

(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
2014 年 2 月 6 日(06.02.2014)

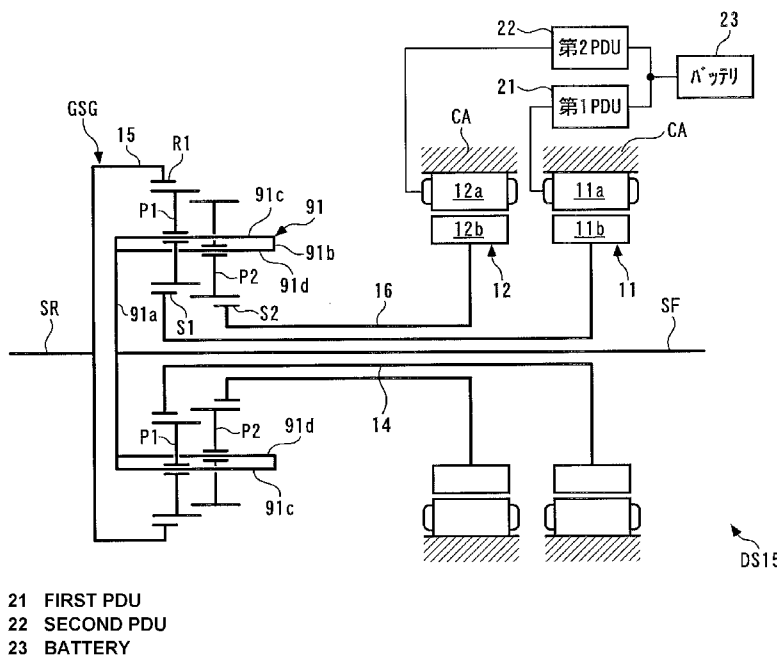


(10) 国際公開番号
WO 2014/020992 A1

- (51) 国際特許分類:
B60K 6/365 (2007.10) *B60K 6/547* (2007.10)
B60K 6/40 (2007.10) *B60L 11/14* (2006.01)
B60K 6/445 (2007.10) *B60W 10/08* (2006.01)
B60K 6/48 (2007.10) *B60W 20/00* (2006.01)
B60K 6/52 (2007.10) *F16H 48/36* (2012.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/065947
- (22) 国際出願日: 2013 年 6 月 10 日(10.06.2013)
- (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 2012-170972 2012 年 8 月 1 日(01.08.2012) JP
- (71) 出願人: 本田技研工業株式会社(HONDA MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1078556 東京都港区南青山二丁目 1 番 1 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 本多 健司(HONDA, Kenji); 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP).
- (74) 代理人: 高橋 友雄, 外(TAKAHASHI, Tomoo et al.); 〒1080014 東京都港区芝 4 丁目 1 1 番 5 号 K T ビル 5 階 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, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, 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, 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, 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:
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: MOTIVE POWER DEVICE

(54) 発明の名称: 動力装置



21 FIRST PDU
22 SECOND PDU
23 BATTERY

(57) 要約:

(57) Abstract: Provided is a motive power device that can be configured easily, that can be reduced in size and weight, and that can have reduced manufacturing costs. This motive power device has four rotating elements: a rotatable carrier (91) for rotatably supporting first and second pinion gears (P1, P2) that mesh with each other, first and second gears (S1, R1) that mesh with one of the pinion gears (P1, P2), and a third gear (S2) that meshes with the other pinion gear; and the rotational speed of the four rotating elements satisfies a collinear relationship of being aligned in a single straight line in a collinear chart. Of the four rotating elements, the first and second outer rotating elements (S1, S2), which are positioned on the outer sides in the collinear chart, are respectively connected to first and second energy input/output devices (11, 12), and first and second quasi-outer rotating elements (91, R1) positioned respectively adjacent to the first and second outer rotating elements are connected respectively to one and the other of two driven parts (SF, SR).

[続葉有]



装置を簡易に構成できるとともに、装置の小型化、軽量化および製造コストの削減を図ることができる動力装置を提供する。動力装置では、互いに噛み合う第1および第2ピニオンギヤ（P 1、P 2）を回転自在に支持する回転自在のキャリア（9 1）、両ピニオンギヤ（P 1、P 2）の一方と噛み合う第1および第2ギヤ（S 1、R 1）、ならびに、他方と噛み合う第3ギヤ（S 2）から成る4つの回転要素の回転数が共線図において単一の直線上に並ぶ共線関係を満たし、4つの回転要素のうち、共線図において両外側にそれぞれ位置する第1および第2外側回転要素（S 1、S 2）は、第1および第2エネルギー入出力装置（1 1、1 2）にそれぞれ連結され、第1および第2外側回転要素の隣にそれぞれ位置する第1および第2準外側回転要素（9 1、R 1）は、2つの被駆動部の一方および他方（S F、S R）にそれぞれ連結されている。

明 細 書

発明の名称：動力装置

技術分野

[0001] 本発明は、輸送機関を推進するための被駆動部を駆動するための動力装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、この種の動力装置として、例えば特許文献１に開示されたものが知られている。この動力装置では、いわゆるシングルプラネタリタイプの第１および第２遊星歯車機構の組合わせによって第１～第４回転要素を有する差動装置が構成されており、第１～第４回転要素の回転数は、共線図において単一の直線上にこの順で並ぶ共線関係を満たしている。具体的には、第１遊星歯車機構は、第１サンギヤ、第１キャリアおよび第１リングギヤを有しており、第２遊星歯車機構は、第２サンギヤ、第２キャリアおよび第２リングギヤを有している。第１サンギヤと第２キャリアが、中空の第１回転軸を介して互いに連結されており、第１キャリアと第２サンギヤが、中実の第２回転軸を介して互いに連結されている。第２回転軸は、第１回転軸の内側に回転自在に配置されている。

[0003] 以上の構成の差動装置では、第１リングギヤは第１回転要素に相当し、互いに連結された第１キャリアおよび第２サンギヤは第２回転要素に、互いに連結された第１サンギヤおよび第２キャリアは第３回転要素に、第２リングギヤは第４回転要素に、それぞれ相当する。また、この従来動力装置は、四輪の車両に搭載されており、第１回転要素は第１回転電機に、第２回転要素は左駆動輪に、第３回転要素は右駆動輪に、第４回転要素は第２回転電機に、それぞれ連結されている。動力装置では、第１および第２回転電機を制御することによって、左右の駆動輪に分配されるトルクが制御される。

[0004] また、従来この種の動力装置として、例えば特許文献２に開示されたものが知られている。この従来動力装置の差動装置は、いずれもシングルプ

ラネタリタイプの第1～第3遊星歯車機構の組合せで構成されており、互いの間で動力を伝達可能な第1～第5要素を有している。図88に示すように、これらの第1～第5要素は、それらの回転数が共線関係を満たし、該共線関係を表す共線図において、第1～第5要素の回転数が単一の直線上にこの順で並ぶように構成されている。具体的には、第1遊星歯車機構は、第1サンギヤ、第1キャリアおよび第1リングギヤを有しており、第2遊星歯車機構は、第2サンギヤ、第2キャリアおよび第2リングギヤを、第3遊星歯車機構は、第3サンギヤ、第3キャリアおよび第3リングギヤを、それぞれ有している。これらの第1キャリアおよび第3リングギヤを互いに一体に、第3キャリア、第1および第2リングギヤを互いに一体に、第2キャリアおよび第3サンギヤを互いに一体に、それぞれ連結することによって、上記の第1～第5要素が構成される。

[0005] また、従来の動力装置は、四輪の車両に搭載されており、第1要素は第1回転電機に連結され、第2要素は左駆動輪に、第3要素はエンジンに、第4要素は右駆動輪に、第5要素は第2回転電機に、それぞれ連結されている。これらの第1および第2回転電機を制御することによって、左右の駆動輪に分配されるトルクが制御される。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特許第4637136号

特許文献2：特許第5153587号

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 上述した特許文献1の動力装置では、第1～第4回転要素を構成するために、第1および第2サンギヤ、第1および第2キャリア、ならびに、第1および第2リングギヤから成る6つの回転要素と、第1サンギヤと第2キャリアを互いに連結する第1回転軸と、第1キャリアと第2サンギヤを互いに連

結する第2回転軸が必要である。これにより、装置を構成する要素の数が比較的多く、装置の大型化、重量化および製造コストの増大を招いてしまう。

[0008] また、特許文献2の動力装置では、上述したように第1～第3遊星歯車機構から成る3つの遊星歯車機構を組み合わせることによって、第1～第5要素が構成されるので、その部品点数が多くなることは避けられず、その結果、特許文献1と同様、装置の大型化、重量化および製造コストの増大を招いてしまう。

[0009] 本発明は、以上のような課題を解決するためになされたものであり、装置を簡易に構成できるとともに、装置の小型化、軽量化および製造コストの削減を図ることができる動力装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0010] 上記目的を達成するために、請求項1に係る発明は、輸送機関（実施形態における（以下、本項において同じ）車両VFR、VFF、VAW）を推進するための2つの被駆動部（左右の出力軸SRL、SRR、左右の出力軸SFL、SFR、前後の出力軸SF、SR）を駆動するための動力装置であって、回転エネルギーを入出力可能な第1エネルギー入出力装置（第1回転電機11）と、回転エネルギーを入出力可能な第2エネルギー入出力装置（第2回転電機12）と、互いに噛み合う第1ピニオンギヤP1（図82、図84、ピニオンギヤP1B、図86、ピニオンギヤP1D）および第2ピニオンギヤP2（図78、ピニオンギヤPA、図82、図84、ピニオンギヤP2B、図86ピニオンギヤP2D）を回転自在に支持する回転自在のキャリア（図76、図78、図80、キャリア部材91、図82、図84、キャリア部材95、図86、キャリア部材101）、第1および第2ピニオンギヤP1、P2の一方と噛み合う第1ギヤ（図76、図84、第1サンギヤS1、図78、図82、第2サンギヤS2、図80、第2サンギヤS2X、図86、第2サンギヤS2D）および第2ギヤ（図76、第1リングギヤR1、図78、第2リングギヤR2A、図80、第2リングギヤR2X、図82、第2リングギヤR2B、図84、第1リングギヤR1B、図86、第2リングギヤR

2 D)、ならびに、前記第1および第2ピニオンギヤP 1、P 2の他方と噛み合う第3ギヤ(図76、第2サンギヤS 2、図78、第1リングギヤR 1、図80、第1リングギヤR 1 X、図82、第1サンギヤS 1、図84、第2リングギヤR 2 B、図86、第1リングギヤR 1 D)を有し、キャリアおよび第1～第3ギヤから成る4つの回転要素の回転数が共線図において単一の直線上に並ぶ共線関係を満たすように構成された差動装置G S G～G S Lと、を備え、4つの回転要素のうち、共線図において両外側にそれぞれ位置する第1および第2外側回転要素(図77、図83、第1サンギヤS 1、第2サンギヤS 2、図79、キャリア部材9 1、第2サンギヤS 2、図81、第2サンギヤS 2 X、第1リングギヤR 1 X、図85、第1サンギヤS 1、第2リングギヤR 2 B、図87、第2サンギヤS 2 D、キャリア部材10 1)は、第1および第2エネルギー入出力装置にそれぞれ機械的に連結されており、第1および第2外側回転要素の隣にそれぞれ位置する第1および第2準外側回転要素(図77、キャリア部材9 1、第1リングギヤR 1、図79、第2リングギヤR 2 A、第1リングギヤR 1、図81、第2リングギヤR 2 X、キャリア部材9 1、図83、第2リングギヤR 2 B、キャリア部材9 5、図85、第1リングギヤR 1 B、キャリア部材9 5、図87、第2リングギヤR 2 D、第1リングギヤR 1 D)は、2つの被駆動部の一方および他方にそれぞれ機械的に連結されていることを特徴とする。

[0011] この構成によれば、差動装置が、互いに噛み合う第1および第2ピニオンギヤを回転自在に支持する回転自在のキャリアと、第1および第2ピニオンギヤの一方と噛み合う第1および第2ギヤと、第1および第2ピニオンギヤの他方と噛み合う第3ギヤとから成る4つの回転要素を有している。また、これらの4つの回転要素の回転数は、共線図において単一の直線上に並ぶ共線関係にある。

[0012] 以上のように、前述した従来の場合と異なり、第1および第2ピニオンギヤを互いに噛み合わせるとともに、第1および第2ギヤを第1および第2ピニオンギヤの一方と、第3ギヤを第1および第2ピニオンギヤの他方と、そ

れぞれ噛み合わせるだけで、回転数が互いに共線関係にある4つの回転要素を簡易に構成することができる。また、前述した特許文献1の場合と異なり、第1サンギヤと第2キャリアを互いに連結する第1回転軸と、第1キャリアと第2サンギヤを互いに連結する第2回転軸は不要であり、さらに、特許文献1の6つの回転要素よりも少ない4つの回転要素（キャリア、第1～第3ギヤ）によって、特許文献1と同等の差動装置を構成することができる。したがって、動力装置全体の部品点数を削減でき、装置の小型化、軽量化および製造コストの削減を図ることができる。

[0013] また、4つの回転要素のうち、共線図において両外側にそれぞれ位置する第1および第2外側回転要素は、第1および第2エネルギー入出力装置にそれぞれ機械的に連結されており、第1および第2外側回転要素の隣にそれぞれ位置する第1および第2準外側回転要素は、2つの被駆動部の一方および他方にそれぞれ機械的に連結されている。これにより、第1および第2エネルギー入出力装置から出力された回転エネルギーを、差動装置を介して2つの被駆動部に伝達し、両被駆動部を適切に駆動することができる。この場合、上述したように4つの回転要素の回転数が互いに共線関係にあるので、第1および第2エネルギー入出力装置における回転エネルギーの入出力を制御することによって、2つの被駆動部に分配される回転エネルギー（トルク）を適切に制御することができる。

[0014] 請求項2に係る発明は、請求項1に記載の動力装置において、差動装置G S、G S A、G S X、G S B～G S D、G S Fは、第1および第2ピニオンギヤP 1、P 2の他方と噛み合う第4ギヤ（図2、図74、第2リングギヤR 2、図61、第1サンギヤS 1、図65、第1サンギヤS 1 X、図67、第1リングギヤR 1 B、図70、第2サンギヤS 2、図71、第1サンギヤS 1 D）をさらに有し、第4ギヤ、キャリアおよび第1～第3ギヤから成る5つの回転要素の回転数は、共線図において単一の直線上に並ぶ共線関係を満たしており、5つの回転要素のうちの第1および第2外側回転要素（図5、図64、図69、図75、第1サンギヤS 1、第2サンギヤS 2、図66

、第1リングギヤR1X、第2サンギヤS2X、図73、キャリア部材101、第2サンギヤS2D）は、第1および第2エネルギー入出力装置に機械的にそれぞれ連結され、第1および第2準外側回転要素（図5、図75、第2リングギヤR2、第1リングギヤR1、図64、キャリア部材91、第1リングギヤR1、図66、キャリア部材91、第1サンギヤS1X、図69、第1リングギヤR1B、第2リングギヤR2B、図73、第1リングギヤR1D、第1サンギヤS1D）は、一方および他方の被駆動部に機械的にそれぞれ連結されていることを特徴とする。

[0015] この構成によれば、差動装置が、請求項1に係る発明の説明で述べた第1～第3ギヤに加え、第1および第2ピニオンギヤの他方と噛み合う第4ギヤをさらに有しており、キャリアおよび第1～第4ギヤから成る5つの回転要素の回転数は、共線図において単一の直線上に並ぶ共線関係を満たしている。

[0016] 以上のように、前述した第1～第3遊星歯車機構を用いる従来の特許文献2の場合と異なり、第1および第2遊星歯車機構から成る2つの遊星歯車機構を組み合わせるだけで、回転数が互いに共線関係にある5つの回転要素を簡易に構成できるとともに、その部品点数を削減でき、装置の小型化、軽量化および製造コストの削減を図ることができる。

[0017] また、5つの回転要素のうち、共線図において両外側にそれぞれ位置する第1および第2外側回転要素は、第1および第2エネルギー入出力装置にそれぞれ機械的に連結されており、第1および第2外側回転要素の隣にそれぞれ位置する第1および第2準外側回転要素は、2つの被駆動部の一方および他方にそれぞれ機械的に連結されている。これにより、請求項1に係る発明と同様、2つの被駆動部に分配される回転エネルギー（トルク）を適切に制御することができる。

[0018] 請求項3に係る発明は、請求項2に記載の動力装置において、回転エネルギーを出力可能であり、第1および第2エネルギー入出力装置とは別個に設けられたエネルギー出力装置（エンジン3）をさらに備え、5つの回転要素のうち

の第1および第2外側回転要素ならびに第1および第2準外側回転要素以外の回転要素である中央回転要素（図5、キャリア部材13、図64、第2リングギヤR2A、図66、第2リングギヤR2X、図69、キャリア部材95、図73、第2リングギヤR2D）が、エネルギー出力装置に機械的に連結されていることを特徴とする。

[0019] この構成によれば、5つの回転要素のうちの第1および第2外側回転要素ならびに第1および第2準外側回転要素以外の回転要素である中央回転要素が、回転エネルギーを出力可能なエネルギー出力装置に機械的に連結されており、このエネルギー出力装置は、第1および第2エネルギー入出力装置とは別個に設けられている。これにより、2つの被駆動部に、第1および第2エネルギー入出力装置からの回転エネルギーに加え、エネルギー出力装置からの回転エネルギーが伝達されるので、第1および第2エネルギー入出力装置に必要とされるトルクを低減でき、それにより両装置の小型化を図ることができる。

[0020] 請求項4に係る発明は、請求項1に記載の動力装置において、第1ギヤは、第1ピニオンギヤP1の内周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤP1と噛み合う第1サンギヤS1、および、第2ピニオンギヤP2の内周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤP2と噛み合う第2サンギヤの一方であり、第1ギヤが第1サンギヤS1であるときには、第2ギヤは、第1ピニオンギヤP1の外周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤP1と噛み合う第1リングギヤR1であり、第3ギヤは、第2ピニオンギヤP2の内周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤP2と噛み合う第2サンギヤS2（図76）、および、第2ピニオンギヤP2の外周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤP2と噛み合う第2リングギヤの一方であり、第1ギヤが第2サンギヤであるときには、第2ギヤは第2リングギヤであり、第3ギヤは、第1サンギヤおよび第1リングギヤの一方であることを特徴とする。

[0021] この構成によれば、第1および第2ギヤがそれぞれ、第1（第2）ピニオンギヤと噛み合う第1（第2）サンギヤおよび第1（第2）リングギヤである。また、第3ギヤが、第2（第1）ピニオンギヤと噛み合う第2（第1）

サンギヤおよび第2（第1）リングギヤの一方である。これにより、回転数が互いに共線関係にある4つの回転要素を有する差動装置を適切に構成することができ、したがって、請求項1に係る発明による効果を適切に得ることができる。また、例えば、第1ギヤが第1サンギヤで、かつ、第3ギヤが第2サンギヤのときには、第1サンギヤ、キャリア（キャリア部材）、第1リングギヤおよび第2サンギヤから成る4つの回転要素の間の回転数の関係は、後述する図77のように表される。

[0022] この図77における αA および βA は、第1および第2レバー比（トルク比・速度比）であり、前者 αA は、第1サンギヤに伝達されたトルクに対する、キャリア部材および第1リングギヤに伝達されるトルクの比を表しており、後者 βA は、第2サンギヤに伝達されたトルクに対する、キャリア部材および第1リングギヤに伝達されるトルクの比を表している。また、第1および第2レバー比 αA 、 βA は、後述する式（3）および（4）でそれぞれ表される。

[0023] 一方、図88は、前述した従来の特許文献2の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。図88における $A1$ および $A2$ は、第1および第2レバー比（トルク比・速度比）であり、前者 $A1$ は、第1要素に伝達されたトルクに対する、第1要素を介して第2および第4要素に伝達されるトルクの比を表し、後者 $A2$ は、第5要素に伝達されたトルクに対する、第5要素を介して第2および第4要素に伝達されるトルクの比を表す。このため、第1および第2回転電機から差動装置を介して左右の駆動輪に分配されるトルクを精度良くかつ容易に制御する上では、両者 $A1$ および $A2$ が互いに同じ値に設定されていることが好ましい。

[0024] 従来動力装置では、第1および第2レバー比 $A1$ 、 $A2$ を互いに同じ値に設定するには、各ギヤの歯数の間に、 $Z_{r1} / Z_{s1} = (Z_{r2} \times Z_{r3}) / (Z_{s2} \times Z_{s3})$ が成立しなければならない。ここで、 Z_{r1} は第1リングギヤの歯数であり、 Z_{s1} は第1サンギヤの歯数、 Z_{r2} は第2リン

グギヤの歯数、 Z_{r3} は第3リングギヤの歯数、 Z_{s2} は第2サンギヤの歯数、 Z_{s3} は第3サンギヤの歯数である。このように、第1および第2レバー比 A_1 、 A_2 を互いに同じ値に設定するには、該設定を満足するように、第1～第3サンギヤおよび第1～第3リングギヤから成る計6つのギヤの歯数を互いに異なる値に設定しなければならず、その設定が非常に困難であり、また煩雑である。

[0025] これに対して、本発明によれば、これらの式(3)および(4)から明らかのように、例えば、第1リングギヤの歯数、第1サンギヤの歯数および第2サンギヤの歯数から成る計3つの歯数を互いに異なる値に設定することによって、第1および第2レバー比 αA 、 βA を互いに同じ値に容易に設定することができる。それにより、第1および第2エネルギー入出力装置から差動装置を介して第1および第2被駆動部に分配される回転エネルギーを、より適切に制御することができる。

[0026] なお、図77は、第1および第2エネルギー入出力装置として後述する第1および第2回転電機11、12を、2つの被駆動部として後述する前後の出力軸SF、SRを、それぞれ用いた場合の共線図であるが、あくまでも一例であり、他の適当なエネルギー入出力装置・被駆動部を用いてもよいことは、もちろんである。

[0027] また、図77に示すように、2つの被駆動部の一方および他方(前後の出力軸SF、SR)に、第1および第2サンギヤではなく、第1および第2準外側回転要素にそれぞれ相当するキャリア(キャリア部材)および第1リングギヤがそれぞれ連結されているので、次のような効果が得られる。

[0028] すなわち、本発明と異なり、第1サンギヤを被駆動部に連結した場合には、第1サンギヤに比較的大きなトルクが伝達される場合がある。これに対して、図89に示すように第1サンギヤの噛合い半径 r_s が比較的小さいことと、第1サンギヤから被駆動部に伝達されるトルクが、この噛合い半径 r_s と第1サンギヤに作用する接線方向の噛合い反力 f_s との積で表されることから、第1サンギヤには、大きなトルクが被駆動部に伝達されるのに伴って

非常に大きな噛合い反力 f_s が作用する。このため、そのような噛合い反力 f_s に耐えられるように、第1サンギヤの歯幅を大きな値に設定しなければならず、それにより動力装置が大型化してしまう。

[0029] また、図89に示すように、第1ピニオンギヤを支持する軸受け（以下「第1ピニオン軸受け」という）には、第1ピニオンギヤの回転に伴って遠心力 g_p が作用する。さらに、第1ピニオンギヤには、第1サンギヤから右出力軸への大きなトルクの伝達に伴って、第1サンギヤからの比較的大きな法線方向の噛合い反力 p_s が作用し、この噛合い反力 p_s は、第1ピニオン軸受けに対し、上記の遠心力 g_p と同じ方向に作用する。なお、図89には、便宜上、遠心力 g_p および噛合い反力 p_s を、同図の右下に位置する第1ピニオンギヤについてのみ示している。このように、第1ピニオン軸受けには、第1ピニオンギヤの回転に伴う遠心力 g_p と、第1サンギヤからの大きな噛合い反力 p_s とを合わせた非常に大きな合力が作用するので、第1ピニオン軸受けは、その十分な耐久性を確保するために、大型化せざるを得ない。したがって、このことによっても動力装置が大型化してしまう。

[0030] 本発明によれば、一方および他方の被駆動部に、サンギヤではなく、キャリア部材および第1リングギヤがそれぞれ連結されている。図90に示すように、第1リングギヤの噛合い半径 r_r は比較的大きいことと、第1リングギヤから他方の被駆動部に伝達されるトルクが、この噛合い半径 r_r と第1リングギヤに作用する噛合い反力 F_R との積で表されることから、図89で述べた第1サンギヤの場合と比較して、他方の被駆動部へのトルクの伝達に伴って第1リングギヤに作用する噛合い反力 F_R は小さくなる。したがって、第1リングギヤの歯幅を比較的小さな値に設定することができ、それにより動力装置のさらなる小型化を図ることができる。

