図 22、図 23 参照）としている。

【0112】

図 20、図 21 に示すように、ローラ 134 及び保持器 141 の温度上昇に伴って寸法差 $\Delta B2$ が小さくなるように、ローラ 134 の線膨張係数 βa と、保持器 141 の線膨張係数 βd とが設定されている。ローラ 134 の外径 Ba の増加率が保持器 141 の保持距離 L1 の増加率に比べて大きくなっており、温度上昇に伴って寸法差 $\Delta B2$ が小さくなる。このため、ローラ 134 が保持器 141 に比べて熱膨張し過ぎて、隣り合う突出部 134a の間にローラ 134 が挟み込まれてローラ 134 の回転が阻害される、ということが抑制される。

40

【0113】

本実施形態では、隣り合う突出部 134a の間に挟みこまれてローラ 134 の回転が阻害されるという状態にならない範囲で寸法差 $\Delta B2$ が極力小さい値を限界値 $\Delta Bz2$ と称

50

し、寸法差 $\Delta B 2$ まで小さくなる温度を限界温度 $T z 2$ と称する。バルブタイミング調整装置 100 においては、ローラ 134 及び保持器 141 が到達し得る温度（例えば 130℃）よりも限界温度 $T z 2$ が高くなるように、これらローラ 134 及び保持器 141 の鋼材や材料が選択されている。

【0114】

上記基準温度 $T q$ は、限界温度 $T z 1$ だけでなく限界温度 $T z 2$ よりも低い温度であり、この基準温度 $T q$ について、ローラ 134 の外径 $B a$ を基準径 $B a q$ と称し、保持器 141 の保持距離 $L 1$ を基準距離 $L 1 q$ と称する。この場合、ローラ 134 の線膨張係数 βa と、保持器 141 の線膨張係数 βd とを用いると、

$$B a q \times \beta a > L 1 q \times \beta d \cdots (4)$$

という関係が成り立つ。すなわち、基準径 $B a q$ と線膨張係数 βa との積が基準距離 $L 1 q$ と線膨張係数 βd との積に比べて大きい、という関係になっている。

【0115】

また、基準温度 $T q$ においては、保持器 141 の径方向での突起部 141 a の幅寸法がローラ 134 の外径 $B a$ より小さくなっている。この場合、ローラ 134 が第 1 ボールベアリング 133 や環状部材 119 に確実に接触する構成が実現されるため、ローラ 134 が第 1 ボールベアリング 133 や環状部材 119 に接触せずに減速機構 108 が適正に動作しないということを抑制できる。

【0116】

ここまで説明した本実施形態によれば、第 1 ボールベアリング 133 の外輪 133 b の線膨張係数 βb が環状部材 119 の線膨張係数 βc に比べて大きくなっているため、バルブタイミング調整装置 100 での温度上昇に伴って、径差 $\Delta B 1$ が小さくなる。すなわち、第 1 ボールベアリング 133 及び環状部材 119 の間において、ローラ 134 が第 1 ボールベアリング 133 の径方向に移動可能な想定距離 $C L 3$ が小さくなる。想定距離 $C L 3$ 、 $C L 2$ は、互いに噛み合っている環状部材 119 の内歯 119 a とローラ 134 とが離間するように、第 1 ボールベアリング 133 と環状部材 119 とを径方向に仮想的に移動させた場合に、噛み合っていた内歯 119 a とローラ 134 との離間距離である。

【0117】

想定距離 $C L 3$ について、図 22、図 23 を参照しつつ説明する。仮想的に移動させる前の状態では内歯 119 a とその内歯 119 a の底部に接触していたローラ 134 とについて、仮想的に移動させた後の図 22、図 23 において内歯 119 a の底部とローラ 134 との最短距離を想定距離 $C L 3$ としている。図 22 には、内燃機関の冷間始動時などバルブタイミング調整装置 100 の潤滑油等の温度が十分に低下している場合の想定距離 $C L 3$ が示されている。この場合、潤滑油の粘度が大きいことで第 1 ボールベアリング 133 とローラ 134 と環状部材 119 との相対的な移動が潤滑油によって規制されやすい。このため、想定距離 $C L 3$ がある程度大きくても、第 1 ボールベアリング 133 や環状部材 119 とローラ 134 とが衝突する際の勢いが大きくなりにくい。

