(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
2020年3月26日(26.03.2020)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2020/059632 A1

(51) 国際特許分類:
F16F 15/134 (2006.01) *F16H 45/02* (2006.01)
F16F 15/30 (2006.01)

(21) 国際出願番号： PCT/JP2019/035931

(22) 国際出願日： 2019年9月12日(12.09.2019)

(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 2018-176504 2018年9月20日(20.09.2018) JP

(71) 出願人: アイシン・エィ・ダブリュ株式会社 (**AISIN AW CO., LTD.**) [JP/JP]; 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根１０番地 Aichi (JP).

(72) 発明者: 輪 嶋 雅 樹 (**WAJIMA, Masaki**); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根１０番地 アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 長江 章裕(**NAGAE, Akihiro**); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根１０番地 アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 平井 悠一郎(**HIRAI, Yuichiro**); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根１０番地 アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人アイテック国際特許事務所 (**ITEC INTERNATIONAL PATENT FIRM**); 〒1410031 東京都品川区西五反田２－１９－３ 五反田第一生命ビルディング Tokyo (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,

(54) **Title:** DAMPER DEVICE AND METHOD FOR DESIGNING SAME

(54) 発明の名称： ダンパ装置およびその設計方法

[図2]

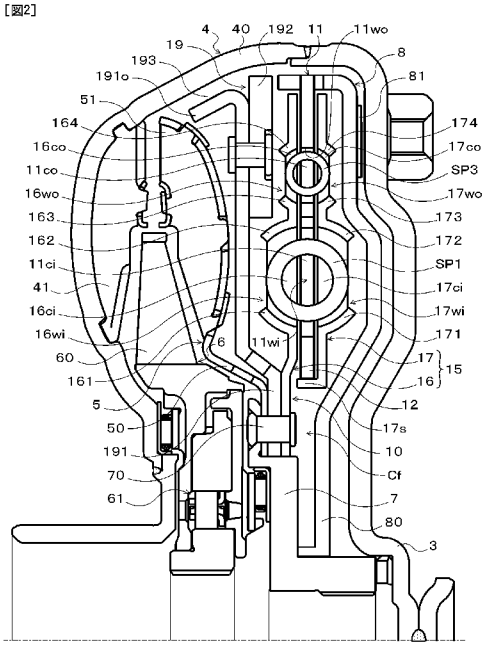


FIG. 2

(57) **Abstract:** This damper device includes: an input element connected to an engine via a clutch; a middle element; an output element connected to an input shaft of a transmission; a first elastic body arranged between the input element and the middle element; and a second elastic body which is arranged between the middle element and the output element and acts in series with the first elastic body, wherein, when J_2 is the total moment of inertia of the output element and a rotary element integrally rotating with the output element and closer to the engine than the input shaft, and J_{TM} is the total moment of inertia of all rotary members between the input shaft and a differential gear connected to the output shaft of the transmission, the relation $0.12 \leq J_2/(J_2+J_{TM}) \leq 0.5$ is satisfied.

(57) 要約：ダンパ装置は、クラッチを介してエンジンに連結される入力要素と、中間要素と、変速機の入力軸に連結される出力要素と、入力要素と中間要素との間に配置される第１弾性体と、中間要素と出力要素との間に配置されて第１弾性体と直列に作用する第２弾性体とを含み、出力要素と、入力軸よりもエンジン側で出力要素と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントをJ_2とし、入力軸から変速機の出力軸に連結されるデファレンシャルギヤまでの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをJ_{TM}としたときに、$0.12 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.5$を満たす。

WO 2020/059632 A1

［続葉有］

HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, 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), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

一 国際調査報告 (条約第21条(3))

明　細　書

発明の名称 ： ダンパ装置およびその設計方法

技術分野

[0001] 本開示は、エンジンからのトルクが伝達される入力要素と、変速機の入力軸に連結される出力要素と、入力要素と出力要素との間でトルクを伝達する弾性体とを含むダンパ装置およびその設計方法に関する。

背景技術

[0002] 従来、入力回転軸（エンジン）に連結されるフロントカバーと、当該フロントカバーと共に流体伝動室を形成するポンプインペラと、フロントカバー側に凸状部が形成されたタービンランナと、当該タービンランナおよび出力回転軸に連結されるタービンハブ（支持部材）と、フロントカバーとタービンハブとを連結可能な直結クラッチと、当該直結クラッチのピストンプレートとタービンハブとの間で振動を減衰するダンパ装置とを含む流体伝動装置が知られている（例えば、特許文献１参照）。この流体伝動装置のタービンハブは、タービンランナとダンパ装置との間の空間を埋めるように拡径されており、タービンランナ側に形成された凹状部を含む。そして、タービンハブの凹状部とタービンランナの凸状部とは、ロウ付けによって互いに連結されており、タービンハブは、慣性質量体として機能する。また、従来、原動機としてのエンジンからの動力が伝達されるドライブ部材と、第１スプリングを介してドライブ部材から動力が伝達される第１中間部材と、第２スプリングを介して第１中間部材から動力が伝達される第２中間部材と、第３スプリングを介して第２中間部材から動力が伝達されるドリブン部材とを含むダンパ装置が知られている（例えば、特許文献２参照）。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開平０４－１５１０５６号公報

特許文献2：特開２０１２－１８４８４０号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 特許文献１に記載された流体伝動装置では、ダンパ装置の出力要素に連結されるタービンハブの慣性モーメントをより大きくすることができるので、エンジンとドライブシャフトとの間で発生する複数の共振（固有振動数）を全体に低周波側（低回転側）にシフトさせることが可能となる。従って、上記流体伝動装置では、直結クラッチの締結回転数（ロックアップ回転数）の設定に影響を与える低周波側の共振（例えば、ダンパ装置の出力側の弾性体からドライブシャフトまでの間の全回転部材が一体になって振動するモードの共振）をより低周波側にシフトさせて当該締結回転数をより低回転側に設定することが容易になると考えられる。しかしながら、タービンハブの慣性モーメントの大きさによっては、上記低周波側の共振よりも高周波側（高回転側）で発生する共振（例えば、ダンパ装置の出力要素およびそれと一体に回転する部材と、変速機の入力軸からドライブシャフトまでの間の全回転部材とが逆方向に振動するモードの共振）も低回転側で発生してしまい、それにより低回転域におけるダンパ装置の振動減衰性能が低下するおそれがある。また、特許文献２に記載されたダンパ装置では、当該ダンパ装置全体の剛性（等価剛性）すなわち第１、第２および第３スプリングの合成ばね定数をより小さくして振動減衰性能をより向上させることができる。しかしながら、特許文献２に記載のダンパ装置では、構造が複雑化すると共に部品点数が増加し、コストアップを抑制することが困難となる。

[0005] そこで、本開示は、コストアップを抑制しつつ、低回転域におけるダンパ装置の振動減衰性能の低下を抑制すると共に、エンジンとダンパ装置とを連結するクラッチの締結回転数を低下させることを主目的とする。

課題を解決するための手段

[0006] 本開示のダンパ装置は、クラッチを介してエンジンに連結される入力要素と、中間要素と、変速機の入力軸に連結される出力要素と、前記入力要素と前記中間要素との間に配置される第１弾性体と、前記中間要素と前記出力要

素との間に配置されて前記第１弾性体と直列に作用する第２弾性体とを含むダンパ装置において、前記出力要素と、前記入力軸よりも前記エンジン側で前記出力要素と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントをJ_2とし、前記入力軸から前記変速機の出力軸に連結されるデファレンシャルギヤまでの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをJ_{TM}としたときに、

$0.12 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.5$

を満たすものである。

[0007] 本発明者らは、入力要素、中間要素、出力要素、第１および第２弾性体を含むダンパ装置の振動減衰性能を向上させるべく鋭意研究を行い、その結果、ダンパ装置の出力要素および変速機の入力軸よりもエンジン側で当該出力要素と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントJ_2と、変速機の入力軸からデファレンシャルギヤまでの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントJ_{TM}との関係に着目した。そして、本発明者らは、慣性モーメントJ_2と慣性モーメントJ_{TM}との和（J_2+J_{TM}）に対する慣性モーメントJ_2の割合$J_2/(J_2+J_{TM})$が$0.12 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.5$を満たすようにダンパ装置を構成することで、クラッチの締結回転数よりも高周波側の共振によるダンパ装置の振動減衰性能の低下を抑制しつつ、当該締結回転数よりも低周波側の共振をより低周波側にシフトさせ得ることを見出した。これにより、本開示のダンパ装置では、第２の中間要素や弾性体の追加によるコストアップを抑制しつつ、低回転域における振動減衰性能の低下を抑制すると共に、エンジンとダンパ装置とを連結するクラッチの締結回転数を低下させることが可能となる。

[0008] また、本開示の他のダンパ装置は、クラッチを介してエンジンに連結される入力要素と、変速機の入力軸に連結される出力要素と、前記入力要素と前記出力要素との間に配置される複数の弾性体とを含むダンパ装置において、前記出力要素と、前記入力軸よりも前記エンジン側で前記出力要素と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントをJ_2とし、前記入力軸から

前記変速機の出力軸に連結されるデファレンシャルギヤまでの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをJ_{TM}としたときに、

$0.12 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.55$

を満たすものである。

[0009] 本発明者らは、入力要素と、出力要素と、両者の間に配置される複数の弾性体を含むダンパ装置の振動減衰性能を向上させるべく鋭意研究を行い、その結果、かかるダンパ装置を慣性モーメントJ_2と慣性モーメントJ_{TM}との和（J_2+J_{TM}）に対する慣性モーメントJ_2の割合$J_2/(J_2+J_{TM})$が$0.12 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.55$を満たすように構成することで、クラッチの締結回転数よりも高周波側の共振によるダンパ装置の振動減衰性能の低下を抑制しつつ、当該締結回転数よりも低周波側の共振をより低周波側にシフトさせ得ることを見出した。これにより、本開示の他のダンパ装置においても、中間要素や弾性体の追加によるコストアップを抑制しつつ、低回転域における振動減衰性能の低下を抑制すると共に、エンジンとダンパ装置とを連結するクラッチの締結回転数を低下させることが可能となる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]本開示のダンパ装置を含む発進装置を示す概略構成図である。

[図2]本開示のダンパ装置を示す部分断面図である。

[図3]慣性モーメントJ_2と慣性モーメントJ_{TM}との和に対する慣性モーメントJ_2の割合$J_2/(J_2+J_{TM})$と、ロックアップ許容回転数との関係を示す図表である。