[0031] さらに、図90に示すように、第1ピニオン軸受けには、第1ピニオンギヤの回転に伴って遠心力 G_P が作用する。また、第1ピニオンギヤには、第1リングギヤから一方の回転軸へのトルクの伝達に伴って、第1リングギヤからの噛合い反力 P_R が作用し、この噛合い反力 P_R は、第1ピニオン軸受

けに対し、上記の遠心力 G_P と反対の方向に作用する。その結果、第1ピニオン軸受けに対し、遠心力 G_P と噛合い反力 P_R が互いに相殺しあうように作用するので、前述した第1サンギヤを被駆動部に連結した場合と比較して、第1ピニオン軸受けの小型化を図ることができ、このことによっても、動力装置のさらなる小型化を図ることができる。なお、図90には、便宜上、遠心力 G_P および噛合い反力 P_R を、同図の右側に位置する第1ピニオンギヤについてのみ示している。

[0032] 請求項5に係る発明は、請求項2または3に記載の動力装置において、第1ギヤは、第1ピニオンギヤ P_1 の内周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤ P_1 と噛み合う第1サンギヤ S_1 であり、第2ギヤは、第1ピニオンギヤ P_1 の外周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤ P_1 と噛み合う第1リングギヤ R_1 であり、第3ギヤは、第2ピニオンギヤ P_2 の内周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤ P_2 と噛み合う第2サンギヤ S_2 であり、第4ギヤは、第2ピニオンギヤ P_2 の外周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤ P_2 と噛み合う第2リングギヤ R_2 である（図2）ことを特徴とする。

[0033] この構成によれば、第1および第2ギヤは、第1ピニオンギヤと噛み合う第1サンギヤおよび第1リングギヤであり、第3ギヤは、第2ピニオンギヤと噛み合う第2サンギヤおよび第2リングギヤである。以上により、第1サンギヤ、第2リングギヤ、キャリア、第1リングギヤおよび第2サンギヤの回転数の関係は、例えば後述する図5のように表される。

[0034] また、図5における α および β は、第1および第2レバー比（トルク比・速度比）であり、前者 α は、第1サンギヤに伝達されたトルクに対する、第1サンギヤを介して第1および第2リングギヤに伝達されるトルクの比を表しており、後者 β は、第2サンギヤに伝達されたトルクに対する、第2サンギヤを介して第1および第2リングギヤに伝達されるトルクの比を表している。また、第1および第2レバー比 α 、 β は、後述する式（1）および（2）でそれぞれ表される。

[0035] これらの式（１）および（２）から明らかなように、例えば、第１および第２リングギヤの歯数同士と、第１および第２サンギヤの歯数同士を、それぞれ同じ値に設定することによって、第１および第２レバー比 α 、 β を互いに同じ値に容易に設定することができる。それにより、第１および第２エネルギー入出力装置から差動装置を介して第１および第２被駆動部に分配される回転エネルギーを、より適切に制御することができる。それに加え、上述した各ギヤの歯数の設定により、共線図におけるキャリア部材から第２リングギヤまでの距離と、キャリア部材から第１リングギヤまでの距離が互いに等しくなる。したがって、キャリア部材から第１および第２リングギヤに伝達（分配）されるトルクの分配比を、１：１に容易に設定することができ、それにより輸送機関の移動安定性を高めることができる。

[0036] なお、図５は、第１および第２エネルギー入出力装置として後述する第１および第２回転電機１１、１２を、２つの被駆動部として後述する左右の出力軸ＳＲＬ、ＳＲＲを、エネルギー出力装置としてエンジン３を、それぞれ用いた場合の共線図であるが、あくまでも一例であり、他の適当なエネルギー入出力装置・被駆動部・エネルギー出力装置を用いてもよいことは、もちろんである。

[0037] さらに、第１および第２リングギヤの歯数同士を同じ値に設定した場合において、例えば、第１および第２リングギヤの双方を平歯車で構成する場合には両ギヤを同じカッタで、はすば歯車で構成する場合には両ギヤをねじれ方向のみが異なる同じ諸元のカッタで、それぞれ加工することができるので、その生産性に優れている。このことは、第１および第２サンギヤについても同様である。

[0038] また、図５に示すように、２つの被駆動部の一方および他方（左右の出力軸ＳＲＬ、ＳＲＲ）に、第１および第２サンギヤではなく、第１および第２準外側回転要素にそれぞれ相当する第２および第１リングギヤがそれぞれ連結されている。したがって、請求項４に係る発明と同様、第１および第２リングギヤの歯幅を比較的小さな値に設定できるとともに、第１ピ

ニオン軸受けの小型化および第2ピニオンギヤを支持する軸受け（以下「第2ピニオン軸受け」という）の小型化を図ることができ、ひいては、動力装置のさらなる小型化を図ることができる。

[0039] 請求項6に係る発明は、請求項1に記載の動力装置において、第2ピニオンギヤは、第1ピニオンギヤP1と噛み合う第1分割ギヤ（第2ピニオンギヤP2）と、第1ピニオンギヤP1と噛み合わずに第1分割ギヤと噛み合う第2分割ギヤ（ピニオンギヤPA）とから成るダブルピニオンギヤであり、第1ギヤは、第1ピニオンギヤP1の内周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤP1と噛み合う第1サンギヤ、第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第2サンギヤS2X、および、第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第2リングギヤR2Aのうちの1つであり、第1ギヤが、第1サンギヤであるときには、第2ギヤは、第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤと噛み合う第1リングギヤであり、第3ギヤは、第2ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第2サンギヤ、および、第2分割ギヤと噛み合う第2リングギヤの一方であり、第1ギヤが、第2ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第2サンギヤS2Xであるとき（図80）には、第2ギヤは、第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第1分割ギヤと噛み合う第2リングギヤR2Xであり、第3ギヤは、第1サンギヤおよび第1リングギヤR1Xの一方であり、第1ギヤが、第2ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第2リングギヤR2Aであるとき（図78）には、第2ギヤは、第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第1分割ギヤと噛み合う第2サンギヤS2であり、第3ギヤは、第1サンギヤおよび第1リングギヤR1の一方であることを特徴とする。

[0040] この構成によれば、回転数が互いに共線関係にある4つの回転要素を有する差動装置を、キャリアおよび第1～第3ギヤによって適切に構成することができ、ひいては、請求項1に係る発明による効果を適切に得ることができ

る。また、例えば、第1ギヤが、第2ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第2サンギヤであり、第2ギヤが、第2ピニオンギヤの第1分割ギヤと噛み合う第2リングギヤであり、第3ギヤが、第1ピニオンギヤと噛み合う第1リングギヤであるときには、第2サンギヤ、第2リングギヤ、キャリア部材（キャリア）および第1リングギヤから成る4つの回転要素の間の回転数の関係は、後述する図81のように表される。

[0041] この図81における α 1および β 1は、第1および第2レバー比（トルク比・速度比）であり、前者 α 1は、第2サンギヤに伝達されたトルクに対する、第2リングギヤおよびキャリア部材に伝達されるトルクの比を表しており、後者 β 1は、第1リングギヤに伝達されたトルクに対する、第2リングギヤおよびキャリア部材に伝達されるトルクの比を表している。また、第1および第2レバー比 α 1、 β 1は、後述する式（13）および（14）でそれぞれ表される。

[0042] これらの式（13）および（14）から明らかなように、例えば、第2リングギヤの歯数、第2サンギヤの歯数および第1リングギヤの歯数から成る計3つの歯数を互いに異なる値に設定することによって、第1および第2レバー比 α 1、 β 1を互いに同じ値に容易に設定することができる。それにより、第1および第2エネルギー入出力装置から差動装置を介して第1および第2被駆動部に分配される回転エネルギーを、より適切に制御することができる。

[0043] なお、図81は、第1および第2エネルギー入出力装置として後述する第1および第2回転電機11、12を、2つの被駆動部として後述する左右の出力軸SRL、SRRを、それぞれ用いた場合の共線図であるが、あくまでも一例であり、他の適当なエネルギー入出力装置・被駆動部を用いてもよいことは、もちろんである。

[0044] また、図81に示すように、被駆動部（左出力軸SRL）に、サンギヤではなく、第1準外側回転要素に相当する第2リングギヤが連結されている。したがって、請求項4に係る発明と同様、第2リングギヤの歯幅を比較的小

さな値に設定することができるとともに、第2ピニオン軸受けの小型化を図ることができ、ひいては、動力装置のさらなる小型化を図ることができる。

[0045] 請求項7に係る発明は、請求項2または3に記載の動力装置において、第2ピニオンギヤは、第1ピニオンギヤP1と噛み合う第1分割ギヤ（第2ピニオンギヤP2）と、第1ピニオンギヤP1と噛み合わずに第1分割ギヤと噛み合う第2分割ギヤ（ピニオンギヤPA）とから成るダブルピニオンギヤであり、第1ギヤは、第1ピニオンギヤP1の内周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤP1と噛み合う第1サンギヤS1、S1Xであり、第2ギヤは、第1ピニオンギヤP1の外周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤP1と噛み合う第1リングギヤR1、R1Xであり、第3ギヤは、第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第2サンギヤS2X、および、第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第2リングギヤR2Aの一方であり、第4ギヤは、第3ギヤが第2分割ギヤと噛み合う第2サンギヤS2Xであるときには、第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第1分割ギヤと噛み合う第2リングギヤR2Xであり（図65）、第3ギヤが第2分割ギヤと噛み合う第2リングギヤR2Aであるときには、第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第1分割ギヤと噛み合う第2サンギヤS2である（図61）ことを特徴とする。

[0046] この構成によれば、回転数が互いに共線関係にある5つの回転要素を、キャリアおよび第1～4ギヤによって適切に構成することができ、ひいては、請求項2または3に係る発明による効果を適切に得ることができる。また、例えば、第1ギヤが、第2ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第2リングギヤであり、第2ギヤが、第2ピニオンギヤの第1分割ギヤと噛み合う第2サンギヤであり、第3および第4ギヤがそれぞれ、第1ピニオンギヤと噛み合う第1サンギヤおよび第1リングギヤであるときには、第1サンギヤ、キャリア（キャリア部材）、第2リングギヤ、第1リングギヤおよび第2サ

ンギヤから成る5つの回転要素の間の回転数の関係は、後述する図64のよう
に表される。

[0047] この図64における αA および βA は、第1および第2レバー比（トルク
比・速度比）であり、前者 αA は、第1サンギヤに伝達されたトルクに対す
る、キャリア部材および第1リングギヤに伝達されるトルクの比を表してお
り、後者 βA は、第2サンギヤに伝達されたトルクに対する、キャリア部材
および第1リングギヤに伝達されるトルクの比を表している。また、第1お
よび第2レバー比 αA 、 βA は、後述する式（3）および（4）でそれぞれ
表される。

[0048] これらの式（3）および（4）から明らかなように、例えば、第1リング
ギヤの歯数、第1サンギヤの歯数および第2サンギヤの歯数から成る計3つ
の歯数を互いに異なる値に設定することによって、第1および第2レバー比
 αA 、 βA を互いに同じ値に容易に設定することができる。それにより、第
1および第2エネルギー入出力装置から差動装置を介して第1および第2被駆
動部に分配される回転エネルギーを、より適切に制御することができる。

[0049] なお、図64は、第1および第2エネルギー入出力装置として後述する第1
および第2回転電機11、12を、2つの被駆動部として後述する前後の出力軸S
F、S Rを、それぞれ用いた場合の共線図であるが、あくまでも一例
であり、他の適当なエネルギー入出力装置・被駆動部を用いてもよいことは、
もちろんである。また、共線図における第1および第2リングギヤの位置は
、両者の歯数の設定によって互いに入れ替わる。

[0050] また、図64に示すように、被駆動部（後出力軸S R）に、サンギヤでは
なく、第1リングギヤが連結されている。したがって、請求項4に係る発明
と同様、第1リングギヤの歯幅を比較的小さな値に設定することができると
ともに、第1ピニオン軸受けの小型化を図ることができ、ひいては、動力装
置のさらなる小型化を図ることができる。

[0051] 請求項8に係る発明は、請求項1に記載の動力装置において、第1ピニ
オンギヤは、第1分割ギヤ（第1ピニオンギヤP 1）と、第2ピニオンギヤと

噛み合わずに第1分割ギヤと噛み合う第2分割ギヤ（ピニオンギヤP1B、ピニオンギヤP1D）とから成るダブルピニオンギヤであり、第2ピニオンギヤは、第1分割ギヤと噛み合う第3分割ギヤ（第2ピニオンギヤP2）と、第1および第2分割ギヤと噛み合わずに第3分割ギヤと噛み合う第4分割ギヤ（ピニオンギヤP2B、P2D）とから成るダブルピニオンギヤであり、第1ギヤは、第1ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第1サンギヤ、第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第1リングギヤR1B、第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第4分割ギヤと噛み合う第2サンギヤS2、S2Dおよび、第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第4分割ギヤと噛み合う第2リングギヤのうちの1つであり、第1ギヤが、第1ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第1サンギヤであるときには、第2ギヤは、第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤの第1分割ギヤと噛み合う第1リングギヤであり、第3ギヤは、第2ピニオンギヤの第4分割ギヤと噛み合う第2サンギヤ、および、第2ピニオンギヤの第4分割ギヤと噛み合う第2リングギヤの一方であり、第1ギヤが、第1ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第1リングギヤR1Bであるときには、第2ギヤは、第1ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第1ピニオンギヤの第1分割ギヤと噛み合う第1サンギヤS1であり、第3ギヤは、第2ピニオンギヤの第4分割ギヤと噛み合う第2リングギヤR2B（図84）、および、第2ピニオンギヤの第4分割ギヤと噛み合う第2サンギヤの一方であり、第1ギヤが、第2ピニオンギヤの第4分割ギヤと噛み合う第2サンギヤS2、S2Dであるときには、第2ギヤは、第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第3分割ギヤと噛み合う第2リングギヤR2B、R2Dであり、第3ギヤは、第1ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第1サンギヤS1（図82）、および、第2分割ギヤと噛み合う第1リングギヤR1D（図86）の一方であり、第1ギヤが、第2ピニオンギヤ

の第4分割ギヤと噛み合う第2リングギヤであるときには、第2ギヤは、第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第2ピニオンギヤの第3分割ギヤと噛み合う第2サンギヤであり、第3ギヤは、第1ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第1リングギヤ、および、第1ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第1サンギヤの一方であることを特徴とする。

[0052] この構成によれば、回転数が互いに共線関係にある4つの回転要素を、キャリアおよび第1～第3ギヤによって適切に構成することができ、ひいては、請求項1に係る発明による効果を適切に得ることができる。また、例えば、第1ギヤが、第1ピニオンギヤの第2分割ギヤと噛み合う第1リングギヤであり、第2ギヤが、第1ピニオンギヤの第1分割ギヤと噛み合う第1サンギヤであり、第3ギヤが、第2ピニオンギヤの第4分割ギヤと噛み合う第2リングギヤであるときには、第1サンギヤ、第1リングギヤ、キャリア部材（キャリア）および第2リングギヤから成る4つの回転要素の間の回転数の関係は、後述する図85のように表される。

[0053] この図85における αK および βK は、第1および第2レバー比（トルク比・速度比）であり、前者 αK は、第1サンギヤに伝達されたトルクに対する、第1リングギヤおよびキャリア部材に伝達されるトルクの比を表しており、後者 βK は、第2リングギヤに伝達されたトルクに対する、第1リングギヤおよびキャリア部材に伝達されるトルクの比を表している。また、第1および第2レバー比 αK 、 βK は、後述する式（17）および（18）でそれぞれ表される。

[0054] これらの式（17）および（18）から明らかなように、例えば、第1リングギヤの歯数、第1サンギヤの歯数および第2リングギヤの歯数から成る計3つの歯数を互いに異なる値に設定することによって、第1および第2レバー比 αK 、 βK を互いに同じ値に容易に設定することができる。それにより、第1および第2エネルギー入力装置から差動装置を介して第1および第2被駆動部に分配される回転エネルギーを、より適切に制御することができる。

[0055] なお、図 8 5 は、第 1 および第 2 エネルギ入出力装置として後述する第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 を、2 つの被駆動部として後述する左右の出力軸 S R L、S R R を、それぞれ用いた場合の共線図であるが、あくまでも一例であり、他の適当なエネルギ入出力装置・被駆動部を用いてもよいことは、もちろんである。

[0056] また、図 8 5 に示すように、被駆動部（左出力軸 S R L）に、サンギヤではなく、第 1 準外側回転要素に相当する第 1 リングギヤが連結されている。したがって、請求項 4 に係る発明と同様、第 1 リングギヤの歯幅を比較的小さな値に設定することができるとともに、第 1 ピニオン軸受けの小型化を図ることができ、ひいては、動力装置のさらなる小型化を図ることができる。

[0057] 請求項 9 に係る発明は、請求項 2 または 3 に記載の動力装置において、第 1 ピニオンギヤは、第 1 分割ギヤ（第 1 ピニオンギヤ P 1）と、第 2 ピニオンギヤと噛み合わずに第 1 分割ギヤと噛み合う第 2 分割ギヤ（ピニオンギヤ P 1 B、P 1 D）とから成るダブルピニオンギヤであり、第 2 ピニオンギヤは、第 1 分割ギヤと噛み合う第 3 分割ギヤ（第 2 ピニオンギヤ P 2）と、第 1 および第 2 分割ギヤと噛み合わずに第 3 分割ギヤと噛み合う第 4 分割ギヤ（ピニオンギヤ P 2 B、P 2 D）とから成るダブルピニオンギヤであり、第 1 ギヤは、第 1 ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第 1 ピニオンギヤの第 2 分割ギヤと噛み合う第 1 サンギヤ S 1、および、第 1 ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第 1 ピニオンギヤの第 2 分割ギヤと噛み合う第 1 リングギヤ R 1 B、R 1 D の一方であり、第 2 ギヤは、第 1 ギヤが第 1 ピニオンギヤの第 2 分割ギヤと噛み合う第 1 サンギヤ S 1 であるときには、第 1 ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第 1 ピニオンギヤの第 1 分割ギヤと噛み合う第 1 リングギヤ R 1 B であり（図 6 7）、第 1 ギヤが第 2 分割ギヤと噛み合う第 1 リングギヤ R 1 B、R 1 D であるときには、第 1 ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第 1 ピニオンギヤの第 1 分割ギヤと噛み合う第 1 サンギヤ S 1、S 1 D であり（図 7 0、図 7 1）、第 3 ギヤは、第 2 ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第 2 ピニオンギヤの第

4 分割ギヤと噛み合う第 2 サンギヤ S 2、S 2 D、および、第 2 ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第 2 ピニオンギヤの第 4 分割ギヤと噛み合う第 2 リングギヤ R 2 B の一方であり、第 4 ギヤは、第 3 ギヤが第 2 ピニオンギヤの第 4 分割ギヤと噛み合う第 2 サンギヤ S 2、S 2 D であるときには、第 2 ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、第 2 ピニオンギヤの第 3 分割ギヤと噛み合う第 2 リングギヤ R 2 B、R 2 D であり（図 6 7、図 7 1）、第 3 ギヤが第 4 分割ギヤと噛み合う第 2 リングギヤ R 2 B であるときには、第 2 ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、第 2 ピニオンギヤの第 3 分割ギヤと噛み合う第 2 サンギヤ S 2 である（図 7 0）ことを特徴とする。

[0058] この構成によれば、回転数が互いに共線関係にある 5 つの回転要素を、キャリアおよび第 1 ～第 4 ギヤによって適切に構成することができ、ひいては、請求項 2 または 3 に係る発明による効果を適切に得ることができる。また、例えば、第 1 および第 3 ギヤが、第 1 ピニオンギヤの第 2 および第 1 分割ギヤとそれぞれ噛み合う第 1 サンギヤおよび第 1 リングギヤであり、第 2 および第 4 ギヤが、第 2 ピニオンギヤの第 4 および第 3 分割ギヤとそれぞれ噛み合う第 2 サンギヤおよび第 2 リングギヤであるときには、第 1 サンギヤ、第 1 リングギヤ、キャリア（キャリア部材）、第 2 リングギヤおよび第 2 サンギヤから成る 5 つの回転要素の間の回転数の関係は、後述する図 6 9 のように表される。

[0059] また、図 6 9 における αB および βB は、第 1 および第 2 レバー比（トルク比・速度比）であり、前者 αB は、第 2 サンギヤに伝達されたトルクに対する、第 1 および第 2 リングギヤに伝達されるトルクの比を表しており、後者 βB は、第 1 サンギヤに伝達されたトルクに対する、第 1 および第 2 リングギヤに伝達されるトルクの比を表している。また、第 1 および第 2 レバー比 αB 、 βB は、後述する式（7）および（8）でそれぞれ表される。

[0060] これらの式（7）および（8）から明らかなように、例えば、第 1 および第 2 リングギヤの歯数同士と、第 1 および第 2 サンギヤの歯数同士を、それ

ぞれ同じ値に設定することによって、第1および第2レバー比 αB 、 βB を互いに同じ値に容易に設定することができる。それにより、第1および第2エネルギー入出力装置から第1および第2被駆動部に分配される回転エネルギーを、より適切に制御することができる。それに加え、上述した各ギヤの歯数の設定により、共線図におけるキャリア部材から第2リングギヤまでの距離と、キャリア部材から第1リングギヤまでの距離が互いに等しくなる。したがって、キャリア部材から第1および第2リングギヤに伝達（分配）されるトルクの分配比を、1 : 1に容易に設定することができ、それにより、輸送機関の移動安定性を高めることができる。

[0061] さらに、第1および第2リングギヤの歯数同士を同じ値に設定した場合において、例えば、第1および第2リングギヤの双方を平歯車で構成する場合には両ギヤを同じカッタで、はすば歯車で構成する場合には両ギヤをねじれ方向のみが異なる同じ諸元のカッタで、それぞれ加工することができるので、その生産性に優れている。このことは、第1および第2サンギヤについても同様である。

[0062] なお、図69は、第1および第2エネルギー入出力装置として後述する第1および第2回転電機11、12を、2つの被駆動部として後述する左右の出力軸SRL、SRRを、それぞれ用いた場合の共線図であるが、あくまでも一例であり、他の適当なエネルギー入出力装置・被駆動部を用いてもよいことは、もちろんである。

[0063] また、図69に示すように、2つの被駆動部の一方および他方（左右の出力軸SRL、SRR）に、第1および第2サンギヤではなく、第1および第2準外側回転要素にそれぞれ相当する第2および第1リングギヤがそれぞれ連結されている。したがって、請求項4に係る発明と同様、第1および第2リングギヤの歯幅を比較的小さな値に設定できるとともに、第1および第2ピニオン軸受けの小型化を図ることができ、ひいては、動力装置のさらなる小型化を図ることができる。

図面の簡単な説明

[0064] [図1]本発明の第1実施形態による動力装置を、これを適用した車両とともに概略的に示す図である。

[図2]図1の動力装置などを示すスケルトン図である。

[図3]図2の差動装置の第1ピニオンギヤ、第2ピニオンギヤおよびキャリア部材を平面的に見たスケルトン図である。

[図4]図1の動力装置のECUなどを示すブロック図である。

[図5]図1の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、車両の直進時で且つ減速走行以外の走行状態について示す共線図である。

[図6]図1の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、車両の直進時で且つ減速走行中について示す共線図である。

[図7]図1の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、右ヨーモーメント増大用の第3トルク分配制御中について示す共線図である。

[図8]図1の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、右ヨーモーメント低減用の第3トルク分配制御中について示す共線図である。

[図9]本発明の第2実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図10]図9の動力装置のECUなどを示すブロック図である。

[図11]図9の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、右ヨーモーメント増大用の第1トルク分配制御中について示す共線図である。

[図12]図9の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、右ヨーモーメント増大用の第2トルク分配制御中について示す共線図である。

[図13]図9の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、右ヨーモーメント低減用の第1トルク分配制御中に

ついて示す共線図である。

[図14]図9の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、右ヨーモーメント低減用の第2トルク分配制御中について示す共線図である。

[図15]図9の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、左右の出力軸の差動制限制御中について示す共線図である。

[図16]本発明の第3実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図17]図16の動力装置のECUなどを示すブロック図である。

[図18]図16の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、MOT駆動モード中でかつ車両の右旋回時において、車両の右ヨーモーメントを増大させた場合について示す共線図である。

[図19]図16の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係を、MOT駆動モード中について示す共線図である。

[図20]本発明の第4実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図21]図20の動力装置のECUなどを示すブロック図である。