【0118】

一方、図 23 には、内燃機関が運転中でバルブタイミング調整装置 100 の潤滑油等の温度が高温になった場合の想定距離 $C L 3$ が示されている。この場合の想定距離 $C L 3$ は、第 1 ボールベアリング 133 の外輪 133 b の線膨張係数 βb が環状部材 119 の線膨張係数 βc に比べて大きいことに起因して、冷間始動時の想定距離 $C L 3$ に比べて小さくなっている。このため、温度上昇に伴って潤滑油の粘度が小さくなっているにもかかわらず、ローラ 134 が第 1 ボールベアリング 133 や環状部材 119 に衝突する際の移動距離が小さく、その衝突の勢いが大きくなりにくい。したがって、バルブタイミング調整装置 100 の温度が低い場合でも高い場合でも、第 1 ボールベアリング 133 や環状部材 119 にローラ 134 が衝突する際の打音を低減することができる。

【0119】

本実施形態によれば、第 1 ボールベアリング 133 の温度上昇に伴う外径 $B b$ の増加率が、環状部材 119 の温度上昇に伴うピッチ円内径 $B c$ の増加率に比べて大きい。このよ

10

20

30

40

50

うに、第1ボールベアリング133及び環状部材119について、線膨張係数 β_b 、 β_c に加えて、外径 B_b やピッチ円内径 B_c が考慮されているため、温度上昇に伴って想定距離 CL_3 が小さくなる構成を実現できる。

【0120】

本実施形態によれば、ローラ134の外径 B_a の増加率が、環状部材119のピッチ円内径 B_c と第1ボールベアリング133の外径 B_b との差である径差 ΔB_1 の増加率に比べて大きい。また、上記(3)の関係が成り立っている。これら場合、第1ボールベアリング133と環状部材119との間の離間空間でのローラ134の移動態様が、ローラ134の膨張度合いまで含めて考慮されているため、温度上昇に伴って想定距離 CL_1 が小さくなる構成をより確実に実現できる。

10

【0121】

本実施形態によれば、第1ボールベアリング133の線膨張係数 β_b と環状部材119の線膨張係数 β_c との比を適正に設定することで、第1ボールベアリング133や環状部材119の寸法を従来から変更しなくても、上記(3)の関係を満たすことができる。このため、バルブタイミング調整装置100の設計段階において、寸法の変更を行うという必要がなくなることで、設計変更についてのコスト負担の増加を抑制することができる。

【0122】

本実施形態によれば、ローラ134の線膨張係数 β_a が保持器141の線膨張係数 β_d に比べて大きくなっているため、バルブタイミング調整装置100での温度上昇に伴って、寸法差 ΔB_2 が小さくなる。ここで、寸法差 ΔB_2 は、保持器141の隣り合う突起部141aの間において、ローラ134が仮想円Mの周方向に移動可能な距離である。

20

【0123】

図22に示すように、潤滑油の熱が十分に放出された状態においては、潤滑油の粘度が大きいことで保持器141の突起部141aとローラ134との相対的な移動が潤滑油によって規制されやすい。このため、寸法差 ΔB_2 がある程度大きくても、突起部141aとローラ134とが衝突する際の勢いが大きくなりにくい。

【0124】

一方、図23に示すように、潤滑油の温度が高温になった場合、寸法差 ΔB_2 は、ローラ134の線膨張係数 β_a が保持器141の線膨張係数 β_d に比べて大きいことに起因して、冷間始動時の寸法差 ΔB_2 に比べて小さくなっている。このため、温度上昇に伴って潤滑油の粘度が小さくなっているとしても、ローラ134が突起部141aに衝突する際の移動距離が小さく、その衝突の勢いが大きくなりにくい。したがって、バルブタイミング調整装置100の温度が低い場合でも高い場合でも、保持器141の突起部141aにローラ134が衝突する際の打音を低減することができる。

30

【0125】

本実施形態によれば、ローラ134の温度上昇に伴う外径 B_a の増加率が、保持器141の温度上昇に伴う保持距離 L_1 の増加率に比べて大きい。また、上記(4)の関係が成り立っている。これらの場合、ローラ134及び保持器141について、線膨張係数 β_a 、 β_d に加えて、外径 B_a や隣り合う突起部141aの保持距離 L_1 が考慮されているため、温度上昇に伴って寸法差 ΔB_2 が小さくなる構成を実現できる。