[図4]エンジンの回転数と、ダンパ装置の出力要素のトルク変動との関係を例示する図表である。

[図5]本開示における他の質量体を含むダンパ装置を示す部分断面図である。

[図6]本開示の他のダンパ装置を示す概略構成図である。

発明を実施するための形態

[0011] 次に、図面を参照しながら、本開示の発明を実施するための形態について説明する。

[0012] 図１は、本開示のダンパ装置１０を含む発進装置１を示す概略構成図であり、図２は、ダンパ装置１０を示す部分断面図である。これらの図面に示す発進装置１は、駆動装置としてのエンジンＥＧ（内燃機関）や、自動変速機（ＡＴ）、無段変速機（ＣＶＴ）等である変速機ＴＭ、変速機ＴＭの出力軸ＯＳに直接または図示しないギヤ機構を介して連結されるデファレンシャルギヤＤＦ、当該デファレンシャルギヤＤＦ（一対のサイドギヤ）に連結されるドライブシャフトＤＳ、当該ドライブシャフトＤＳに連結される駆動輪ＤＷ等を含む車両Ｖに搭載されるものである。

[0013] 発進装置１は、ダンパ装置１０に加えて、エンジンＥＧのクランクシャフトＣＳに連結されて当該エンジンＥＧからのトルクが伝達される入力部材としてのフロントカバー３や、フロントカバー３に固定されるポンプインペラ（入力側流体伝動要素）４、ポンプインペラ４と同軸に回転するようにフロントカバー３およびポンプインペラ４により画成される流体室Ｃｆ内に配置されるタービンランナ（出力側流体伝動要素）５、流体室Ｃｆ内に配置されてタービンランナ５からポンプインペラ４への作動油（作動流体）の流れを整流するステータ６、ダンパ装置１０に連結されると共に変速機ＴＭの入力軸ＩＳに固定される出力部材としてのダンパハブ７、ロックアップクラッチ８等を含む。

[0014] なお、以下の説明において、「軸方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置１やダンパ装置１０の中心軸（軸心）の延在方向を示す。また、「径方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置１やダンパ装置１０、当該ダンパ装置１０等の回転要素の径方向、すなわち発進装置１やダンパ装置１０の中心軸から当該中心軸と直交する方向（半径方向）に延びる直線の延在方向を示す。更に、「周方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置１やダンパ装置１０、当該ダンパ装置１０等の回転要素の周方向、すなわち当該回転要素の回転方向に沿った方向を示す。

[0015] ポンプインペラ４は、フロントカバー３に密に固定される図示しないポン

プシェル４０と、ポンプシェル４０の内面に配設された複数のポンプブレード４１とを含む。タービンランナ５は、図２に示すように、タービンシェル５０と、タービンシェル５０の内面に配設された複数のタービンブレード５１とを含む。タービンシェル５０の内周部は、複数のリベット７０を介してダンパハブ７に固定される。ポンプインペラ４とタービンランナ５とは、互いに対向し合い、両者の間には、ステータ６が同軸に配置される。ステータ６は、複数のステータブレード６０を含み、ステータ６の回転方向は、ワンウェイクラッチ６１（図１参照）により一方向のみに設定される。ポンプインペラ４、タービンランナ５およびステータ６は、作動油を循環させるトーラス（環状流路）を形成し、トルク増幅機能をもったトルクコンバータ（流体伝動装置）として機能する。ただし、発進装置１において、ステータ６やワンウェイクラッチ６１を省略し、ポンプインペラ４およびタービンランナ５を流体継手として機能させてもよい。

[0016] ロックアップクラッチ８は、上記流体室Ｃｆ内に配置され、ダンパ装置１０を介してフロントカバー３とダンパハブ７とを連結するロックアップを実行すると共に当該ロックアップを解除する。ロックアップクラッチ８は、図示するように、摩擦材８１が貼着されたロックアップピストン８０を含む油圧式単板クラッチであってもよく、少なくとも１枚の摩擦係合プレート（複数の摩擦材）を含む油圧式多板クラッチであってもよい。

[0017] ダンパ装置１０は、上記流体室Ｃｆ内に配置され、図１および図２に示すように、回転要素として、ドライブプレート（入力要素）１１と、中間部材（中間要素）１２と、ドリブン部材（出力要素）１５とを含む。更に、ダンパ装置１０は、トルク伝達要素（トルク伝達弾性体）として、ドライブプレート１１と中間部材１２との間でトルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば３個）の第１スプリング（第１弾性体）ＳＰ１と、それぞれ対応する第１スプリングＳＰ１と直列に作用して中間部材１２とドリブン部材１５との間でトルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば３個）の第２スプリング（第２弾性体）ＳＰ２と、ドライブプレート１１とドリブン部材１５と

の間でトルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば３個）の第３スプリングＳＰ３とを含む。

[0018] 本実施形態では、第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２並びに第３スプリングＳＰ３として、荷重が加えられてないときに真っ直ぐに延びる軸心を有するように螺旋状に巻かれた金属材からなる直線型コイルスプリングが採用される。これにより、アークコイルスプリングを用いた場合に比べて、第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２並びに第３スプリングＳＰ３を軸心に沿ってより適正に伸縮させることができる。この結果、ドライブプレート１１（入力要素）とドリブン部材１５（出力要素）との相対変位が増加していく際に第２スプリングＳＰ２等からドリブン部材１５に伝達されるトルクと、ドライブプレート１１とドリブン部材１５との相対変位が減少していく際に第２スプリングＳＰ２等からドリブン部材１５に伝達されるトルクとの差すなわちヒステリシスを低減化することが可能となる。ただし、第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２並びに第３スプリングＳＰ３の少なくとも何れかとして、アークコイルスプリングが採用されてもよい。また、第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２のばね定数は、同一であってもよく、互いに異なっていてもよい。更に、本実施形態において、複数の第１スプリングＳＰ１と複数の第２スプリングＳＰ２との合成ばね定数は、６００Ｎｍ／ｒａｄから１０００Ｎｍ／ｒａｄの範囲内の値となる。

[0019] 図２に示すように、ダンパ装置１０のドライブプレート（入力プレート）１１は、金属板をプレス加工することにより形成された１枚の環状の板体（プレス加工品）であり、当該ドライブプレート１１の外周部は、ロックアップクラッチ８のロックアップピストン８０に連結される。これにより、ロックアップクラッチ８の締結（係合）によりフロントカバー３（エンジンＥＧ）とダンパ装置１０のドライブプレート１１とが連結されることになる。また、ドライブプレート１１は、それぞれ円弧状に延びる複数（本実施形態では、例えば３個）の内側スプリング収容窓１１ｗｉと、複数（本実施形態では、例えば３個）の内側スプリング当接部１１ｃｉと、それぞれ円弧状に延

びる複数（本実施形態では、例えば３個）の外側スプリング収容窓１１ｗｏと、複数（本実施形態では、例えば６個）の外側スプリング当接部１１ｃｏとを含む。

[0020] 複数の内側スプリング収容窓１１ｗｉは、それぞれドライブプレート１１の内周側で開口しており、ドライブプレート１１に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設される。内側スプリング当接部１１ｃｉは、隣り合う内側スプリング収容窓１１ｗｉの周方向における間に１個ずつ形成される。複数の外側スプリング収容窓１１ｗｏは、それぞれ第３スプリングＳＰ３の自然長に応じた周長を有し、内側スプリング収容窓１１ｗｉの径方向外側に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設される。外側スプリング当接部１１ｃｏは、各外側スプリング収容窓１１ｗｏの周方向における両側に１個ずつ形成される。

[0021] 中間部材１２は、金属板をプレス加工することにより形成された１枚の環状の板体（プレス加工品）であり、ドリブン部材１５により回転自在に支持される。中間部材１２は、外周面から周方向に間隔をおいて（等間隔に）径方向外側に突出する複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング当接部（図示省略）を含む。

[0022] ドリブン部材１５は、上記複数のリベット７０を介してタービンランナ５のタービンシェル５０と共にダンパハブ７に固定される第１出力プレート１６と、当該第１出力プレート１６よりも大きい内径を有すると共にタービンランナ５から離間するように配置される第２出力プレート１７とを含む。第１および第２出力プレート１６，１７は、金属板をプレス加工することにより形成された環状の板体（プレス加工品）である。

[0023] 図２に示すように、第１出力プレート１６は、それぞれ円弧状に延びる複数（本実施形態では、例えば３個）の内側スプリング収容窓１６ｗｉと、複数（本実施形態では、例えば３個）の内側スプリング当接部１６ｃｉと、それぞれ円弧状に延びる複数（本実施形態では、例えば３個）の外側スプリング収容窓１６ｗｏと、複数（本実施形態では、例えば６個）の外側スプリン

グ当接部（弾性体当接部）１６ｃｏとを含む。複数の内側スプリング収容窓１６ｗｉは、第１出力プレート１６に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設され、内側スプリング当接部１６ｃｉは、隣り合う内側スプリング収容窓１６ｗｉの周方向における間に１個ずつ形成される。複数の外側スプリング収容窓１６ｗｏは、それぞれ第３スプリングＳＰ３の自然長よりも長い周長を有し、内側スプリング収容窓１６ｗｉの径方向外側に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設される。外側スプリング当接部１６ｃｏは、各外側スプリング収容窓１６ｗｏの周方向における両側に１個ずつ形成される。

[0024] 更に、第１出力プレート１６は、各内側スプリング収容窓１６ｗｉの内周縁に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１６１と、各内側スプリング収容窓１６ｗｉの外周縁に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１６２と、各外側スプリング収容窓１６ｗｏの内周縁に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１６３と、各外側スプリング収容窓１６ｗｏの外周縁に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１６４とを含む。

[0025] 第２出力プレート１７は、図２に示すように、それぞれ円弧状に延びる複数（本実施形態では、例えば３個）の内側スプリング収容窓１７ｗｉと、複数（本実施形態では、例えば３個）の内側スプリング当接部１７ｃｉと、それぞれ円弧状に延びる複数（本実施形態では、例えば３個）の外側スプリング収容窓１７ｗｏと、複数（本実施形態では、例えば６個）の外側スプリング当接部（弾性体当接部）１７ｃｏとを含む。複数の内側スプリング収容窓１７ｗｉは、第２出力プレート１７に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設され、内側スプリング当接部１７ｃｉは、隣り合う内側スプリング収容窓１７ｗｉの周方向における間に１個ずつ形成される。複数の外側スプリング収容窓１７ｗｏは、それぞれ第３スプリングＳＰ３の自然長よりも長い周長を有し、内側スプリング収容窓１７ｗｉの径方向外側に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設される。外側スプリング当接部１７ｃｏは、各外側スプ

