(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017 年 9 月 21 日(21.09.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/159577 A1

(51) 国際特許分類:
F16H 7/08 (2006.01) *F02B 67/06* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/009830

(22) 国際出願日: 2017 年 3 月 10 日(10.03.2017)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2016-053401 2016 年 3 月 17 日(17.03.2016) JP

(71) 出願人: マツダ株式会社(MAZDA MOTOR CORPORATION) [JP/JP]; 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地３番１号 Hiroshima (JP).

(72) 発明者: 岩上 武善(IWAGAMI Takeyoshi); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地３番１号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP). 小泉 昌弘(KOIZUMI Masahiro); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地３番１号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP). 椛澤 庄太(KABASAWA Shota); 〒9402402 新潟県長岡市与板町与板１３２ Niigata (JP). ▲高▼橋 育馬(TAKAHASHI Ikuma); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地３番１号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP). 石井 賢也(ISHII Kenya); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地３番１号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人前田特許事務所(MAEDA & PARTNERS); 〒5300004 大阪府大阪市北区堂島浜１丁目２番１号 新ダイビル２３階 Osaka (JP).

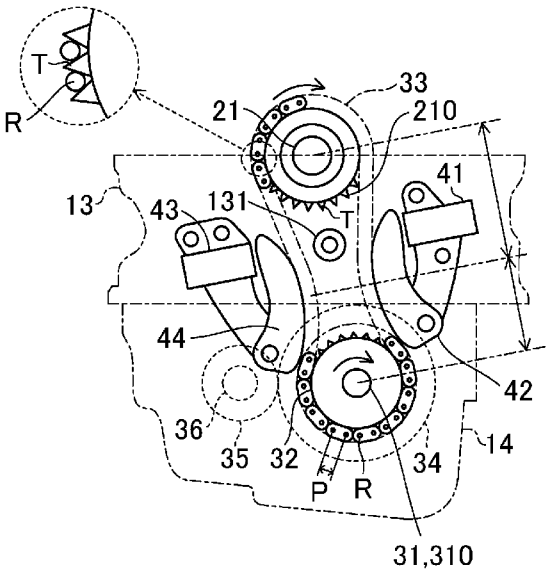
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR),

[続葉有]

(54) **Title**: ACCESSORY DRIVE DEVICE FOR ENGINE

(54) 発明の名称 : エンジンの補機駆動装置



(57) **Abstract**: This accessory drive device for an engine 1 is provided with: a drive shaft (crankshaft 21); a driven shaft (oil-pump drive shaft 31); an endless transmission member (drive chain 33); a first tensioner (first hydraulic tensioner 41) disposed on a slack side of the endless transmission member; and a second tensioner (second hydraulic tensioner 43) disposed on a tight side of the endless transmission member. The second tensioner has a damping function for damping a pressing force which is exerted when the second tensioner is pressed, in an anti-biasing direction, by the endless transmission member.

(57) 要約: エンジン１の補機駆動装置は、駆動軸（クランクシャフト２１）と、従動軸（オイルポンプ駆動シャフト３１）と、無端伝動部材（駆動チェーン３３）と、無端伝動部材の緩み側に配設された第１のテンショナ（第１の油圧テンショナ４１）と、無端伝動部材の張り側に配設された第２のテンショナ（第２の油圧テンショナ４３）と、を備える。第２のテンショナは、無端伝動部材から反付勢方向に押圧されたときに、その押圧力を減衰させる減衰機能を有している。

WO 2017/159577 A1

OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： エンジンの補機駆動装置

技術分野

[0001] ここに開示する技術は、エンジンの補機駆動装置に関する。

背景技術

[0002] 特許文献１には、クランクシャフトによって、従動軸であるバランサーシャフトを駆動するよう構成されたエンジンの補機駆動装置において、クランクシャフトとバランサーシャフトとの間に巻きかけられたチェーンの張り側に固定ガイドを設けると共に、緩み側に配設した油圧テンショナによって、チェーンに張力を付与する構成が記載されている。

[0003] また、特許文献２には、クランクシャフトによって、従動軸であるオイルポンプの駆動シャフトを駆動するよう構成されたエンジンの補機駆動装置において、オイルポンプの駆動シャフトと、副従動体を駆動する回転軸としてのバランサーシャフトとを、互いに噛み合うギヤによって連結した構成が記載されている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開２００８－１７５１３８号公報

特許文献2：特開２０１５－９８８１１号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] 特許文献２に記載されているような、従動軸と副従動体の回転軸とをギヤによって連結した構成においては特に、クランクシャフトの角速度変動によって、クランクシャフトと従動軸との間のチェーンの張り側で、瞬間的な張力抜けが発生すると、従動軸と副従動体の回転軸とを連結するギヤの噛み合い箇所において、従動軸側のギヤの回転が、副従動体の回転軸のギヤの回転に対して遅くなり、噛み合ったギヤの歯が一旦、離れ、その後、再び当たる

ようになる。従って、クランクシャフトの角速度変動によって、当該ギヤの噛み合い箇所においては、ギヤの歯の離間と当接とが繰り返され、そのギヤの当接時に高張力が発生してしまう。

[0006] そこで、従来においては、クランクシャフトと従動軸との間のチェーンの張り側における瞬間的な張力抜けを防止するために、緩み側に設けたテンショナの押圧付勢力を大きくしておく対策が施されていた。

[0007] ところが、緩み側のテンショナの押圧付勢力を大きくすると、チェーンの平均張力が高くなるため、チェーンの駆動抵抗が増大してしまう。このことは、燃費性能の低下を招くことになる。

[0008] ここに開示する技術は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、無端伝動部材によって駆動軸の駆動力を従動軸に伝達するよう構成されたエンジンの補機駆動装置において、駆動軸の角速度変動に起因する無端伝動部材の張り側の張力抜けを防止しつつ、無端伝動部材の平均張力を低減することにある。

課題を解決するための手段

[0009] ここに開示する技術は、エンジンの補機駆動装置に係る。エンジンの補機駆動装置は、駆動軸と、エンジンの補機に連結された従動軸と、前記駆動軸と前記従動軸との間に巻きかけられた無端伝動部材と、前記無端伝動部材の緩み側に配設されかつ、前記無端伝動部材に張力を付与するように、前記無端伝動部材を押圧付勢するよう構成された第１のテンショナと、前記無端伝動部材の張り側に配設されかつ、前記無端伝動部材に張力を付与するように、前記無端伝動部材を押圧付勢するよう構成された第２のテンショナと、を備える。

[0010] そして、前記第２のテンショナは、前記無端伝動部材から反付勢方向に押圧されたときに、その押圧力を減衰させる減衰機能を有している。

[0011] この構成によると、駆動軸と従動軸との間に巻きかけられた無端伝動部材の緩み側には、無端伝動部材に張力を付与するよう無端伝動部材を押圧付勢する第１のテンショナが配設されると共に、張り側にも、無端伝動部材に張

力を付与するよう無端伝動部材を押圧付勢する第２のテンショナが配設される。

[0012] ここで第２のテンショナは、無端伝動部材から反付勢方向に押圧されたときに、その押圧力を減衰させる減衰機能を有している。これにより、無端伝動部材から反付勢方向に押圧されたときには、その押圧力に対抗することが可能になると共に、無端伝動部材が緩もうとしたときには、無端伝動部材の動きに追従して、無端伝動部材を押圧し続けることが可能になる。その結果、駆動軸の角速度変動が生じた時においても、減衰機能を有する第２のテンショナによって、無端伝動部材の張り側における張力抜けの発生が防止される。緩み側に配設したテンショナのみで無端伝動部材に張力を付与することによって、張り側の張力抜けを防止しようとする構成と比較して、前記の構成は、緩み側に配設した第１のテンショナの押圧付勢力を低くすることが可能になる。第１のテンショナ及び第２のテンショナの両方によって付与される、無端伝動部材の平均張力を小さくすることが可能になる。

[0013] こうして、前記の構成では、駆動軸の角速度変動に起因する、無端伝動部材の張り側の張力抜けを防止しつつ、無端伝動部材の平均張力を低減することが可能になる。

[0014] 前記第１のテンショナは、前記無端伝動部材から反付勢方向に押圧されたときに、その押圧力を減衰させる減衰機能を有し、前記第１のテンショナ及び前記第２のテンショナはそれぞれ、圧力室内に作動油が供給されることによって前記無端伝動部材を、付勢方向に付勢するよう構成されたプランジャと、前記プランジャを、前記付勢方向に付勢するばねとを有しかつ、前記プランジャが前記無端伝動部材から、前記反付勢方向に押圧されたときに前記圧力室から前記作動油を漏出することで、前記押圧力を減衰させるよう構成された油圧テンショナであり、前記第１のテンショナの付勢力は、前記第２のテンショナの付勢力よりも低く設定されている、としてもよい。