40

【0126】

本実施形態によれば、ローラ134の線膨張係数 β_a と保持器141の線膨張係数 β_d との比を適正に設定することで、ローラ134や保持器141の寸法を従来から変更しなくても、上記(4)の関係を満たすことが可能になる。このため、バルブタイミング調整装置100の設計段階において、寸法の変更を行うという必要がなくなることで、設計変更についてのコスト負担の増加を抑制することができる。

【0127】

(他の実施形態)

以上、本開示による複数の実施形態について説明したが、本開示は、上記実施形態に限定して解釈されるものではなく、本開示の要旨を逸脱しない範囲内において種々の実施形

50

態及び組み合わせに適用することができる。

【0128】

変形例1として、上記第1実施形態において、内歯車部37、38の線膨張係数 $\alpha b1$ 、 $\alpha b2$ が同じ値になっているのではなく、これら線膨張係数 $\alpha b1$ 、 $\alpha b2$ は異なる値になっていてもよい。すなわち、駆動側内歯車部37と従動側内歯車部38とが異なる鋼材により形成されていてもよい。同様に、外歯車部50、51の線膨張係数 $\alpha a1$ 、 $\alpha a2$ が同じ値になっていたが、これら線膨張係数 $\alpha a1$ 、 $\alpha a2$ は異なる値になっていてもよい。すなわち、駆動側外歯車部50と従動側外歯車部51とが異なる鋼材により形成されていてもよい。これらの場合でも、駆動側及び従動側のそれぞれについて、外歯車部50、51の線膨張係数 $\alpha a1$ 、 $\alpha a2$ が内歯車部37の線膨張係数 $\alpha b1$ 、 $\alpha b2$ に比べて大きくなっていけばよい。

10

【0129】

変形例2として、上記第1実施形態において、従動側についての限界径差 $\Delta Dy2$ が駆動側についての限界径差 $\Delta Dy1$ より小さくなくてもよい。例えば、これら限界径差 $\Delta Dy1$ 、 $\Delta Dy2$ が同じ値である構成とする。この構成では、もし歯車部37、38、50、51が限界温度 Ty に到達した場合に、従動側外歯車部51と従動側内歯車部38との衝突と、駆動側外歯車部50と従動側内歯車部38との衝突とが同じ度合いで発生すると考えられる。

【0130】

また、駆動側についての限界径差 $\Delta Dy1$ が従動側についての限界径差 $\Delta Dy2$ より小さい構成とする。この構成では、もし歯車部37、38、50、51が限界温度 Ty に到達すると、駆動側外歯車部50と従動側内歯車部38との衝突の方が、従動側外歯車部51と従動側内歯車部38との衝突に比べて発生しやすい。外歯車部50、51と内歯車部37、38との衝突に伴う打音を抑制するためには、駆動側及び従動側のうち駆動側について歯車部50、37の熱膨張を管理すれば済むことになる。

20

【0131】

変形例3として、上記第1実施形態において、駆動側及び従動側のうち一方について、外歯車部50、51の線膨張係数 $\alpha a1$ 、 $\alpha a2$ が内歯車部37の線膨張係数 $\alpha b1$ 、 $\alpha b2$ に比べて大きくなっていてもよい。例えば、駆動側について、駆動側外歯車部50の線膨張係数 $\alpha a1$ と駆動側内歯車部37の線膨張係数 $\alpha b1$ とが同じ値になっている構成とする。

30

【0132】

変形例4として、上記第2実施形態において、環状部材119の線膨張係数 βc と保持器141の線膨張係数 βd とが同じ値になっているのではなく、これら線膨張係数 βc 、 βd は異なる値になっていてもよい。すなわち、環状部材119と保持器141とは異なる鋼材により形成されていてもよい。また、ローラ134の線膨張係数 βa と第1ボールベアリング133の線膨張係数 βb とが同じ値になっていてもよい。すなわち、ローラ134と第1ボールベアリング133の外輪133bとは異なる鋼材により形成されていてもよい。これらの場合でも、第1ボールベアリング133の線膨張係数 βb が環状部材119の線膨張係数 βc より大きくなっていけばよい。まだ、ローラ134の線膨張係数 βa が保持器141の線膨張係数 βd より大きくなっていけばよい。

40

【0133】

変形例5として、上記第1、2実施形態について、バルブタイミング調整装置は、吸気弁のバルブタイミングを調整するのではなく、排気弁のバルブタイミングを調整してもよい。