リング収容窓１７ｗｏの周方向における両側に１個ずつ形成される。

[0026] 更に、第２出力プレート１７は、各内側スプリング収容窓１７ｗｉの内周縁に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１７１と、各内側スプリング収容窓１７ｗｉの外周縁に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１７２と、各外側スプリング収容窓１７ｗｏの内周縁に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１７３と、各外側スプリング収容窓１７ｗｏの外周縁に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１７４とを含む。

[0027] 図２に示すように、第１および第２出力プレート１６，１７は、ダンパ装置１０の軸方向に沿って互いに対向すると共に、ドライブプレート１１および中間部材１２を挟み込むように図示しない複数のリベットを介して連結される。すなわち、ドライブプレート１１は、第１および第２出力プレート１６，１７の軸方向における間の外周側領域に配置される。また、中間部材１２は、各スプリング当接部がドライブプレート１１の対応する内側スプリング収容窓１１ｗｉ内に位置するように第１および第２出力プレート１６，１７の軸方向における間の内周側領域、すなわちドライブプレート１１の径方向内側に配置される。更に、中間部材１２の内周面は、第２出力プレート１７の内周部から軸方向に延出された支持部１７ｓにより回転自在に支持される。

[0028] 第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２は、ダンパ装置１０の周方向に沿って交互に並ぶようにドライブプレート１１の内側スプリング収容窓１１ｗｉ内に配置されると共に、第１および第２出力プレート１６，１７により支持される。すなわち、ダンパ装置１０の軸方向に並ぶ内側スプリング収容窓１１ｗｉ，１６ｗｉおよび１７ｗｉには、第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２が対をなすように（直列に作用するように）１個ずつ配置される。また、各内側スプリング収容窓１１ｗｉ内の第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２は、第１および第２出力プレート１６，１７の対応するスプリ

ング支持部１６１，１７１により径方向内側から支持（ガイド）される。更に、各内側スプリング収容窓１１ｗｉ内の第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２は、第１および第２出力プレート１６，１７の対応するスプリング支持部１６２，１７２により径方向外側から支持（ガイド）される。

[0029] また、ダンパ装置１０の取付状態（ドライブプレート１１とドリブン部材１５との間でトルクが伝達されていない状態）において、ドライブプレート１１の各内側スプリング当接部１１ｃｉは、それぞれ互いに異なる内側スプリング収容窓１１ｗｉ内に配置されて対をなさない（直列に作用しない）第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２の間で両者の端部に当接する。すなわち、ダンパ装置１０の取付状態において、各第１スプリングＳＰ１の一端部および各第２スプリングＳＰ２の他端部は、ドライブプレート１１の対応する内側スプリング当接部１１ｃｉに当接する。更に、ダンパ装置１０の取付状態において、中間部材１２の各スプリング当接部は、共通の内側スプリング収容窓１１ｗｉ，１６ｗｉおよび１７ｗｉ内に配置されて互いに対をなす第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２の間で両者の端部に当接する。すなわち、各第１スプリングＳＰ１の他端部および各第２スプリングＳＰ２の一端部は、中間部材１２の対応するスプリング当接部に当接する。

[0030] 第１および第２出力プレート１６，１７（ドリブン部材１５）の互いに対向する内側スプリング当接部１６ｃｉ，１７ｃｉも、ドライブプレート１１の内側スプリング当接部１１ｃｉと同様に、対をなさない（直列に作用しない）第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２の間で両者の端部に当接する。これにより、ダンパ装置１０の取付状態において、各第１スプリングＳＰ１の上記一端部は、ドリブン部材１５の対応する内側スプリング当接部１６ｃｉ，１７ｃｉとも当接し、各第２スプリングＳＰ２の上記他端部は、ドリブン部材１５の対応する内側スプリング当接部１６ｃｉ，１７ｃｉとも当接する。この結果、ドリブン部材１５は、複数の第１スプリングＳＰ１と、中間部材１２と、複数の第２スプリングＳＰ２とを介してドライブプレート１１に連結され、互いに対をなす第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２は

、ドライブプレート１１とドリブン部材１５との間で、中間部材１２（スプリング当接部）を介して直列に連結される。なお、本実施形態において、それぞれ複数の第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２は、同一円周上に配列され、発進装置１やダンパ装置１０の軸心と各第１スプリングＳＰ１の軸心との距離と、発進装置１等の軸心と各第２スプリングＳＰ２の軸心との距離とが等しくなっている。

[0031] また、各第３スプリングＳＰ３は、ドライブプレート１１の対応する外側スプリング収容窓１１ｗｏ内に配置（嵌合）されると共に、第１および第２出力プレート１６，１７により支持される。すなわち、ダンパ装置１０の取付状態において、各第３スプリングＳＰ３の両端部は、ドライブプレート１１の対応する外側スプリング当接部１１ｃｏに当接し、各第３スプリングＳＰ３は、第１および第２出力プレート１６，１７の対応する外側スプリング収容窓１６ｗｏ，１７ｗｏの周方向における中央部付近に位置する。更に、各外側スプリング収容窓１１ｗｏ内の第３スプリングＳＰ３は、第１および第２出力プレート１６，１７の対応するスプリング支持部１６３，１７３により径方向内側から支持（ガイド）される。また、各外側スプリング収容窓１１ｗｏ内の第３スプリングＳＰ３は、第１および第２出力プレート１６，１７の対応するスプリング支持部１６４，１７４により径方向外側から支持（ガイド）される。本実施形態において、各第３スプリングＳＰ３は、第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２よりも径方向外側に当該第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２と径方向からみて重なるように配置される。これにより、ダンパ装置１０ひいては発進装置１の軸長をより短縮化することが可能となる。

[0032] ダンパ装置１０の取付状態において、各第３スプリングＳＰ３と、その両側に位置する第１および第２出力プレート１６，１７（ドリブン部材１５）の外側スプリング当接部１６ｃｏ，１７ｃｏとの間には、予め定められた周方向の間隔が形成され、両者が当接することはない。そして、各第３スプリングＳＰ３の両側に位置する外側スプリング当接部１６ｃｏ，１７ｃｏの一

方は、ドライブプレート１１とドリブン部材１５との間でトルクが伝達されているときに当該ドライブプレート１１およびドリブン部材１５の相対捩れ角が増加するのに伴って第３スプリングＳＰ３の一方の端部に当接することになる。本実施形態において、ダンパ装置１０の取付状態における第３スプリングＳＰ３の端部とドリブン部材１５の外側スプリング当接部１６ｃｏ，１７ｃｏとの周方向における間隔は、エンジンＥＧからドライブプレート１１に伝達される入力トルクがダンパ装置１０の最大捩れ角θｍａｘに対応したトルクＴ２（第２の値）よりも小さい予め定められたトルク（第１の値）Ｔ１に達した段階で、ドライブプレート１１等の主回転方向（車両前進時（エンジンＥＧ）の回転方向）における前側に位置する第３スプリングＳＰ３の一方の端部が、当該主回転方向における前側の外側スプリング当接部１６ｃｏ，１７ｃｏに当接するように定められる。

[0033] また、ダンパ装置１０は、ドライブプレート１１とドリブン部材１５との相対回転を規制するストッパ１８（図１参照）を含む。本実施形態において、ストッパ１８は、ドライブプレート１１への入力トルクが最大捩れ角θｍａｘに対応したトルクＴ２に達した段階でドライブプレート１１とドリブン部材１５との相対回転を規制するように構成される。この結果、ダンパ装置１０では、ドライブプレート１１への入力トルクが上記トルクＴ１に達するまで、第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２が直列に作用する。また、ドライブプレート１１への入力トルクがトルクＴ１からトルクＴ２までの範囲に含まれる間、第３スプリングＳＰ３は、直列に作用する第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２と並列に作用する。従って、ダンパ装置１０は、２段階（２ステージ）の減衰特性を有することになる。

[0034] 更に、ダンパ装置１０は、タービンランナ５とダンパ装置１０の第１出力プレート１６との軸方向における間に位置するようにダンパハブ７に固定される質量体１９を含む。質量体１９は、タービンランナ５よりも大径の環状の第１プレート１９１と、当該第１プレート１９１の内径よりも大きい内径を有する環状の第２プレート１９２とを含む。第１プレート１９１の内周部

は、上記複数のリベット７０を介してタービンランナ５のタービンシェル５０および第１出力プレート１６と共にダンパハブ７に固定される。また、第１プレート１９１の外周部１９１ｏは、タービンランナ５に向けて曲げられており、当該外周部１９１ｏには、必要に応じて少なくとも１個のバランスウェイト１９３が固定される。第２プレート１９２は、第１出力プレート１６（スプリング支持部１６２）等と干渉しないように複数のリベットを介して第１プレート１９１に固定される。

[0035] 上述のように構成される発進装置１では、ロックアップクラッチ８によるロックアップが解除されている際、図１からわかるように、エンジンＥＧからフロントカバー３に伝達されたトルク（動力）が、ポンプインペラ４、タービンランナ５、ドリブン部材１５およびダンパハブ７という経路を介して変速機ＴＭの入力軸ＩＳへと伝達され、更に、デファレンシャルギヤＤＦやドライブシャフトＤＳを介して駆動輪ＤＷに伝達される。これに対して、発進装置１のロックアップクラッチ８によりロックアップが実行されると、エンジンＥＧからフロントカバー３およびロックアップクラッチ８を介してドライブプレート１１に伝達されたトルクは、ドライブプレート１１への入力トルクが上記トルクＴ１に達するまで、複数の第１スプリングＳＰ１、中間部材１２および複数の第２スプリングＳＰ２を介してドリブン部材１５およびダンパハブ７に伝達される。この間、直列に作用する第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２により、エンジンＥＧからのトルクの変動が減衰（吸収）される。

[0036] また、ドライブプレート１１への入力トルクが上記トルクＴ１になると、上述のように、第３スプリングＳＰ３の主回転方向における前側の端部が、当該主回転方向における前側の外側スプリング当接部１６ｃｏ，１７ｃｏに当接する。これにより、各第３スプリングＳＰ３は、ドライブプレート１１の上記主回転方向における後側の外側スプリング当接部１１ｃｏとドリブン部材１５（第１および第２出力プレート１６，１７）の上記主回転方向における前側の外側スプリング当接部１６ｃｏ，１７ｃｏとの間で伸縮しながら

、直列に作用する第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２と並列に作用してドライブプレート１１と中間部材１２との間でトルクを伝達する。