[図22]図20の動力装置における各種の回転要素の間の連結関係を示す図である。

[図23]図20の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、1MOT駆動モード中について示す図である。

[図24]図20の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、1MOT駆動モードにおけるトルク分配制御中について示す図である。

[図25]図20の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、1MOT駆動モードでのトルク分配制御中における、図24とは異なる動作について示す図である。

[図26]図20の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を

、 2 M O T 駆動モード中について示す図である。

[図27]図 2 0 の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、 2 M O T 駆動モードにおけるトルク分配制御中について示す図である。

[図28]図 2 0 の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、 2 M O T 駆動モードでのトルク分配制御中における、図 2 7 とは異なる動作について示す図である。

[図29]本発明の第 5 実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図30]図 2 9 の動力装置における各種の回転要素の間の連結関係を示す図である。

[図31]図 2 9 の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、 1 M O T 駆動モード中について示す図である。

[図32]図 2 9 の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、 1 M O T 駆動モードにおけるトルク分配制御中について示す図である。

[図33]図 2 9 の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、 1 M O T 駆動モードでのトルク分配制御中における、図 3 2 とは異なる動作について示す図である。

[図34]図 2 9 の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、 2 M O T 駆動モード中について示す図である。

[図35]図 2 9 の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、 2 M O T 駆動モードにおけるトルク分配制御中について示す図である。

[図36]図 2 9 の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、 2 M O T 駆動モードでのトルク分配制御中における、図 3 5 とは異なる動作について示す図である。

[図37]図 2 9 の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、 2 M O T 駆動モードにおける差動制限制御中について示す図である。

[図38]本発明の第 6 実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図39]図38の動力装置のECUなどを示すブロック図である。

[図40]図38の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、MOT変速モード中について示す共線図である。

[図41]図38の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、ECVTモード中について示す共線図である。

[図42]図38の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を、ENG増速モード中について示す共線図である。

[図43]図38の動力装置における各種の回転要素の間の連結関係を示す図である。

[図44]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、1MOT駆動モード中について示す図である。

[図45]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、1MOT駆動モードにおけるトルク分配制御中について示す図である。

[図46]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、1MOT駆動モードでのトルク分配制御中における、図45とは異なる動作について示す図である。

[図47]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、2MOT駆動モード中について示す図である。

[図48]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、2MOT駆動モードにおけるトルク分配制御中について示す図である。

[図49]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、2MOT駆動モードでのトルク分配制御中における、図48とは異なる動作について示す図である。

[図50]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、2MOT駆動モードにおける差動制限制御中について示す図である。

[図51]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、動力分割モードにおけるトルク分配制御中について示す図である。

[図52]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を

、動力分割モードにおける差動制限制御中について示す図である。

[図53]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、ENG駆動モード中について示す図である。

[図54]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、ENG駆動モードにおけるトルク分配制御中について示す図である。

[図55]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、減速回生モード中について示す図である。

[図56]図38の動力装置における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を、減速回生モードにおける制動トルク分配制御中について示す図である。

[図57]本発明の第7実施形態による動力装置を、これを適用した車両とともに概略的に示す図である。

[図58]図57の動力装置などを示すスケルトン図である。

[図59]図57の動力装置のECUなどを示すブロック図である。

[図60]本発明の第8実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図61]本発明の第9実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図62]図61の動力装置を、これを適用した車両とともに概略的に示す図である。

[図63]図61の差動装置の第1ピニオンギヤ、第2ピニオンギヤおよびキャリア部材を平面的に見たスケルトン図である。

[図64]図61の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図65]本発明の第10実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図66]図65の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図67]本発明の第11実施形態による動力装置などを示すスケルトン図であ

る。

[図68]図67の差動装置の第1ピニオンギヤ、第2ピニオンギヤおよびキャリア部材を平面的に見たスケルトン図である。

[図69]図67の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図70]本発明の第12実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図71]本発明の第13実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図72]図71の差動装置の第1ピニオンギヤ、第2ピニオンギヤおよびキャリア部材を平面的に見たスケルトン図である。

[図73]図71の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図74]本発明の第14実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図75]図74の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図76]本発明の第15実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図77]図76の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図78]本発明の第16実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図79]図78の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図80]本発明の第17実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図81]図80の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係および

トルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図82]本発明の第18実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図83]図82の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図84]本発明の第19実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図85]図84の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図86]本発明の第20実施形態による動力装置などを示すスケルトン図である。

[図87]図86の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す共線図である。

[図88]従来の差動装置における各種の回転要素の間の回転数の関係を示す共線図である。

[図89]本発明の効果を説明するための図である。

[図90]本発明の効果を説明するための、図89とは異なる図である。

発明を実施するための形態

[0065] 以下、図面を参照しながら、本発明の好ましい実施形態を詳細に説明する。図1および図2に示す第1実施形態による動力装置は、四輪の車両VFRの左右の出力軸SRL、SRRを駆動するためのものである。これらの左右の出力軸SRL、SRRは、互いに同軸状に配置されるとともに、左右の後輪WRL、WRRにそれぞれ連結されている。

[0066] 動力装置は、動力源としての内燃機関（以下「エンジン」という）3と、エンジン3の動力を変速するための第1変速機4を備えており、両者3、4は、車両VFRの前部に配置されている。このエンジン3は、ガソリンエンジンであり、そのクランク軸（図示せず）が第1変速機4の入力軸（図示せず）に連結されている。第1変速機4は、有段式の自動変速機であり、上記

の入力軸に伝達されたエンジン 3 の動力を変速し、その変速機出力軸（図示せず）に出力する。変速機出力軸は、前後方向に延びるプロペラシャフト S に連結されており、プロペラシャフト S には、ギヤ 5（図 2 参照）が連結されている。

[0067] また、動力装置は、左右の出力軸 S R L、S R R に分配される動力を制御するための配分装置 D S 1 を備えている。配分装置 D S 1 は、差動装置 G S、第 1 回転電機 1 1 および第 2 回転電機 1 2 などによって構成されており、車両 V F R の後部に配置されている。この差動装置 G S は、エンジン 3、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 と左右の出力軸 S R L、S R R との間で動力を伝達するためのものである。差動装置 G S は、2 つのシングルプラネタリタイプの第 1 および第 2 遊星歯車機構を互いに組み合わせ、キャリアを共通化するとともに、両遊星歯車機構のピニオンギヤを互いに噛み合わせたものである。

[0068] 具体的には、差動装置 G S は、キャリア部材 1 3、第 1 サンギヤ S 1、第 1 ピニオンギヤ P 1、第 1 リングギヤ R 1、第 2 サンギヤ S 2、第 2 ピニオンギヤ P 2、および第 2 リングギヤ R 2 を有している。これらの第 1 サンギヤ S 1、第 1 ピニオンギヤ P 1、第 1 リングギヤ R 1 およびキャリア部材 1 3 によって、上記の第 1 遊星歯車機構が構成され、第 2 サンギヤ S 2、第 2 ピニオンギヤ P 2、第 2 リングギヤ R 2 およびキャリア部材 1 3 によって、上記の第 2 遊星歯車機構が構成されている。差動装置 G S は、左右の出力軸 S R L、S R R と同軸状に配置されており、左後輪 W R L と右後輪 W R R の間に位置している。

[0069] キャリア部材 1 3 は、ドーナツ板状の第 1 基部 1 3 a および第 2 基部 1 3 b と、両基部 1 3 a、1 3 b に一体に設けられた 4 つの第 1 支軸 1 3 c および第 2 支軸 1 3 d（いずれも 2 つのみ図示）で構成されている。また、キャリア部材 1 3 は、軸受け（図示せず）に回転自在に支持されており、その内側には、後述する第 1 回転軸 1 4 および第 3 回転軸 1 6 が相対的に回転自在に配置されている。

[0070] 上記の第1および第2基部13a、13bは、左右の出力軸SRL、SRRと同軸状に配置されており、その軸線方向において互いに対向している。また、第2基部13bは、第1基部13aよりも右後輪WR側側に配置されており、第2基部13bには、リング状のギヤ13eが一体に設けられている。このギヤ13eは、前述したギヤ5に噛み合っている。第1および第2支軸13c、13dは、第1および第2基部13a、13bの間に設けられており、左右の出力軸SRL、SRRの軸線方向に延びている。また、第1および第2支軸13c、13dは、第1基部13aの周方向に、交互に且つ互いに等間隔に配置されている。

[0071] また、前記第1サンギヤS1、第1ピニオンギヤP1および第1リングギヤR1は、径方向に内側からこの順で並んでいる。第1サンギヤS1は、中空の第1回転軸14の一端部に一体に取り付けられている。第1回転軸14は、軸受け（図示せず）に回転自在に支持されており、第1回転軸14の他端部には、第1回転電機11の後述する第1ロータ11bが一体に取り付けられている。これにより、第1サンギヤS1は、第1ロータ11bと一体に回転自在である。また、第1回転軸14の内側には、右出力軸SRRが相対的に回転自在に配置されている。

[0072] 第1ピニオンギヤP1の数は、キャリア部材13の前述した第1支軸13cと同じ値4（2つのみ図示）である。各第1ピニオンギヤP1は、第1支軸13cに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第1サンギヤS1および第1リングギヤR1の双方に噛み合っている。なお、第1ピニオンギヤP1および第1支軸13cの数は値4に限らず、任意である。また、第1リングギヤR1は、中空の第2回転軸15およびフランジを介して右出力軸SRRに連結されており、右出力軸SRRと一体に回転自在である。

[0073] 前記第2サンギヤS2、第2ピニオンギヤP2および第2リングギヤR2は、径方向に内側からこの順で並んでおり、これらの歯車組は、上述した第1サンギヤS1、第1ピニオンギヤP1および第1リングギヤR1から成る

歯車組と右後輪WR Rとの間に配置されている。第2サンギヤS 2は、中空の第3回転軸1 6の一端部に一体に取り付けられている。第3回転軸1 6は、軸受け（図示せず）に回転自在に支持されており、第3回転軸1 6の他端部には、第2回転電機1 2の後述する第2ロータ1 2 bが一体に取り付けられている。これにより、第2サンギヤS 2は、第2ロータ1 2 bと一体に回転自在である。また、第3回転軸1 6の内側には、前述した第1回転軸1 4が相対的に回転自在に配置されている。

[0074] 第2ピニオンギヤP 2の数は、キャリア部材1 3の前述した第2支軸1 3 dと同じ値4（2つのみ図示）である。各第2ピニオンギヤP 2は、第2支軸1 3 dに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第2サンギヤS 2および第2リングギヤR 2の双方に噛み合っている。また、図3に示すように、第2ピニオンギヤP 2は、第2サンギヤS 2の周方向において、第1ピニオンギヤP 1と部分的に重なるように配置されており、第1ピニオンギヤP 1に噛み合っている。なお、第2ピニオンギヤP 2および第2支軸1 3 dの数は値4に限らず、任意である。図3では、便宜上、第1および第2サンギヤS 1、S 2ならびに第1および第2リングギヤR 1、R 2を省略している。

[0075] また、第2リングギヤR 2は、中空の第4回転軸1 7およびフランジを介して左出力軸S R Lに連結されており、左出力軸S R Lと一体に回転自在である。第4回転軸1 7の内側には、キャリア部材1 3および第2回転軸1 5が相対的に回転自在に配置されている。

[0076] さらに、第1ピニオンギヤP 1と第2ピニオンギヤP 2は、互いに同じ径および同じ歯数を有している。それに応じて、第1サンギヤS 1の径と第2サンギヤS 2の径、および第1リングギヤR 1の径と第2リングギヤR 2の径が、それぞれ互いに同じ値に設定されている。また、第1ピニオンギヤP 1と第2ピニオンギヤP 2は、互いに同じ歯形および同じ歯幅を有している。以上のように、第1および第2ピニオンギヤP 1、P 2の径、歯数、歯形および歯幅の各々は、互いに同じになっており、すなわち両ギヤP 1、P 2

の諸元は互いに同一に設定されている。

[0077] 前記第1回転電機11は、ACモータであり、複数の鉄芯やコイルなどで構成された第1ステータ11aと、複数の磁石などで構成された第1ロータ11bを有している。第1回転電機11は、左右の出力軸SRL、SRRと同軸状に配置されており、差動装置GSと右後輪WRRの間に位置している。この第1ステータ11aは、不動のケースCAに固定されている。第1ロータ11bは、第1ステータ11aに対向するように配置されており、前述したように第1サンギヤS1と一体に回転自在である。第1回転電機11では、第1ステータ11aに電力が供給されると、供給された電力は、動力に変換され、第1ロータ11bに出力される。また、第1ロータ11bに動力が入力されると、この動力は、電力に変換され（発電）、第1ステータ11aに出力される。

[0078] また、第1ステータ11aは、第1パワードライブユニット（以下「第1PDU」という）21を介して、充電・放電可能なバッテリー23に電氣的に接続されており、バッテリー23との間で電気エネルギーを授受可能である。この第1PDU21は、インバータなどの電気回路で構成されている。図4に示すように、第1PDU21には、後述するECU2が電氣的に接続されている。このECU2は、第1PDU21を制御することによって、第1ステータ11aに供給する電力と、第1ステータ11aで発電する電力と、第1ロータ11bの回転数を制御する。

[0079] 前記第2回転電機12は、第1回転電機11と同様、ACモータであり、第2ステータ12aおよび第2ロータ12bを有している。また、第2回転電機12は、左右の出力軸SRL、SRRと同軸状に配置されており、第1回転電機11と差動装置GSの間に位置している。これらの第2ステータ12aおよび第2ロータ12bはそれぞれ、第1ステータ11aおよび第1ロータ11bと同様に構成されている。また、第2ロータ12bは、前述したように第2サンギヤS2と一体に回転自在である。さらに、第2回転電機12は、第1回転電機11と同様、第2ステータ12aに供給された電力を動

力に変換し、第2ロータ12bに出力可能であり、第2ロータ12bに入力された動力を電力に変換し、第2ステータ12aに出力可能である。

[0080] また、第2ステータ12aは、第2パワードライブユニット（以下「第2PDU」という）22を介してバッテリー23に電氣的に接続されており、バッテリー23との間で電気エネルギーを授受可能である。この第2PDU22は、第1PDU21と同様、インバータなどの電気回路で構成されており、第2PDU22には、ECU2が電氣的に接続されている。ECU2は、第2PDU22を制御することによって、第2ステータ12aに供給する電力と、第2ステータ12aで発電する電力と、第2ロータ12bの回転数を制御する。

[0081] 以下、第1ステータ11a（第2ステータ12a）に供給された電力を動力に変換し、第1ロータ11b（第2ロータ12b）から出力することを適宜「力行」という。また、第1ロータ11b（第2ロータ12b）に入力された動力を用いて第1ステータ11a（第2ステータ12a）で発電し、該動力を電力に変換することを適宜「回生」という。

[0082] 以上の構成の動力装置では、差動装置GSが前述したように構成されているため、第1サンギヤS1、第2リングギヤR2、キャリア部材13、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2は、互いの間で動力を伝達可能であるとともに、それらの回転数が互いに共線関係にある。ここで、共線関係とは、共線図においてそれぞれの回転数が単一の直線上に並ぶ関係のことである。

[0083] また、キャリア部材13を固定した状態で、第1サンギヤS1を正転させたときには、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2が逆転するとともに、第2リングギヤR2が正転する。この場合、各ギヤの歯数の関係から、第1サンギヤS1の回転数は第2リングギヤR2よりも高くなり、第2サンギヤS2の回転数は第1リングギヤR1よりも低くなる。以上から、回転数の関係を表す共線図において、第1サンギヤS1、第2リングギヤR2、キャリア部材13、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2は、この順で

並ぶ。

[0084] また、第1サンギヤS1および第1ロータ11bは、第1回転軸14を介して互いに連結されているので、第1サンギヤS1の回転数および第1ロータ11bの回転数は、互いに等しい。さらに、第2リングギヤR2は、第4回転軸17およびフランジを介して左出力軸SRLに連結されてるので、第2リングギヤR2の回転数および左出力軸SRLの回転数は、互いに等しい。また、キャリア部材13のギヤ13eが、第1変速機4の変速機出力軸に連結されたギヤ5に噛み合っているので、これらのギヤ13eおよびギヤ5による変速を無視すれば、キャリア部材13の回転数および変速機出力軸の回転数は、互いに等しい。また、第1リングギヤR1は、第2回転軸15およびフランジを介して右出力軸SRRに連結されているので、第1リングギヤR1の回転数および右出力軸SRRの回転数は、互いに等しい。さらに、第2サンギヤS2および第2ロータ12bは、第3回転軸16を介して互いに連結されているので、第2サンギヤS2の回転数および第2ロータ12bの回転数は、互いに等しい。

[0085] 以上から、動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係は、例えば図5に示す共線図のように表される。同図および後述する他の共線図では、値0を示す横線から縦線上の白丸までの距離が、各回転要素の回転数に相当する。図5から明らかなように、左右の出力軸SRL、SRRは、互いに差回転が可能である。

[0086] また、図5における α および β はそれぞれ、第1レバー比および第2レバー比（トルク比・速度比）であり、次式（1）および（2）で表される。

$$\alpha = \{Z R 1 (Z R 2 - Z S 1)\} / \{Z S 1 (Z R 2 + Z R 1)\} \quad \dots\dots (1)$$

$$\beta = \{Z R 2 (Z R 1 - Z S 2)\} / \{Z S 2 (Z R 2 + Z R 1)\} \quad \dots\dots (2)$$

ここで、ZR1は第1リングギヤR1の歯数であり、ZR2は第2リングギヤR2の歯数、ZS1は第1サンギヤS1の歯数、ZS2は第2サンギヤ

S 2 の歯数である。

[0087] 本実施形態では、第 1 リングギヤ R 1 の歯数 Z R 1、第 2 リングギヤ R 2 の歯数 Z R 2、第 1 サンギヤ S 1 の歯数 Z S 1、および第 2 サンギヤ S 2 の歯数 Z S 2（以下「各ギヤの歯数」という）は、次のように設定されている。すなわち、左右の後輪 W R L、W R R の差回転が可能な範囲内で第 1 および第 2 ロータ 1 1 b、1 2 b の一方が逆転しないことを条件として、第 1 および第 2 レバー比 α 、 β が比較的大きな値になるように、各ギヤの歯数は設定されている。

[0088] また、第 1 および第 2 リングギヤ R 1、R 2 の歯数 Z R 1、Z R 2 同士と、第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 の歯数 Z S 1、Z S 2 同士と、第 1 および第 2 ピニオンギヤ P 1、P 2 の歯数同士は、それぞれ同じ値に設定されている。これにより、上記式（1）および（2）から明らかなように、第 1 および第 2 レバー比 α 、 β は、互いに同じ値に設定されている。それに加え、共線図（図 5）におけるキャリア部材 1 3 から左出力軸 S R L までの距離と、キャリア部材 1 3 から右出力軸 S R R までの距離は、互いに等しい。

[0089] また、図 4 に示すように、E C U 2 には、操舵角センサ 3 1 から車両 V F R のハンドル（図示せず）の操舵角 θ を表す検出信号が、車速センサ 3 2 から車両 V F R の車速 V P を表す検出信号が、アクセル開度センサ 3 3 から車両 V F R のアクセルペダル（図示せず）の操作量（以下「アクセル開度」という）A P を表す検出信号が、入力される。E C U 2 にはさらに、電流電圧センサ 3 4 から、バッテリー 2 3 に入出力される電流・電圧値を表す検出信号が入力される。E C U 2 は、電流電圧センサ 3 4 からの検出信号に基づいて、バッテリー 2 3 の充電状態を算出する。

[0090] E C U 2 は、I/O インターフェース、C P U、R A M および R O M などから成るマイクロコンピュータで構成されている。E C U 2 は、上述した各種のセンサ 3 1 ~ 3 4 からの検出信号に応じ、R O M に記憶された制御プログラムに従って、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 を制御する。これにより、配分装置 D S 1 の各種の動作が行われる。以下、車両 V F R の直進時お

よび左右の旋回時における配分装置D S 1の動作について説明する。

[0091] [直進時]

車両V F Rの直進時で、かつ定速走行中または加速走行中には、第1および第2回転電機1 1、1 2の双方で力行を行うとともに、バッテリー2 3から第1および第2ステータ1 1 a、1 2 aに供給される電力を制御する。図5は、この場合における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。

[0092] 図5において、T M 1およびT M 2はそれぞれ、第1および第2回転電機1 1、1 2での力行に伴って第1および第2ロータ1 1 b、1 2 bに発生した出力トルク（以下、それぞれ「第1モータ出力トルク」「第2モータ出力トルク」という）である。また、R L M 1およびR R M 1はそれぞれ、第1回転電機1 1での力行に伴って左出力軸S R Lおよび右出力軸S R Rに作用する反力トルクであり、R L M 2およびR R M 2はそれぞれ、第2回転電機1 2での力行に伴って左出力軸S R Lおよび右出力軸S R Rに作用する反力トルクである。さらに、T Eは、エンジン3から第1変速機4を介してキャリア部材1 3に伝達されるトルク（以下「変速後エンジントルク」という）であり、R L EおよびR R Eは、キャリア部材1 3への変速後エンジントルクT Eの伝達に伴って左出力軸S F Lおよび右出力軸S F Rにそれぞれ作用する反力トルクである。

[0093] また、左出力軸S R Lに伝達されるトルク（以下「左出力軸伝達トルク」という）は、 $R L E + R L M 1 - R L M 2$ （ $R L M 1 > R L M 2$ ）で表されるとともに、右出力軸S R Rに伝達されるトルク（以下「右出力軸伝達トルク」という）は、 $R R E + R R M 2 - R R M 1$ （ $R R M 2 > R R M 1$ ）で表され、左右の出力軸S R L、S R Rが、左右の後輪W R L、W R Rとともに正転方向に駆動される。この場合、共線図（図5）におけるキャリア部材1 3から左出力軸S R Lまでの距離と、キャリア部材1 3から右出力軸S R Rまでの距離が互いに等しいので、キャリア部材1 3から左右の出力軸S R L、S R Rに分配されるトルクの分配比は1 : 1であり、互いに等しい。さらに

、左右の出力軸伝達トルクが互いに同じ要求トルクになるように、第1および第2ステータ11a、12aに供給する電力が制御される。この要求トルクは、検出されたアクセル開度APに応じ、所定のマップ（図示せず）を検索することによって算出される。

[0094] また、上記の左出力軸伝達トルクのうちの $RLM1 - RLM2$ は、 $TM1 \times (\alpha + 1) - TM2 \times \beta$ で表され、右出力軸伝達トルクのうちの $RRM2 - RRM1$ は、 $TM2 \times (\beta + 1) - TM1 \times \alpha$ で表される。これらの式から明らかなように、第1レバー比 α は、第1モータ出力トルク $TM1$ に対する、第1回転電機11から差動装置GSを介して左右の出力軸 SRL 、 SRR に伝達されるトルクの比を表す。また、第2レバー比 β は、第2モータ出力トルク $TM2$ に対する、第2回転電機12から差動装置GSを介して左右の出力軸 SRL 、 SRR に伝達されるトルクの比を表す。これに対して、前述したように第1および第2レバー比 α 、 β が互いに同じ値に設定されているので、第1および第2モータ出力トルク $TM1$ 、 $TM2$ を互いに同じ大きさに制御するだけで、第1および第2回転電機11、12から左右の出力軸 SRL 、 SRR に分配されるトルクを、互いに同じ大きさに精度良くかつ容易に制御することができる。

[0095] さらに、上述した第1および第2回転電機11、12の力行を実行するための実行条件は、例えば、第1および第2回転電機11、12によるエンジン3のアシスト中（以下「モータアシスト中」という）、または、エンジン3を用いずに第1および第2回転電機11、12のみによる車両VFRの駆動中（以下「EV走行中」という）であり、かつ、算出されたバッテリー23の充電状態が下限値よりも大きいという条件である。この場合、バッテリー23の充電状態が下限値よりも大きいということは、バッテリー23が放電可能であることを表している。なお、図5は、モータアシスト中における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示しているが、EV走行中には、エンジン3が停止しているため、変速後エンジントルクTE、反力トルクRLEおよび反力トルクRREは発生しない。