【符号の説明】

【0134】

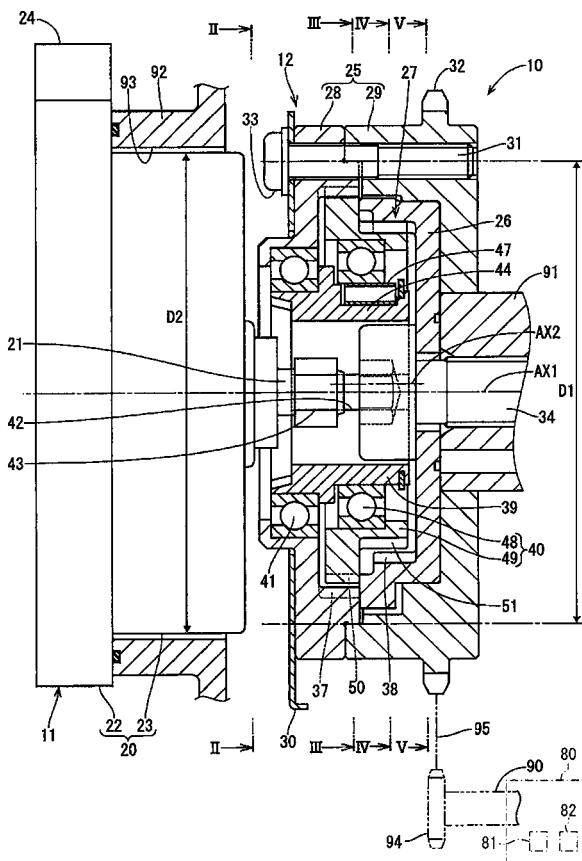
10…バルブタイミング調整装置、25…駆動回転体、26…従動回転体、37…駆動歯車部としての駆動側内歯車部、37a…内歯、38…従動歯車部としての従動側内歯車部、38a…内歯、80…内燃機関、49…遊星回転体としての遊星歯車、50…第1遊

50

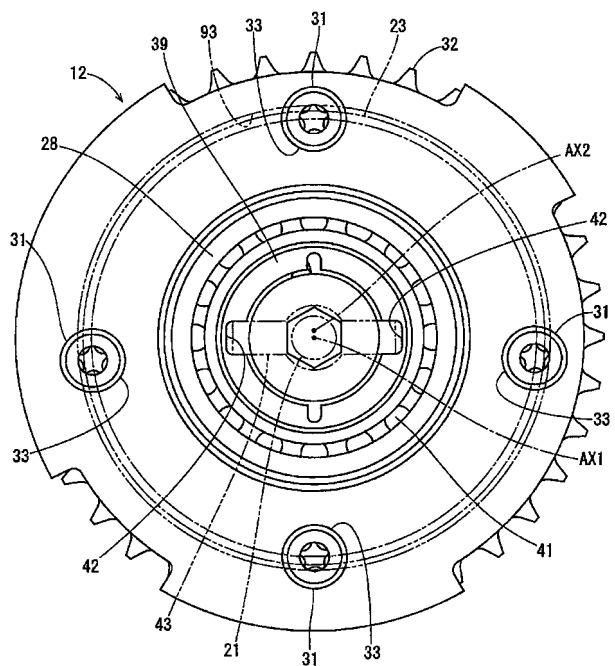
星歯車部としての駆動側外歯車部、51…第2遊星歯車部としての従動側外歯車部、81…吸気弁、90…クランク軸、91…カム軸、Da1…駆動側外歯車部のピッチ円外径、Da1p…基準径、Da2…従動側外歯車部のピッチ円外径、Da2p…基準径、Db1…駆動側内歯車部のピッチ円内径、Db1p…基準径、Db2…従動側内歯車部のピッチ円内径、Db2p…基準径、 $\alpha a1$ …駆動側外歯車部の線膨張係数、 $\alpha a2$ …従動側外歯車部の線膨張係数、 $\alpha b1$ …駆動側内歯車部の線膨張係数、 $\alpha b2$ …従動側内歯車部の線膨張係数、Tp…基準温度、100…バルブタイミング調整装置、101…移動回転体としてのスプロケット、102…カム軸としてのカムシャフト、108…減速機構、109…従動回転体としての従動部材、119…環状部材、119a…内歯、130…偏心回転体を構成する偏心軸部、133…偏心回転体を構成する第1ボールベアリング、134…ローラ、141…保持器、141a…ローラ保持部としての突起部、Ba…ローラの外径、Ba q…基準径、Bb…第1ボールベアリングの外径、Bb q…基準径、Bc…環状部材のピッチ円内径、Bc q…基準径、Bd…保持器の保持径、Bd q…基準径、 $\Delta B1$ …BbとBcとの径差、L1…隣り合う突起部の離間距離としての保持距離、L1 q…基準距離、 βa …ローラの線膨張係数、 βb …第1ボールベアリングの線膨張係数、 βc …環状部材の線膨張係数、 βd …保持器の線膨張係数、Tq…基準温度。