[0037] この結果、ドライブプレート１１への入力トルクがトルクＴ１からトルクＴ２までの範囲に含まれる間、エンジンＥＧからのトルクは、フロントカバー３、ロックアップクラッチ８、ドライブプレート１１、中間部材１２を介して直列に作用する第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２並びに両者と並列に作用する第３スプリングＳＰ３、ドリブン部材１５およびダンパハブ７という経路を介して変速装置の入力軸ＩＳへと伝達される。そして、ドライブプレート１１への入力トルクがトルクＴ１からトルクＴ２までの範囲に含まれる間、フロントカバー３に入力されるトルクの変動は、第１から第３スプリングＳＰ１，ＳＰ２，ＳＰ３により減衰（吸収）される。これにより、当該第１から第３スプリングＳＰ１，ＳＰ２，ＳＰ３によって、ドライブプレート１１に伝達された大きなトルク変動を吸収することが可能となる。

[0038] ここで、ダンパ装置１０では、ロックアップクラッチ８によりロックアップが実行されると、出力要素であるドリブン部材１５（第１および第２出力プレート１６，１７）が、タービンランナ５、ダンパハブ７および質量体１９と一体に回転する。従って、ダンパ装置１０では、ドリブン部材１５、タービンランナ５、ダンパハブ７、質量体１９およびこれらを連結する複数のリベット７０とのトータルの慣性モーメントJ_2をより大きくすることが可能となり、エンジンＥＧとドライブシャフトＤＳとの間で発生する複数の共振（固有振動数＝√（対応する剛性（ばね定数）／対応する慣性モーメント））を全体に低周波側（低回転側）にシフトさせることができる。これにより、ダンパ装置１０では、エンジンＥＧの始動後に最初に当該エンジンＥＧとダンパ装置１０とが連結されるロックアップクラッチ８のロックアップ回転数ＮＩｕｐ（締結回転数）をロックアップが実行されない低回転域で生じることになる何れかの共振が収束する回転数域に設定することで、ロックアップ回転数ＮＩｕｐをより低下させることが可能となる。ただし、慣性モーメントJ_2の大きさによっては、ロックアップクラッチ８が締結された直後にエン

ジンＥＧとドライブシャフトＤＳとの間で次のモードの共振が発生してドリブン部材１５におけるトルク変動が大きくなり、ロックアップ回転数ＮＩｕｐ付近の低回転域におけるダンパ装置１０の振動減衰性能が低下してしまうおそれがある。

[0039] これを踏まえて、本発明者らは、ダンパ装置１０の振動減衰性能をより向上させるべく鋭意研究を行い、その結果、上記慣性モーメントJ_2と、変速機ＴＭの入力軸ＩＳからデファレンシャルギヤＤＦ（ドライブシャフトＤＳに連結される一対のサイドギヤ）までの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントJ_{TM}との関係に着目した。慣性モーメントJ_{TM}は、入力軸ＩＳおよび出力軸ＯＳ等の各種シャフト類やギヤといった変速機ＴＭの全回転部材と、デファレンシャルギヤＤＦの全回転部材との慣性モーメントの総和であり、出力軸ＯＳとデファレンシャルギヤＤＦとの間にギヤ機構等が含まれる場合、当該ギヤ機構の全回転部材の慣性モーメントも含まれる。そして、本発明者らは、慣性モーメントJ_2と慣性モーメントJ_{TM}との和（J_2+J_{TM}）に対する慣性モーメントJ_2の割合$J_2/(J_2+J_{TM})$の適正範囲を求めた。

[0040] 具体的には、本発明者らは、割合$J_2/(J_2+J_{TM})$が互いに異なっている複数のダンパ装置のモデルを用意し、各モデルについてロックアップクラッチ８の締結が許容されるロックアップ許容回転数Ｎａを解析により求め、割合$J_2/(J_2+J_{TM})$とロックアップ許容回転数Ｎａとの関係を示す図３の特性曲線を得た。図３において、モデルＭ１は、割合$J_2/(J_2+J_{TM})=0.5$であるダンパ装置のモデルであり、モデルＭ２は、割合$J_2/(J_2+J_{TM})=0.4$であるダンパ装置のモデルであり、モデルＭ３は、割合$J_2/(J_2+J_{TM})=0.25$であるダンパ装置のモデルであり、モデルＭ４は、割合$J_2/(J_2+J_{TM})=0.09$であるダンパ装置（既存品）のモデルであり、モデルＭ５は、割合$J_2/(J_2+J_{TM})=0.03$であるダンパ装置のモデルであり、モデルＭ６は、割合$J_2/(J_2+J_{TM})=0.21$であるダンパ装置のモデルである。モデルＭ１－Ｍ５の構造は、上記ダンパ装置

１０と共通である。更に、本発明者らは、各モデルＭ１－Ｍ５におけるドリブン部材１５のトルク変動T_{Fluc}（振動レベル）を解析により求めた。図４に、モデルＭ１－Ｍ５におけるエンジンＥＧの回転数Ｎｅとドリブン部材１５のトルク変動T_{Fluc}との関係を示す。図４において、一点鎖線は、狙いのロックアップ回転数Ｎｌｕｐを示し（当該一点鎖線の図中左側（〇側）が許容範囲に相当する。）、二点鎖線は、共振の許容レベルを示す（当該二点鎖線の図中下側（〇側）が許容範囲に相当する。）。

[0041] 図３に示すように、割合$J_2/(J_2+J_{TM})$が大きくなるほど、ロックアップ許容回転数Ｎａが低下する。ただし、図４からわかるように、割合$J_2/(J_2+J_{TM})$が大きくなるほど、ロックアップが実行されない低回転域で生じることになる共振（図３における共振Ｒ１参照）の次の共振（例えば、第２スプリングＳＰ２と入力軸ＩＳとの間の全回転部材と、入力軸ＩＳとドライブシャフトＤＳとの間の全回転部材とが逆方向に振動するモードの共振、図３における共振Ｒ２参照）が低回転側（例えば２０００ｒｐｍ付近）で発生してしまい、それによりロックアップ回転数Ｎｌｕｐ付近の低回転域におけるダンパ装置１０の振動減衰性能が低下してしまうおそれがある。また、割合$J_2/(J_2+J_{TM})$を大きくするためには、慣性モーメントJ_2の値をより大きくする必要があり、慣性モーメントJ_2の増加は、質量体１９等ひいてはダンパ装置１０の重量増やサイズアップを招いてしまう。このため、本発明者らは、共振の発生タイミングやダンパ装置１０の重量増等を考慮して、割合$J_2/(J_2+J_{TM})$の上限値を０．５とした。また、既存品に対応したモデルＭ４に対するロックアップ回転数Ｎｌｕｐの低下量を予め定められた最小低下量ΔＮｒｅｆ（例えば２０ｒｐｍ）以上にするために、図３の特性曲線と当該最小低下量ΔＮｒｅｆとから割合$J_2/(J_2+J_{TM})$の下限値を０．１２とした。

[0042] かかる研究結果より、本開示のダンパ装置１０は、慣性モーメントJ_2と慣性モーメントJ_{TM}との和(J_2+J_{TM})に対する慣性モーメントJ_2の割合$J_2/(J_2+J_{TM})$が$0.12 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.5$を満たすように

設計される。すなわち、ダンパ装置１０の設計に際しては、割合J_2／（J_2＋J_{TM}）が０．１２≦J_2／（J_2＋J_{TM}）≦０．５を満たすように慣性モーメントJ_2の値が定められる。これにより、ロックアップ回転数Ｎｌｕｐよりも高回転側の共振（図３における共振Ｒ２参照）によるダンパ装置１０の振動減衰性能の低下を抑制しつつ、当該ロックアップ回転数Ｎｌｕｐよりも低回転側の共振（図３における共振Ｒ１参照）をより低回転側にシフトさせることができる。この結果、ダンパ装置１０では、第２の中間部材やスプリングの追加によるコストアップを抑制しつつ、ロックアップ回転数Ｎｌｕｐ付近の低回転域における振動減衰性能の低下を抑制しつつ、当該ロックアップ回転数Ｎｌｕｐを低下させることが可能となる。更に、本発明者らの検討の結果、慣性モーメントJ_2，J_{TM}が、０．１５≦J_2／（J_2＋J_{TM}）≦０．３（図３における範囲Ａ）、より好ましくは、０．１９≦J_2／（J_2＋J_{TM}）≦０．２３（図３における範囲Ｂ）を満たす場合、低回転域における振動減衰性能の低下の抑制と、ロックアップ回転数Ｎｌｕｐの低下量の確保とをバランスよく両立させ得ることが判明している。

[0043] また、上記ダンパ装置１０は、１枚のドライブプレート１１を入力要素として含むと共に、軸方向に沿って互いに対向すると共にドライブプレート１１を挟み込むように互いに連結される第１および第２出力プレート１６，１７を出力要素として含む。これにより、ドリブン部材１５の慣性モーメントひいては上記慣性モーメントJ_2をより大きくすることが可能となる。更に、第１および第２出力プレート１６，１７の少なくとも何れか一方の厚みをドライブプレート１１の厚み以上にしてもよい。この場合、第１および第２出力プレート１６，１７の少なくとも何れか一方の径方向に延びるストレート部の厚みをドライブプレート１１のストレート部の厚み以上にしてもよく、第１および第２出力プレート１６，１７の少なくとも何れか一方の母材の厚みをドライブプレート１１の母材の厚み以上にしてもよい。また、第１および第２出力プレート１６，１７のうち、ダンパハブ７に連結される一方すなわち第１出力プレート１６の厚みをドライブプレート１１の厚み以上にして

もよい。

[0044] 更に、ダンパ装置１０のドリブン部材１５には、図５に示すような質量体１９Ｂが連結されてもよい。図５に示す質量体１９Ｂは、１枚の環状のプレート部材１９５のみを含むものである。プレート部材１９５の母材は、タービンランナ５の外径よりも充分に大きい外径を有するものであり、当該母材の外周部にフローフォーミング加工を施すことにより、プレート部材１９５の外周部に拡幅部１９６が形成される。これにより、部品点数を削減すると共にリベット留め工程等を廃止しつつ、上記質量体１９と同等の慣性モーメントを有する質量体１９Ｂを得ることができる。従って、ドリブン部材１５に質量体１９Ｂを連結することで、ダンパ装置１０のコストを低減化することが可能となる。