[0015] 無端伝動部材の緩み側にも減衰機能を有する第１のテンショナを配設することによって、無端伝動部材の緩み側においても、張力抜けが防止される。

[0016] また、第１のテンショナ及び第２のテンショナはそれぞれ、ばねによって無端伝動部材を押圧付勢すると共に、作動油の供給により、プランジャを介して無端伝動部材を押圧付勢するよう構成された油圧テンショナであるが、緩み側のテンショナの付勢力は、張り側のテンショナの付勢力よりも低く設定される。

[0017] 無端伝動部材の張り側は、駆動軸の角速度変動による張力抜けだけでなく、従動軸の慣性力に起因して生じる無端伝動部材のばたつきも、抑制する必要がある。一方、無端伝動部材の緩み側は、駆動軸の角速度変動による張力抜けだけを抑制することができればよい。そのため、無端伝動部材の張り側は、付勢力を相対的に高くすることによって、張力抜け、及び、無端伝動部材のばたつきを、有効に抑制することが可能になる。一方、無端伝動部材の緩み側は、付勢力を相対的に低くしても、張力抜けを、有効に抑制することが可能になる。また、緩み側の付勢力を、必要最低限に弱くすることで、無端伝動部材の平均張力を低減することが可能になり、無端伝動部材の駆動抵抗を下げることが可能になる。

[0018] 前記第２のテンショナが有するばねの、ばね定数は、前記第１のテンショナが有するばねの、ばね定数よりも大きい、としてもよい。

[0019] 前述したように、油圧テンショナは、ばねによって無端伝動部材を押圧付勢すると共に、圧力室への作動油の供給により、プランジャを介して無端伝動部材を押圧付勢するよう構成される。無端伝動部材に対する押圧付勢力を高くしようとすると、ばねの、ばね定数を大きくするか、圧力室からの作動油の漏れ速度を遅くするか、の２つの手段が考えられる。ここで、エンジンの始動時の油圧が低いときには、作動油により十分な押圧付勢力を得ることは困難になる。そのため、エンジンの始動時から、無端伝動部材の走行を安定させるには、ばねによって、無端伝動部材を安定的に押圧付勢することができるように、ばね定数を調整することが好ましい。

[0020] 前記の構成では、油圧テンショナである第２のテンショナが有するばねの、ばね定数を、同じく油圧テンショナである第１のテンショナが有するばね

の、ばね定数よりも大きくする。こうすることで、前述の通り、無端伝動部材の張り側の押圧付勢力を相対的に高くして、張り側の張力抜け等を抑制することが可能になると共に、油圧の低いエンジンの始動時においても、無端伝動部材に安定して張力を付与することが可能になる。その結果、エンジンの始動時から、従動軸によって駆動される補機の駆動が安定する。

[0021] 前記第１のテンショナ及び前記第２のテンショナはそれぞれ、前記作動油の漏出流量を変更可能に構成されている、としてもよい。

[0022] こうすることで、第１のテンショナ及び第２のテンショナにおける減衰特性を変更することが可能になる。例えばエンジンの運転状態に応じて第１のテンショナ及び第２のテンショナにおける減衰特性を変更することにより、無端伝動部材の押圧状態を最適化することができる。

[0023] 前記無端伝動部材は、前記緩み側及び前記張り側が、前記駆動軸と前記従動軸との間において、前記駆動軸と前記従動軸とを結ぶ方向に直交する方向に並ぶように配設され、前記第１のテンショナ及び前記第２のテンショナが対向して、前記無端伝動部材の前記緩み側及び前記張り側のそれぞれを内方に向かって押圧する位置は、前記駆動軸と前記従動軸とを結ぶ線の中央に対して、前記駆動軸の側又は前記従動軸の側に、ずれている、としてもよい。

[0024] この構成では、駆動軸と従動軸との間において向かい合う無端伝動部材の緩み側と張り側のそれぞれに第１のテンショナ及び第２のテンショナが配設され、第１のテンショナ及び第２のテンショナは、無端伝動部材の緩み側及び張り側をそれぞれ内方に向かって押圧する。このため、無端伝動部材の緩み側と張り側との間の間隔は、第１のテンショナ及び第２のテンショナの押圧位置において最も狭くなり、その押圧位置から駆動軸に近づくに従い、無端伝動部材の緩み側と張り側との間の間隔は次第に広がると共に、押圧位置から従動軸に近づくに従い、無端伝動部材の緩み側と張り側との間の間隔は次第に広がる。

[0025] ここで、前記の構成では、第１のテンショナ及び第２のテンショナが対向して、無端伝動部材を押圧する位置は、駆動軸と従動軸とを結ぶ線の中央に

対して、駆動軸の側又は従動軸の側に、ずれている。こうすることで、無端伝動部材の張り側及び緩み側の間隔は、無端伝動部材を押圧する位置がずれた側（駆動軸の側又は従動軸の側）が、相対的に狭くなり、それとは逆側（従動軸の側又は駆動軸の側）が、相対的に広くなる。こうして、張り側及び緩み側の間隔を、相対的に広くすることによって、当該広くなった箇所を利用することが可能になる。張り側及び緩み側の間隔が広くなった箇所に、例えばエンジンのフロントカバーを取り付けるためのボス部を設けるようにしてもよい。

発明の効果

[0026] 以上説明したように、前記のエンジンの補機駆動装置によると、無端伝動部材の張り側に、減衰機能を有する第２のテンショナを設けることで、張り側における張力抜けを防止することができるから、緩み側に配設した第１のテンショナの押圧付勢力を小さくすることができ、張力抜けを防止しつつ、無端伝動部材の平均張力を低減することができる。

図面の簡単な説明

[0027] [図1]図１は、エンジンの補機駆動装置が適用されるエンジンを示す正面図である。

[図2]図２は、エンジンの補機駆動装置の構成を示す正面図である。

[図3]図３は、エンジンの補機駆動装置における軸の配置構成を示す底面図である。

[図4]図４は、油圧テンショナの構成を示す断面図であり、上図はプランジャが後退したときの状態、下図はプランジャが前進したときの状態である。

[図5]図５は、スプリングのみを備えたテンショナと、スプリングとダンパーとを備えたテンショナとの特性を比較する図である。

[図6]図６は、チェーンの平均張力について、実施例と比較例とを比較した図である。

[図7]図７は、エンジンの内部の構造の一部を示す断面図である。

発明を実施するための形態

[0028] 以下、ここに開示するエンジンの補機駆動装置について、図面を参照しながら詳細に説明をする。尚、以下の説明は例示である。図１は、前記補機駆動装置を備えたエンジン１を示している。エンジン１は、自動車に搭載される。エンジン１は、例えば直列４気筒のディーゼルエンジンである。尚、エンジン１は、この構成に限定されない。

[0029] 図１において、エンジン１は、上から下に、図示省略のヘッドカバー、シリンダヘッド１１、シリンダブロック１２、ロアブロック１３、及びオイルパン１４から構成されている。クランクシャフト２１は、シリンダブロック１２とロアブロック１３との間に回転可能に支持されている。吸気カムシャフト２２及び排気カムシャフト２３は、シリンダヘッド１１に回転可能に支持されている。

[0030] 吸気カムシャフト２２と排気カムシャフト２３とは、タイミングギヤ２２１、２３１を介して互いに連結されている。排気カムシャフト２３には、排気カムシャフト２３と同軸にカムスプロケット２４が取り付けられている。クランクシャフト２１には、クランクスプロケット２５が取り付けられている。カムスプロケット２４とクランクスプロケット２５との間には、タイミングチェーン２６が巻きかけられている。エンジン１は、図７に示すように、シリンダブロック１２の内部に複数の気筒６１を有しており、各気筒６１では、気筒壁（シリンダライナ）６２とシリンダヘッド１１に形成された燃焼室壁６３とピストン６４とにより燃焼室６５が形成されている。燃焼圧力によりピストン６４が略気筒軸方向に往復移動することにより、コンロッド６６を介してクランクシャフト２１が回動され、クランクシャフト２１は駆動軸として作用する。その駆動力は、クランクスプロケット２５、タイミングチェーン２６を介してカムスプロケット２４に伝達される。それによって、排気カムシャフト２３が、クランクシャフト２１の回転に同期して回転すると共に、タイミングギヤ２２１、２３１を介して連結された吸気カムシャフト２２も、クランクシャフト２１の回転に同期して回転する（図１の矢印参照）。