10

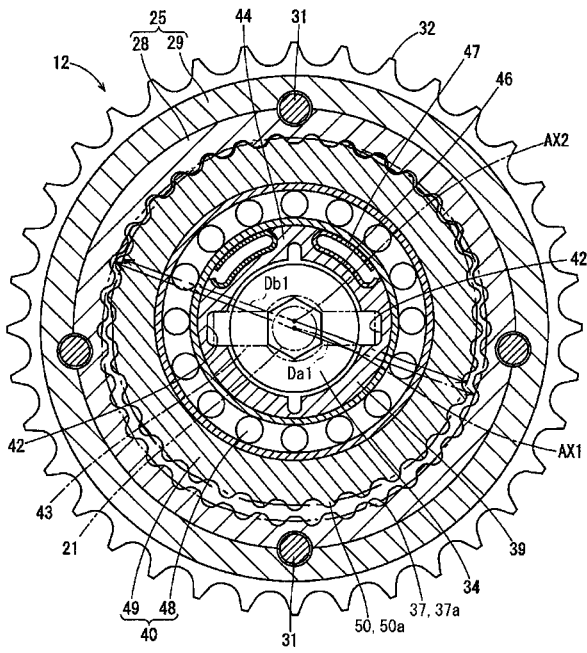
【図1】



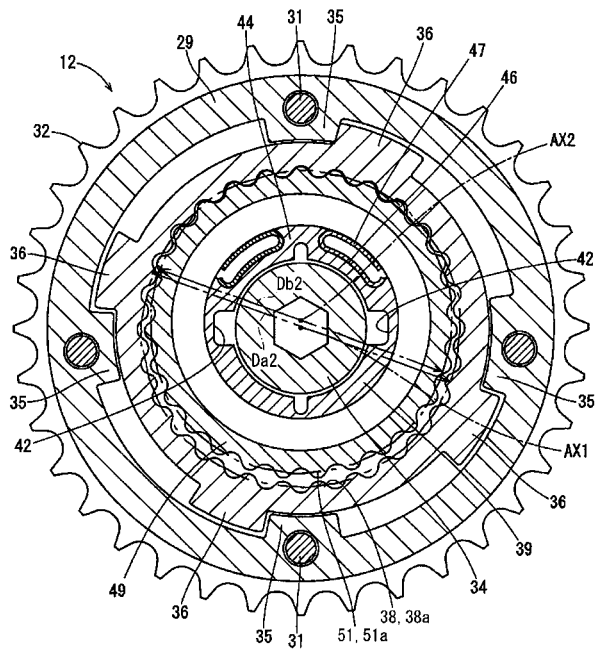
【図2】



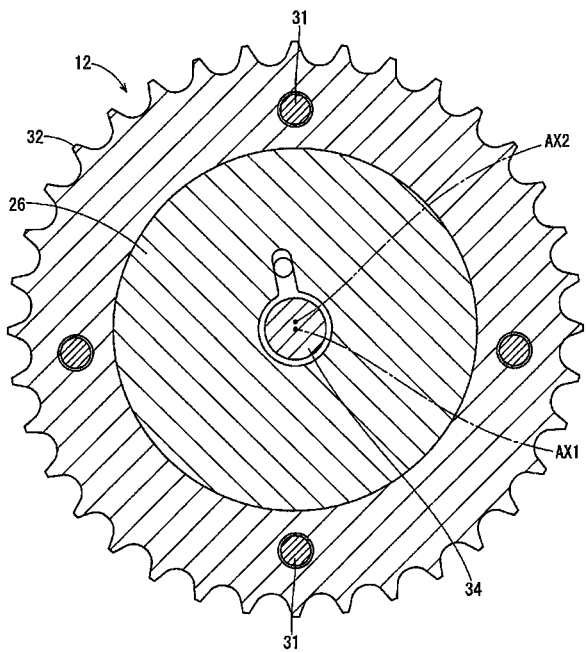
【図 3】



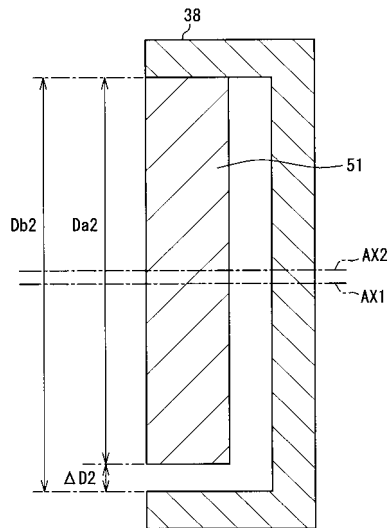
【図 4】



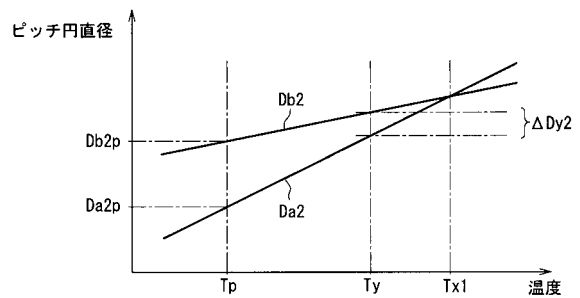
【図 5】