[0096] さらに、車両VFRの直進時で、かつ減速走行中（エンジン3のフェーエルカット運転中）には、車両VFRの慣性エネルギーを用いて第1および第2回転電機11、12の双方で回生を行い、回生した電力をバッテリー23に充電するとともに、該回生電力を制御する。図6は、この場合における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。同図において、TG1およびTG2はそれぞれ、第1および第2回転電機11、12での回生に伴って第1および第2ロータ11b、12bに発生した制動トルク（以下、それぞれ「第1モータ制動トルク」「第2モータ制動トルク」という）である。また、RLG1およびRRG1はそれぞれ、第1回転電機11での回生に伴って左出力軸SRLおよび右出力軸SRRに作用する反力トルクであり、RLG2およびRRG2はそれぞれ、第2回転電機12での回生に伴って左出力軸SRLおよび右出力軸SRRに作用する反力トルクである。

[0097] この場合、左出力軸伝達トルクは、 $-RLG1 + RLG2$ （ $RLG1 > RLG2$ ）で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは、 $-RRG2 + RRG1$ （ $RRG2 > RRG1$ ）で表され、左右の出力軸SRL、SRRに制動トルクが作用し、車両VFRが減速される。また、左右の出力軸SRL、SRRに作用する制動トルクが互いに同じになるように、第1および第2回転電機11、12で回生する電力が制御される。

[0098] また、上記の左出力軸伝達トルクのうちの $-RLG1 + RLG2$ は、 $-TG1 \times (\alpha + 1) + TG2 \times \beta$ で表され、右出力軸伝達トルクのうちの $-RRG2 + RRG1$ は、 $-TG2 \times (\beta + 1) + TG1 \times \alpha$ で表される。前述したように第1および第2レバー比 α 、 β が互いに同じ値に設定されており、それにより、第1回転電機11から左右の出力軸SRL、SRRに伝達されるトルクのトルク比と、第2回転電機12から左右の出力軸SRL、SRRに伝達されるトルクのトルク比が互いに同じ値に設定されている。したがって、第1および第2モータ制動トルクTG1、TG2を互いに同じ大きさに制御するだけで、第1および第2回転電機11、12から左右の出力軸S

R L、S R Rに分配される制動トルクを、互いに同じ大きさに精度良くかつ容易に制御することができる。

[0099] さらに、上述した第1および第2回転電機11、12の回生を実行するための実行条件は、例えば、バッテリー23の充電状態が上限値よりも小さいという条件である。この場合、バッテリー23の充電状態が上限値よりも小さいということは、バッテリー23が充電可能であることを表している。

[0100] [右旋回時]

車両VFRの前進中の右旋回時において、車両VFRを右旋回させる時計回り方向のヨーモーメント（以下「右ヨーモーメント」という）を増大させるときには、右ヨーモーメント増大用のトルク分配制御が実行され、このトルク分配制御として、第1～第4トルク分配制御が用意されている。以下、これらの右ヨーモーメント増大用の第1～第4トルク分配制御について順に説明する。この第1トルク分配制御中には、第1および第2回転電機11、12の双方で力行を行うとともに、第1モータ出力トルク T_{M1} が第2モータ出力トルク T_{M2} よりも大きくなるように、第1および第2ステータ11a、12aに供給される電力を制御する。

[0101] これにより、前述した図5に示すトルクの釣り合い関係から明らかなように、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなる結果、車両VFRの右ヨーモーメントが増大する。この場合、第1および第2ステータ11a、12aに供給する電力は、検出された操舵角 θ や車速VP、アクセル開度APに応じて制御される。なお、右ヨーモーメント増大用の第1トルク分配制御を実行するための実行条件は、例えば、モータアシスト中（第1および第2回転電機11、12によるエンジン3のアシスト中）またはEV走行中（第1および第2回転電機11、12のみでの車両VFRの駆動中）であり、かつバッテリー23の充電状態が下限値よりも大きいという条件である。

[0102] 次に、右ヨーモーメント増大用の第2トルク分配制御について説明する。この第2トルク分配制御中には、第1および第2回転電機11、12の双方

で回生を行うとともに、両回転電機 1 1、1 2 で回生した電力をバッテリー 2 3 に充電する。この場合、第 2 モータ制動トルク T_{G2} が第 1 モータ制動トルク T_{G1} よりも大きくなるように、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 で回生される電力を制御する。

[0103] これにより、前述した図 6 に示すトルクの釣り合い関係から明らかなように、右出力軸 S R R に作用する制動トルクが左出力軸 S R L のそれよりも大きくなる結果、車両 V F R の右ヨーモーメントが増大する。この場合、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 で回生する電力は、操舵角 θ や車速 V_P などに応じて制御される。なお、右ヨーモーメント増大用の第 2 トルク分配制御を実行するための実行条件は、例えば、車両 V F R の減速走行中であり、かつバッテリー 2 3 の充電状態が上限値よりも小さいという条件である。

[0104] 次に、右ヨーモーメント増大用の第 3 トルク分配制御について説明する。この第 3 トルク分配制御中には、第 1 回転電機 1 1 で力行を行うとともに、第 2 回転電機 1 2 で回生を行う。図 7 は、この場合における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。図 5 を用いて前述したように、図 7 における T_{M1} は、第 1 モータ出力トルクであり、 R_{LM1} および R_{RM1} はそれぞれ、第 1 回転電機 1 1 での力行に伴って左出力軸 S R L および右出力軸 S R R に作用する反力トルクである。また、 T_E は、変速後エンジントルクであり、 R_{LE} および R_{RE} は、キャリア部材 1 3 への変速後エンジントルク T_E の伝達に伴って左出力軸 S F L および右出力軸 S F R にそれぞれ作用する反力トルクである。さらに、図 6 を用いて前述したように、図 7 における T_{G2} は、第 2 モータ制動トルクであり、 R_{LG2} および R_{RG2} はそれぞれ、第 2 回転電機 1 2 での回生に伴って左出力軸 S R L および右出力軸 S R R に作用する反力トルクである。

[0105] この場合、左出力軸伝達トルクは、 $R_{LE} + R_{LM1} + R_{LG2}$ で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは、 $R_{RE} - (R_{RM1} + R_{RG2})$ で表される。このように、左出力軸 S R L に駆動トルクが作用するとともに、右出力軸 S R R に制動トルクが作用する結果、車両 V F R の右ヨーモーメント

が増大する。この場合にも、操舵角 θ や車速 V_P 、アクセル開度 A_P に応じて、第1ステータ11aに供給する電力および第2回転電機12で回生する電力が制御される。

[0106] また、上記の左出力軸伝達トルクのうちの $RLM1 + RL G 2$ は、 $TM1 \times (\alpha + 1) + TG2 \times \beta$ で表され、右出力軸伝達トルクのうちの $-(RRM2 + RRM1)$ は、 $-\{TG2 \times (\beta + 1) + TM1 \times \alpha\}$ で表される。第1および第2レバー比 α 、 β が互いに同じ値に設定されているので、第1モータ出力トルク $TM1$ および第2モータ制動トルク $TG2$ を介して、第1および第2回転電機11、12から左右の出力軸 SRL 、 SRR に分配されるトルクを、精度良くかつ容易に制御することができる。

[0107] なお、右ヨーモーメント増大用の第3トルク分配制御を実行するための実行条件は、例えば、次の第1増大条件または第2増大条件である。

第1増大条件：エンジン3による車両 VFR の駆動中であり、かつバッテリー23の充電状態が上限値以上であること。

第2増大条件：エンジン3による車両 VFR の駆動中であり、充電状態が上限値よりも小さく、かつ第2回転電機12に要求される制動トルクが所定の第1上限トルク以上であること。

[0108] この場合、第1増大条件の成立時であり、バッテリー23の充電状態が上限値以上のときには、バッテリー23を充電できないので、第2回転電機12で回生した電力がすべて、バッテリー23に充電されずに、第1ステータ11aに供給される。一方、第2増大条件の成立時には、第2回転電機12で回生した電力の一部がバッテリー23に充電されるとともに、残りが第1ステータ11aに供給される。この場合、要求される制動トルクに対する第2モータ制動トルク $TG2$ の不足分を補うように、第1モータ出力トルク $TM1$ が制御される。

[0109] 次に、右ヨーモーメント増大用の第4トルク分配制御について説明する。この第4トルク分配制御中には、第1回転電機11に対してゼロトルク制御を実行するとともに、第2回転電機12で回生を行い、第2回転電機12で

回生した電力をバッテリー 2 3 に充電する。このゼロトルク制御は、第 1 回転電機 1 1 で回生が行われることによる引きずり損失が発生するのを回避するためのものである。この場合、第 2 モータ制動トルク T_{G2} のみが発生するので、図 7 から明らかなように、左出力軸伝達トルクは $RLE + RLG2$ で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは $RRE - RRG2$ で表される。このように、左出力軸 SRL に駆動トルクが作用するとともに、右出力軸 SRR に制動トルクが作用する結果、車両 VFR の右ヨーモーメントが増大する。換言すれば、右出力軸 SRR のトルクの一部が、第 2 モータ制動トルク T_{G2} を反力として、左出力軸 SRL に伝達される。この場合にも、操舵角 θ や車速 VP 、アクセル開度 AP に応じて、第 2 回転電機 1 2 で回生する電力が制御される。

[0110] なお、右ヨーモーメント増大用の第 4 トルク分配制御を実行するための実行条件は、例えば、エンジン 3 による車両 VFR の駆動中であり、バッテリー 2 3 の充電状態が上限値よりも小さく、かつ第 2 回転電機 1 2 に要求される制動トルクが前記第 1 上限トルクよりも小さいという条件である。

[0111] なお、右ヨーモーメントを増大させるために、第 2 回転電機 1 2 に対してゼロトルク制御を実行するとともに、第 1 回転電機 1 1 で力行を行ってもよい。この場合、第 1 モータ出力トルク $TM1$ のみが発生するので、図 7 から明らかなように、左出力軸伝達トルクは $RLE + RLM1$ で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは $RRE - RRM1$ で表される。このように、左出力軸 SRL に駆動トルクが作用するとともに、右出力軸 SRR に制動トルクが作用する結果、車両 VFR の右ヨーモーメントが増大する。換言すれば、右出力軸 SRR のトルクの一部が、第 1 モータ力行トルク $TM1$ を反力として、左出力軸 SRL に伝達される。この場合にも、操舵角 θ や車速 VP 、アクセル開度 AP に応じて、第 1 ステータ 1 1 a に供給される電力が制御される。

[0112] また、車両 VFR の右旋回時において、車両 VFR の右ヨーモーメントを低減するときには、右ヨーモーメント低減用のトルク分配制御が実行され、

この右ヨーモーメント低減用のトルク分配制御として、第1～第4トルク分配制御が用意されている。以下、これらの右ヨーモーメント低減用の第1～第4トルク分配制御について順に説明する。この第1トルク分配制御中には、第1および第2回転電機11、12の双方で力行を行うとともに、第2モータ出力トルク T_{M2} が第1モータ出力トルク T_{M1} よりも大きくなるように、第1および第2ステータ11a、12aに供給される電力を制御する。

[0113] これにより、前述した図5に示すトルクの釣り合い関係から明らかなように、右出力軸伝達トルクが左出力軸伝達トルクよりも大きくなる結果、車両VFRの右ヨーモーメントが低減される。この場合、第1および第2ステータ11a、12aに供給する電力は、操舵角 θ や車速VP、アクセル開度APに応じて制御される。なお、右ヨーモーメント低減用の第1トルク分配制御を実行するための実行条件は、例えば、モータアシスト中またはEV走行中であり、かつバッテリー23の充電状態が下限値よりも大きいという条件である。

[0114] 次に、右ヨーモーメント低減用の第2トルク分配制御について説明する。この第2トルク分配制御中には、第1および第2回転電機11、12の双方で回生を行うとともに、両回転電機11、12で回生した電力をバッテリー23に充電する。この場合、第1モータ制動トルク T_{G1} が第2モータ制動トルク T_{G2} よりも大きくなるように、第1および第2回転電機11、12で回生される電力を制御する。

[0115] これにより、前述した図6に示すトルクの釣り合い関係から明らかなように、左出力軸SRLに作用する制動トルクが右出力軸SRRに作用する制動トルクよりも大きくなる結果、車両VFRの右ヨーモーメントが低減される。この場合、第1および第2回転電機11、12で回生する電力は、操舵角 θ や車速VPに応じて制御される。なお、右ヨーモーメント低減用の第2トルク分配制御を実行するための実行条件は、例えば、車両VFRの減速走行中であり、かつバッテリー23の充電状態が上限値よりも小さいという条件である。

- [0116] 次に、右ヨーモーメント低減用の第3トルク分配制御について説明する。
- この第3トルク分配制御中には、第1回転電機11で回生を行うとともに、第2回転電機12で力行を行う。図8は、この場合における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。図6を用いて前述したように、図8におけるTG1は、第1モータ制動トルクであり、RLG1およびRRG1はそれぞれ、第1回転電機11での回生に伴って左出力軸SRLおよび右出力軸SRRに作用する反力トルクである。また、図5を用いて前述したように、図8におけるTM2は、第2モータ出力トルクであり、RLM2およびRRM2はそれぞれ、第2回転電機12での力行に伴って左出力軸SRLおよび右出力軸SRRに作用する反力トルクである。
- [0117] この場合、左出力軸伝達トルクは、 $-(RLG1 + RLM2)$ で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは、 $RRM2 + RRG1$ で表される。このように、左出力軸SRLに制動トルクが作用するとともに、右出力軸SRRに駆動トルクが作用する結果、車両VFRの右ヨーモーメントが低減される。この場合にも、操舵角 θ や車速VPに応じて、第1回転電機11で回生する電力および第2ステータ12aに供給する電力が制御される。
- [0118] また、上記の左出力軸伝達トルクのうちの $-(RLG1 + RLM2)$ は、 $-\{TG1 \times (\alpha + 1) + TM2 \times \beta\}$ で表され、右出力軸伝達トルクのうちの $RRM2 + RRG1$ は、 $TM2 \times (\beta + 1) + TG1 \times \alpha$ で表される。第1および第2レバー比 α 、 β が互いに同じ値に設定されているので、第1モータ制動トルクTG1および第2モータ出力トルクTM2を介して、第1および第2回転電機11、12から左右の出力軸SRL、SRRに分配されるトルクを、精度良くかつ容易に制御することができる。
- [0119] なお、右ヨーモーメント低減用の第3トルク分配制御を実行するための実行条件は、例えば、次の第1低減条件または第2低減条件である。
- 第1低減条件：車両VFRの減速走行中（エンジン3のフューエルカット運転中）であり、かつバッテリー23の充電状態が上限値以上であること。
- 第2低減条件：車両VFRの減速走行中であり、充電状態が上限値よりも

小さく、かつ第1回転電機11に要求される制動トルクが所定の第2上限トルク以上であること。

[0120] この場合、第1低減条件の成立時で、バッテリー23の充電状態が上限値以上のときには、バッテリー23を充電できないので、第1回転電機11で回生した電力がすべて、バッテリー23に充電されずに、第2ステータ12aに供給される。一方、第2低減条件の成立時には、第1回転電機11で回生した電力の一部がバッテリー23に充電されるとともに、残りが第2ステータ12aに供給される。この場合、要求される制動トルクに対する第1モータ制動トルク T_{G1} の不足分を補うように、第2モータ出力トルク T_{M2} が制御される。

[0121] 次に、右ヨーモーメント低減用の第4トルク分配制御について説明する。この第4トルク分配制御中には、第2回転電機12に対してゼロトルク制御を実行するとともに、第1回転電機11で回生を行い、第1回転電機11で回生した電力をバッテリー23に充電する。この場合、第1モータ制動トルク T_{G1} のみが発生するので、図8から明らかなように、左出力軸伝達トルクは $-R_{LG1}$ で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは R_{RG1} で表される。このように、左出力軸 S_{RL} に制動トルクが作用するとともに、右出力軸 S_{RR} に駆動トルクが作用する結果、車両 V_{FR} の右ヨーモーメントが低減される。この場合にも、操舵角 θ や車速 V_P に応じて、第1回転電機11で回生する電力が制御される。

[0122] なお、右ヨーモーメント低減用の第4トルク分配制御を実行するための実行条件は、例えば、車両 V_{FR} の減速走行中であり、バッテリー23の充電状態が上限値よりも小さく、かつ第1回転電機11に要求される制動トルクが前記第2上限トルクよりも小さいという条件である。

[0123] なお、右ヨーモーメントを低減するために、第1回転電機11に対してゼロトルク制御を実行するとともに、第2回転電機12で力行を行ってもよい。この場合、第2モータ出力トルク T_{M2} のみが発生するので、図8から明らかなように、左出力軸伝達トルクは $-R_{LM2}$ で表されるとともに、右出

力軸伝達トルクはRRM2で表される。このように、左出力軸SRLに制動トルクが作用するとともに、右出力軸SRRに駆動トルクが作用する結果、車両VFRの右ヨーモーメントが低減される。この場合にも、操舵角 θ や車速VP、アクセル開度APに応じて、第2ステータ12aに供給される電力が制御される。

[0124] なお、車両VFRの前進中の左旋回時、車両VFRを左旋回させる反時計回り方向のヨーモーメント（以下「左ヨーモーメント」という）を増大させるときには、左旋回時の左ヨーモーメント増大用の第1～第4トルク分配制御が実行され、左ヨーモーメントを低減するときには、左旋回時の左ヨーモーメント低減用の第1～第4トルク分配制御が実行される。これらの左旋回時の左ヨーモーメント増大用および低減用の第1～第4トルク分配制御はそれぞれ、前述した右旋回時の右ヨーモーメント増大用および低減用の第1～第4トルク分配制御とほぼ同様にして実行されるので、その詳細な説明については省略する。

[0125] また、第1実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第1実施形態における車両VFRが、本発明における輸送機関に相当し、第1実施形態における左右の出力軸SRL、SRRが、本発明における2つの被駆動部の一方および他方にそれぞれ相当するとともに、第1実施形態における第1および第2回転電機11、12が、本発明における第1および第2エネルギー入出力装置にそれぞれ相当する。

[0126] また、第1実施形態におけるキャリア部材13が、本発明におけるキャリアに相当し、第1実施形態における第1サンギヤS1、第1リングギヤR1、第2サンギヤS2および第2リングギヤR2が、本発明における第1ギヤ、第2ギヤ、第3ギヤおよび第4ギヤにそれぞれ相当するとともに、第1実施形態におけるエンジン3が、本発明におけるエネルギー出力装置に相当する。さらに、第1実施形態における第1および第2サンギヤS1、S2が、本発明における第1および第2外側回転要素にそれぞれ相当し、第1実施形態

における第1および第2リングギヤR1、R2が、本発明における第1および第2準外側回転要素にそれぞれ相当するとともに、第1実施形態におけるキャリア部材13が、本発明における中央回転要素に相当する。

[0127] 以上のように、第1実施形態によれば、シングルプラネタリタイプの第1および第2遊星歯車機構を互いに組み合わせた差動装置GSによって、回転数が互いに共線関係にある第1サンギヤS1、第2リングギヤR2、キャリア部材13、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2から成る5つの回転要素が構成される。したがって、前述した3つのシングルプラネタリタイプの遊星歯車機構を互いに組み合わせた従来の差動装置と比較して、部品点数を削減することができ、ひいては、差動装置GSを小型化することができる。

[0128] また、第1および第2リングギヤR1、R2の歯数ZR1、ZR2同士と、第1および第2サンギヤS1、S2の歯数ZS1、ZS2同士を、それぞれ同じ値に設定するだけで、第1および第2レバー比 α 、 β を互いに同じ値に容易に設定することができる。それにより、第1および第2回転電機11、12を用いた左右の出力軸SRL、SRRへのトルクの分配制御を、精度良くかつ容易に行うことができ、したがって、車両VFRの旋回性を高めることができる。

[0129] さらに、第1および第2リングギヤR1、R2の歯数ZR1、ZR2同士が同じ値に設定されている。このため、例えば、第1および第2リングギヤR1、R2の双方を平歯車で構成する場合には両ギヤR1、R2を同じカタで、はすば歯車で構成する場合には両ギヤR1、R2をねじれ方向のみが異なる同じ諸元のカタで、それぞれ加工することができるので、その生産性に優れている。このことは、第1および第2サンギヤS1、S2についても同様である。

[0130] また、前述した従来の差動装置では、図88に示す第1～第5要素の回転数の関係を表す共線図から明らかなように、第3要素に伝達されたトルクは、第2および第4要素に、 $G2 : G1$ ($G2 > G1$) の分配比で分配される

。これに対して、第1実施形態によれば、前述したようにキャリア部材13から左右の出力軸SRL、SRRに分配されるトルクの分配比が1:1であるので、エンジン3のみを動力源として用いた車両VFRの走行中、車両VFRの良好な直進性を得ることができる。

[0131] さらに、第1ピニオンギヤP1と第2ピニオンギヤP2は、互いに同じ径および同じ歯数を有している。それに応じて、第1サンギヤS1の径と第2サンギヤS2の径、および第1リングギヤR1の径と第2リングギヤR2の径が、それぞれ互いに同じ値に設定されている。したがって、差動装置GSの径方向におけるデッドスペースを削減することができる。また、第1および第2ピニオンギヤP1、P2の径、歯数、歯形および歯幅の各々は、互いに同じになっており、すなわち両ギヤP1、P2の諸元は互いに同一に設定されている。したがって、第1および第2ピニオンギヤP1、P2を製造するための金型やカッタなどを共通化できるので、その生産性を向上させることができる。

[0132] また、エンジン3がキャリア部材13に連結されているので、左右の出力軸SRL、SRRに、第1および第2回転電機11、12からの第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2に加え、エンジン3からの変速後エンジントルクTEが伝達される。したがって、第1および第2回転電機11、12に必要とされるトルクを低減でき、それにより両装置の小型化を図ることができる。

[0133] さらに、一般的な第1および第2回転電機11、12を用いるので、格別の装置を用いることなく、動力装置を容易かつより安価に構成することができる。また、前述したように左右の出力軸SRL、SRRへのトルクの分配を制御する場合において、第1および第2回転電機11、12により動力を電力に変換することができる。このため、変換した電力を車両VFR用の補機に供給することによって、補機の電源を充電するための発電機（いずれも図示せず）の作動負荷および作動頻度を低下させることができる。

[0134] また、左右の出力軸SRL、SRRに、第1および第2サンギヤS1、S

2ではなく、第1および第2リングギヤR1、R2がそれぞれ連結されている。したがって、図89および図90を用いて説明したように、第1および第2リングギヤR1、R2の歯幅を比較的小さな値に設定することができ、それにより動力装置のさらなる小型化を図ることができる。同じ理由により、第1および第2ピニオンギヤP1、P2を支持する軸受け（以下、それぞれ「第1ピニオン軸受け」「第2ピニオン軸受け」という）の小型化を図ることができ、このことによっても、動力装置のさらなる小型化を図ることができる。

[0135] 次に、図9を参照しながら、本発明の第2実施形態による動力装置について説明する。この動力装置の配分装置DS2は、第1実施形態と比較して、第1および第2回転電機11、12に代えて単一の回転電機41を備えることと、回転電機41と前述した第1および第2サンギヤS1、S2との間をそれぞれ接続・遮断するための第1クラッチ42および第2クラッチ43を備えることが、主に異なっている。図9において、第1実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第1実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0136] 図9に示す回転電機41は、第1および第2回転電機11、12と同様、ACモータであり、複数の鉄芯やコイルなどで構成されたステータ41aと、複数の磁石などで構成されたロータ41bを有している。回転電機41は、左右の出力軸SRL、SRRと同軸状に配置されており、差動装置GSと右後輪WRRの間に位置している。ステータ41aは、不動のケースCAに固定されており、ロータ41bは、ステータ41aに対向するように配置されている。回転電機41では、ステータ41aに電力が供給されると、供給された電力は、動力に変換され、ロータ41bに出力される（力行）。また、ロータ41bに動力が入力されると、この動力は、電力に変換され、ステータ41aに出力される（回生）。

[0137] また、ステータ41aは、パワードライブユニット（以下「PDU」という）44を介して、前述したバッテリー23に電氣的に接続されており、バッ

テリ 2 3 との間で電気エネルギーを授受可能である。この P D U 4 4 は、前述した第 1 および第 2 P D U 2 1、2 2 と同様、インバータなどの電気回路で構成されている。図 1 0 に示すように、P D U 4 4 には、前述した E C U 2 が電氣的に接続されている。E C U 2 により P D U 4 4 を制御することによって、ステータ 4 1 a に供給する電力と、ステータ 4 1 a で発電する電力と、ロータ 4 1 b の回転数が制御される。