[0031] タイミングチェーン２６の張り側、つまり、図１における紙面右側には、タイミングチェーン２６を案内するガイド２７が設けられている。ガイド２７は、タイミングチェーン２６のばたつきを抑制する。ガイド２７は、タイミングチェーン２６の張り側に沿うように上下方向に伸びている。ガイド２７は、シリンダヘッド１１及びシリンダブロック１２に固定されている。

[0032] タイミングチェーン２６の緩み側、つまり、図１における紙面左側には、タイミングチェーン２６に張力を付与し、さらに減衰機能を有する油圧テンショナ２８が配設されている。油圧テンショナ２８は、テンションアーム２９を介して、タイミングチェーン２６を押圧する。テンションアーム２９は、タイミングチェーン２６の緩み側に沿うように上下方向に伸びている。テンションアーム２９の上端部は、シリンダヘッド１１に枢支されている。油圧テンショナ２８は、プランジャが、テンションアーム２９の下端部を、エンジン１の内方に押すように、配設されている。尚、油圧テンショナ２８の構成は、後述する、駆動チェーン３３の緩み側と張り側とに配設された油圧テンショナ４１、４３の構成と同じである。

[0033] オイルパン１４内には、オイルポンプ３０（図３参照）を駆動するオイルポンプ駆動シャフト３１が配設されている。クランクシャフト２１とオイルポンプ駆動シャフト３１とは、駆動チェーン３３によって互いに連結されている。つまり、図１には図示していないが、図２に示すように、クランクシャフト２１には、前記クランクスプロケット２５とは別の、第２クランクスプロケット２１０がクランクスプロケット２５と同軸上に取り付けられており、第２クランクスプロケット２１０と、オイルポンプ駆動シャフト３１に取り付けられたオイルポンプスプロケット３２との間に、駆動チェーン３３が巻きかけられている。第２クランクスプロケット２１０とオイルポンプスプロケット３２とは、同じ歯数に構成されており、クランクシャフト２１とオイルポンプスプロケット３２とは、同じ速度で回転をする。

[0034] 図２及び図３に示すように、オイルポンプ駆動シャフト３１には、オイルポンプ３０を挟んでオイルポンプスプロケット３２とは逆側に、第１ギヤ３

４が取り付けられている。第１ギヤ３４は、第２ギヤ３５と噛み合うように構成されている。第２ギヤ３５は、オイルポンプ駆動シャフト３１と平行となるように配設された第１バランサーシャフト３６の一端部に取り付けられている。第１バランサーシャフト３６は、図２に示すように、オイルポンプ駆動シャフト３１に対し、略水平方向に並んで配設されている。第１ギヤ３４と第２ギヤ３５とは、ギヤ比が２倍となるように構成されており、オイルポンプ駆動シャフト３１が回転することにより、第１バランサーシャフト３６は、２倍の速度で回転をするように構成されている。

[0035] 第１バランサーシャフト３６の途中には、第１バランサーウエイト３７が取り付けられている。第１バランサーシャフト３６の他端部には、第３ギヤ３８が取り付けられている。第３ギヤ３８は、第４ギヤ３９と噛み合うように構成されている。第４ギヤ３９は、第１バランサーシャフト３６に平行でかつ、オイルポンプ駆動シャフト３１に同軸となるように配設された第２バランサーシャフト３１０の他端部に取り付けられている。第３ギヤ３８と第４ギヤ３９とは歯数が同じであり、第１バランサーシャフト３６と第２バランサーシャフト３１０とは、等速で逆向きに回転をする。第２バランサーシャフト３１０の途中には、第２バランサーウエイト３１１が取り付けられている。

[0036] このように、エンジン１の補機駆動装置は、駆動チェーン３３によって駆動されるオイルポンプ駆動シャフト３１に、ギヤ３４、３５、３８、３９を介して、第１及び第２バランサーシャフト３６、３１０が、直接又は間接的に連結される。駆動チェーン３３は、図２に示すように、ローラ間隔Ｐで配設された複数のローラＲ…Ｒを有する周知の無端チェーンであり、前記複数のローラＲ…Ｒはオイルポンプスプロケット３２の外周部に形成された歯部Ｔ…Ｔと噛み合い可能に構成されている。この構成では、クランクシャフト２１の回転の角速度変動によって、角速度が遅くなる時にクランクシャフト２１からオイルポンプ駆動シャフト３１への駆動力伝達が瞬間的に小さくなると、歯部Ｔ…Ｔとローラ Ｒ…Ｒとの噛み合い状態が解除され、クランクシ

ャフト２１とオイルポンプ駆動シャフト３１との間の駆動チェーン３３の張り側（つまり、図２における紙面左側）で、瞬間的な張力抜けが発生する。このとき、オイルポンプ駆動シャフト３１と第１バランサーシャフト３６とを連結する第１及び第２ギヤ３４、３５の噛み合い箇所、並びに、第１バランサーシャフト３６と第２バランサーシャフト３１０を連結する第３及び第４ギヤ３８、３９の噛み合い箇所において、駆動側のギヤの回転が、被駆動側のギヤの回転に対して遅くなり、噛み合っていたギヤの歯が一旦、離れ、その後、クランクシャフト２１の角速度が上昇すると駆動チェーン３３のローラＲ…Ｒとオイルポンプスプロケット３２の歯部Ｔ…Ｔとが再び当接し、それに伴って、第１及び第２ギヤ３４、３５の噛み合い箇所および第３及び第４ギヤ３８、３９の噛み合い箇所においても、ギヤの歯が再び当たるようになる。従って、クランクシャフト２１の回転の速度変動によって、ギヤの噛み合い箇所においては、ギヤの歯の離間と当接とが繰り返されると共に、そのギヤの当接時にその衝撃力によって、駆動チェーン３３に高張力が発生してしまう虞がある。

[0037] なお、本実施例では無端伝動部材としてタイミングチェーンを用いているが、ベルトの内周面に噛み合い用の歯部を形成し、スプロケットに代えて外周面に歯部を形成したプーリを使用したものについても同様の課題は起こり得る。

[0038] そこで、この構成の補機駆動装置では、図１及び図２に示すように、駆動チェーン３３の張り側における瞬間的な張力抜けを防止するために、駆動チェーン３３の緩み側と張り側との両方に、減衰機能を有する油圧テンショナ４１、４３を設けている。

[0039] 具体的に、駆動チェーン３３の緩み側、つまり、図１及び図２における紙面右側の油圧テンショナ４１は、第１のテンショナに相当する。この第１の油圧テンショナ４１は、ロアブロック１３に取り付けられている。第１の油圧テンショナ４１は、テンションアーム４２を介して、駆動チェーン３３を、エンジン１の内方に押圧する。テンションアーム４２は、駆動チェーン３

３の緩み側に沿うように、エンジン上下方向に伸びて配設されており、その下端部がロアブロック１３に対して枢支されている。第１の油圧テンショナ４１は、テンションアーム４２の上端部を押圧するように、ロアブロック１３に取り付けられている。

[0040] 駆動チェーン３３の張り側、つまり、図１及び図２における紙面左側の油圧テンショナ４３は、第２のテンショナに相当する。第２の油圧テンショナ４３は、ロアブロック１３に取り付けられている。第２の油圧テンショナ４３は、テンションアーム４４を介して、駆動チェーン３３を、エンジン１の内方に押圧する。テンションアーム４４は、駆動チェーン３３の張り側に沿うように、上下方向に伸びて配設されており、その下端部がロアブロック１３に対して枢支されている。第２の油圧テンショナ４３は、テンションアーム４４の上端部を押圧するように、ロアブロック１３に取り付けられている。

[0041] ここで、駆動チェーン３３の緩み側において、第１の油圧テンショナ４１が、テンションアーム４２を介して駆動チェーン３３を押圧する箇所と、駆動チェーン３３の張り側において、第２の油圧テンショナ４３が、テンションアーム４４を介して駆動チェーン３３を押圧する箇所とは、ほぼ水平方向に向かい合うように設定されている。この駆動チェーン３３の押圧箇所は、駆動軸であるクランクシャフト２１の軸心と従動軸であるオイルポンプ駆動シャフト３１の軸心とを結ぶ線の、上下方向の中央に対し、オイルポンプ駆動シャフト３１の側に、ずれている。