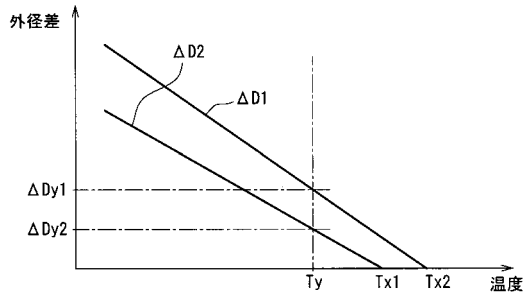
【図 6】



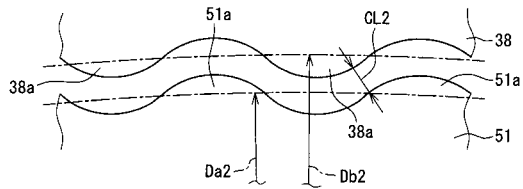
【図 7】



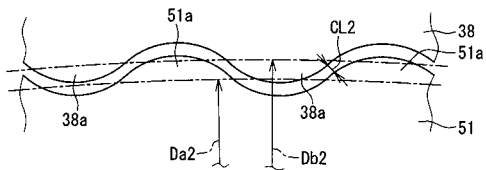
【図 8】



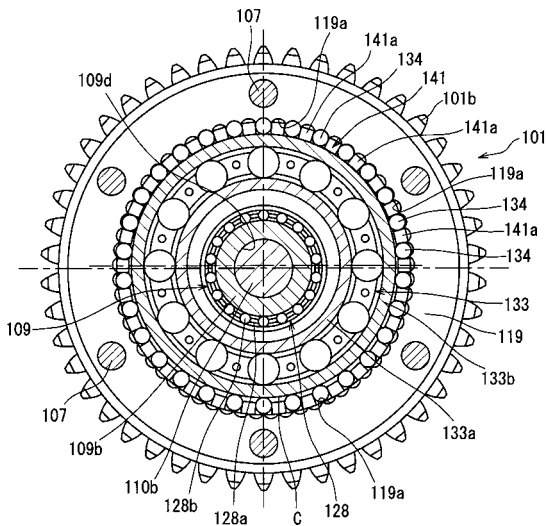
【図 9】



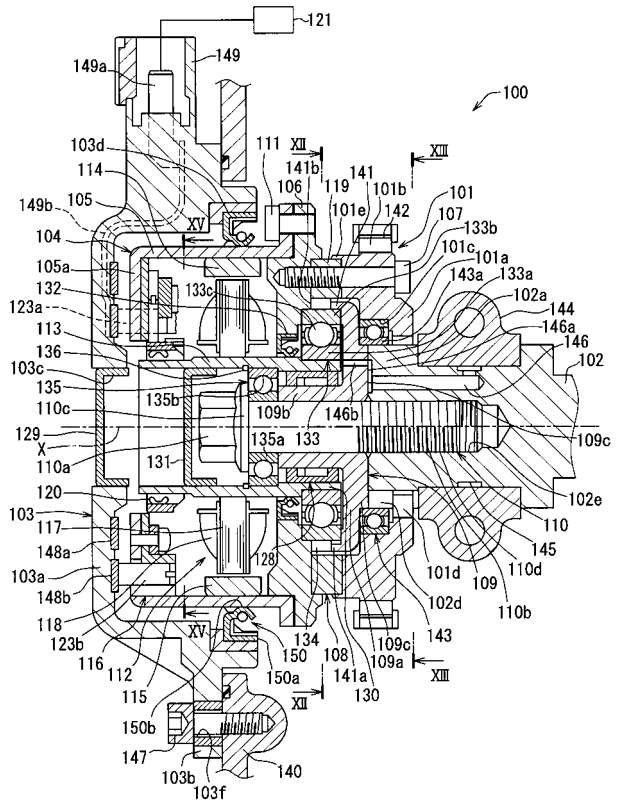
【図 10】