[0045] なお、上記ダンパ装置１０では、出力要素であるドリブン部材１５にタービンランナ５および質量体１９の双方が連結されるが、これに限られるものではない。すなわち、ドリブン部材１５に対するタービンランナ５および質量体１９の少なくとも何れか一方の連結が省略されてもよい。また、上記ダンパ装置１０は、ドライブプレート１１への入力トルクがトルクＴ１からトルクＴ２までの範囲に含まれる間、第３スプリングＳＰ３が第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２の何れか一方と並列に作用するように構成されてもよい。更に、上記ダンパ装置１０から第３スプリングＳＰ３が省略されてもよい。

[0046] 更に、本開示の構成は、回転要素としてドライブ部材（入力要素）１１Ｂおよびドリブン部材（出力要素）１５Ｂを含むと共に、トルク伝達要素としてドライブ部材１１Ｂとドリブン部材１５Ｂとの間に配置される複数のスプリング（弾性体）ＳＰ（および複数のスプリングＳＰ３）を含み、中間要素を含まないダンパ装置１０Ｂに適用されてもよい（図６参照）。かかるダンパ装置１０Ｂにおいて、ドライブ部材１１Ｂとドリブン部材１５Ｂとの間に配置される複数のスプリングＳＰの合成ばね定数は、１４００Ｎｍ／ｒａｄから１８００Ｎｍ／ｒａｄの範囲内の値となる。また、例えば、ダンパ装置

１０Ｂと、中間要素を含むダンパ装置１０とで、出力要素（およびそれと一体に回転する部材）と、変速機の入力軸からドライブシャフトまでの間の全回転部材とが逆方向に振動するモードの共振の周波数を同一にした場合、ダンパ装置１０Ｂにおける慣性モーメントJ_2をダンパ装置１０における慣性モーメントJ_2よりも７～８％程度増加させることができる。更に、ダンパ装置１０Ｂにおいても、割合$J_2/(J_2+J_{TM})$の下限値を上記ダンパ装置１０と同様に０．１２とすることができる。従って、ダンパ装置１０Ｂの設計に際しては、割合$J_2/(J_2+J_{TM})$が$0.12 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.55$を満たすように慣性モーメント$J_2$の値を定めるとよい。

[0047] これにより、ダンパ装置１０Ｂでは、中間部材やスプリング体の追加によるコストアップを抑制しつつ、ロックアップ回転数Ｎｌｕｐ付近の低回転域における振動減衰性能の低下を抑制しつつ、当該ロックアップ回転数Ｎｌｕｐを低下させることが可能となる。そして、ダンパ装置１０Ｂにおいても、慣性モーメントJ_2，J_{TM}が、$0.15 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.3$、より好ましくは、$0.19 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.23$を満たす場合、低回転域における振動減衰性能の低下の抑制と、ロックアップ回転数Ｎｌｕｐの低下量の確保とをバランスよく両立させ得ることが確認されている。

[0048] また、本開示の構成は、回転要素として、入力要素、第１中間要素、第２中間部材、および出力要素を含むと共に、トルク伝達要素として、入力要素と第１中間要素との間に配置される第１弾性体、第１中間要素と第２中間要素との間に配置される第２弾性体、および第２中間要素と出力要素との間に配置される第３弾性体を含むダンパ装置に適用されてもよい。また、本開示の構成は、入力要素と出力要素との間に並列に設けられた２つのトルク伝達経路を含むダンパ装置に適用されてもよい。加えて、ダンパ装置１０の入力要素は、少なくとも１枚のドライブプレート１１を含むものであればよく、例えば、第２のプレート部材や油圧式多板クラッチのクラッチドラムといった当該ドライブプレート１１に連結される他の部材を含むものであってもよい。

[0049] 以上説明したように、本開示のダンパ装置は、クラッチ（８）を介してエンジン（ＥＧ）に連結される入力要素（１１）と、中間要素（１２）と、変速機（ＴＭ）の入力軸（ＩＳ）に連結される出力要素（１５）と、前記入力要素（１１）と前記中間要素（１２）との間に配置される第１弾性体（ＳＰ１）と、前記中間要素（１２）と前記出力要素（１５）との間に配置されて前記第１弾性体（ＳＰ１）と直列に作用する第２弾性体（ＳＰ２）とを含むダンパ装置（１０）において、前記出力要素（１５）と、前記入力軸（ＩＳ）よりも前記エンジン（ＥＧ）側で前記出力要素（１５）と一体に回転する回転要素（５，７，１９，１９Ｂ，７０）とのトータルの慣性モーメントをJ_2とし、前記入力軸（ＩＳ）から前記変速機（ＴＭ）の出力軸（ＯＳ）に連結されるデファレンシャルギヤ（ＤＦ）までの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをJ_{TM}としたときに、

$0.12 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.5$

を満たすものである。

[0050] 本発明者らは、入力要素、中間要素、出力要素、第１および第２弾性体を含むダンパ装置の振動減衰性能を向上させるべく鋭意研究を行い、その結果、ダンパ装置の出力要素および変速機の入力軸よりもエンジン側で当該出力要素と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントJ_2と、変速機の入力軸からデファレンシャルギヤまでの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントJ_{TM}との関係に着目した。そして、本発明者らは、慣性モーメントJ_2と慣性モーメントJ_{TM}との和(J_2+J_{TM})に対する慣性モーメントJ_2の割合$J_2/(J_2+J_{TM})$が$0.12 \leqq J_2/(J_2+J_{TM}) \leqq 0.5$を満たすようにダンパ装置を構成することで、クラッチの締結回転数よりも高周波側の共振によるダンパ装置の振動減衰性能の低下を抑制しつつ、当該締結回転数よりも低周波側の共振をより低周波側にシフトさせ得ることを見出した。これにより、本開示のダンパ装置では、第２の中間要素や弾性体の追加によるコストアップを抑制しつつ、低回転域における振動減衰性能の低下を抑制しつつ、エンジンとダンパ装置とを連結するクラッチの締結回

転数を低下させることが可能となる。

[0051] また、本開示のダンパ装置（１０）は、０．１５≦J_2／（J_2＋J_{TM}）≦０．３を満たすものであってもよく、０．１９≦J_2／（J_2＋J_{TM}）≦０．２３を満たすものであってもよい。これにより、低回転域における振動減衰性能の低下の抑制と、クラッチの締結回転数の低下量の確保とをバランスよく両立させることが可能となる。

[0052] また、前記出力要素（１５）と一体に回転する前記回転要素は、前記出力要素（１５）に連結されると共に前記変速機（ＴＭ）の前記入力軸（ＩＳ）に固定されるハブ（７）と、前記出力要素（１５）に連結される質量体（１９，１９Ｂ）とを含んでもよい。

[0053] 更に、前記ダンパ装置（１０）は、ポンプインペラ（４）およびタービンランナ（５）を含む発進装置（１）の流体室（Ｃｆ）内に配置されてもよく、前記出力要素（１５）と一体に回転する前記回転要素は、前記出力要素（１５）に連結される前記タービンランナ（５）を含んでもよい。

[0054] また、前記入力要素は、１枚の入力プレート（１１）を含んでもよく、前記出力要素（１５）は、前記ダンパ装置（１０）の軸方向に沿って互いに対向すると共に、前記入力プレート（１１）を挟み込むように互いに連結される２枚の出力プレート（１６，１７）を含んでもよい。これにより、出力要素の慣性モーメントひいては上記慣性モーメントJ_2をより大きくすることが可能となる。

[0055] 更に、前記ダンパ装置（１０）は、前記中間要素（１２）は、前記２枚の出力プレート（１６，１７）の前記軸方向における間に配置されてもよい。

[0056] また、前記ダンパ装置（１０）は、少なくとも前記入力要素（１１）と前記出力要素（１５）との間でトルクが伝達されていないときに前記出力要素（１５）により保持されると共に、前記入力要素（１１）と前記出力要素（１５）との間でトルクが伝達されているときに前記入力要素（１１）と前記出力要素（１５）との相対捩れ角が増加するのに伴って前記第１および第２弾性体（ＳＰ１，ＳＰ２）の少なくとも何れか一方と並列に作用する第３弾

性体（ＳＰ３）を含んでもよい。

[0057] 更に、前記第１および第２弾性体（ＳＰ１，ＳＰ２）の合成ばね定数は、６００－１０００Ｎｍ／ｒａｄであってもよい。

[0058] 本開示のダンパ装置の設計方法は、クラッチ（８）を介してエンジン（ＥＧ）に連結される入力要素（１１）と、中間要素（１２）と、変速機（ＴＭ）の入力軸（ＩＳ）に連結される出力要素（１５）と、前記入力要素（１１）と前記中間要素（１２）との間に配置される第１弾性体（ＳＰ１）と、前記中間要素（１２）と前記出力要素（１５）との間に配置されて前記第１弾性体（ＳＰ１）と直列に作用する第２弾性体（ＳＰ２）とを含むダンパ装置（１０）の設計方法において、前記出力要素（１５）と、前記入力軸（ＩＳ）よりも前記エンジン（ＥＧ）側で前記出力要素（１５）と一体に回転する回転要素（５，７，１９，１９Ｂ，７０）とのトータルの慣性モーメントをJ_2とし、前記入力軸（ＩＳ）から前記変速機（ＴＭ）の出力軸（ＯＳ）に連結されるデファレンシャルギヤ（ＤＦ）までの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをJ_{TM}としたときに、

$$0.12 \leqq J_2 / (J_2 + J_{TM}) \leqq 0.5$$

を満たすように前記慣性モーメントJ_2を定めるものである。

[0059] 本開示の他のダンパ装置は、クラッチ（８）を介してエンジン（ＥＧ）に連結される入力要素（１１Ｂ）と、変速機（ＴＭ）の入力軸（ＩＳ）に連結される出力要素（１５Ｂ）と、前記入力要素（１１Ｂ）と前記出力要素（１５Ｂ）との間に配置される複数の弾性体（ＳＰ）とを含むダンパ装置（１０Ｂ）において、前記出力要素（１５Ｂ）と、前記入力軸（ＩＳ）よりも前記エンジン（ＥＧ）側で前記出力要素（１５Ｂ）と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントをJ_2とし、前記入力軸（ＩＳ）から前記変速機（ＴＭ）の出力軸（ＯＳ）に連結されるデファレンシャルギヤ（ＤＦ）までの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをJ_{TM}としたときに、

$$0.12 \leqq J_2 / (J_2 + J_{TM}) \leqq 0.55$$

を満たすものである。

[0060] 本発明者らは、入力要素と、出力要素と、両者の間に配置される複数の弾性体を含むダンパ装置の振動減衰性能を向上させるべく鋭意研究を行い、その結果、かかるダンパ装置を慣性モーメントＪ$_2$と慣性モーメントＪ$_{TM}$との和（Ｊ$_2$＋Ｊ$_{TM}$）に対する慣性モーメントＪ$_2$の割合Ｊ$_2$／（Ｊ$_2$＋Ｊ$_{TM}$）が０．１２≦Ｊ$_2$／（Ｊ$_2$＋Ｊ$_{TM}$）≦０．５５を満たすように構成することで、クラッチの締結回転数よりも高周波側の共振によるダンパ装置の振動減衰性能の低下を抑制しつつ、当該締結回転数よりも低周波側の共振をより低周波側にシフトさせ得ることを見出した。これにより、本開示の他のダンパ装置においても、中間要素や弾性体の追加によるコストアップを抑制しつつ、低回転域における振動減衰性能の低下を抑制すると共に、エンジンとダンパ装置とを連結するクラッチの締結回転数を低下させることが可能となる。