[0042] 張り側の駆動チェーン３３と緩み側の駆動チェーン３３との間隔は、第１及び第２の油圧テンショナ４１、４３が押圧する箇所において最も狭くなり、そこから、クランクスプロケット２５に近づくに従い間隔が広くなると共に、オイルポンプスプロケット３２に近づくに従い間隔が広くなるが、第１及び第２の油圧テンショナ４１、４３が押圧する箇所を、オイルポンプ駆動シャフト３１の側にずらしているため、クランクシャフト２１の側における、張り側の駆動チェーン３３と緩み側の駆動チェーン３３との間隔は、相対

的に広くなる。これにより、クランクスプロケット２５とオイルポンプスプロケット３２と、張り側及び緩み側の駆動チェーン３３によって囲まれる領域において、クランクスプロケット２５の近くに、比較的広い空き空間を設けることが可能になる。この空き空間は、エンジン１の左右の中央付近に位置していることから、図例では、ここに、エンジン１のフロントカバー（図示省略）を取り付けるためのボス部１３１を設けている。こうすることで、フロントカバーの取り付け剛性を高めることが可能になり、フロントカバーの振動に起因する異音の発生を抑制することが可能になる。

[0043] 図４は、油圧テンショナ５の構成を示している。図４に示す油圧テンショナ５は、前述したタイミングチェーン２６の緩み側に配設した油圧テンショナ２８、並びに、駆動チェーン３３の緩み側及び張り側に配設した第１及び第２の油圧テンショナ４１、４３のそれぞれに適用される。説明の便宜上、図４の紙面右を前、紙面左側を後ろと呼ぶ。図４の上図は、プランジャ５１２が後退したときの状態、下図はプランジャ５１２が前進したときの状態である。

[0044] 油圧テンショナ５は、テンショナ本体５１と、ケース外流路５２と、ケース外導入路５３と、作動油タンク５４と、を備えている。

[0045] テンショナ本体５１は、ケース５１１と、プランジャ５１２と、圧縮コイルばね５１３と、逆止弁５６と、を有している。ケース５１１は、圧力室５１５と、ケース内流路５１６とを有している。

[0046] 圧力室５１５は、前後方向に伸びると共に、作動油が導入される円筒状の部屋である。圧力室５１５の前方側端部は、開口している。

[0047] ケース内流路５１６は、圧力室５１５に作動油を導入する機能と、圧力室５１５から作動油を導出する機能とを有する一つの流路である。ケース内流路５１６の前方側端部は圧力室５１５の後方側端部に接続され、ケース内流路５１６の後方側端部はケースの外面で開口している。

[0048] プランジャ５１２は、圧力室５１５内に嵌挿されてその前方側端部が圧力室５１５の前方側端部から突出している。プランジャ５１２は、圧力室５１

５の内周面に摺接しつつ、圧力室５１５内をその軸方向に沿って往復可能に構成されている。

[0049] プランジャ５１２は、前後方向に伸びる円筒状のばね収容室５１７を有している。ばね収容室５１７は、後方側端部が開放されている。

[0050] 圧縮コイルばね５１３は、ばね収容室５１７内に収容されている。圧縮コイルばね５１３の前方側端部は、ばね収容室５１７の前方側端部の内壁面に当接し、圧縮コイルばね５１３の後方側端部は、圧力室５１５の後方側端部の内周面に当接している。

[0051] ケース外流路５２は、ケース５１１の外部に設けられた流路であり、その前方側端部がケース内流路５１６の後方側端部に接続されている。ケース外流路５２は、ケース内流路５１６へ作動油を導入する機能と、ケース内流路５１６から作動油を導出する機能とを有する一つの流路である。

[0052] 作動油タンク５４には、ケース外導入路５３の下流側端部、ケース外流路５２の後方側端部が接続されている。作動油タンク５４は、ケース外導入路５３から導入された作動油を貯留することができる。作動油タンク５４に貯留された作動油は、ケース外流路５２及びケース内流路５１６を介して圧力室５１５に供給される。

[0053] ケース外導入路５３は、ケース５１１の外部に設けられた流路であり、その上流側端部が、図外のメインギャラリを介してオイルポンプ３０に接続されている。

[0054] 圧力室５１５の内周面には、前後方向全体に伸びる溝５１８が形成されている。この溝５１８の内周面とプランジャ５１２の外周面との間に、圧力室５１５内の作動油を漏出させる隙間が形成されている。

[0055] ケース５１１内には、この隙間から漏出する作動油の流量を調整する流量制御弁５５が設けられている。流量制御弁５５は、ステムの先端に設けられた弁体（いずれも図示を省略する）を有すると共に、その弁体が溝５１８内を溝５１８が伸びる方向に対して直交する方向に直線的に移動をすることにより、溝５１８内の流路断面積を変更する直線作動タイプの弁である。流量

制御弁５５は、図示を省略するエンジン制御部によって制御される。

[0056] ケース内流路５１６内には、逆止弁５６が設けられている。逆止弁５６は、ケース内流路５１６内の後方側端部に設けられた0リング５６３と、ケース内流路５１６内でその軸方向（前後方向）に沿って配置されると共に、前方側端部がケース内流路５１６内の前方側端部に配置された圧縮コイルばね５６２と、圧縮コイルばね５６２の後方側端部に固定されたボール５６１とを備えている。この逆止弁５６は、作動油を圧力室５１５へ流す方向にのみ開弁する。

[0057] この構成の油圧テンショナ５は、圧縮コイルばね５１３の付勢力と、圧力室５１５に供給した作動油の油圧とによって、プランジャ５１２を介して、チェーンを押圧付勢する。それと共に、チェーンから反付勢方向に押圧されたときには、プランジャ５１２を介して圧縮コイルばね５１３が縮み、圧縮コイルばね５１３の反力が発生すると共に、圧力室５１５内の作動油が、溝５１８を通じて導出することによる減衰力が発生する。これにより、油圧テンショナ５は、減衰機能を有している。

[0058] ここで、図５には、スプリングのみを有するテンショナと、スプリングとダンパーとを有するテンショナ（つまり、前記の油圧テンショナ５）との特性の違いを比較している。スプリングのみを有するテンショナは、テンショナの変位、つまり、ばねの変形に対してばねの反力が生じるのみであるため、テンショナの変位と荷重との間に線形の関係を有する。これに対し、スプリングとダンパーとを有するテンショナは、減衰機能を有するため、テンショナの変位と荷重との間に非線形の関係を有する。スプリングとダンパーとを有するテンショナは、チェーンによってテンショナが押されて変位するときには荷重を十分に受け止めて変位を抑制することができると共に、チェーンの緩みが生じそうになったときに、チェーンの変位に追従してチェーンに対し張力を付与し続けることが可能になる。

[0059] 従って、前述した駆動チェーン３３の張り側に、第２の油圧テンショナ４３を設けることにより、クランクシャフト２１の角速度変動が生じて駆動チ

ェーン３３の張力が抜けそうになったときに、駆動チェーン３３の張り側の変位に油圧テンショナ４３のプランジャが追従するようになり、駆動チェーン３３の張り側において、瞬間的に張力抜けが発生することを、効果的に防止することが可能になる。

[0060] こうして、駆動チェーン３３の張り側に配設した第２の油圧テンショナ４３によって、駆動チェーン３３の張り側において瞬間的に張力抜けが発生することを、効果的に防止することが可能になるため、駆動チェーン３３の緩み側に配設した第１の油圧テンショナ４１の押圧付勢力を大幅に高める必要が無くなる。つまり、駆動チェーン３３の緩み側に配設した第１の油圧テンショナ４１の押圧付勢力を低減することによって、駆動チェーン３３の平均張力を下げることが可能になる。その結果、この構成のエンジン１では、駆動チェーン３３の駆動抵抗を低減して、燃費性能を向上させることができる。

[0061] 図６は、駆動チェーン３３の張り側及び緩み側の両方に、油圧テンショナを配設した構成例（つまり、実施例、実線）と、駆動チェーン３３の緩み側にのみ油圧テンショナを設け、張り側には、駆動チェーン３３を案内する固定ガイドを設けた構成例（つまり、比較例、破線）との、チェーンの平均張力を比較した図である。同図における横軸はエンジン回転数であり、縦軸は、駆動チェーン３３の張力である。縦軸の正の値は、駆動チェーン３３の張り側に相当し、負の値は、駆動チェーン３３の緩み側に相当する。同図によると、実施例は、比較例に対して、エンジン回転数の全域に亘って、駆動チェーン３３の平均張力が低下していることがわかる。