[0138] 第 1 クラッチ 4 2 は、油圧式の摩擦クラッチで構成されており、ドーナツ板状のインナー 4 2 a およびアウター 4 2 b を有している。これらのインナー 4 2 a およびアウター 4 2 b は、左右の出力軸 S R L、S R R と同軸状に配置されており、インナー 4 2 a は前述した第 1 回転軸 1 4 の他端部に、アウター 4 2 b はロータ 4 1 b に、それぞれ一体に取り付けられている。第 1 クラッチ 4 2 の締結度合は E C U 2 により制御され（図 1 0 参照）、それにより、第 1 回転軸 1 4 とロータ 4 1 b の間、すなわち、第 1 サンギヤ S 1 とロータ 4 1 b の間が、接続・遮断される。

[0139] また、第 2 クラッチ 4 3 は、第 1 クラッチ 4 2 と同様、油圧式の摩擦クラッチで構成されており、ドーナツ板状のインナー 4 3 a およびアウター 4 3 b を有している。これらのインナー 4 3 a およびアウター 4 3 b は、左右の出力軸 S R L、S R R と同軸状に配置されており、インナー 4 3 a は前述した第 3 回転軸 1 6 の他端部に、アウター 4 3 b はロータ 4 1 b に、それぞれ一体に取り付けられている。第 2 クラッチ 4 3 の締結度合は E C U 2 により制御され（図 1 0 参照）、それにより、第 3 回転軸 1 6 とロータ 4 1 b の間、すなわち、第 2 サンギヤ S 2 とロータ 4 1 b の間が、接続・遮断される。

[0140] 以上の構成の動力装置では、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 の締結度合を制御することによって、ロータ 4 1 b と第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 の一方との間を選択的に接続するとともに、回転電機 4 1 で力行または回生を行うことによって、第 1 実施形態と同様、左右の出力軸 S R L、S R R のへのトルクの分配を制御でき、車両 V F R の左右のヨーモーメントを増大・低減することができる。以下、第 2 実施形態による動力装置で実行され

るトルク分配制御について説明する。

[0141] [トルク分配制御]

車両VFRの右旋回時において、右ヨーモーメントを増大させるときには、右旋時の右ヨーモーメント増大用の第1および第2トルク分配制御が実行される。この第1トルク分配制御では、第1クラッチ42の締結によりロータ41bと第1サンギヤS1の間を接続し、第2クラッチ43の解放によりロータ41bと第2サンギヤS2の間を遮断するとともに、回転電機41で力行を行う。図11は、この右ヨーモーメント増大用の第1トルク分配制御中における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。

[0142] 図11において、TMは、回転電機41での力行に伴ってロータ41bに発生した出力トルク（以下「モータ出力トルク」という）であり、RLMおよびRRMはそれぞれ、回転電機41での力行に伴って左出力軸SRLおよび右出力軸SRRに作用する反力トルクである。他のパラメータは、第1実施形態で説明したとおりである。この場合、左出力軸伝達トルクは $RLE + RLM$ で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは $RE - RRM$ で表される。このように、左出力軸SRLに駆動トルクが作用するとともに、右出力軸SRRに制動トルクが作用する結果、車両VFRの右ヨーモーメントが増大する。

[0143] また、前記右ヨーモーメント増大用の第2トルク分配制御では、第1クラッチ42の解放によりロータ41bと第1サンギヤS1の間を遮断し、第2クラッチ43の締結によりロータ41bと第2サンギヤS2の間を接続するとともに、回転電機41で回生を行う。図12は、この右ヨーモーメント増大用の第2トルク分配制御中における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。

[0144] 図12において、TGは、回転電機41での回生に伴ってロータ41bに発生した制動トルク（以下「モータ制動トルク」という）であり、RLGおよびRRGはそれぞれ、回転電機41での回生に伴って左出力軸SRLおよび右出力軸SRRに作用する制動トルクである。

び右出力軸 S R R に作用する反力トルクである。他のパラメータは、第 1 実施形態で説明したとおりである。この場合、左出力軸伝達トルクは $R L E + R L G$ で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは $R R E - R R G$ で表される。このように、左出力軸 S R L に駆動トルクが作用するとともに、右出力軸 S R R に制動トルクが作用する結果、車両 V F R の右ヨーモーメントが増大する。

[0145] また、車両 V F R の右旋回時において、右ヨーモーメントを低減するときには、右旋回時の右ヨーモーメント低減用の第 1 および第 2 トルク分配制御が実行される。この右ヨーモーメント低減用の第 1 トルク分配制御では、第 1 クラッチ 4 2 の締結によりロータ 4 1 b と第 1 サンギヤ S 1 の間を接続し、第 2 クラッチ 4 3 の解放によりロータ 4 1 b と第 2 サンギヤ S 2 の間を遮断するとともに、回転電機 4 1 で回生を行う。図 1 3 は、この右ヨーモーメント低減用の第 1 トルク分配制御中における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。この場合、左出力軸伝達トルクは $R L E - R L G$ で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは $R R E + R R G$ で表される。このように、左出力軸 S R L に制動トルクが作用するとともに、右出力軸 S R R に駆動トルクが作用する結果、車両 V F R の右ヨーモーメントが低減される。

[0146] また、前記右ヨーモーメント低減用の第 2 トルク分配制御では、第 1 クラッチ 4 2 の解放によりロータ 4 1 b と第 1 サンギヤ S 1 の間を遮断し、第 2 クラッチ 4 3 の締結によりロータ 4 1 b と第 2 サンギヤ S 2 の間を接続するとともに、回転電機 4 1 で力行を行う。図 1 4 は、この右ヨーモーメント低減用の第 2 トルク分配制御中における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。この場合、左出力軸伝達トルクは $R L E - R L M$ で表されるとともに、右出力軸伝達トルクは $R R E + R R M$ で表される。このように、左出力軸 S R L に制動トルクが作用するとともに、右出力軸 S R R に駆動トルクが作用する結果、車両 V F R の右ヨーモーメントが低減される。

[0147] さらに、車両VFRの左旋回時において、左ヨーモーメントを増大・低減するときには、左旋回時の左ヨーモーメント増大用・低減用の第1および第2トルク分配制御が実行される。これらの左旋回時の左ヨーモーメント増大用・低減用の第1および第2トルク分配制御はそれぞれ、前述した右旋回時の右ヨーモーメント増大用・低減用の第1および第2トルク分配制御とほぼ同様にして実行されるので、その詳細な説明については省略する。

[0148] 以上のように、第2実施形態によれば、左右の出力軸SRL、SRRへのトルクの分配制御を、単一の回転電機41のみを用いて行うことができるので、動力装置の製造コストを削減することができる。また、エンジン3のみを動力源として車両VFRを駆動する場合には、第1および第2クラッチ42、43によりロータ41bと第1および第2サンギヤS1、S2との間を遮断することによって、エンジン3から回転電機41に動力が無駄に伝達されることがなく、したがって、回転電機41を引きずることによる損失が発生することがない。

[0149] また、第2実施形態による動力装置によれば、車両VFRの急旋回時や、高速直進走行時に、左右の出力軸SRL、SRRの間の差回転を制限することができ、それにより、車両VFRの挙動安定性を高めることができる。以下、左右の出力軸SRL、SRRの間の差回転を制限するための制御動作を適宜、「差動制限制御」といい、この差動制限制御について説明する。

[0150] [差動制限制御]

差動制限制御中、基本的には、回転電機41に対してゼロトルク制御を行うとともに、第1および第2クラッチ42、43の締結度合を制御することによって、ロータ41bと第1および第2サンギヤS2の双方との間を接続する。これにより、第1および第2サンギヤS1、S2がロータ41bを介して互いに接続されるので、両者S1およびS2の間で差回転が生じているときには、第1および第2クラッチ42、43から第1および第2サンギヤS1、S2にそれぞれ反力が作用する。これらの反力は、第1および第2サンギヤS1、S2を一体に回転させるように作用する。この場合、第1サン

ギヤS 1、第2リングギヤR 2、キャリア部材1 3、第1リングギヤR 1および第2サンギヤS 2から成る5つの回転要素の回転数が互いに共線関係にあるため、第1および第2クラッチ4 2、4 3からの反力は、これらの5つの回転要素を一体に回転させるように作用する。それにより、第2および第1リングギヤR 2、R 1にそれぞれ連結された左右の出力軸S R LおよびS R Rの差回転が制限される。

[0151] 図1 5は、左出力軸S R Lの回転数が右出力軸S R Rの回転数よりも低い場合において、第1および第2クラッチ4 2、4 3の双方を締結したときの各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。図1 5において、RC 1は、第1および第2クラッチ4 2、4 3の双方の締結に伴って第1クラッチ4 2から第1サンギヤS 1に作用する反力トルクであり、RLC 1およびRRC 1は、この反力トルクRC 1が第1サンギヤS 1に作用するのに伴って左右の出力軸S R LおよびS R Rにそれぞれ作用する反力トルクである。また、RC 2は、第1および第2クラッチの双方4 2、4 3の締結に伴って第2クラッチ4 3から第2サンギヤS 2に作用する反力トルクであり、RLC 2およびRRC 2は、この反力トルクRC 2がキャリア部材に作用するのに伴って左右の出力軸S R L、S R Rにそれぞれ作用する反力トルクである。

[0152] この場合、第1および第2クラッチ4 2、4 3の締結に伴い、左出力軸S R Lに伝達されるトルクは、 $RLC 1 + RLC 2 = RC 1 \times (\alpha + 1) + RC 2 \times \beta$ で表され、右出力軸S R Rに伝達されるトルクは、 $-(RRC 1 + RRC 2) = -\{RC 1 \times \alpha + RC 2 \times (\beta + 1)\}$ で表される。このように、回転数が低い左出力軸S R Lに駆動トルクが作用するとともに、回転数が高い右出力軸S R Rに制動トルクが作用する結果、左右の出力軸S R L、S R Rの間の差回転が低減され、制限される。右出力軸S R Rの回転数が左出力軸S R Lの回転数よりも低い場合には、これとは逆に、回転数が低い右出力軸S R Rに駆動トルクが作用するとともに、回転数が高い左出力軸S R Lに制動トルクが作用する結果、左右の出力軸S R L、S R Rの間の差回転

が低減され、制限される。また、第1および第2サンギヤS1、S2の間を接続することから明らかなように、第1および第2クラッチ42、43から第1および第2サンギヤS1、S2にそれぞれ作用する反力トルクRC1およびRC2は、その方向が互いに反対であるだけで、互いに同じ大きさである。

[0153] 以上から、第1および第2クラッチ42、43の締結により左右の出力軸SRL、SRRの間の差回転を制限するように両者SRL、SRRにそれぞれ作用する差動制限トルクの総和（以下「総差動制限トルク」という）は、これらの反力トルクRC1およびRC2を代表してRC1を用いると、 $RC1 \times (\alpha + 1) + RC1 \times \beta + \{RC1 \times \alpha + RC1 \times (\beta + 1)\} = 2 \times RC1 \times (\alpha + \beta + 1)$ で表される。この場合、総差動制限トルクは、第1サンギヤS1、第2リングギヤR2、キャリア部材13、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2から成る5つの回転要素のうちの、第1および第2サンギヤS1、S2以外の組合せに係る2つの回転要素を、第1および第2クラッチ42、43によって互いに接続した場合よりも大きくなる。その詳細については、特願2012-074211号を参照されたい。

[0154] このように、5つの回転要素（第1サンギヤS1、第2リングギヤR2、キャリア部材13、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2）のうち、共線図において両外側に位置する回転要素である第1サンギヤS1と第2サンギヤS2の間を接続することによって、最も大きな総差動制限トルクを得ることができる。これにより、左右の出力軸SRL、SRRの間の差回転を制限するために第1および第2クラッチ42、43に必要とされる反力トルクを低減できるので、第1および第2クラッチ42、43の小型化を図ることができる。

[0155] この場合、上述した式から明らかなように、総差動制限トルクは、反力トルクRC1およびRC2が大きいほど、より大きくなる。したがって、第1および第2クラッチ42、43の締結度合の制御により、第1および第2クラッチ42、43の反力トルクを調整することによって、総差動制限トルク

を制御することができるので、左右の出力軸 S R L、S R R の間の差回転の制限度合を制御することができる。

[0156] また、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 の双方を完全に締結した状態で、回転電機 4 1 で力行を行うことによって、回転電機 4 1 から差動装置 G S を介して左右の出力軸 S R L、S R R に同じ大きさのトルクを伝達することができる。それにより、回転電機 4 1 のみを動力源として車両 V F R を適切に直進させることができる。

[0157] なお、上述したように第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 の双方を締結している場合において、回転電機 4 1 で力行または回生を行ったときには、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 の締結度合を制御することによって、左右の出力軸 S R L、S R R に分配されるトルクを制御でき、車両 V F R の左右の旋回モーメントを増大または低減することができる。

[0158] この場合において、例えば、回転電機 4 1 で力行を行うとともに、第 1 クラッチ 4 2 の締結度合を第 2 クラッチ 4 3 のそれよりも大きくなるように制御したとき（例えば、第 1 クラッチ 4 2 を完全に締結し、第 2 クラッチ 4 3 を滑らせたとき）には、それにより、回転電機 4 1 から差動装置 G S の第 1 サンギヤ S 1 に伝達されるトルクが第 2 サンギヤ S 2 のそれよりも大きくなることによって、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなる。これとは逆に、第 2 クラッチ 4 3 の締結度合を第 1 クラッチ 4 2 のそれよりも大きくなるように制御した場合には、それにより、回転電機 4 1 から第 2 サンギヤ S 2 に伝達されるトルクが第 1 サンギヤ S 1 のそれよりも大きくなることによって、右出力軸伝達トルクが左出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0159] 次に、図 1 6 を参照しながら、本発明の第 3 実施形態による動力装置について説明する。この動力装置の配分装置 D S 3 は、第 2 実施形態と比較して、回転電機 4 1 が第 2 変速機 5 1 を介して前述したキャリア部材 1 3 に連結されていることが、主に異なっている。図 1 6 において、第 1 および第 2 実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第 1 およ

び第2実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0160] 第2変速機51は、遊星歯車式の2段変速機であり、回転電機41の動力を変速して、前述したキャリア部材13に伝達するためのものである。第2変速機51は、サンギヤSTと、サンギヤSTの外周に回転自在に設けられたリングギヤRTと、両ギヤST, RTに噛み合う複数のピニオンギヤPT（2つのみ図示）と、ピニオンギヤPTを回転自在に支持するキャリアCTとを有している。サンギヤSTは、中空の回転軸52を介して回転電機41のロータ41bに連結されており、ロータ41bと一体に回転自在である。また、回転軸52の内側には、前述した第3回転軸16が相対的に回転自在に配置されている。さらに、キャリアCTは、中空の回転軸53を介してキャリア部材13に連結されており、キャリア部材13と一体に回転自在である。この回転軸53の内側には、第3回転軸16が相対的に回転自在に配置されている。

[0161] また、第2変速機51は、変速クラッチ54および変速ブレーキ55を有している。変速クラッチ54は、前述した第1および第2クラッチ42、43と同様、油圧式の摩擦クラッチで構成されている。変速クラッチ54の締結度合はECU2により制御され（図17参照）、それにより、キャリアCTと回転軸52の間、すなわちキャリアCTとサンギヤSTの間が、接続・遮断される。変速ブレーキ55は、電磁ブレーキであり、上記のリングギヤRTに取り付けられている。変速ブレーキ55は、ECU2によりONまたはOFFされ（図17参照）、ON状態のときに、リングギヤRTを回転不能に保持するとともに、OFF状態のときに、リングギヤRTの回転を許容する。

[0162] 以上の構成の第2変速機51では、回転電機41の動力が、次のようにして変速された状態でキャリア部材13に伝達される。すなわち、変速クラッチ54を解放することによって、キャリアCTとサンギヤSTの間を遮断するとともに、変速ブレーキ55をONすることによって、リングギヤRTを回転不能に保持する。これにより、サンギヤSTに伝達された回転電機41

の動力は、減速された状態でキャリアC Tに伝達され、さらに回転軸5 3を介してキャリア部材1 3に伝達される。以下、サンギヤS Tに入力された動力を減速した状態でキャリア部材1 3に出力する第2 変速機5 1の動作モードを、「減速モード」という。

[0163] また、変速クラッチ5 4を締結することによって、キャリアC TとサンギヤS Tの間を接続するとともに、変速ブレーキ5 5をO F Fすることによって、リングギヤR Tの回転を許容する。これにより、サンギヤS T、キャリアC TおよびリングギヤR Tが一体に回転することによって、回転電機4 1の動力は、変速されずにそのままの状態でもキャリア部材1 3に伝達される。

[0164] さらに、変速クラッチ5 4を解放することによって、キャリアC TとサンギヤS Tの間を遮断するとともに、変速ブレーキ5 5をO F Fすることによって、リングギヤR Tの回転を許容する。この場合、サンギヤS Tに回転電機4 1の動力が伝達されても、また、キャリアC Tにキャリア部材1 3の動力が伝達されても、リングギヤR Tが空転するので、回転電機4 1とキャリア部材1 3の間における第2 変速機5 1を介した動力の伝達が遮断される。以下、第2 変速機5 1を介した動力の伝達を遮断する動作モードを、「動力遮断モード」という。

[0165] 以上の構成の第3 実施形態による動力装置は、第2 実施形態による動力装置と同じ機能を有しており、回転電機4 1、第1 および第2 クラッチ4 2、4 3を第2 実施形態で述べたように制御することによって、左右の出力軸S R L、S R Rへのトルクの分配を制御できるとともに、左右の出力軸S R L、S R Rの間の差回転を制限することができる。したがって、第2 実施形態による効果、すなわち、トルクの分配制御を単一の回転電機4 1のみを用いて行うことによる動力装置の製造コストの削減効果などを、同様に得ることができる。なお、第2 実施形態と同様に左右の出力軸S R L、S R Rへのトルクの分配制御を行う場合、および左右の出力軸S R L、S R Rの間の差回転を制限する場合には、第2 変速機5 1が上述した動力遮断モードで駆動され（変速クラッチ5 4：解放、変速ブレーキ5 5：O F F）、それにより、

回転電機 4 1 とキャリア部材 1 3 の間における第 2 変速機 5 1 を介した動力の伝達が遮断される。

[0166] さらに、第 2 変速機 5 1 を前述した減速モードで駆動する（変速クラッチ 5 4 : 解放、変速ブレーキ 5 5 : ON）ことによって、回転電機 4 1 の動力は、第 2 変速機 5 1 により減速した状態で差動装置 G S に伝達され、さらに左右の出力軸 S R L、S R R に伝達されるので、両者 S R L、S R R を左右の後輪 W R L、W R R とともに正転方向に駆動することができる。これにより、左右の出力軸 S R L、S R R を駆動するために必要とされる回転電機 4 1 のトルクを低減できるので、回転電機 4 1 の小型化を図ることができる。

[0167] 以下、回転電機 4 1 の動力を第 2 変速機 5 1 で減速した状態で左右の出力軸 S R L、S R R に伝達し、両者 S R L、S R R を駆動する動作モードを、「MOT 駆動モード」という。MOT 駆動モードは、エンジン 3 を用いずに回転電機 4 1 のみを車両 V F R の動力源として用いる場合や、回転電機 4 1 でエンジン 3 をアシストする場合に、実行される。また、MOT 駆動モード中で、かつ車両 V F R の直進時には、基本的には、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 によりロータ 4 1 b と第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 の間が遮断される。

[0168] さらに、MOT 駆動モード中で、かつ車両 V F R の左右の旋回時には、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 の締結度合を制御することにより、ロータ 4 1 b と第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 の間を選択的に接続することによって、左右の出力軸 S R L、S R R に分配されるトルクを制御することができる。以下、MOT 駆動モード中のトルク分配制御について、図 1 8 および図 1 9 を参照しながら説明する。

[0169] [MOT 駆動モード中のトルク分配制御]

図 1 8 は、MOT 駆動モード中で、かつ車両 V F R の右旋回時において、車両 V F R の右ヨーモーメントを増大させたときの各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係について示している。この場合には、第 1 クラッチ 4 2 の締結度合を制御し、第 1 クラッチ 4 2 を滑らせるとと

もに、第2クラッチ43の解放によりロータ41bと第2サンギヤS2の間を遮断する。

[0170] 図18において、TTMは、回転電機41から第2変速機51を介してキャリア部材13に伝達されるトルク（以下「変速後モータトルク」という）であり、RLTMおよびRRTMは、キャリア部材13への変速後モータトルクの伝達に伴って左右の出力軸SRLおよびSRRにそれぞれ作用する反力トルクである。この場合、共線図におけるキャリア部材13から左出力軸SRLまでの距離と、キャリア部材13から右出力軸SRRまでの距離が互いに等しいので、これらの反力トルクRTMLおよび反力トルクRTMRは、互いに等しい。また、第2実施形態において図15を用いて説明したように、RC1は、第1クラッチ42を滑らせるのに伴って第1クラッチ42から第1サンギヤS1に作用する反力トルクであり、RLC1およびRRC1は、この反力トルクRC1が第1サンギヤS1に作用するのに伴って左右の出力軸SRLおよびSRRにそれぞれ作用する反力トルクである。

[0171] MOT駆動モード中には、回転電機41の動力が第2変速機51により大きく減速した状態でキャリア部材13に伝達されるので、ロータ41bの回転数は、図19に示すように、キャリア部材13の回転数よりも高くなっており、また、第1サンギヤS1の回転数よりも高くなっている。なお、第2変速機51の減速比（サンギヤSTの歯数およびリングギヤRTの歯数）は、左右の出力軸SRL、SRRの差回転が最大であるときに、第1および第2サンギヤS1、S2のうちの回転数がより高い方の回転要素の回転数よりもロータ41bの回転数が高くなるように、設定されている。

[0172] このため、図18に示すように、第1クラッチ42を滑らせるのに伴って第1クラッチ42から第1サンギヤS1に作用する反力トルクRC1は、第1サンギヤS1の回転数を上昇させるように作用する。また、左出力軸伝達トルクは、 $RLTM + RLC1$ で表され、右出力軸伝達トルクは、 $RRTM - RRC1$ で表される。このように、この反力トルクRC1が第1サンギヤS1に作用することによって、左出力軸SRLに駆動トルクが作用すると

もに、制動トルクが右出力軸S R Rに作用する結果、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなり、車両V F Rの右ヨーモーメントが増大する。以上から明らかなように、M O T駆動モード中における車両V F Rの左右の旋回時、第1および第2サンギヤS 1、S 2のうちの回転数が高い方の回転要素を、第1または第2クラッチ4 2、4 3の締結によりロータ4 1 bに接続することによって、車両V F Rの左右のヨーモーメントを増大させることができる。

[0173] 上記とは逆に、M O T駆動モード中における車両V F Rの左右の旋回時、第1および第2サンギヤS 1、S 2のうちの回転数が低い方の回転要素に接続された第1または第2クラッチ4 2、4 3を滑らせた場合には、第1および第2クラッチ4 2、4 3から第1および第2サンギヤS 1、S 2にそれぞれ作用する反力トルクは、該回転数が低い方の回転要素の回転数を上昇させるように作用する。したがって、この場合には、車両V F Rの左右のヨーモーメントを低減することができる。なお、上述したようにM O T駆動モード中に左右の出力軸S R L、S R Rへのトルクの分配を制御する場合には、第1および第2クラッチ4 2、4 3を完全に締結すると、それにより左右の出力軸伝達トルクの差が過大になってしまうので、両クラッチ4 2、4 3は、完全に締結されずに、滑らせるように制御される。

[0174] 次に、図20を参照しながら、本発明の第4実施形態による動力装置について説明する。この動力装置の配分装置D S 4は、第3実施形態と比較して、回転電機4 1に代えて第1および第2回転電機1 1、1 2を備える点が、主に異なっている。図20において、第1～第3実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第1～第3実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0175] 第2および第3実施形態と同様、第1クラッチ4 2のインナー4 2 aは、第1回転軸1 4の他端部に一体に取り付けられている。一方、第1クラッチ4 2のアウター4 2 bは、第2および第3実施形態と異なり、第1回転電機1 1の第1ロータ1 1 bに一体に取り付けられている。第1クラッチ4 2の

締結度合はE C U 2により制御され（図2 1 参照）、それにより、第1回転軸1 4と第1ロータ1 1 bの間、すなわち、第1サンギヤS 1と第1ロータ1 1 bの間が、接続・遮断される。

[0176] また、第2および第3実施形態と同様、第2クラッチ4 3のインナー4 3 aは、第3回転軸1 6の他端部に一体に取り付けられている。一方、第3クラッチ4 3のアウター4 3 bは、第2回転電機1 2の第2ロータ1 2 bに一体に取り付けられている。第2クラッチ4 3の締結度合はE C U 2により制御され（図2 1 参照）、それにより、第3回転軸1 6と第2ロータ1 2 bの間、すなわち、第2サンギヤS 2と第2ロータ1 2 bの間が、接続・遮断される。