[0061] また、本開示の他のダンパ装置（１０Ｂ）は、０．１５≦Ｊ$_2$／（Ｊ$_2$＋Ｊ$_{TM}$）≦０．３をみたすものであってもよく、０．１９≦Ｊ$_2$／（Ｊ$_2$＋Ｊ$_{TM}$）≦０．２３を満たすものであってもよい。

[0062] 更に、前記複数の弾性体（ＳＰ）の合成ばね定数は、１４００－１８００Ｎｍ／ｒａｄであってもよい。

[0063] 本開示の他のダンパ装置の設計方法は、クラッチ（８）を介してエンジン（ＥＧ）に連結される入力要素（１１Ｂ）と、変速機（ＴＭ）の入力軸（ＩＳ）に連結される出力要素（１５Ｂ）と、前記入力要素（１１Ｂ）と前記出力要素（１５Ｂ）との間に配置される複数の弾性体（ＳＰ）とを含むダンパ装置（１０Ｂ）の設計方法において、前記出力要素（１５Ｂ）と、前記入力軸（ＩＳ）よりも前記エンジン（ＥＧ）側で前記出力要素（１５Ｂ）と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントをＪ$_2$とし、前記入力軸（ＩＳ）から前記変速機（ＴＭ）の出力軸（ＯＳ）に連結されるデファレンシャルギヤ（ＤＦ）までの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをＪ$_{TM}$としたときに、

０．１２≦Ｊ$_2$／（Ｊ$_2$＋Ｊ$_{TM}$）≦０．５５

を満たすように前記慣性モーメントJ_2を定めるものである。

[0064] そして、本開示の発明は上記実施形態に何ら限定されるものではなく、本開示の外延の範囲内において様々な変更をなし得ることはいうまでもない。更に、上記発明を実施するための形態は、あくまで課題を解決するための手段の欄に記載された発明の具体的な一形態に過ぎず、課題を解決するための手段の欄に記載された発明の要素を限定するものではない。

産業上の利用可能性

[0065] 本開示の発明は、ダンパ装置の製造分野等において利用可能である。

請求の範囲

[請求項1] クラッチを介してエンジンに連結される入力要素と、中間要素と、変速機の入力軸に連結される出力要素と、前記入力要素と前記中間要素との間に配置される第１弾性体と、前記中間要素と前記出力要素との間に配置されて前記第１弾性体と直列に作用する第２弾性体とを含むダンパ装置において、

前記出力要素と、前記入力軸よりも前記エンジン側で前記出力要素と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントをJ_2とし、

前記入力軸から前記変速機の出力軸に連結されるデファレンシャルギヤまでの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをJ_{TM}としたときに、

$0.12 \leqq J_2 / (J_2 + J_{TM}) \leqq 0.5$

を満たすダンパ装置。

[請求項2] 請求項１に記載のダンパ装置において、

$0.15 \leqq J_2 / (J_2 + J_{TM}) \leqq 0.3$

を満たすダンパ装置。

[請求項3] 請求項１に記載のダンパ装置において、

$0.19 \leqq J_2 / (J_2 + J_{TM}) \leqq 0.23$

を満たすダンパ装置。

[請求項4] 請求項１から３の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記出力要素と一体に回転する前記回転要素は、前記出力要素に連結されると共に前記変速機の前記入力軸に固定されるハブと、前記出力要素に連結される質量体とを含むダンパ装置。

[請求項5] 請求項４に記載のダンパ装置において、

前記ダンパ装置は、ポンプインペラおよびタービンランナを含む発進装置の流体室内に配置され、

前記出力要素と一体に回転する前記回転要素は、前記出力要素に連

結される前記タービンランナを含むダンパ装置。

[請求項6] 請求項１から５の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記入力要素は、１枚の入力プレートを含み、

前記出力要素は、前記ダンパ装置の軸方向に沿って互いに対向すると共に、前記入力プレートを挟み込むように互いに連結される２枚の出力プレートを含むダンパ装置。

[請求項7] 請求項６に記載のダンパ装置において、

前記中間要素は、前記２枚の出力プレートの前記軸方向における間に配置されるダンパ装置。

[請求項8] 請求項１から７の何れか一項に記載のダンパ装置において、

少なくとも前記入力要素と前記出力要素との間でトルクが伝達されていないときに前記出力要素により保持されると共に、前記入力要素と前記出力要素との間でトルクが伝達されているときに前記入力要素と前記出力要素との相対捩れ角が増加するのに伴って前記第１および第２弾性体の少なくとも何れか一方と並列に作用する第３弾性体を更に含むダンパ装置。

[請求項9] 請求項１から８の何れか一項に記載のダンパ装置において、前記第１および第２弾性体の合成ばね定数は、６００－１０００Ｎｍ／ｒａｄであるダンパ装置。

[請求項10] クラッチを介してエンジンに連結される入力要素と、中間要素と、変速機の入力軸に連結される出力要素と、前記入力要素と前記中間要素との間に配置される第１弾性体と、前記中間要素と前記出力要素との間に配置されて前記第１弾性体と直列に作用する第２弾性体とを含むダンパ装置の設計方法において、

前記出力要素と、前記入力軸よりも前記エンジン側で前記出力要素と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントをJ_2とし、前記入力軸から前記変速機の出力軸に連結されるデファレンシャルギヤまでの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをＪ

$_{TM}$としたときに、

０．１２≦Ｊ$_{2}$／（Ｊ$_{2}$＋Ｊ$_{TM}$）≦０．５

を満たすように前記慣性モーメントＪ$_{2}$を定めるダンパ装置の設計方法。

[請求項11] クラッチを介してエンジンに連結される入力要素と、変速機の入力軸に連結される出力要素と、前記入力要素と前記出力要素との間に配置される複数の弾性体とを含むダンパ装置において、

前記出力要素と、前記入力軸よりも前記エンジン側で前記出力要素と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントをＪ$_{2}$とし、

前記入力軸から前記変速機の出力軸に連結されるデファレンシャルギヤまでの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをＪ$_{TM}$としたときに、

０．１２≦Ｊ$_{2}$／（Ｊ$_{2}$＋Ｊ$_{TM}$）≦０．５５

を満たすダンパ装置。

[請求項12] 請求項１１に記載のダンパ装置において、

０．１５≦Ｊ$_{2}$／（Ｊ$_{2}$＋Ｊ$_{TM}$）≦０．３

を満たすダンパ装置。

[請求項13] 請求項１１に記載のダンパ装置において、

０．１９≦Ｊ$_{2}$／（Ｊ$_{2}$＋Ｊ$_{TM}$）≦０．２３

を満たすダンパ装置。

[請求項14] 請求項１１から１３の何れか一項に記載のダンパ装置において、前記複数の弾性体の合成ばね定数は、１４００－１８００Ｎｍ／ｒａｄであるダンパ装置。

[請求項15] クラッチを介してエンジンに連結される入力要素と、変速機の入力軸に連結される出力要素と、前記入力要素と前記出力要素との間に配置される複数の弾性体とを含むダンパ装置の設計方法において、

前記出力要素と、前記入力軸よりも前記エンジン側で前記出力要素

と一体に回転する回転要素とのトータルの慣性モーメントをJ_2とし、前記入力軸から前記変速機の出力軸に連結されるデファレンシャルギヤまでの間に含まれる全回転部材のトータルの慣性モーメントをJ_{TM}としたときに、

$0.12 \leqq J_2 / (J_2 + J_{TM}) \leqq 0.55$

を満たすように前記慣性モーメントJ_2を定めるダンパ装置の設計方法。

[図1]

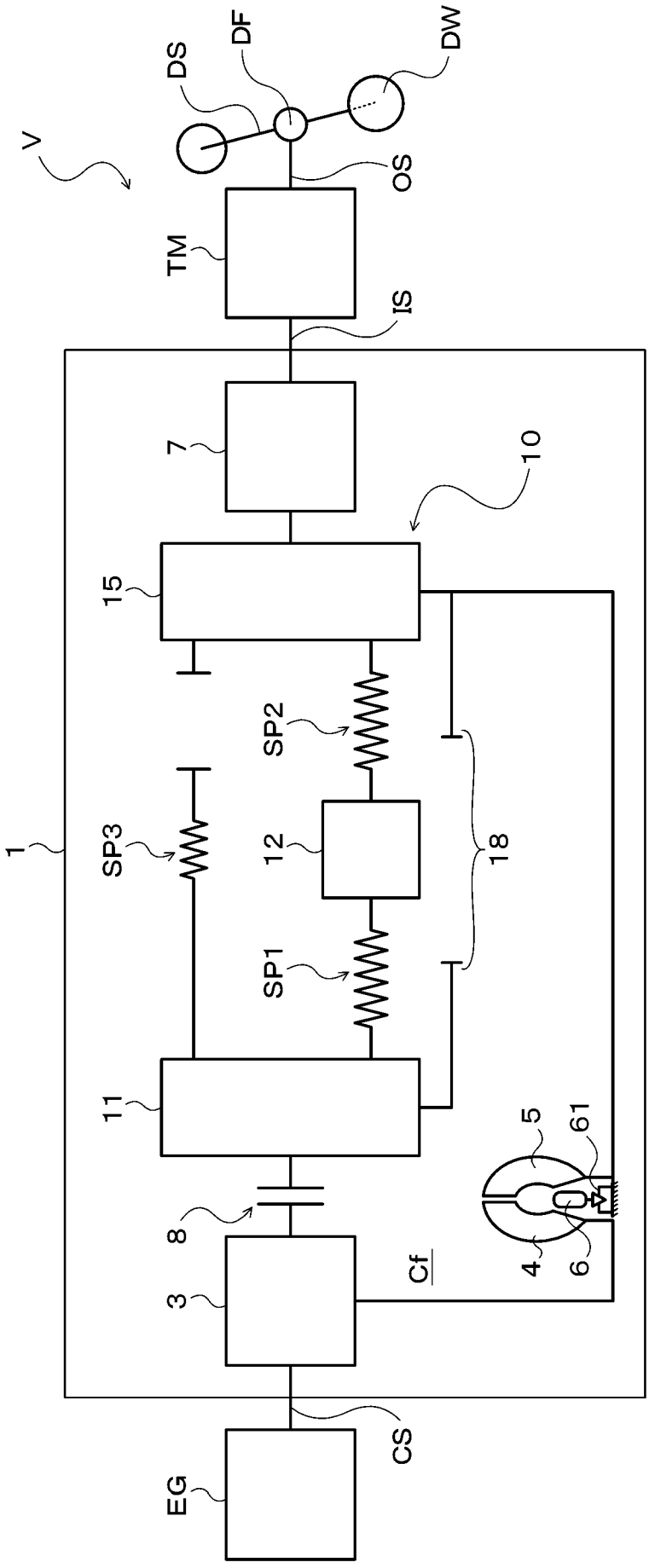


FIG. 1

[図2]