[0062] ここで、緩み側である第１の油圧テンショナ４１の押圧付勢力は、張り側である第２の油圧テンショナ４３の押圧付勢力よりも低く設定されている。

[0063] 駆動チェーン３３の張り側は、クランクシャフト２１の角速度変動による張力抜けだけでなく、オイルポンプ駆動シャフト３１や、第１又は第２バランサーシャフト３６、３１０の慣性力に起因して生じる駆動チェーン３３のばたつきも、抑制する必要がある。一方、駆動チェーン３３の緩み側は、ク

ランクシャフト２１の角速度変動による張力抜けだけを抑制することができればよい。そのため、駆動チェーン３３の張り側は、付勢力を相対的に高くすることによって、張力抜け、及び、無端伝動部材のばたつきを、有効に抑制することが可能になる。一方、駆動チェーン３３の緩み側は、付勢力を相対的に低くすることによって、張力抜けを、有効に抑制することが可能になると共に、緩み側の付勢力を、必要最低限に弱くすることで、駆動チェーン３３の平均張力を低減することが可能になる。その結果、駆動チェーン３３の駆動抵抗が下がって、燃費性能が向上する。

[0064] また、前記第２の油圧テンショナ４３が有する圧縮コイルばねの、ばね定数は、第１の油圧テンショナ４１が有する圧縮コイルばねの、ばね定数よりも大きい。

[0065] 前述したように、油圧テンショナ５は、圧縮コイルばね５１３によってチェーンを押圧付勢すると共に、圧力室５１５への作動油の供給により、プランジャ５１２を介してチェーンを押圧付勢するよう構成される。チェーンに対する押圧付勢力を高くしようとすると、圧縮コイルばね５１３の、ばね定数を大きくするか、圧力室５１５からの作動油の漏れ速度を遅くするか、の２つの手段が考えられる。ここで、エンジン１の始動時の油圧が低いときには、作動油により十分な押圧付勢力を得ることは困難になる。そのため、エンジン１の始動時からチェーンの走行を安定させるには、圧縮コイルばね５１３によって、チェーンを安定的に押圧付勢することができるように、ばね定数を調整することが好ましい。

[0066] そこで、前記の構成では、第２の油圧テンショナ４３が有する圧縮コイルばねの、ばね定数を、第１の油圧テンショナ４１が有する圧縮コイルばねの、ばね定数よりも大きくすることで、油圧の低いエンジン１の始動時においても、チェーンに安定して張力を付与することが可能になる。その結果、エンジン１の始動時から、オイルポンプ３０や、第１及び第２バランサーシャフト３６、３１０の駆動が安定する。

[0067] そして、前述した構成では、駆動チェーン３３の緩み側に配設した第１の

油圧テンショナ４１、及び、張り側に配設した第２の油圧テンショナ４３がそれぞれ、減衰特性を可変に構成されている。例えば、エンジン１が低回転で運転しているときには、作動油の漏出流量を低減することにより、駆動チェーン３３の張力を高めにする。これにより、駆動チェーン３３のばたつきを効果的に抑制することが可能になる。エンジン１が低回転で運転しているときには、NVH（Noise, Vibration, Harshness）の評価基準に対する要求、いわゆる快適性に対する要求が高くなるが、駆動チェーン３３の張力を高めて、駆動チェーン３３のばたつきを効果的に抑制することにより、駆動チェーン３３の走行に起因する異音の発生を抑制することが可能になる。一方、エンジン１が高回転で運転しているときには、作動油の漏出流量を増やすことにより、駆動チェーン３３の張力を下げる。これにより、駆動チェーン３３の駆動抵抗が低減し、燃費性能の向上が図られる。エンジン１が高回転で運転しているときには、NVHの要求が相対的に低くなるため、駆動チェーン３３に起因する異音の抑制を相対的に緩和することができる。従って、駆動チェーン３３の張力を下げることによる不利益は小さい。

[0068] 尚、ここに開示するエンジンの補機駆動装置は、駆動チェーン３３の緩み側及び／又は張り側に配設する油圧テンショナとして、減衰特性を可変に構成した油圧テンショナに限定されず、減衰特性が、所定の特性で一定にされた油圧テンショナを採用してもよい。

[0069] また、前記の構成では、駆動チェーン３３の緩み側と張り側との両方に、減衰機能を有する油圧テンショナを配設しているが、駆動チェーン３３の張り側にのみ、減衰機能を有する油圧テンショナを配設してもよい。その場合に、駆動チェーンの緩み側には、減衰機能を有しない、スプリングのみのテンショナを配設してもよい。

[0070] 尚、減衰機能を有するテンショナは、油圧テンショナに限定されず、その他の構成を適宜採用してもよい。

[0071] さらに、ここに開示するエンジンの補機駆動装置は、前述したように、オイルポンプ３０を駆動したり、バランサーシャフト３６、３１０を駆動した

りする構成に限定されない。ここに開示するエンジンの補機駆動装置は、その他の補機を駆動する構成に採用することも可能である。前述の通り、ここに開示するエンジンの補機駆動装置は、駆動軸の角速度変動に起因して、張り側に瞬間的に張力抜けが生じ得る場合に、その張力抜けを防止する上で、特に有効である。従って、ここに開示するエンジンの補機駆動装置は、例えば、燃料ポンプを駆動する構成に適用することも可能である。

符号の説明

[0072] １　エンジン

２１　クランクシャフト（駆動軸）

３０　オイルポンプ

３１　オイルポンプ駆動シャフト（従動軸）

３３　駆動チェーン（無端伝動部材）

３６　第１バランサーシャフト

３１０　第２バランサーシャフト

４１　第１の油圧テンショナ（第１のテンショナ）

４３　第２の油圧テンショナ（第２のテンショナ）

５　油圧テンショナ

５１２　プランジャ

５１３　圧縮コイルばね

５１５　圧力室

請求の範囲

[請求項1] 駆動軸と、

エンジンの補機に連結された従動軸と、

前記駆動軸と前記従動軸との間に巻きかけられた無端伝動部材と、

前記無端伝動部材の緩み側に配設されかつ、前記無端伝動部材に張力を付与するように、前記無端伝動部材を押圧付勢するよう構成された第１のテンショナと、

前記無端伝動部材の張り側に配設されかつ、前記無端伝動部材に張力を付与するように、前記無端伝動部材を押圧付勢するよう構成された第２のテンショナと、を備え、

前記第２のテンショナは、前記無端伝動部材から反付勢方向に押圧されたときに、その押圧力を減衰させる減衰機能を有しているエンジンの補機駆動装置。

[請求項2] 請求項１に記載のエンジンの補機駆動装置において、

前記第１のテンショナは、前記無端伝動部材から反付勢方向に押圧されたときに、その押圧力を減衰させる減衰機能を有し、

前記第１のテンショナ及び前記第２のテンショナはそれぞれ、圧力室内に作動油が供給されることによって前記無端伝動部材を、付勢方向に付勢するよう構成されたプランジャと、前記プランジャを、前記付勢方向に付勢するばねとを有しかつ、前記プランジャが前記無端伝動部材から、前記反付勢方向に押圧されたときに前記圧力室から前記作動油を漏出することで、前記押圧力を減衰させるよう構成された油圧テンショナであり、