[0177] さらに、第3実施形態と同様、第2変速機5 1のキャリアC Tは、回転軸5 3を介してキャリア部材1 3に連結されており、キャリア部材1 3と一体に回転自在である。一方、第2変速機5 1のサンギヤS Tは、第3実施形態と異なり、回転軸5 2を介して第2回転電機1 2の第2ロータ1 2 bに連結されており、第2ロータ1 2 bと一体に回転自在である。

[0178] また、第4実施形態による配分装置D S 4は、第3クラッチ6 1を備えている。この第3クラッチ6 1は、第1および第2クラッチ4 2、4 3と同様、油圧式の摩擦クラッチで構成されており、ドーナツ板状のインナー6 1 aおよびアウター6 1 bを有している。これらのインナー6 1 aおよびアウター6 1 bはそれぞれ、第1および第2ロータ1 1 b、1 2 bに一体に取り付けられている。第3クラッチ6 1の締結度合はE C U 2により制御され（図2 1 参照）、それにより、第1ロータ1 1 bと第2ロータ1 2 bの間が、接続・遮断される。

[0179] 以上の構成により、第4実施形態による動力装置における各種の回転要素の間の連結関係は、例えば図2 2のように示される。この動力装置は、第1～第3実施形態による動力装置のすべての機能を備えている。以下、図2 2～図2 8を参照しながら、第4実施形態による動力装置の動作について説明する。

[0180] 動力装置において、第1実施形態による動力装置と同じ動作を行わせるには、各種のクラッチが次のように制御される。すなわち、第1および第2クラッチ42、43の締結によって、第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間、および第2ロータ12bと第2サンギヤS2の間の双方を接続するとともに、第3クラッチ61の解放によって、第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を遮断する。また、第2変速機51を動力遮断モードで駆動する（変速クラッチ54：解放、変速ブレーキ55：OFF、第3実施形態を参照）ことによって、第2ロータ12b（第2回転電機12）とキャリア部材13の間における第2変速機51を介した動力の伝達を遮断する。以上により、図22から明らかなように、第4実施形態による動力装置における各種の回転要素の間の連結関係は、第1実施形態による動力装置のそれと同じになる。したがって、この場合には、第1実施形態による動力装置と同じ動作を行うことができる。

[0181] また、第2回転電機12の動力を、第2変速機51により減速した状態で左右の出力軸SRL、SRRに伝達することによって、両者SRL、SRRを左右の後輪WRL、WRRとともに駆動することができる。以下、この動作モードを「1MOT駆動モード」といい、この1MOT駆動モードについて説明する。

[0182] [1MOT駆動モード]

図23は、1MOT駆動モード中における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を示している。同図、および後述するトルクの伝達状況を示す図では、トルクの流れを矢印付きの太い線で示している。1MOT駆動モード中、基本的には、第1～第3クラッチ42、43、61をいずれも解放し、それにより、第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間、第2ロータ12bと第2サンギヤS2の間、および第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を遮断する。また、第2変速機51を減速モードで駆動する（変速クラッチ54：解放、変速ブレーキ55：ON、第3実施形態を参照）。

[0183] 以上により、図23に示すように、第2モータ出力トルクTM2は、第2

変速機 5 1 を介して差動装置 G S（キャリア部材 1 3）に伝達され、さらに左右の出力軸 S R L、S R R に伝達される。この場合、第 2 回転電機 1 2 の動力は、第 2 変速機 5 1 により減速された状態で左右の出力軸 S R L、S R R に伝達される。また、共線図（図 5 参照）における差動装置 G S のキャリア部材 1 3 から左出力軸 S R L までの距離と、キャリア部材 1 3 から右出力軸 S R R までの距離が互いに等しいので、キャリア部材 1 3 から左右の出力軸 S R L、S R R に分配されるトルクの分配比は 1 : 1 であり、左右の出力軸伝達トルクは互いに等しい。

[0184] [1 M O T 駆動モード中のトルク分配制御]

また、1 M O T 駆動モード中、第 1 回転電機 1 1 を用いて左右の出力軸 S R L、S R R に分配されるトルクを制御することができる。この場合、それまでに解放されていた第 1 クラッチ 4 2 の締結により第 1 ロータ 1 1 b と第 1 サンギヤ S 1 の間を接続し、第 2 クラッチ 4 3 の解放の維持により第 2 ロータ 1 2 b と第 2 サンギヤ S 2 の間を遮断状態に維持するとともに、第 1 回転電機 1 1 で力行または回生を行う。図 2 4 は、第 1 回転電機 1 1 で力行を行った場合における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を示している。上記の第 1 クラッチ 4 2 および第 1 回転電機 1 1 の制御により、第 1 モータ出力トルク T M 1 が第 1 サンギヤ S 1 に伝達されることによって、第 1 実施形態で説明した右ヨーモーメント増大用のトルク分配制御の内容から明らかなように、左出力軸 S R L に駆動トルクが作用するとともに、右出力軸 S R R に制動トルクが作用する。その結果、図 2 4 に示すように、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなることによって、車両 V F R の右旋回時には右ヨーモーメントが増大し、左旋回時には左ヨーモーメントが低減される。

[0185] また、図 2 4 は第 1 回転電機 1 1 で力行を行った場合の例であるが、第 1 回転電機 1 1 で回生を行った場合には、各種の回転要素の間のトルクの伝達状況は、図 2 5 のように示される。同図に示すように、差動装置 G S から第 1 ロータ 1 1 b にトルクが伝達されることによって、すなわち、第 1 モータ

制動トルク T_{G1} が第 1 サンギヤ $S1$ に伝達されることによって、第 1 実施形態で説明した右ヨーモーメント低減用のトルク分配制御の内容から明らかのように、左出力軸 SRL に制動トルクが作用するとともに、右出力軸 SRR に駆動トルクが作用する。その結果、図 25 に示すように、右出力軸伝達トルクが左出力軸伝達トルクよりも大きくなることによって、車両 VFR の右旋回時には右ヨーモーメントが低減され、左旋回時には左ヨーモーメントが増大する。

[0186] また、第 1 および第 2 回転電機 11、12 の動力を第 2 変速機 51 により減速した状態で左右の出力軸 SRL 、 SRR に伝達し、両者 SRL 、 SRR を左右の後輪 WRL 、 WRR とともに駆動することができる。以下、この動作モードを「2MOT 駆動モード」といい、この 2MOT 駆動モードについて説明する。

[0187] [2MOT 駆動モード]

図 26 は、2MOT 駆動モード中におけるトルクの伝達状況を示している。2MOT 駆動モード中、基本的には、第 1 および第 2 クラッチ 42、43 の双方を解放することによって、第 1 ロータ 11b と第 1 サンギヤ $S1$ の間、および第 2 ロータ 12b と第 2 サンギヤ $S2$ の間の双方を遮断する。また、第 3 クラッチ 61 を締結することによって、第 1 ロータ 11b と第 2 ロータ 12b の間を接続し、第 2 変速機 51 を減速モードで駆動するとともに、第 1 および第 2 回転電機 11、12 で力行を行う。

[0188] 以上により、図 26 に示すように、第 1 および第 2 モータ出力トルク $TM1$ 、 $TM2$ は、第 2 変速機 51 を介して差動装置 GS (キャリア部材 13) に伝達され、さらに左右の出力軸 SRL 、 SRR に伝達される。この場合、第 1 および第 2 回転電機 11、12 の動力は、第 2 変速機 51 で減速された状態で左右の出力軸 SRL 、 SRR に伝達される。また、キャリア部材 13 から左右の出力軸 SRL 、 SRR に分配されるトルクの分配比は 1 : 1 であり、左右の出力軸伝達トルクは互いに等しい。

[0189] [2MOT 駆動モード中のトルク分配制御]

また、2 M O T 駆動モード中、それまでに解放されていた第1および第2クラッチ4 2、4 3の一方の締結度合を選択的に制御することによって、左右の出力軸S R L、S R Rに分配されるトルクを制御することができる。図2 7は、2 M O T 駆動モード中、第1クラッチ4 2の締結度合を制御し、滑らせるとともに、第2クラッチ4 3の解放の維持により第2ロータ1 2 bと第2サンギヤS 2の間を遮断状態に維持した場合におけるトルクの伝達状況を示している。

[0190] 2 M O T 駆動モード中、第1回転電機1 1の動力は、第2変速機5 1により大きく減速した状態でキャリア部材1 3に伝達される。このため、第3実施形態において図1 8および図1 9を用いて説明したように、第1ロータ1 1 bの回転数は、キャリア部材1 3の回転数よりも高くなっており、また、第1サンギヤS 1の回転数よりも高くなっている。このため、上記のように第1クラッチ4 2を滑らせるのに伴って第1クラッチ4 2から第1サンギヤS 1に作用する反力トルクR C 1は、第1サンギヤS 1の回転数を上昇させるように作用し、それに伴い、左出力軸S R Lに駆動トルクが作用するとともに、制動トルクが右出力軸S R Rに作用する。その結果、図2 7に示すように、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなることによって、車両V F Rの右旋回時には右ヨーモーメントが増大し、左旋回時には左ヨーモーメントが低減される。

[0191] また、図2 8は、2 M O T 駆動モード中、図2 7の場合とは逆に、それまでに解放されていた第2クラッチ4 3の締結度合を制御し、滑らせるとともに、第1クラッチ4 2の解放の維持により第1ロータ1 1 bと第1サンギヤS 1の間を遮断状態に維持した場合におけるトルクの伝達状況を示している。上述した図2 7の場合と同様、第2ロータ1 2 bの回転数は、キャリア部材1 3の回転数よりも高くなっており、また、第2サンギヤS 2の回転数よりも高くなっている。このため、第2クラッチ4 3を滑らせるのに伴って第2クラッチ4 3から第2サンギヤS 2に作用する反力トルクR C 2は、第2サンギヤS 2の回転数を上昇させるように作用し、それに伴い、右出力軸S

R Rに駆動トルクが作用するとともに、制動トルクが左出力軸S R Lに作用する。その結果、図28に示すように、右出力軸伝達トルクが左出力軸伝達トルクよりも大きくなることによって、車両V F Rの左旋回時には左ヨーモーメントが増大し、右旋回時には右ヨーモーメントが低減される。

[0192] [差動制限制御]

さらに、第2および第3実施形態と同様、左右の出力軸S R L、S R Rの間の差回転を制限することができる。この場合、基本的には、第1および第2回転電機11、12に対してゼロトルク制御を行うとともに、第2変速機51を動力遮断モードで駆動する（変速クラッチ54：解放、変速ブレーキ55：OFF）。また、第1～第3クラッチ42、43、61の締結度合を制御することによって、第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間、第2ロータ12bと第2サンギヤS2の間、および第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を接続する。

[0193] 上述した第1～第3クラッチ42、43、61の締結度合の制御により、第2実施形態と同様、第1および第2サンギヤS1、S2は、第1および第2ロータ11b、12bを介して互いに接続されるので、両者S1およびS2の間に差回転が生じているときには、第1および第2クラッチ42、43から第1および第2サンギヤS1、S2にそれぞれ反力が作用する。これらの反力は、第1および第2サンギヤS1、S2を一体に回転させるように作用し、それにより、左右の出力軸S R LおよびS R Rの差回転が制限される。

[0194] この場合にも、第2実施形態と同様、第1～第3クラッチ42、43、61の締結度合の制御により、第1および第2クラッチ42、43の反力トルクを調整することによって、総差動制限トルク（左右の出力軸S R L、S R Rに作用する差動制限トルクの総和）を制御することができるので、左右の出力軸S R L、S R Rの間の差回転の制限度合を制御することができる。

[0195] なお、上述したように第1～第3クラッチ42、43、61をいずれも締結している場合において（第2変速機51は動力遮断モード）、第1および

／または第2回転電機11、12で力行または回生を行ったときには、第1および第2クラッチ42、43の締結度合を制御することによって、左右の出力軸SRL、SRRに分配されるトルクを制御でき、車両VFRの左右の旋回モーメントを増大または低減することができる。

[0196] また、この場合において、例えば、第1回転電機11で力行を行うとともに、第1クラッチ42の締結度合を第2クラッチ43のそれよりも大きくなるように制御したとき（例えば、第1クラッチ42を完全に締結し、第2クラッチ43を滑らせたとき）には、それにより、第1回転電機11から差動装置GSの第1サンギヤS1に伝達されるトルクが第2サンギヤS2のそれよりも大きくなることによって、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなる。これとは逆に、第2クラッチ43の締結度合を第1クラッチ42のそれよりも大きくなるように制御した場合には、それにより、第1回転電機11から第2サンギヤS2に伝達されるトルクが第1サンギヤS1のそれよりも大きくなることによって、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0197] 以上のように、第4実施形態によれば、第1および第2回転電機11、12の双方を用いて、左右の出力軸SRL、SRRを駆動できる（2MOT駆動モード）とともに、左右の出力軸SRL、SRRへのトルクの分配を行うことができるので、単一の回転電機41を用いる第2および第3実施形態の場合と比較して、動力装置の動力性能および左右配分性能を向上させることができる。

[0198] 次に、図29を参照しながら、本発明の第5実施形態による動力装置について説明する。この動力装置の配分装置DS5は、第4実施形態と比較して、第2クラッチ43のアウター43bが第2ロータ12bではなく、第1ロータ11bに一体に取り付けられている点が、主に異なっている。図29において、第1～第4実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第1～第4実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0199] 第2～第4実施形態と同様、第1および第2クラッチ42、43のインナ

ー４２ａおよび４３ａはそれぞれ、第１および第３回転軸１４、１６に一体に取り付けられている。一方、第１および第２クラッチ４２、４３のアウトー４２ｂおよび４３ｂは、第２～第４実施形態と異なり、第１回転電機１１の第１ロータ１１ｂに一体に取り付けられている。第１クラッチ４２の締結度合はＥＣＵ２により制御され、それにより、第１回転軸１４と第１ロータ１１ｂの間、すなわち、第１サンギヤＳ１と第１ロータ１１ｂの間が、接続・遮断される。また、第２クラッチ４３の締結度合はＥＣＵ２により制御され、それにより、第３回転軸１６と第１ロータ１１ｂの間、すなわち、第２サンギヤＳ２と第１ロータ１１ｂの間が、接続・遮断される。なお、ＥＣＵ２などのブロック図は、第４実施形態の図２１と同じであるため、省略する。

[0200] また、第４実施形態と同様、第２変速機５１のキャリアＣＴは、キャリア部材１３に連結されており、キャリア部材１３と一体に回転自在である。サンギヤＳＴは、第２回転電機１２の第２ロータ１２ｂに連結されており、第２ロータ１２ｂと一体に回転自在である。さらに、第４実施形態と同様、第３クラッチ６１のインナー６１ａおよびアウトー６１ｂはそれぞれ、第１および第２ロータ１１ｂ、１２ｂに一体に取り付けられている。第３クラッチ６１の締結度合はＥＣＵ２により制御され、それにより、第１ロータ１１ｂと第２ロータ１２ｂの間が、接続・遮断される。

[0201] 以上の構成により、動力装置における各種の回転要素の間の連結関係は、例えば図３０のように示される。第５実施形態による動力装置は、第２および第３実施形態による動力装置の機能をすべて備えており、主として、第１回転電機１１は、左右の出力軸ＳＲＬ、ＳＲＲへのトルク分配用に、第２回転電機１２は、左右の出力軸ＳＲＬ、ＳＲＲの駆動用に、それぞれ用いられる。以下、図３０～図３７を参照しながら、第５実施形態による動力装置の動作について説明する。

[0202] この動力装置では、第２実施形態による動力装置と同じ動作を行わせるには、各種のクラッチが次のように制御される。すなわち、第３クラッチ６１

の解放によって、第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を遮断する。また、第2変速機51を動力遮断モードで駆動する（変速クラッチ54：解放、変速ブレーキ55：OFF）ことによって、第2ロータ12b（第2回転電機12）とキャリア部材13の間における第2変速機51を介した動力の伝達を遮断する。図30から明らかなように、以上の各種のクラッチの制御によって、第5実施形態による動力装置における各種の回転要素の間の連結関係は、第1ロータ11bをロータ41bに置き換えれば、第2実施形態による動力装置のそれと同じになる。したがって、この場合には、第2実施形態による動力装置と同じ動作を行うことができる。

[0203] また、第5実施形態による動力装置では、その動作モードとして、第4実施形態と同様、1MOT駆動モードおよび2MOT駆動モードが用意されている。以下、これらの1MOT駆動モードおよび2MOT駆動モードについて、順に説明する。

[0204] [1MOT駆動モード]

図31は、1MOT駆動モード中におけるトルクの伝達状況を示している。1MOT駆動モード中、基本的には、第4実施形態（図23）と同様、第1～第3クラッチ42、43、61をいずれも解放し、それにより、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の双方との間ならびに第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を遮断する。また、第2変速機51を減速モードで駆動するとともに、第2回転電機12で力行を行う。以上により、図31に示すように、第2モータ出力トルク T_{M2} は、第2変速機51を介して差動装置GS（キャリア部材13）に伝達され、さらに左右の出力軸SRL、SRRに伝達される。この場合、第2回転電機12の動力は、第2変速機51で減速された状態で左右の出力軸SRL、SRRに伝達される。また、共線図（図5参照）における差動装置GSのキャリア部材13から左出力軸SRLまでの距離と、キャリア部材13から右出力軸SRRまでの距離が互いに等しいので、キャリア部材13から左右の出力軸SRL、SRRに分配されるトルクの分配比は1：1であり、左右の出力軸伝達トルクは

互いに等しい。

[0205] [1 MOT駆動モード中のトルク分配制御]

また、1 MOT駆動モード中、第1回転電機11を用いて左右の出力軸SRL、SRRに分配されるトルクを制御することができる。この場合、それまでに解放されていた第1および第2クラッチ42、43の一方を選択的に締結することによって、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の一方との間を選択的に接続するとともに、第1回転電機11で力行または回生を行う。図32は、1 MOT駆動モード中に、第1クラッチ42の締結により第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間を接続し、第2クラッチ43の解放の維持により第1ロータ11bと第2サンギヤS2の間を遮断状態に維持するとともに、第1回転電機11で力行を行った場合における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を示している。図32に示すように、第1モータ出力トルクTM1が差動装置GS（第1サンギヤS1）に伝達されることによって、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなり、その結果、車両VFRの右旋回時には右ヨーモーメントが増大し、左旋回時には左ヨーモーメントが低減される。

[0206] また、1 MOT駆動モード中、図32の場合と異なり、それまでに解放されていた第2クラッチ43の締結により第1ロータ11bと第2サンギヤS2の間を接続し、第1クラッチ42の解放の維持により第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間を遮断状態に維持するとともに、第1回転電機11で力行を行った場合には、各種の回転要素の間のトルクの伝達状況は、図33のように示される。同図に示すように、第1モータ出力トルクTM1が差動装置GS（第2サンギヤS2）に伝達されることによって、右出力軸伝達トルクが左出力軸伝達トルクよりも大きくなり、その結果、車両VFRの左旋回時には左ヨーモーメントが増大し、右旋回時には右ヨーモーメントが低減される。

[0207] なお、図32および図33は、第1回転電機11で力行を行った場合の例であるが、第1回転電機11で回生を行った場合には、力行を行った場合と

左右の出力軸伝達トルクの大小関係が逆になるだけで、ほぼ同様の動作が行われる。このため、その詳細な説明については、省略する。また、1 M O T 駆動モード中の差動制限制御については後述する。

[0208] [2 M O T 駆動モード]

図34は、2 M O T 駆動モード中における各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を示している。2 M O T 駆動モード中、基本的には、第1および第2クラッチ42、43の解放によって、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の双方との間が遮断される。また、第3クラッチ61の締結によって、第1ロータ11bと第2ロータ12bの間が接続されるとともに、第2変速機51が減速モードで駆動される。以上により、図34に示すように、第1および第2モータ出力トルク T_{M1} 、 T_{M2} は、第2変速機51を介して差動装置GS（キャリア部材13）に伝達され、さらに左右の出力軸SRL、SRRに伝達される。この場合、第1および第2回転電機11、12の動力は、第2変速機51により減速した状態で左右の出力軸SRL、SRRに伝達される。また、キャリア部材13から左右の出力軸SRL、SRRに分配されるトルクの分配比は1：1であり、左右の出力軸伝達トルクは互いに等しい。

[0209] [2 M O T 駆動モード中のトルク分配制御]

また、2 M O T 駆動モード中、第4実施形態（図27および図28）と同様、それまでに解放されていた第1および第2クラッチ42、43の一方の締結度合を選択的に制御することによって、左右の出力軸SRL、SRRに分配されるトルクを制御することができる。図35は、2 M O T 駆動モード中、第1クラッチ42の締結度合を制御し、滑らせるとともに、第2クラッチ43の解放の維持により第2ロータ12bと第2サンギヤS2の間を遮断状態に維持した場合におけるトルクの伝達状況を示している。

[0210] この場合にも、第3実施形態で説明したように（図18および図19参照）、第1および第2回転電機11、12の動力が第2変速機51により大きく減速した状態でキャリア部材13に伝達されるので、第1ロータ11bの

回転数は、キャリア部材 1 3 の回転数よりも高くなっており、また、第 1 サンギヤ S 1 の回転数よりも高くなっている。このため、上記のように第 1 クラッチ 4 2 を滑らせるのに伴って第 1 クラッチ 4 2 から第 1 サンギヤ S 1 に作用する反力トルク R C 1 は、第 1 サンギヤ S 1 の回転数を上昇させるように作用し、それに伴い、左出力軸 S R L に駆動トルクが作用するとともに、制動トルクが右出力軸 S R R に作用する。その結果、図 3 5 に示すように、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなることによって、車両 V F R の右旋回時には右ヨーモーメントが増大し、左旋回時には左ヨーモーメントが低減される。

[0211] また、図 3 6 は、2 M O T 駆動モード中、図 3 5 の場合とは逆に、それまでに解放されていた第 2 クラッチ 4 3 の締結度合を制御し、滑らせるとともに、第 1 クラッチ 4 2 の解放の維持により第 1 ロータ 1 1 b と第 1 サンギヤ S 1 の間を遮断状態に維持した場合におけるトルクの伝達状況を示している。上述した図 3 5 の場合と同様、第 1 ロータ 1 1 b の回転数は、キャリア部材 1 3 の回転数よりも高くなっており、また、第 2 サンギヤ S 2 の回転数よりも高くなっている。このため、第 2 クラッチ 4 3 を滑らせるのに伴って第 2 クラッチ 4 3 から第 2 サンギヤ S 2 に作用する反力トルク R C 2 は、第 2 サンギヤ S 2 の回転数を上昇させるように作用し、それに伴い、右出力軸 S R R に駆動トルクが作用するとともに、制動トルクが左出力軸 S R L に作用する。その結果、図 3 6 に示すように、右出力軸伝達トルクが左出力軸伝達トルクよりも大きくなることによって、車両 V F R の左旋回時には左ヨーモーメントが増大し、右旋回時には右ヨーモーメントが低減される。

[0212] [2 M O T 駆動モード中の差動制限制御]

さらに、2 M O T 駆動モード中、左右の出力軸 S R L 、 S R R の間の差回転を制限することができる。この場合、基本的には、第 1 ～第 3 クラッチ 4 2 、 4 3 、 6 1 をいずれも締結することによって、第 1 ロータ 1 1 b と第 1 および第 2 サンギヤ S 1 、 S 2 の双方との間ならびに第 1 ロータ 1 1 b と第 2 ロータ 1 2 b の間を接続する。この場合、第 1 および第 2 クラッチ 4 2 、

4 3 の締結度合を、互いに同じ大きさに制御する。また、第 2 変速機 5 1 を動力遮断モードで駆動する（変速クラッチ 5 4 : 解放、変速ブレーキ 5 5 : O F F）とともに、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 で力行を行う。

[0213] 以上により、図 3 7 に示すように、第 1 および第 2 モータ出力トルク T_{M1} 、 T_{M2} は、差動装置 G S に伝達され、さらに左右の出力軸 S R L、S R R に伝達される。また、上述した第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 の制御によって、第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 が第 1 ロータ 1 1 b を介して互いに接続されるので、両者 S 1 および S 2 の間で差回転が生じているときには、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 から第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 にそれぞれ反力が作用する。これらの反力は、第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 を一体に回転させるように作用し、それにより、第 2 および第 1 リングギヤ R 2、R 1 にそれぞれ連結された左右の出力軸 S R L および S R R の差回転が制限される。