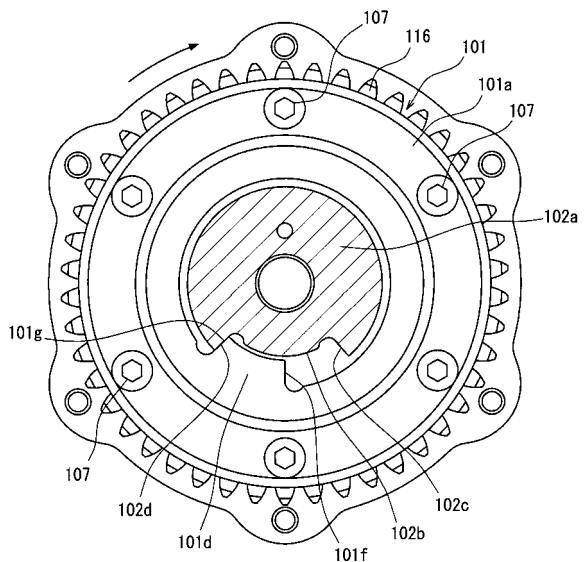
【図 12】



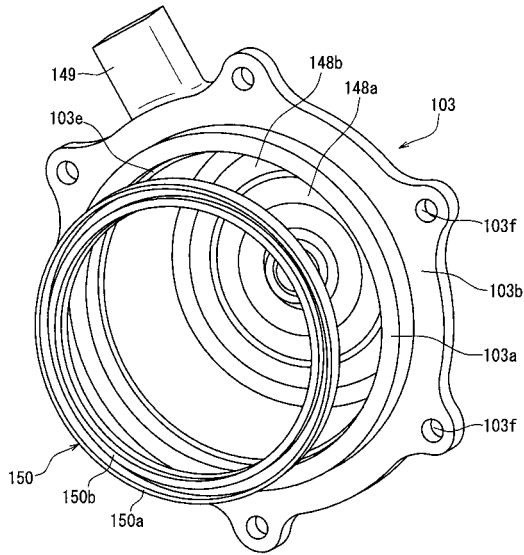
【図 11】



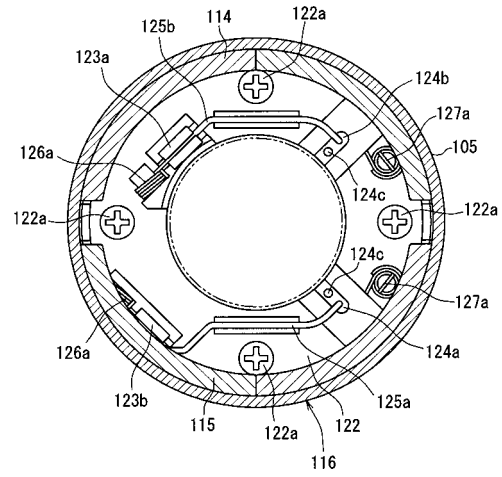
【図 13】



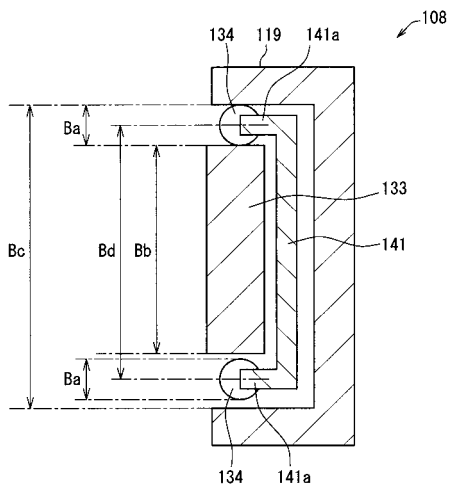
【図 14】



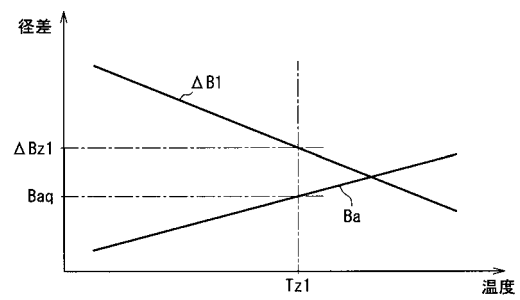
【図 15】



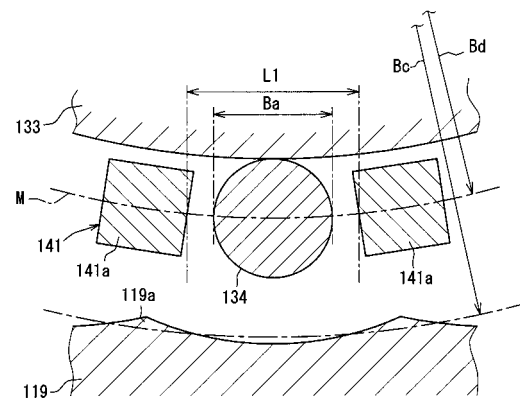