前記第１のテンショナの付勢力は、前記第２のテンショナの付勢力よりも低く設定されているエンジンの補機駆動装置。

[請求項3] 請求項２に記載のエンジンの補機駆動装置において、

前記第１のテンショナが有するばねの、ばね定数は、前記第２のテンショナが有するばねの、ばね定数よりも大きいエンジンの補機駆動

装置。

[請求項4] 請求項２又は３に記載のエンジンの補機駆動装置において、

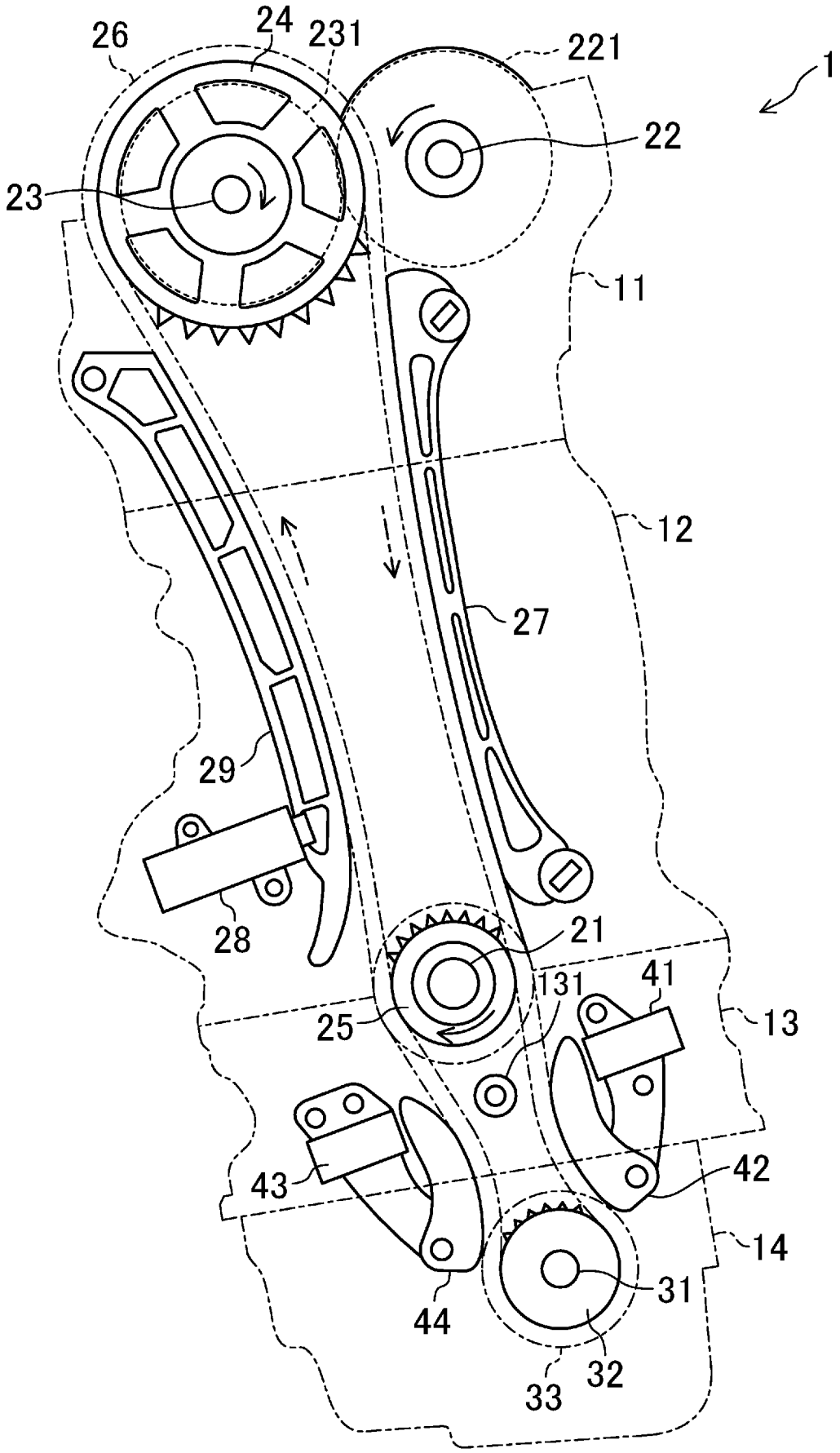
前記第１のテンショナ及び前記第２のテンショナはそれぞれ、前記作動油の漏出流量を変更可能に構成されているエンジンの補機駆動装置。

[請求項5] 請求項１～４のいずれか１項に記載のエンジンの補機駆動装置において、

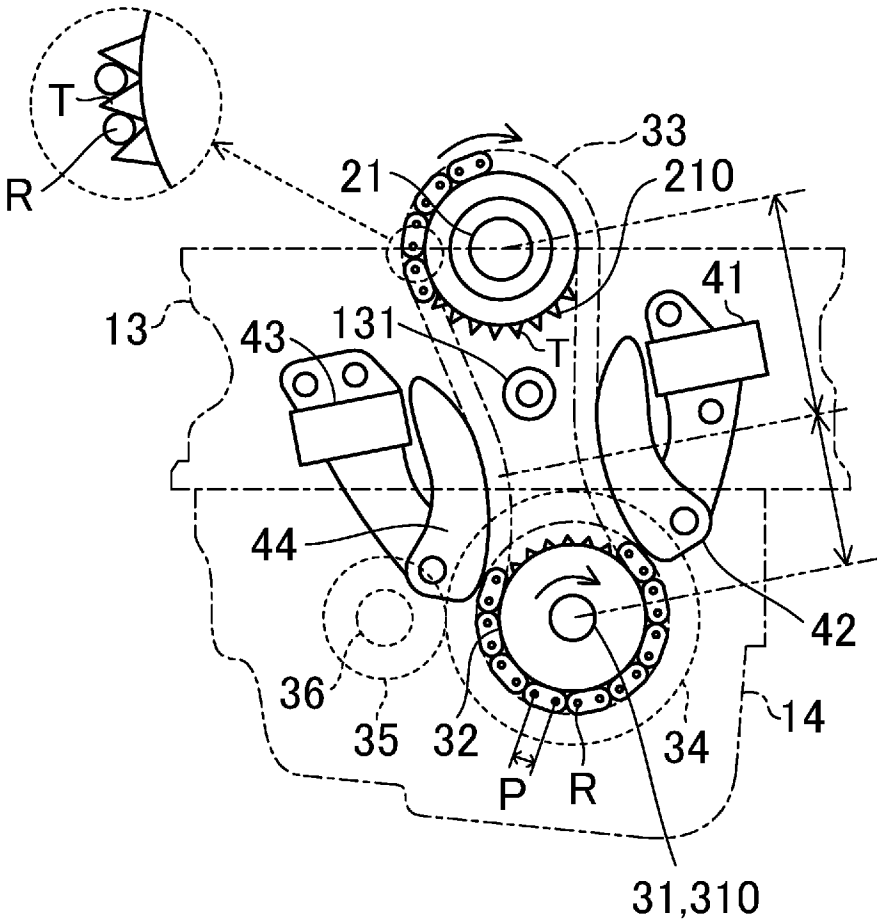
前記無端伝動部材は、前記緩み側及び前記張り側が、前記駆動軸と前記従動軸との間において、前記駆動軸と前記従動軸とを結ぶ方向に直交する方向に並ぶように配設され、

前記第１のテンショナ及び前記第２のテンショナが対向して、前記無端伝動部材の前記緩み側及び前記張り側のそれぞれを内方に向かって押圧する位置は、前記駆動軸と前記従動軸とを結ぶ線の中央に対して、前記駆動軸の側又は前記従動軸の側に、ずれているエンジンの補機駆動装置。

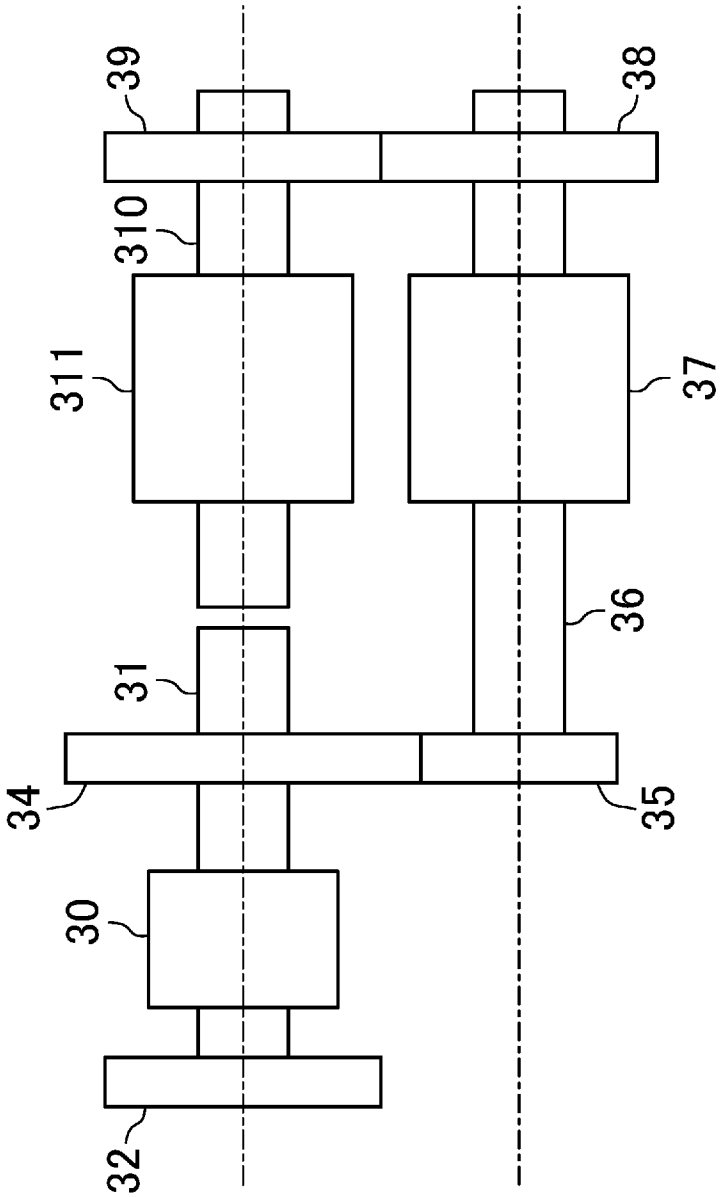
[図1]