[0214] なお、上述したように第 1 および第 2 モータ出力トルク T_{M1} 、 T_{M2} を差動装置 G S に伝達する場合において、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 の締結度合を互いに同じ大きさに制御せずに、前者 4 2 の締結度合を後者 4 3 のそれよりも大きくなるように制御した場合には、それにより、差動装置 G S の第 1 サンギヤ S 1 に伝達されるトルクが第 2 サンギヤ S 2 のそれよりも大きくなることによって、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなる。これとは逆に、第 2 クラッチ 4 3 の締結度合を第 1 クラッチ 4 2 のそれよりも大きくなるように制御した場合には、それにより、第 2 サンギヤ S 2 に伝達されるトルクが第 1 サンギヤ S 1 のそれよりも大きくなることによって、右出力軸伝達トルクが左出力軸伝達トルクよりも大きくなる。以上のように、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 の締結度合を制御することによって、左右の出力軸 S R L、S R R に分配されるトルクを制御することができる。

[0215] [差動制限制御]

また、1 M O T 駆動モード中（図 3 1）およびエンジン 3 のみを動力源と

した車両VFRの走行中に、第2～第4実施形態と同様、左右の出力軸SRL、SRRの間の差回転を制限することができる。この場合、基本的には、第1回転電機11に対してゼロトルク制御を行うとともに、第3クラッチ61の解放により第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を遮断する。また、第1および第2クラッチ42、43の双方の締結度合を制御することによって、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の双方との間を接続する。

[0216] 上述した第1および第2クラッチ42、43の締結度合の制御により、第1および第2サンギヤS1、S2は、第1ロータ11bを介して互いに接続されるので、第2実施形態と同様、両者S1およびS2の間で差回転が生じているときには、第1および第2クラッチ42、43から第1および第2サンギヤS1、S2にそれぞれ反力トルクRC1およびRC2が作用する。これらの反力トルクRC1およびRC2は、第1および第2サンギヤS1、S2を一体に回転させるように作用し、それにより、左右の出力軸SRLおよびSRRの差回転が制限される。

[0217] この場合にも、第2実施形態の場合と同様、第1および第2クラッチ42、43の締結度合の制御により、第1および第2クラッチ42、43の反力トルクを調整することによって、総差動制限トルク（左右の出力軸SRL、SRRに作用する差動制限トルクの総和）を制御することができるので、左右の出力軸SRL、SRRの間の差回転の制限度合を制御することができる。

[0218] なお、上述したように第1および第2クラッチ42、43の双方を締結している場合において（第3クラッチ61は解放）、第1回転電機11で力行または回生を行ったときには、第1および第2クラッチ42、43の締結度合を制御することによって、左右の出力軸SRL、SRRに分配されるトルクを制御でき、車両VFRの左右の旋回モーメントを増大または低減することができる。

[0219] この場合において、例えば、第1回転電機11で力行を行うとともに、第

1 クラッチ 4 2 の締結度合を第 2 クラッチ 4 3 のそれよりも大きくなるように制御したとき（例えば、第 1 クラッチ 4 2 を完全に締結し、第 2 クラッチ 4 3 を滑らせたとき）には、それにより、第 1 回転電機 1 1 から差動装置 G S の第 1 サンギヤ S 1 に伝達されるトルクが第 2 サンギヤ S 2 のそれよりも大きくなることによって、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなる。これとは逆に、第 2 クラッチ 4 3 の締結度合を第 1 クラッチ 4 2 のそれよりも大きくなるように制御した場合には、それにより、第 1 回転電機 1 1 から第 2 サンギヤ S 2 に伝達されるトルクが第 1 サンギヤ S 1 のそれよりも大きくなることによって、左出力軸伝達トルクが右出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0220] 以上のように、第 5 実施形態によれば、第 4 実施形態と同様、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 の双方を用いて、左右の出力軸 S R L、S R R を駆動できる（2 M O T 駆動モード）とともに、左右の出力軸 S R L、S R R へのトルクの分配を行うことができるので、単一の回転電機 4 1 を用いる第 2 および第 3 実施形態の場合と比較して、動力装置の動力性能および左右配分性能を向上させることができる。

[0221] 次に、図 3 8 を参照しながら、本発明の第 6 実施形態による動力装置について説明する。この動力装置は、第 1 ～第 5 実施形態と異なり、左右の出力軸 S R L、S R R ではなく、全輪駆動式の車両の前後の出力軸 S F、S R を駆動するためのものである。図 3 8 において、第 1 ～第 5 実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第 1 ～第 5 実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0222] 前後の出力軸 S F および S R は、互いに平行に並んでおり、車両の前後の車輪（いずれも図示せず）にそれぞれ連結されている。また、後出力軸 S R は、エンジン 3 のクランク軸 3 a と同軸状に配置されている。クランク軸 3 a には、発進クラッチ C L を介して、変速機 7 1 が連結されている。発進クラッチ C L は、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 と同様、油圧式の摩擦クラッチであり、その締結度合は E C U 2 により制御される（図 3 9 参照）。

[0223] 上記の変速機 7 1 は、エンジン 3 および第 2 回転電機 1 2 の動力を変速した状態で前後の出力軸 S F、S R に伝達するためのものである。変速機 7 1 は、キャリア部材 7 2、2 連ピニオンギヤ 7 3、サンギヤ S t、ピニオンギヤ P t、第 1 リングギヤ R t 1 および第 2 リングギヤ R t 2 から成る変速歯車装置 G T を有しており、エンジン 3 と後出力軸 S R の間に配置されている。キャリア部材 7 2 は、円板状の基部 7 2 a と、基部 7 2 a と一体の 4 つの第 1 支軸 7 2 b および第 2 支軸 7 2 c（いずれも 2 つのみ図示）で構成されている。また、基部 7 2 a は、中実の出力軸 7 4 の一端部に一体に取り付けられており、両者 7 2 a および 7 4 は、後出力軸 S R と同軸状に配置されている。出力軸 7 4 は、変速機 7 1 で変速された動力を配分装置 D S 6 に出力するためのものであり、軸受け（図示せず）に回転自在に支持されており、キャリア部材 7 2 と一体に回転自在である。

[0224] さらに、第 1 および第 2 支軸 7 2 b、7 2 c は、後出力軸 S R の軸線方向に延びており、第 1 支軸 7 2 b は基部 7 2 a の径方向の中央部に、第 2 支軸 7 2 c は径方向の外端部に、それぞれ配置されている。さらに、第 1 および第 2 支軸 7 2 b、7 2 c は、基部 7 2 a の周方向に、交互に且つ互いに等間隔に配置されている。

[0225] 前記 2 連ピニオンギヤ 7 3 は、互いに一体に形成された第 1 ピニオンギヤ P t 1 および第 2 ピニオンギヤ P t 2 で構成されている。2 連ピニオンギヤ 7 3 の数は、上述した第 1 支軸 7 2 b と同じ値 4 であり（2 つのみ図示）、各 2 連ピニオンギヤ 7 3 は、第 1 支軸 7 2 b に、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されている。なお、2 連ピニオンギヤ 7 3 および第 1 支軸 7 2 b の数は値 4 に限らず、任意である。また、第 1 ピニオンギヤ P t 1 は、第 1 支軸 7 2 b のエンジン 3 側の部位に、第 2 ピニオンギヤ P t 2 は、第 1 支軸 7 2 b の後出力軸 S R 側の部位に、それぞれ位置しており、両者 P t 1、P t 2 は互いに異なるピッチ円直径を有している。

[0226] また、第 1 ピニオンギヤ P t 1、前記ピニオンギヤ P t および第 1 リングギヤ R t 1 は、径方向に内側からこの順で並んでいる。ピニオンギヤ P t の

数は、キャリア部材 7 2 の第 2 支軸 7 2 c と同じ値 4 に設定されており（2 つのみ図示）、各ピニオンギヤ P t は、第 2 支軸 7 2 c に、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されている。また、ピニオンギヤ P t は、第 1 ピニオンギヤ P t 1 および第 1 リングギヤ R t 1 の双方に噛み合っている。なお、ピニオンギヤ P t および第 2 支軸 7 2 c の数は値 4 に限らず、任意である。さらに、第 1 リングギヤ R t 1 は、中空の回転軸やフランジを介して発進クラッチ C L に連結されており、この発進クラッチ C L の締結度合が E C U 2 で制御されることによって、エンジン 3 のクランク軸 3 a と第 1 リングギヤ R t 1 の間が接続・遮断される。

[0227] また、前記サンギヤ S t、第 2 ピニオンギヤ P t 2 および第 2 リングギヤ R t 2 は、径方向に内側からこの順で並んでいる。サンギヤ S t は、中空の回転軸を介して、第 2 回転電機 1 2 の第 2 ロータ 1 2 b に連結されている。この回転軸の内側には、前述したキャリア部材 7 2 と一体の出力軸 7 4 が、相対的に回転自在に配置されている。また、第 2 ピニオンギヤ P t 2 は、サンギヤ S t および第 2 リングギヤ R t 2 の双方に噛み合っている。

[0228] さらに、変速機 7 1 は、電磁ブレーキで構成された第 1 ブレーキ 7 5 および第 2 ブレーキ 7 6 を有している。第 1 ブレーキ 7 5 は、第 2 ロータ 1 2 b に取り付けられており、E C U 2 により O N または O F F される（図 3 9 参照）。第 1 ブレーキ 7 5 は、O N 状態のときに、第 2 ロータ 1 2 b を回転不能に保持するとともに、O F F 状態のときに、第 2 ロータ 1 2 b の回転を許容する。第 2 ブレーキ 7 6 は、第 2 リングギヤ R t 2 に取り付けられており、E C U 2 により O N または O F F される（図 3 9 参照）。第 2 ブレーキ 7 6 は、O N 状態のときに、第 2 リングギヤ R t 2 を回転不能に保持するとともに、O F F 状態のときに、第 2 リングギヤ R t 2 の回転を許容する。

[0229] 以上の構成の変速機 7 1 では、サンギヤ S t、第 1 リングギヤ R t 1、キャリア部材 7 2 および第 2 リングギヤ R t 2 は、それらの回転数が互いに共線関係にあり、共線図においてこの順で並ぶ。また、サンギヤ S t は、中空の回転軸を介して、第 2 ロータ 1 2 b に連結されているので、サンギヤ S t

の回転数および第2ロータ12bの回転数は、互いに等しい。さらに、第1リングギヤ R_{t1} は、発進クラッチCLの締結によりクランク軸3aに直結されるので、その場合には、第1リングギヤ R_{t1} の回転数およびエンジン3の回転数は、互いに等しい。また、キャリア部材72は、出力軸74に直結されているので、両者72、74の回転数は、互いに等しい。以上から、サンギヤ S_t 、第1リングギヤ R_{t1} 、キャリア部材72、第2リングギヤ R_{t2} 、第2ロータ12b、クランク軸3a、および出力軸74の間の回転数の関係は、例えば図40～図42に示す共線図のように表される。以下、これらの図40～図42を参照しながら、変速機71によって第2回転電機12の動力およびエンジン3の動力をそれぞれ変速する際の変速動作について説明する。

[0230] まず、第2回転電機12の動力を変速するための変速機71の変速モード（以下「MOT変速モード」という）について説明する。このMOT変速モードでは、第1ブレーキ75をOFF状態に制御することによって、第2ロータ12bの回転を許容するとともに、第2ブレーキ76をON状態に制御することによって、第2リングギヤ R_{t2} を回転不能に保持する。図40は、MOT変速モードにおける各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。

[0231] 図40において、 T_{M2} は、前述した第2モータ出力トルク（第2回転電機12での力行に伴って第2ロータ12bに発生した出力トルク）であり、 T_O は、出力軸74に伝達されるトルク、 R_{B2} は、サンギヤ S_t への第2モータ出力トルク T_{M2} の伝達に伴って、第2リングギヤ R_{t2} に作用する反力トルクである。この場合における第2モータ出力 T_{M2} と出力軸74に伝達されるトルク T_O との関係は、 $T_O = \{1 + (Z_{R_{t2}} / Z_{S_t})\} T_{M2}$ で表される。ここで、 $Z_{R_{t2}}$ は、第2リングギヤ R_{t2} の歯数であり、 Z_{S_t} は、サンギヤ S_t の歯数である。図40から明らかなように、MOT変速モード中、第2回転電機12の動力は、大きく減速した状態で出力軸74に伝達され、第2モータ出力トルク T_{M2} は、大きく増大した状態で出

力軸 7 4 に伝達される。

[0232] また、変速機 7 1 では、エンジン 3 の動力を変速するための変速モードとして、第 2 回転電機 1 2 を用いる変速モード（以下「E C V T モード」という）と、第 1 ブレーキ 7 5 を用いる変速モード（以下「E N G 増速モード」という）の 2 つの変速モードが用意されている。まず、E C V T モードについて説明する。この E C V T モードでは、第 1 および第 2 ブレーキ 7 5、7 6 の双方を O F F 状態に制御することによって、第 2 回転電機 1 2 の第 2 ロータ 1 2 b および第 2 リングギヤ R t 2 の双方の回転を許容する。また、エンジン 3 から変速機 7 1 を介して第 2 回転電機 1 2 に伝達される動力を用いて、第 2 回転電機 1 2 で回生を行う。回生した電力は、第 1 ステータ 1 1 a に供給され、それにより第 1 回転電機 1 1 で力行が行われるとともに、第 1 回転電機 1 1 の動力が、差動装置 G S を介して前後の出力軸 S F、S R に伝達される。図 4 1 は、E C V T モードにおける各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。

[0233] 図 4 1 において、 T_e はエンジン 3 のトルクであり、 T_{G2} は、前述した第 2 モータ制動トルク（第 2 回転電機 1 2 での回生に伴って第 2 ロータ 1 2 b に発生した制動トルク）である。その他のパラメータは図 4 0 と同様である。E C V T モードにおけるエンジン 3 のトルク T_E と出力軸 7 4 に出力されるトルク T_O との関係は、 $T_O = \{1 - (Z_{S t} / Z_{R t 1})\} T_E$ で表される。ここで、 $Z_{S t}$ は、前述したようにサンギヤ $S t$ の歯数であり、 $Z_{R t 1}$ は、第 1 リングギヤ $R t 1$ の歯数である。また、図 4 1 から明らかなように、E C V T モードでは、第 2 回転電機 1 2 の回転数を制御することによって、出力軸 7 4 の回転数を自由に制御することができる。換言すれば、エンジン 3 から出力軸 7 4 に伝達される動力を自由に制御でき、エンジン 3 の動力を自由に変速して出力軸 7 4 から出力することができる。

[0234] 次に、E N G 増速モード（第 1 ブレーキ 7 5 を用いる変速モード）について説明する。この E N G 増速モードでは、第 1 ブレーキ 7 5 を O N 状態に制御することによって、第 2 ロータ 1 2 b をサンギヤ $S t$ とともに回転不能に

保持するとともに、第2ブレーキ76をOFF状態に制御することによって、第2リングギヤRt2の回転を許容する。図42は、ENG増速モードにおける各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示している。同図において、RB1は、第1リングギヤRt1へのエンジン3のトルクの伝達に伴って、第2ロータ12bおよびサンギヤStに作用する反力トルクである。他のパラメータは、図41と同じである。ENG増速モードにおけるエンジン3のトルクTEと出力軸74に出力されるトルクTOとの関係も、ECVTモードの場合と同様、 $TO = \{1 - (ZSt / ZRt1)\} TE$ で表される。また、図42から明らかなように、ENG増速モードでは、エンジン3の動力は、増速した状態で出力軸74に伝達される。

[0235] また、第6実施形態による配分装置DS6は、変速機71と後出力軸SRの間に配置されている。また、差動装置GSの第1サンギヤS1、第1ピニオンギヤP1および第1リングギヤR1は、後出力軸SR側に、第2サンギヤS2、第2ピニオンギヤP2および第2リングギヤR2は、クランク軸3a側に配置されている。さらに、第5実施形態と同様、第1および第2サンギヤS1、S2はそれぞれ、第1および第2クラッチ42、43の締結・解放により、第1回転電機11の第1ロータ11bに接続・遮断される。また、第3クラッチ61の締結・解放により、第1ロータ11bと第2ロータ12bの間が接続・遮断される。さらに、差動装置GSのキャリア部材13の第2基部13fは、円板状に形成されており、前述した出力軸74の他端部に一体に取り付けられている。これにより、キャリア部材13は、前述した変速機71のキャリア部材72と一体に回転自在である。

[0236] また、第1ロータ11bの内側には、差動装置GSの第2リングギヤR2と一体の第4回転軸17が相対的に回転自在に配置されている。第4回転軸17には、フランジを介して中空の回転軸77が連結されており、回転軸77にはリング状のギヤ77aがフランジを介して一体に取り付けられている。また、第4回転軸17、回転軸77およびギヤ77aの内側には、後出力軸SRが相対的に回転自在に配置されている。ギヤ77aは、アイドラギヤ

78に噛み合っており、アイドラギヤ78は、前出力軸SFに一体に取り付けられたギヤ79に噛み合っている。以上のように、第2リングギヤR2は、第4回転軸17、回転軸77、ギヤ77a、アイドラギヤ78およびギヤ79を介して、前出力軸SFに連結されている。

[0237] また、上述した第4回転軸17の内側には、第1リングギヤR1と一体の第2回転軸15が相対的に回転自在に配置されている。第2回転軸15は、フランジを介して、後出力軸SRの一端部に連結されており、それにより第1リングギヤR1は、後出力軸SRと一体に回転自在である。

[0238] 以上の構成により、動力装置における各種の回転要素の間の連結関係は、例えば図43のように示される。動力装置では、その動作モードとして、第5実施形態の場合と同様に1MOT駆動モードおよび2MOT駆動モードが用意されており、さらに動力分割モード、ENG駆動モードおよび減速回生モードが用意されている。以下、図43～図56を参照しながら、これらの動作モードにおける動作について順に説明する。

[0239] [1MOT駆動モード]

1MOT駆動モード中、基本的には、第1～第3クラッチ42、43、61をいずれも解放し、それにより、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の双方との間、ならびに第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を遮断する。また、発進クラッチCLによって、エンジン3と第1リングギヤRt1の間を遮断し、変速機71を前述したMOT変速モード（図40参照）で駆動する（第1ブレーキ75：OFF、第2ブレーキ76：ON）とともに、第2回転電機12で力行を行う。

[0240] 以上により、図44に示すように、第2モータ出力トルクTM2は、変速歯車装置GTを介して差動装置GS（キャリア部材13）に伝達され、さらに前後の出力軸SF、SRに伝達される。この場合、図40を用いて説明したように、第2回転電機12の動力は、変速歯車装置GTなどから成る変速機71で減速した状態で前後の出力軸SF、SRに伝達される。また、共線図（図5参照、左右の出力軸SRL、SRRを前後の出力軸SF、SRに置

換)における差動装置GSのキャリア部材13から前出力軸SFまでの距離と、キャリア部材13から後出力軸SRまでの距離が互いに等しい。このため、キャリア部材13から前後の出力軸SF、SRに分配されるトルクの分配比は1:1であり、前後の出力軸SF、SRに伝達されるトルク(以下、それぞれ「前出力軸伝達トルク」「後出力軸伝達トルク」という)は、互いに等しい。

[0241] [1MOT駆動モード中のトルク分配制御]

また、1MOT駆動モード中、第1回転電機11を用いて、前後の出力軸SF、SRに分配されるトルクを制御することができる。この場合、それまでに解放されていた第1および第2クラッチ42、43の一方を選択的に締結することによって、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の一方との間を選択的に接続するとともに、第1回転電機11で力行または回生を行う。図45は、第2クラッチ43の締結により第1ロータ11bと第2サンギヤS2の間を接続し、第1クラッチ42の解放の維持により第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間を遮断状態に維持するとともに、第1回転電機11で力行を行った場合におけるトルクの伝達状況を示している。図45に示すように、第1モータ出力トルクTM1が差動装置GS(第2サンギヤS2)に伝達されることによって、後出力軸伝達トルクが前出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0242] さらに、1MOT駆動モード中、図45の場合と異なり、第1クラッチ42の締結により第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間を接続し、第2クラッチ43の解放により第1ロータ11bと第2サンギヤS2の間を遮断するとともに、第1回転電機11で力行を行った場合には、各種の回転要素の間のトルクの伝達状況は、図46のように示される。同図に示すように、第1モータ出力トルクTM1が差動装置GS(第1サンギヤS1)に伝達されることによって、前出力軸伝達トルクが後出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0243] なお、図45および図46の場合と異なり、第1回転電機11で回生を行

った場合には、力行を行った場合と前後の出力軸伝達トルクの大小関係が逆になるだけで、ほぼ同様の動作が行われるので、その詳細な説明については、省略する。また、1 MOT 駆動モード中の差動制限制御については後述する。

[0244] [2 MOT 駆動モード]

2 MOT 駆動モード中、基本的には、第1および第2クラッチ42、43の解放によって、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の双方との間を遮断し、第3クラッチ61の締結により第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を接続するとともに、発進クラッチCLの解放によりエンジン3と第1リングギヤRt1の間を遮断する。また、変速機71を前述したMOT変速モードで駆動する（第1ブレーキ75：OFF、第2ブレーキ76：ON）とともに、第1および第2回転電機11、12の双方で力行を行う。以上により、図47に示すように、第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2は、変速機71を介して差動装置GS（キャリア部材13）に伝達され、さらに前後の出力軸SF、SRに伝達される。この場合、第1および第2回転電機11、12の動力は、変速機71で減速された状態で前後の出力軸SF、SRに伝達される。また、キャリア部材13から前後の出力軸SF、SRに分配されるトルクの分配比は1：1であり、前出力軸伝達トルクおよび後出力軸伝達トルクは、互いに等しい。

[0245] [2 MOT 駆動モード中のトルク分配制御]

また、2 MOT 駆動モード中、第4および第5実施形態と同様、それまでに解放されていた第1および第2クラッチ42、43の一方の締結度合を選択的に制御することによって、前後の出力軸SF、SRに分配されるトルクを制御することができる。図48は、2 MOT 駆動モード中、第2クラッチ43の締結度合を制御し、滑らせるとともに、第1クラッチ42の解放の維持により第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間を遮断状態に維持した場合におけるトルクの伝達状況を示している。

[0246] この場合にも、第1および第2回転電機11、12の動力が変速機71に

より大きく減速した状態でキャリア部材 13 に伝達されるので（図 40 参照）、第 3 実施形態と同様、第 1 ロータ 11b の回転数は、キャリア部材 13 の回転数よりも高くなっており、また、第 2 サンギヤ S2 の回転数よりも高くなっている。このため、第 2 クラッチ 43 を滑らせるのに伴って第 2 クラッチ 43 から第 2 サンギヤ S2 に作用する反力トルク RC1 は、第 2 サンギヤ S2 の回転数を上昇させるように作用し、それに伴い、後出力軸 SR に駆動トルクが作用するとともに、制動トルクが前出力軸 SF に作用する。その結果、図 48 に示すように、後出力軸伝達トルクが前出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0247] また、図 49 は、2 MOT 駆動モード中、図 48 の場合とは逆に、それまでに解放されていた第 1 クラッチ 42 の締結度を制御し、滑らせるとともに、第 2 クラッチ 43 の解放の維持により第 1 ロータ 11b と第 2 サンギヤ S2 の間を遮断状態に維持した場合におけるトルクの伝達状況を示している。上述した図 48 の場合と同様、第 1 ロータ 11b の回転数は、キャリア部材 13 の回転数よりも高くなっており、また、第 1 サンギヤ S1 の回転数よりも高くなっている。このため、第 1 クラッチ 42 を滑らせるのに伴って第 1 クラッチ 42 から第 1 サンギヤ S1 に作用する反力トルク RC1 は、第 1 サンギヤ S1 の回転数を上昇させるように作用し、それに伴い、前出力軸 SF に駆動トルクが作用するとともに、制動トルクが後出力軸 SR に作用する。その結果、図 49 に示すように、前出力軸伝達トルクが後出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0248] [2 MOT 駆動モード中の差動制限制御]

さらに、2 MOT 駆動モード中、前後の出力軸 SF、SR の間の差回転を制限することができる。この場合、基本的には、第 1～第 3 クラッチ 42、43、61 をいずれも締結することによって、第 1 ロータ 11b と第 1 および第 2 サンギヤ S1、S2 の双方との間ならびに第 1 ロータ 11b と第 2 ロータ 12b の間を接続するとともに、発進クラッチ CL の解放によりエンジン 3 と第 1 リングギヤ Rt1 の間を遮断する。また、変速機 71 の第 1 およ