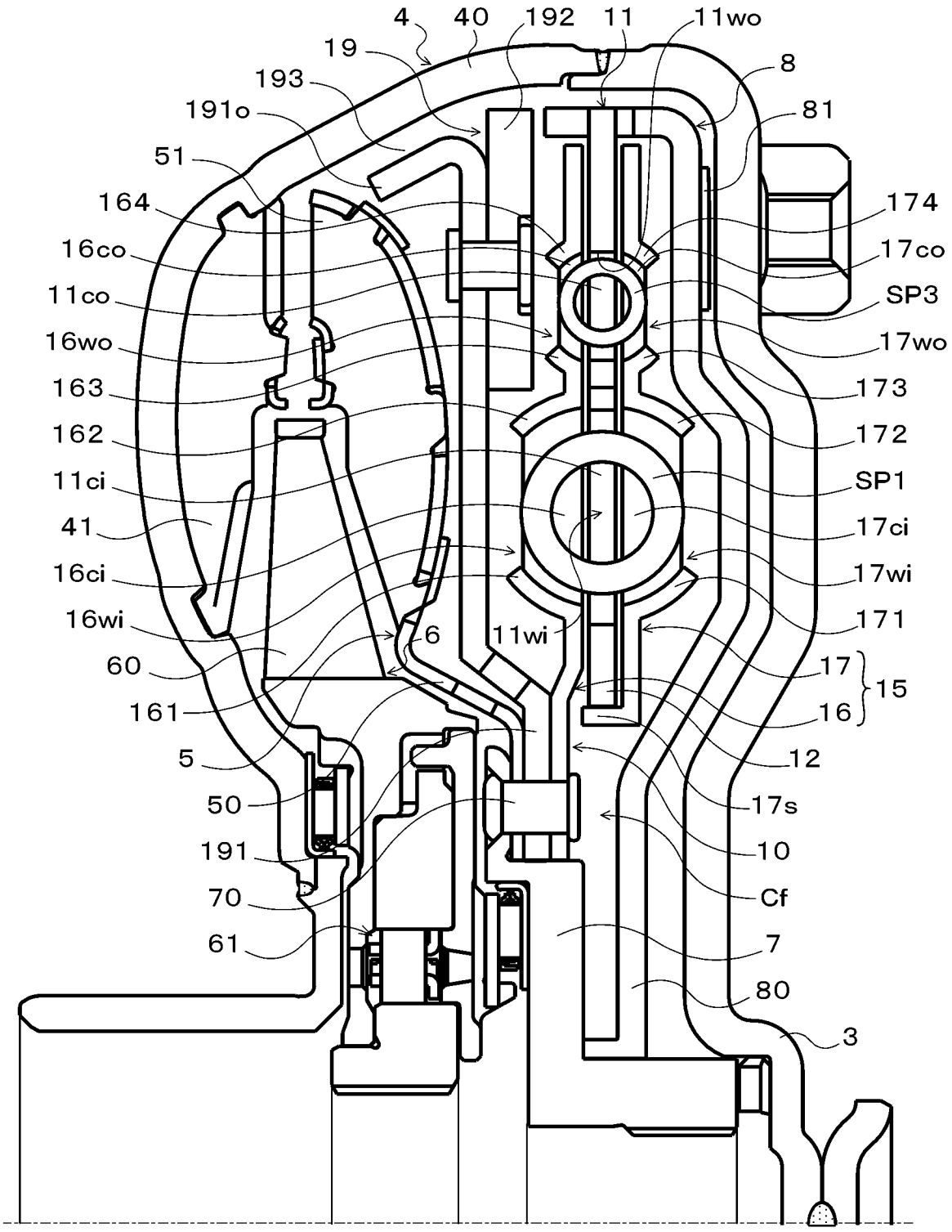

4
40
192
11
11wo
19
8
193
81
191o
51
174
164
17co
16co
SP3
11co
17wo
16wo
173
163
172
162
SP1
11ci
17ci
41
17wi
16ci
171
16wi
6
11wi
17
60
15
161
16
12
5
17s
50
10
191
Cf
70
7
61
80
3

FIG. 2

[図3]

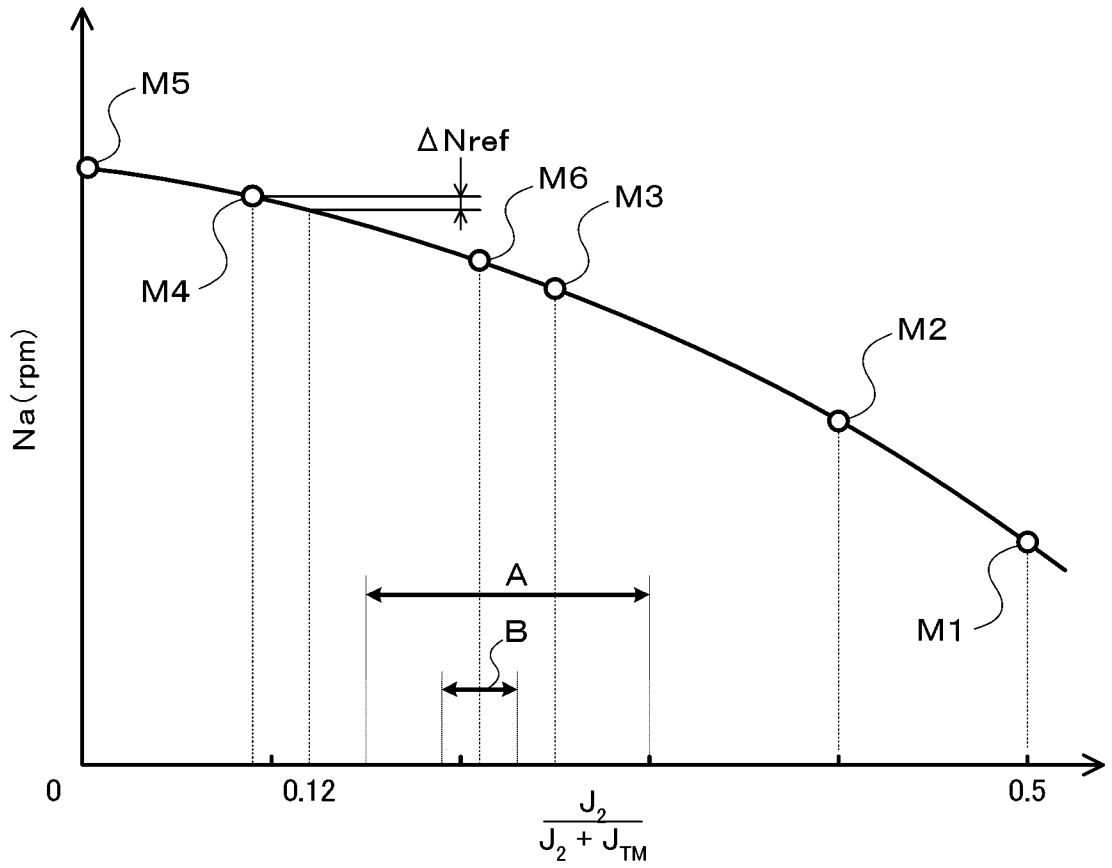


FIG. 3

[図4]

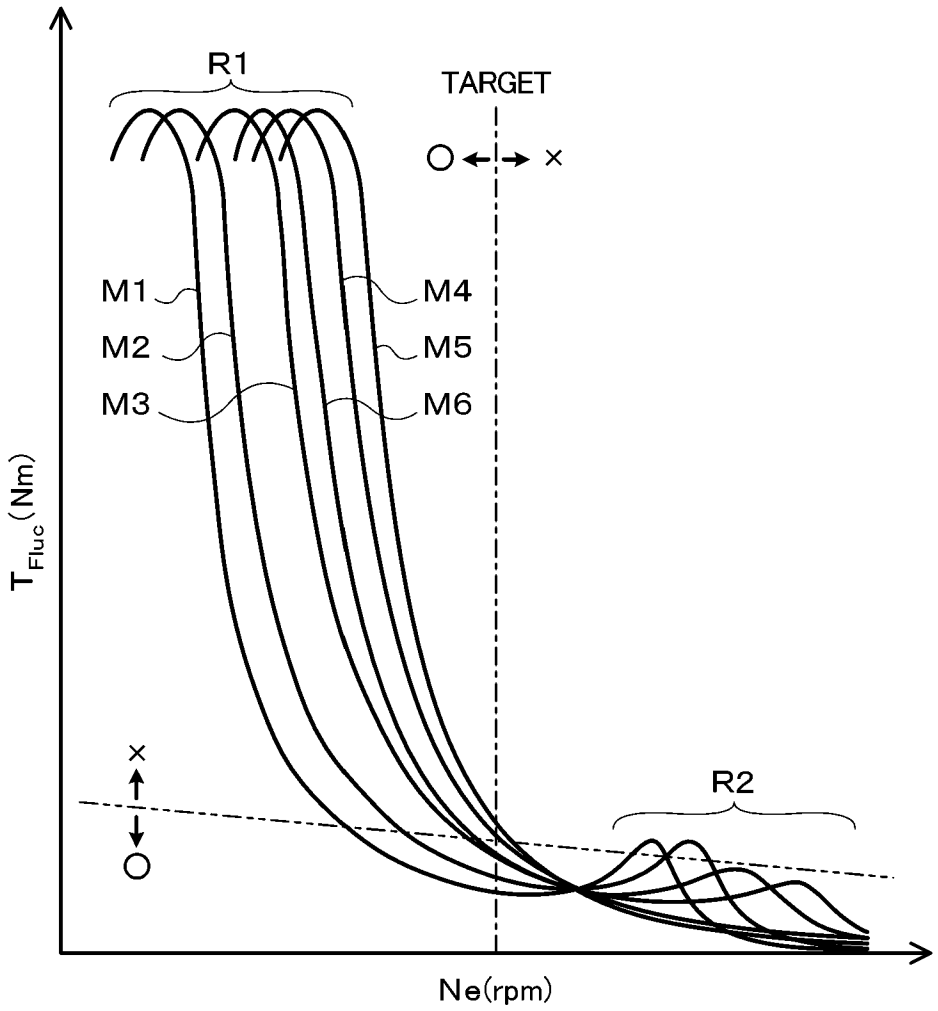


FIG. 4

[図5]