26
24
231
221
1
22
23
11
12
27
29
28
21
131
41
25
13
43
42
14
31
44
32
33

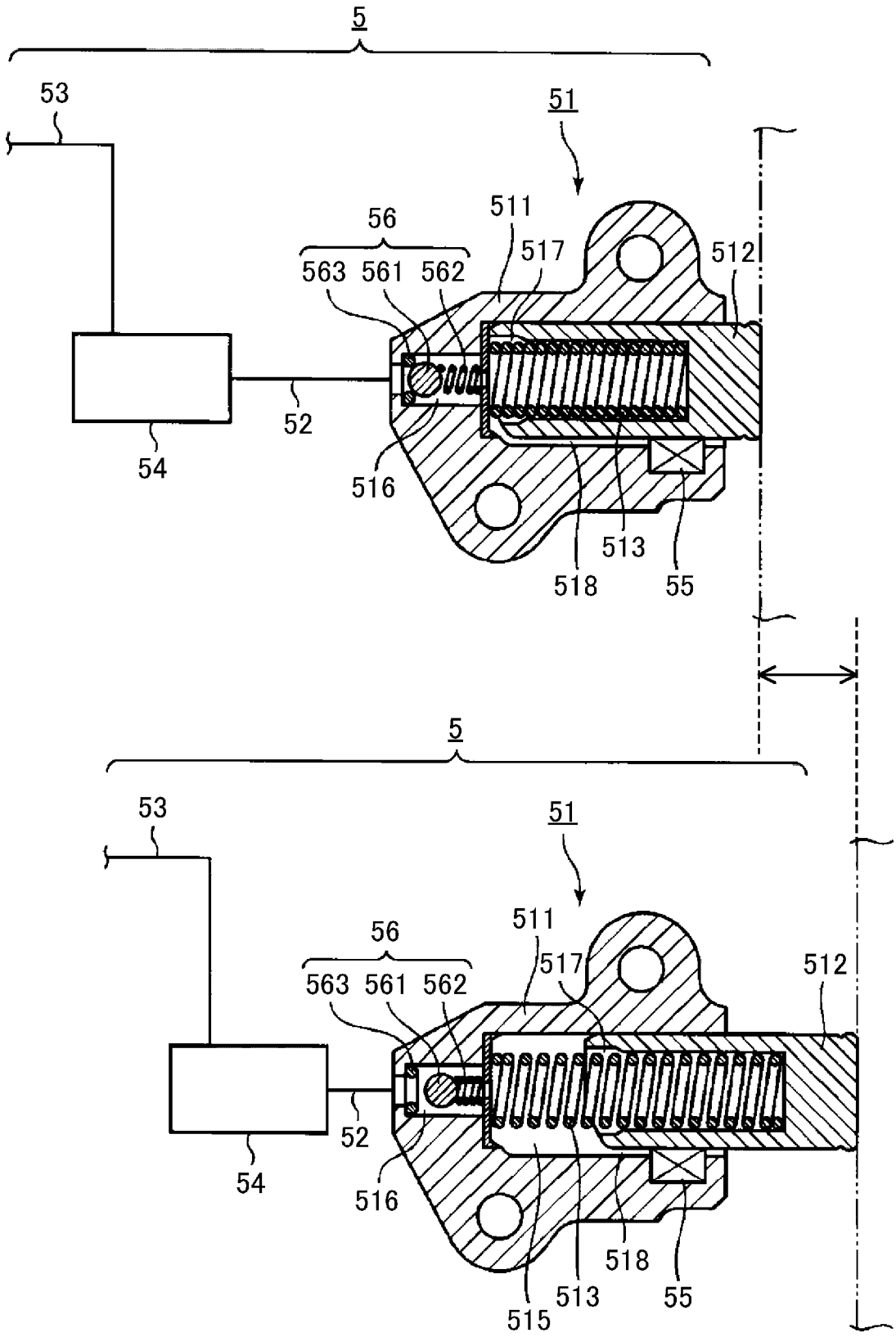
[図2]



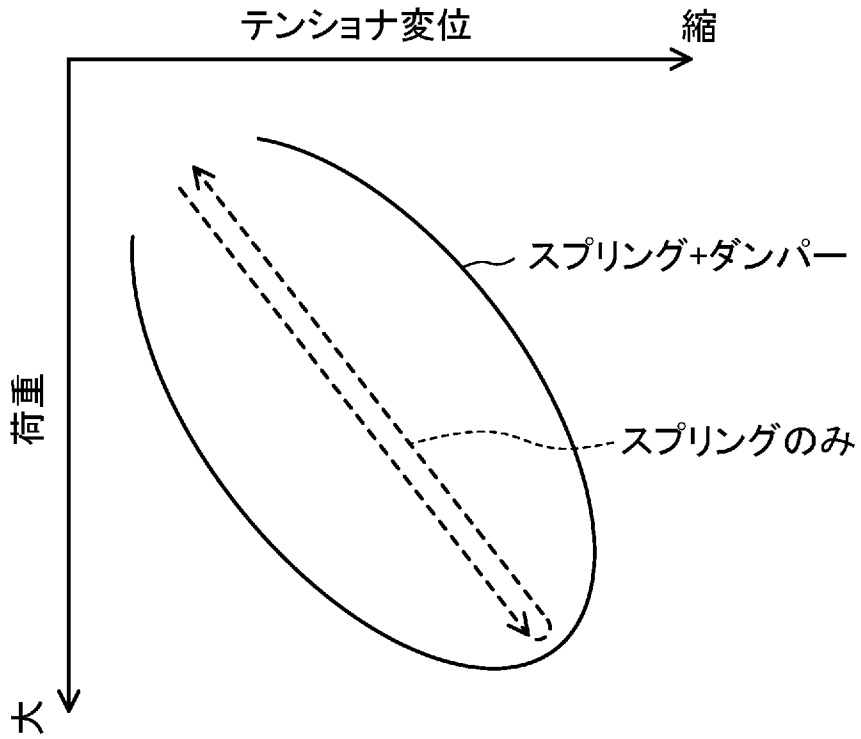
[図3]