【図 16】



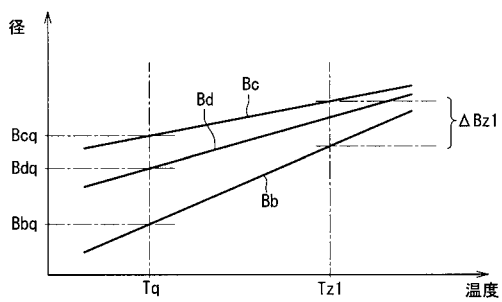
【図 18】



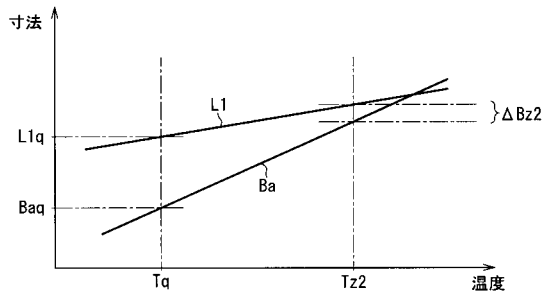
【図 19】



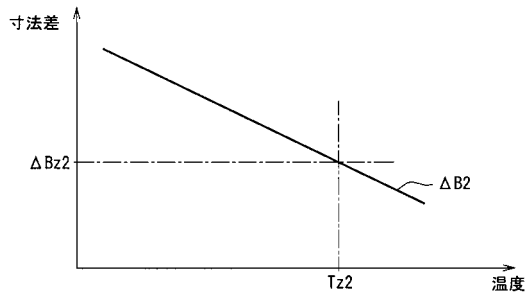
【図 17】



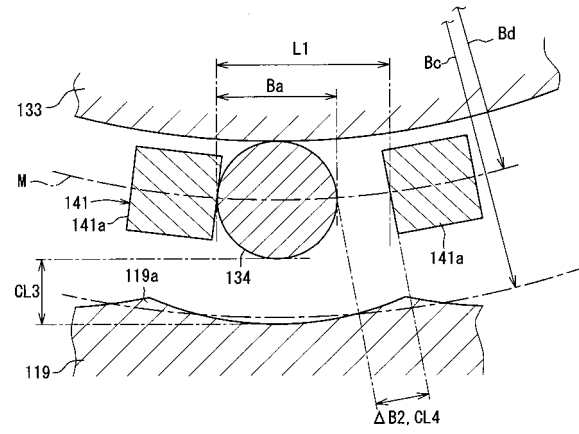
【図 20】



【図 21】



【図 22】



【図 23】