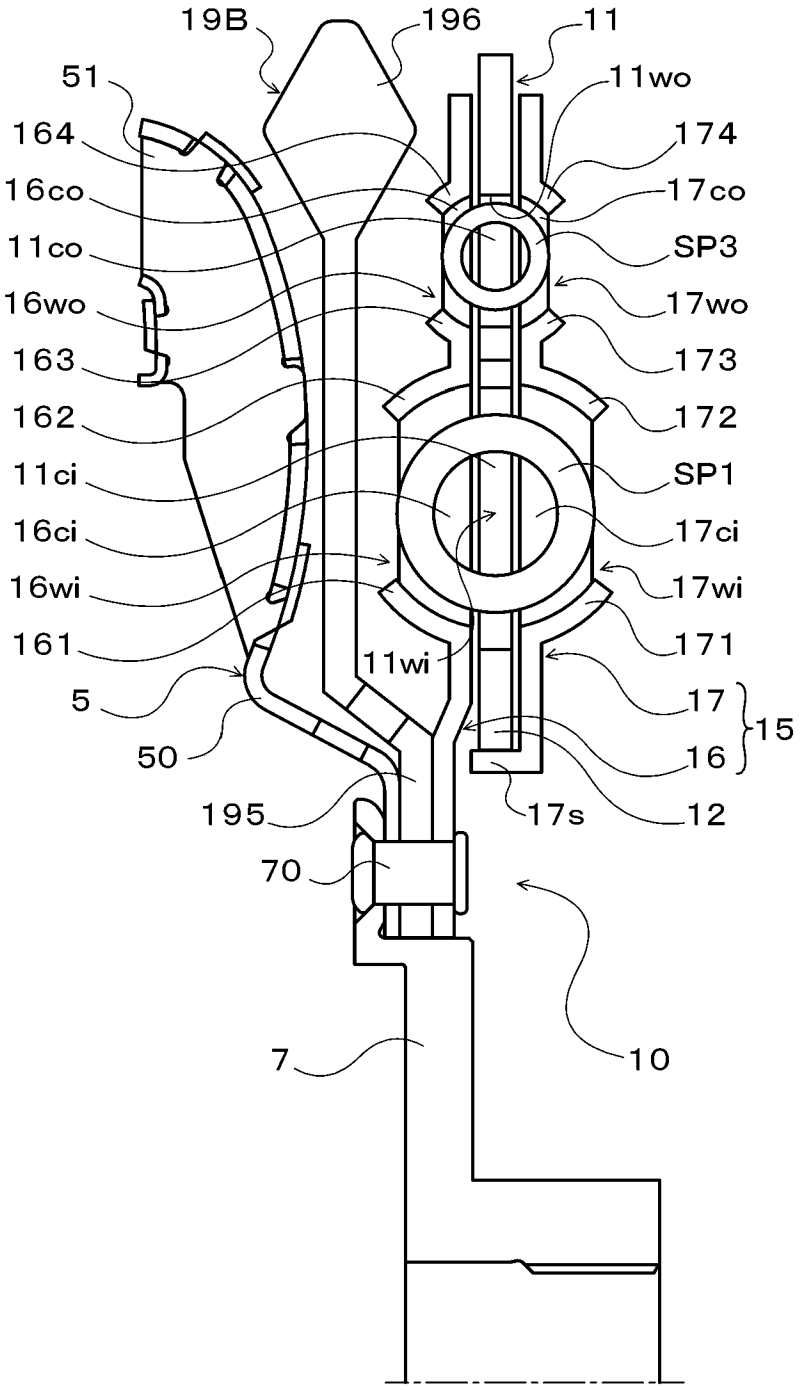

19B
196
11
51
11wo
164
174
16co
17co
11co
SP3
16wo
17wo
163
173
162
172
11ci
SP1
16ci
17ci
16wi
17wi
161
171
11wi
5
17
15
50
16
195
17s
12
70
10
7

FIG. 5

[図6]

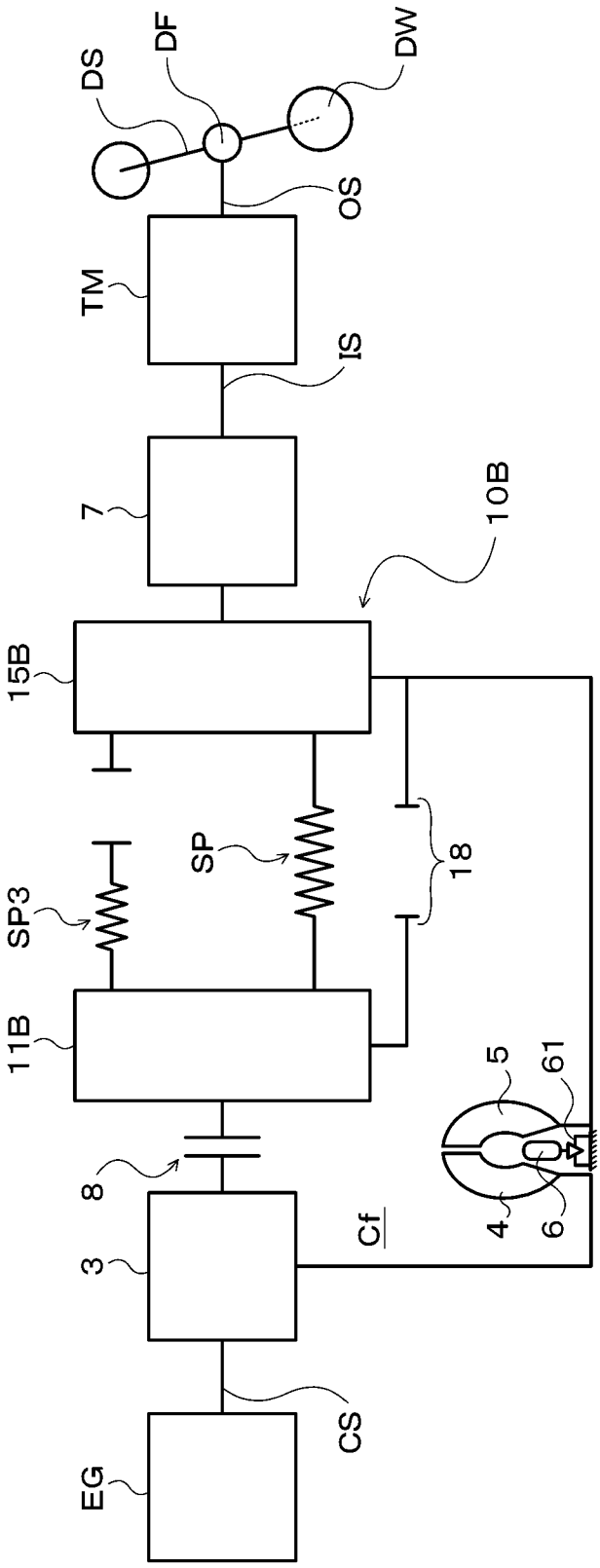


FIG. 6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2019/035931

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl. F16F15/134(2006.01)i, F16F15/30(2006.01)i, F16H45/02(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)
Int.Cl. F16F15/134, F16F15/30, F16H45/02

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

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2019
Registered utility model specifications of Japan	1996-2019
Published registered utility model applications of Japan	1994-2019

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	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 014595/1986 (Laid-open No. 126624/1987) (TOYOTA MOTOR CORP.) 11 August 1987, claims, pp. 10-29 & EP 232151 A2, columns 5-12, claims	1-15
A	JP 2018-132159 A (EXEDY CORPORATION) 23 August 2018, claim 8, paragraphs [0044]-[0114] & WO 2018/150660 A1	1-15

☒ 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
08 November 2019 (08.11.2019)	19 November 2019 (19.11.2019)

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/JP2019/035931

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 04-151056 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 25 May 1992, pp. 2-4, fig. 1 (Family: none)	1-15
A	JP 2012-184840 A (AISIN AW CO., LTD.) 27 September 2012, paragraphs [0019]-[0060], fig. 1-10 & US 2012/0208648 A1, paragraphs [0028]-[0070], fig. 1-10 & WO 2012/111565 A1 & EP 2642162 A1 & CN 103270343 A	1-15

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１９／０３５９３１

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16F15/134(2006.01)i, F16F15/30(2006.01)i, F16H45/02(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.　F16F15/134, F16F15/30, F16H45/02

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	１９７１－２０１９年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１９年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１９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	日本国実用新案登録出願61-014595号(日本国実用新案登録出願公開62-126624号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（トヨタ自動車株式会社）1987.08.11, 実用新案登録請求の範囲、第１０頁－第２９頁。 & EP 232151 A2,第５欄－第１２欄、Claims	１－１５
Ａ	JP 2018-132159 A (株式会社エクセディ) 2018.08.23, 請求項８,［００４４］－［０１１４］。 & WO 2018/150660 A1	１－１５

☑　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
０８．１１．２０１９	１９．１１．２０１９

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）　３Ｗ　９０３８
杉山　豊博
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３６７

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 04-151056 A（トヨタ自動車株式会社）1992.05.25，第２頁－第４頁、第１図。 (ファミリーなし)	１－１５
Ａ	JP 2012-184840 A (アイシン・エィ・ダブリュ株式会社) 2012.09.27，［００１９］－［００６０］、図１－図１０。 & US 2012/0208648 A1,[0028]-[0070],図１－図１０ & WO 2012/111565 A1 & EP 2642162 A1 & CN 103270343 A	１－１５