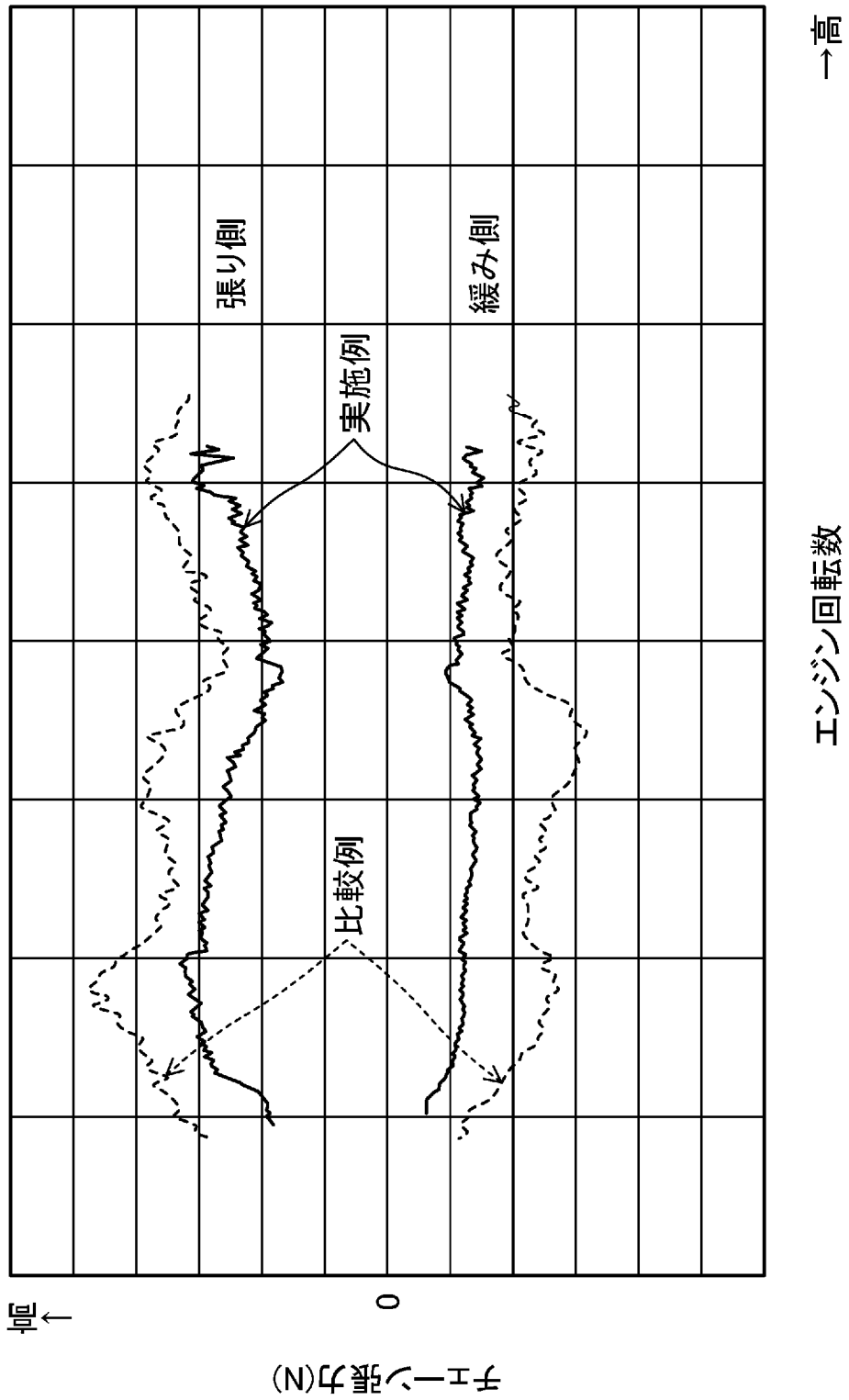
[図4]


5
53
51
56
563 561 562
511
517
512
52
54
516
513
518
55
5
53
51
56
563 561 562
511
517
512
52
54
516
518
515
513
55

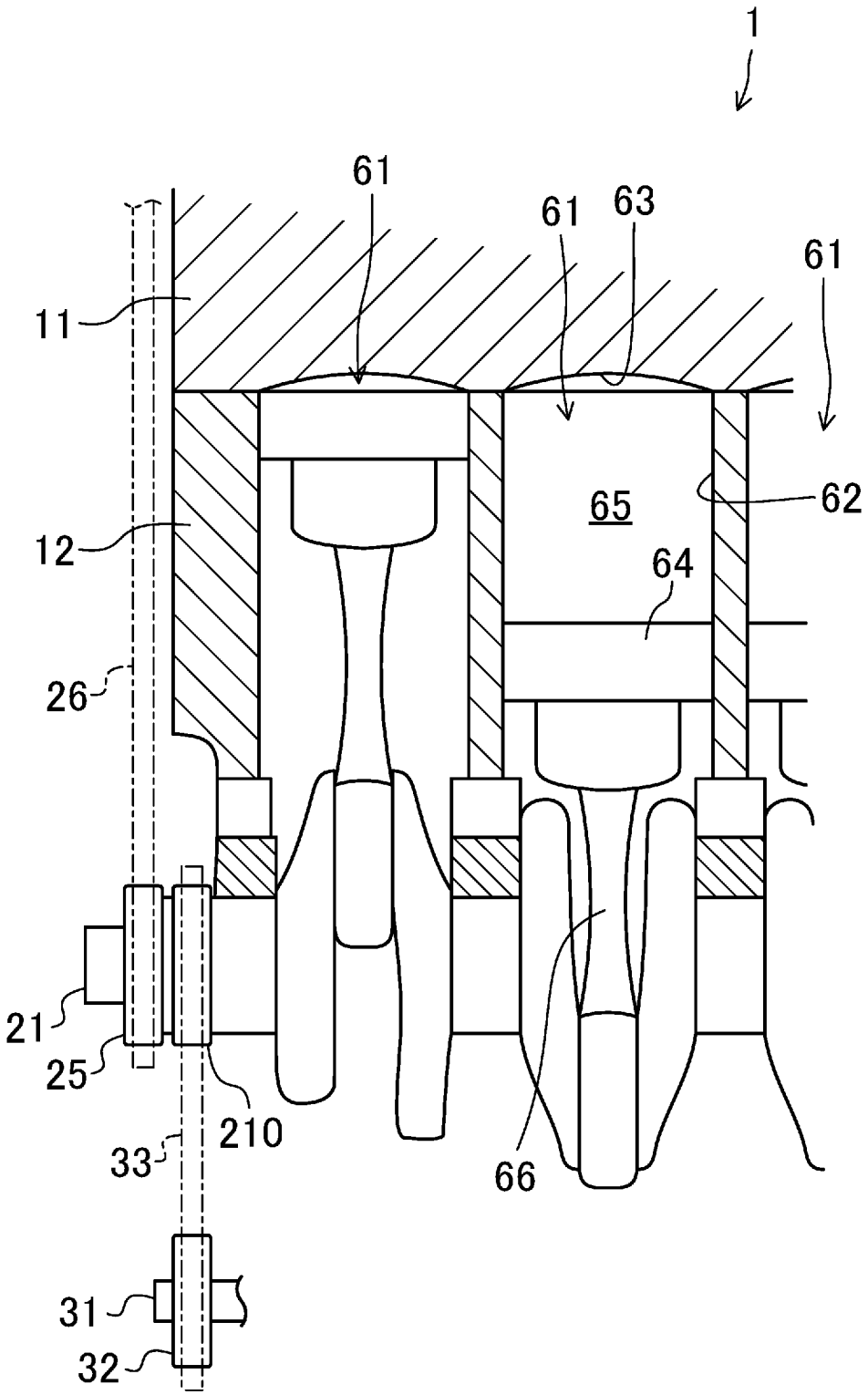
[図5]



[図6]



[図7]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/009830

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16H7/08(2006.01)i, *F02B67/06*(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16H7/08, F02B67/06

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 19849886 A1 (ROBERT BOSCH GMBH), 11 May 2000 (11.05.2000), column 1, line 60 to column 3, line 6; fig. 3 to 4b & WO 2000/026532 A1	1-5
A	JP 11-118005 A (Tsubakimoto Chain Co.), 30 April 1999 (30.04.1999), entire text; all drawings & US 6129644 A entire text; all drawings & GB 2332259 A & DE 19847416 A1	1-5

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
26 April 2017 (26.04.17)	30 May 2017 (30.05.17)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/009830

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-84775 A (BorgWarner Inc.), 15 April 2010 (15.04.2010), paragraphs [0026] to [0063]; fig. 1 to 14 & US 2011/0201465 A1 paragraphs [0029] to [0066]; fig. 1 to 14 & WO 2010/036868 A2 & CN 102159849 A	1-5
A	JP 2012-246987 A (Honda Motor Co., Ltd.), 13 December 2012 (13.12.2012), entire text; all drawings (Family: none)	1-5

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１７／００９８３０

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16H7/08(2006.01)i, F02B67/06(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16H7/08, F02B67/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１７年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１７年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１７年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	DE 19849886 A1 (ROBERT BOSCH GMBH) 2000.05.11, 第1欄第60行目-第3欄第6行目, 図3-4b & WO 2000/026532 A1	1-5
A	JP 11-118005 A (株式会社椿本チエイン) 1999.04.30, 全文, 全図 & US 6129644 A 全文, 全図 & GB 2332259 A & DE 19847416 A1	1-5

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。　　☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
２６．０４．２０１７	３０．０５．２０１７

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
郵便番号１００－８９１５
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｊ　２９４３
前田　浩
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３２８

C（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2010-84775 A（ボーグワーナー・インコーポレーテッド） 2010.04.15, 段落 0026-0063, 図 1-14 & US 2011/0201465 A1 段落 0029-0066, 図 1-14 & WO 2010/036868 A2 & CN 102159849 A	1-5
A	JP 2012-246987 A（本田技研工業株式会社）2012.12.13, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-5