び第2ブレーキ75、76の双方をOFF状態に制御することによって、第2ロータ12bおよび第2リングギヤRt2の双方の回転を許容するとともに、第1および第2回転電機11、12で力行を行う。

[0249] 以上により、図50に示すように、第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2は、差動装置GSに伝達され、さらに前後の出力軸SF、SRに伝達される。なお、歯車変速列GTでは、サンギヤSt、第1リングギヤRt1、キャリア部材72および第2リングギヤRt2が空転するだけで、第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2が歯車変速列GTを介して差動装置GSに伝達されることはない。また、上述した第1および第2クラッチ42、43の締結によって、第1および第2サンギヤS1、S2が第1ロータ11bを介して互いに接続されるので、両者S1およびS2の間で差回転が生じているときには、第1および第2クラッチ42、43から第1および第2サンギヤS1、S2にそれぞれ反力が作用する。これらの反力は、第1および第2サンギヤS1、S2を一体に回転させるように作用し、それにより、第2および第1リングギヤR2、R1にそれぞれ連結された前後の出力軸SFおよびSRの差回転が制限される。

[0250] なお、上述したように第1および第2回転電機11、12の動力を第1および第2クラッチ42、43を介して差動装置GSに伝達する場合において、第1および第2クラッチ42、43の締結度合を互いに同じ大きさに制御せずに、前者42の締結度合を後者43のそれよりも大きくなるように制御した場合には、それにより、第1サンギヤS1に伝達されるトルクが第2サンギヤS2のそれよりも大きくなることによって、前出力軸伝達トルクが後出力軸伝達トルクよりも大きくなる。これとは逆に、第2クラッチ43の締結度合を第1クラッチ42のそれよりも大きくなるように制御した場合には、それにより、第2サンギヤS2に伝達されるトルクが第1サンギヤS1のそれよりも大きくなることによって、後出力軸伝達トルクが前出力軸伝達トルクよりも大きくなる。以上のように、第1および第2クラッチ42、43の締結度合を制御することによって、前後の出力軸SF、SRに分配される

トルクを制御することができる。

[0251] [動力分割モード中のトルク分配制御]

動力分割モードは、エンジン 3 の動力を変速歯車装置 G T で分割して、互いに並列な 2 つの伝達経路を介して、前後の出力軸 S F、S R に伝達する動作モードであり、その実行中には、トルク分配制御または差動制限制御が行われる。この動力分割モード中のトルク分配制御では、基本的には、発進クラッチ C L の締結によりエンジン 3 と変速歯車装置 G T の第 1 リングギヤ R t 1 の間を接続し、変速機 7 1 を前述した E C V T モード（図 4 1 参照）で駆動する（第 1 および第 2 ブレーキ 7 5、7 6 の双方：O F F）。また、第 3 クラッチ 6 1 の解放により第 1 ロータ 1 1 b と第 2 ロータ 1 2 b の間を遮断するとともに、変速歯車装置 G T を介して伝達されるエンジン 3 の動力の一部を用いて、第 2 回転電機 1 2 で回生を行う。また、回生した電力を、第 2 および第 1 P D U 2 2、2 1 を介して、第 1 ステータ 1 1 a に供給し、第 1 回転電機 1 1 で力行を行うとともに、第 1 および／または第 2 クラッチ 4 2、4 3 の締結・解放によって、第 1 ロータ 1 1 b と第 1 および／または第 2 サンギヤ S 1、S 2 の間を接続する。図 5 1 は、第 1 クラッチ 4 2 の解放により第 1 ロータ 1 1 b と第 1 サンギヤ S 1 の間を遮断するとともに、第 2 クラッチ 4 3 の締結により第 1 ロータ 1 1 b と第 2 サンギヤ S 2 の間を接続した場合における、各種の回転要素の間のトルクの伝達状況を示している。

[0252] 図 5 1 に示すように、エンジン 3 のトルクは変速歯車装置 G T で分割され、分割されたエンジン 3 のトルクの一部は、差動装置 G S を介して、前後の出力軸 S F、S R に伝達される。また、分割されたエンジン 3 のトルクの残りは、第 2 ロータ 1 2 b に伝達され、第 2 回転電機 1 2 での回生によって電気エネルギーに一旦、変換される。変換された電気エネルギーは、第 1 ステータ 1 1 a に供給され、第 1 回転電機 1 1 での力行により第 1 モータ出力トルク T M 1 に変換された後、差動装置 G S（第 2 サンギヤ S 2）に伝達される。以上により、後出力軸伝達トルクが前出力軸伝達トルクよりも大きくなる。また、図 4 1 を用いて説明したように、エンジン 3 の動力は、変速した状態

で前後の出力軸 S F、S R に伝達される。

[0253] このように、動力分割モード中、エンジン 3 の動力は、次の第 1 伝達経路および第 2 伝達経路を介して、前後の出力軸 S F、S R に伝達される。

第 1 伝達経路：変速歯車装置 G T → 差動装置 G S → 前後の出力軸 S F、S R

第 2 伝達経路：変速歯車装置 G T → 第 2 回転電機 1 2 → 第 2 P D U 2 2 → 第 1 P D U 2 1 → 第 1 回転電機 1 1 → 差動装置 G S → 前後の出力軸 S F、S R

この第 2 伝達経路では、エンジン 3 の動力の一部が、一旦電力に変換した後、動力に戻して伝達する、いわゆる電気パスによって伝達される。

[0254] また、動力分割モード中、図 5 1 とは逆に、第 2 クラッチ 4 3 の解放により第 1 ロータ 1 1 b と第 2 サンギヤ S 2 の間を遮断するとともに、第 1 クラッチ 4 2 の締結により第 1 ロータ 1 1 b と第 1 サンギヤ S 1 の間を接続した場合には、第 2 回転電機 1 2 での回生によって変換された電気エネルギーは、第 1 回転電機 1 1 での力行により第 1 モータ出力トルク T M 1 に変換された後、第 1 クラッチ 4 2 を介して第 1 サンギヤ S 1 に伝達される。以上により、前出力軸伝達トルクが、後出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0255] [動力分割モード中の差動制限制御]

さらに、動力分割モード中、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 の締結度を互いに同じ大きさに制御することによって、第 1 ロータ 1 1 b から第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 に伝達されるトルクが互いに同じ大きさになる。また、第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 が第 1 ロータ 1 1 b を介して互いに接続されるので、両者 S 1 および S 2 の間で差回転が生じているときには、第 1 および第 2 クラッチ 4 2、4 3 から第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 にそれぞれ反力が作用する。これらの反力は、第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 を一体に回転させるように作用し、それにより、第 2 および第 1 リングギヤ R 2、R 1 にそれぞれ連結された前後の出力軸 S F および S R の差回転が制限される。図 5 2 は、この場合における各種の回転要素の間の

トルクの伝達状況を示している。

- [0256] なお、動力分割モード中、第1および第2クラッチ42、43の締結度合を互いに異なる大きさに制御することによって、前後の出力軸SF、SRに分配されるトルクを制御することができる。この場合、第1クラッチ42の締結度合を、第2クラッチ43のそれよりも大きな値に制御することにより、第1ロータ11bから第1サンギヤS1に伝達されるトルクを、第2サンギヤS2に伝達されるトルクよりも増大させることによって、前出力軸伝達トルクが、後出力軸伝達トルクよりも大きくなる。これとは逆に、第2クラッチ43の締結度合を、第1クラッチ42のそれよりも大きな値に制御することにより、第1ロータ11bから第1サンギヤS1に伝達されるトルクを、第2サンギヤS2に伝達されるトルクよりも増大させることによって、前出力軸伝達トルクが、後出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

- [0257] [ENG駆動モード]

ENG駆動モード中、基本的には、第1～第3クラッチ42、43、61をいずれも解放することによって、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の双方との間、ならびに第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を遮断する。また、発進クラッチCLの締結によりエンジン3と第1リングギヤRt1の間を接続するとともに、変速機71を前述したENG増速モード（図42参照）で駆動する（第1ブレーキ75：ON、第2ブレーキ76：OFF）。

- [0258] 以上により、図53に示すように、エンジン3のトルクは、変速歯車装置GTおよび差動装置GS（キャリア部材13、第2および第1リングギヤR2、R1）を介して、前後の出力軸SF、SRに伝達される。この場合、図42を用いて説明したように、エンジン3の動力が、増速した状態で差動装置GSに伝達され、さらに前後の出力軸SF、SRに伝達される。また、キャリア部材13から前後の出力軸SF、SRに分配されるトルクの分配比は1：1であり、前出力軸伝達トルクおよび後出力軸伝達トルクは、互いに等しい。

[0259] [ENG駆動モード中のトルク分配制御]

また、ENG駆動モード中、第1回転電機11を用いて前後の出力軸SF、SRに分配されるトルクを制御することができる。この場合、それまでに解放されていた第1および第2クラッチ42、43の一方を選択的に締結することによって、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の一方との間を選択的に接続するとともに、第1回転電機11で力行または回生を行う。図54は、ENG駆動モード中に、第2クラッチ43の締結により第1ロータ11bと第2サンギヤS2の間を接続し、第1クラッチ42の解放の維持により第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間を遮断状態に維持するとともに、第1回転電機11で力行を行った場合におけるトルクの伝達状況を示している。図54に示すように、第1モータ出力トルクTM1が差動装置GS（第2サンギヤS2）に伝達されることによって、後出力軸伝達トルクが前出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0260] 図示しないものの、ENG駆動モード中、図54の場合とは逆に、第1クラッチ42の締結により第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間を接続し、第2クラッチ43の解放の維持により第1ロータ11bと第2サンギヤS2の間を遮断状態に維持するとともに、第1回転電機11で力行を行った場合には、前出力軸伝達トルクが後出力軸伝達トルクよりも大きくなる。また、第1回転電機11で回生を行った場合には、力行を行った場合と前後の出力軸伝達トルクの大小関係が逆になるだけで、前後の出力軸SF、SRへのトルクの分配制御を同様に行うことができる。なお、ENG駆動モード中の差動制限制御については後述する。

[0261] [減速回生モード]

減速回生モードは、主として、車両VFRの減速走行中に実行される運転モードであり、車両VFRの慣性エネルギーを用いて、第2および／または第1回転電機12、11で回生を行う。減速回生モード中、基本的には、第1～第3クラッチ42、43、61を解放することによって、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の双方との間、ならびに第1ロータ

1 1 b と第 2 ロータ 1 2 b の間を遮断する。また、発進クラッチ C L の解放によりエンジン 3 と第 1 リングギヤ R t 1 の間を遮断し、変速機 7 1 を M O T 変速モードで駆動する（第 1 ブレーキ 7 5 : O F F 、第 2 ブレーキ 7 6 : O N ）とともに、第 2 回転電機 1 2 で回生を行う。

[0262] 以上により、図 5 5 に示すように、前後の出力軸 S F 、S R のトルクが、差動装置 G S および変速歯車装置 G T を介して、第 2 ロータ 1 2 b に伝達される結果、第 2 モータ制動トルク T G 2 が、前後の出力軸 S F 、S R に作用する。この場合、共線図における差動装置 G S のキャリア部材 1 3 から前出力軸 S F までの距離と、キャリア部材 1 3 から後出力軸 S R までの距離が互いに等しい。このため、キャリア部材 1 3 における前後の出力軸 S F 、S R のトルクの合成比は 1 : 1 であり、第 2 回転電機 1 2 から前後の出力軸 S F 、S R に作用する制動トルクは、互いに等しい。

[0263] [減速回生モード中の制動トルク分配制御]

また、減速回生モード中、第 1 回転電機 1 1 を用いて、前後の出力軸 S F 、S R に作用する（分配される）制動トルクを制御することができる。この場合、それまでに解放されていた第 1 および第 2 クラッチ 4 2 、4 3 の一方を選択的に締結することによって、第 1 ロータ 1 1 b と第 1 および第 2 サンギヤ S 1 、S 2 の一方との間を選択的に接続するとともに、第 1 回転電機 1 1 で力行または回生を行う。図 5 6 は、第 2 クラッチ 4 3 の締結により第 1 ロータ 1 1 b と第 2 サンギヤ S 2 の間を接続し、第 1 クラッチ 4 2 の解放の維持により第 1 ロータ 1 1 b と第 1 サンギヤ S 1 の間を遮断状態に維持するとともに、第 1 回転電機 1 1 で回生を行った場合におけるトルクの伝達状況を示している。

[0264] 図 5 6 に示すように、差動装置 G S の第 2 サンギヤ S 2 から第 1 ロータ 1 1 b にトルクが伝達されることによって、すなわち、第 1 モータ制動トルク T G 1 が第 2 サンギヤ S 2 に伝達されることによって、後出力軸 S R から差動装置 G S に伝達されるトルクが、前出力軸 S F から差動装置 G S に伝達されるトルクよりも大きくなる。換言すれば、後出力軸 S R に作用する制動ト

ルクが、前出力軸S Fに作用する制動トルクよりも大きくなる。

[0265] 図示しないものの、減速回生モード中、図56の場合とは逆に、第1クラッチ42の締結により第1ロータ11bと第1サンギヤS1の間を接続し、第2クラッチ43の解放の維持により第1ロータ11bと第2サンギヤS2の間を遮断状態に維持するとともに、第1回転電機11で回生を行った場合には、前出力軸S Fから差動装置G Sに伝達されるトルクが、後出力軸S Rから差動装置G Sに伝達されるトルクよりも大きくなる。換言すれば、前出力軸S Fに作用する制動トルクが、後出力軸S Fに作用する制動トルクよりも大きくなる。また、第1回転電機11で力行を行った場合には、回生を行った場合と前後の出力軸S F、S Rに作用する制動トルクの大小関係が逆になるだけで、前後の出力軸S F、S Rへの制動トルクの分配制御を同様に行うことができる。なお、減速回生モード中の差動制限制御については後述する。

[0266] [差動制限制御]

1MOT駆動モード中（図44）、ENG駆動モード中（図53）および減速回生モード中（図55）に、第2～第5実施形態と同様、前後の出力軸S F、S Rの間の差回転を制限することができる。この場合、基本的には、第3クラッチ61の解放により第1ロータ11bと第2ロータ12bの間を遮断し、第1回転電機11に対してゼロトルク制御を行うとともに、第1および第2クラッチ42、43の締結度合を制御することによって、第1ロータ11bと第1および第2サンギヤS1、S2の双方との間を接続する。これにより、第1および第2サンギヤS1、S2が第1ロータ11bを介して互いに接続されるので、両者S1およびS2の間で差回転が生じているときには、第1および第2クラッチ42、43から第1および第2サンギヤS1、S2にそれぞれ反力が作用する。これらの反力は、第1および第2サンギヤS1、S2を一体に回転させるように作用し、それにより、第2および第1リングギヤR2、R1にそれぞれ連結された前後の出力軸S FおよびS Rの差回転が制限される。

[0267] この場合にも、第2実施形態の場合と同様、第1および第2クラッチ42、43の締結度合の制御により、第1および第2クラッチ42、43の反力トルクを調整することによって、総差動制限トルク（前後の出力軸SF、SRに作用する差動制限トルクの総和）を制御することができるので、前後の出力軸SF、SRの間の差回転の制限度合を制御することができる。

[0268] なお、1MOT駆動モード中、ENG駆動モード中および減速回生モード中、上述したように第1および第2クラッチ42、43の双方を締結している場合において（第3クラッチ61は解放）、第1回転電機11で力行または回生を行ったときには、第1および第2クラッチ42、43の締結度合を制御することによって、前後の出力軸SF、SRに分配されるトルク（制動トルク）を制御することができる。

[0269] この場合において、例えば、1MOT駆動モード中およびENG駆動モード中に第1回転電機11で力行を行うとともに、第1クラッチ42の締結度合を第2クラッチ43のそれよりも大きくなるように制御したとき（例えば、第1クラッチ42を完全に締結し、第2クラッチ43を滑らせたとき）には、それにより、第1回転電機11から差動装置GSの第1サンギヤS1に伝達されるトルクが第2サンギヤS2のそれよりも大きくなることによって、前出力軸伝達トルクが後出力軸伝達トルクよりも大きくなる。これとは逆に、第2クラッチ43の締結度合を第1クラッチ42のそれよりも大きくなるように制御した場合には、それにより、第1回転電機11から第2サンギヤS2に伝達されるトルクが第1サンギヤS1のそれよりも大きくなることによって、後出力軸伝達トルクが前出力軸伝達トルクよりも大きくなる。

[0270] 次に、図57～図59を参照しながら、本発明の第7実施形態による動力装置について説明する。図57に示す動力装置は、四輪の車両VFFの左右の出力軸SFL、SFRを駆動するためのものである。これらの左右の出力軸SFL、SFRは、互いに同軸状に配置されるとともに、左右の前輪WFL、WFRにそれぞれ連結されている。また、図58に示す配分装置DS7は、前述した第1実施形態と比較して、第1および第2回転電機11、12

がそれぞれ、減速ギヤを介して第1および第2サンギヤS 1、S 2に連結されていることと、第1および第2ロータ1 1 b、1 2 bの間が、第3クラッチ6 1の締結・解放によって接続・遮断されることが、主に異なっている。図5 7～図5 9において、第1実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第1実施形態と異なる点を中心に説明する。

- [0271] 第1ロータ1 1 bおよび第1回転軸1 4にはそれぞれ、第1ギヤ8 1および第2ギヤ8 2が一体に取り付けられており、これらのギヤ8 1、8 2は互いに噛み合っている。第1ギヤ8 1の歯数は、第2ギヤ8 2の歯数よりも小さな値に設定されており、それにより、第1回転電機1 1の動力は、両ギヤ8 1、8 2によって減速された状態で、第1サンギヤS 1に伝達される。また、第2ロータ1 2 bおよび第3回転軸1 6にはそれぞれ、第3ギヤ8 3および第4ギヤ8 4が一体に取り付けられており、これらのギヤ8 3、8 4は互いに噛み合っている。第3ギヤ8 3の歯数は、第4ギヤ8 4の歯数よりも小さな値に設定されており、それにより、第2回転電機1 2の動力は、両ギヤ8 3、8 4によって減速された状態で、第2サンギヤS 2に伝達される。
- [0272] 第3クラッチ6 1のインナー6 1 aは第1ロータ1 1 bに、アウター6 1 bは第2ロータ1 2 bに、それぞれ一体に取り付けられている。第3クラッチ6 1の締結度合はE C U 2により制御され（図5 9）、それにより、第1および第2ロータ1 1 b、1 2 bの間が接続・遮断される。また、キャリア部材1 3の第2基部1 3 bには、ギヤ1 3 gが一体に設けられている。このギヤ1 3 gは、第1変速機4の変速機出力軸に一体に設けられたギヤ4 aに噛み合っている。さらに、第1リングギヤR 1は、第2回転軸1 5およびフランジを介して右出力軸S F Rに連結されており、右出力軸S F Rと一体に回転自在である。第2リングギヤR 2は、第4回転軸1 7およびフランジを介して左出力軸S F Lに連結されており、左出力軸S F Lと一体に回転自在である。
- [0273] 以上の構成の第7実施形態による動力装置では、差動装置G Sの第1サンギヤS 1、第2リングギヤR 2、キャリア部材1 3、第1リングギヤR 1お

よび第2サンギヤS2に対する、第1ロータ11b、左出力軸SFL、変速機出力軸、右出力軸SFLおよび第2ロータ12bの間の連結関係は、前側の左右の出力軸SFL、SFRを後側の左右の出力軸SRL、SRRに置き換えれば、第1実施形態（図2や図5などを参照）と同様である。このため、第7実施形態による動力装置によれば、第1実施形態による作用・効果を同様に得ることができる。

[0274] また、第1ロータ11bが、第1および第2ギヤ81、82から成る減速ギヤを介して第1サンギヤS1に連結されており、第2ロータ12bが、第3および第4ギヤ83、84から成る減速ギヤを介して第2サンギヤS2に連結されている。これにより、第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2ならびに第1および第2モータ制動トルクTG1、TG2を、増大させた状態で第1および第2サンギヤS1、S2にそれぞれ伝達することができるので、第1および第2回転電機11、12の小型化を図ることができる。

[0275] また、第3クラッチ61の締結により、第1および第2ロータ11b、12bを介して第1および第2サンギヤS1、S2の間を接続することによって、前述した第2実施形態と同様（図15参照）、左右の出力軸SFL、SFRの間の差回転を制限することができる。この場合にも、第3クラッチ61の締結度合の制御によって、左右の出力軸SFL、SFRの差回転の制限度合を制御することができる。

[0276] さらに、第3クラッチ61が、第1ギヤ81および第2ギヤ82を介して第1サンギヤS1に、第3ギヤ83および第4ギヤ84を介して第2サンギヤS2に、それぞれ連結されている。第2実施形態の説明から明らかなように、総差動制限トルクは、第3クラッチ61から第1サンギヤS1および第2サンギヤS2に作用する反力トルクが大きいほど、より大きくなる。第7実施形態によれば、これらの第1～第4ギヤ81～84によって、第3クラッチ61からの反力トルクを増大させた状態で第1および第2サンギヤS1、S2に伝達できるので、左右の出力軸SFL、SFRの間の差回転を制限するために第3クラッチ61に必要とされる反力トルクを低減でき、それに

より、第3クラッチ61のさらなる小型化を図ることができる。

[0277] 次に、図60を参照しながら、本発明の第8実施形態による動力装置について説明する。この動力装置の配分装置DS8は、第2実施形態と比較して、回転電機41と第1および第2クラッチ42、43の間に減速機RGが設けられている点が、主に異なっている。図60において、第2および第7実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第2実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0278] 減速機RGは、シングルプラネタリタイプの遊星歯車機構であり、サンギヤSrと、サンギヤSrの外周に設けられたリングギヤRrと、両ギヤSr、Rrに噛み合う複数のピニオンギヤPrと、ピニオンギヤPrを回転自在に支持するキャリアCrを有している。サンギヤSrは、中空の回転軸を介してロータ41bに連結されており、ロータ41bと一体に回転自在である。また、キャリアCrには、第1クラッチ42のアウトター42bおよび第2クラッチ43のアウトター43bが一体に取り付けられている。さらに、リングギヤRrは、不動のケースCAに固定されている。この減速機RGによって、回転電機41の動力は、減速された状態で第1および／または第2サンギヤS1、S2に伝達される。

[0279] また、キャリア部材13の第2基部13bには、ギヤ13gが一体に設けられている。このギヤ13gは、第1変速機4の変速機出力軸に一体に設けられたギヤ4aに噛み合っている。さらに、第1リングギヤR1は、第2回転軸15およびフランジを介して右出力軸SFRに連結されており、右出力軸SFRと一体に回転自在である。第2リングギヤR2は、第4回転軸17およびフランジを介して左出力軸SFLに連結されており、左出力軸SFLと一体に回転自在である。

[0280] 以上の構成の第8実施形態による動力装置では、差動装置GSの第1サンギヤS1、第2リングギヤR2、キャリア部材13、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2に対する、ロータ41b、左出力軸SFL、変速機出力軸および右出力軸SFLの間の連結関係は、前側の左右の出力軸SFL、

S F Rを後側の左右の出力軸S R L、S R Rに置き換えれば、第2実施形態（図9や図11などを参照）と同様である。このため、第8実施形態による動力装置によれば、第2実施形態による作用・効果を同様に得ることができる。

[0281] また、ロータ41bが、減速機R Gを介して第1および第2サンギヤS 1、S 2に連結されている。これにより、モータ出力トルクT Mならびにモータ制動トルクT Gを、増大させた状態で第1および第2サンギヤS 1、S 2にそれぞれ伝達することができるので、回転電機41の小型化を図ることができる。

[0282] 次に図61を参照しながら、本発明の第9実施形態による動力装置について説明する。図61に示す動力装置の配分装置D S 9は、図62に示す全輪駆動式の車両V A Wに搭載されており、第1実施形態の差動装置G Sに代えて差動装置G S Aを用いるとともに、前後の出力軸S F、S Rを駆動するように構成されている。前出力軸S Fは、前側の左右の出力軸S F L、S F Rを介して、左右の前輪W F L、W F Rに連結されており、後出力軸S Rは、プロペラシャフトS、終減速装置D Fおよび後ろ側の左右の出力軸S R L、S R Rを介して、左右の後輪W R L、W R Rに連結されている。図61において、第1実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第9実施形態による動力装置について、第1実施形態と異なる点を中心に、順に説明する。

[0283] 図61に示す差動装置G S Aは、シングルプラネタリタイプの第1遊星歯車機構とダブルプラネタリタイプの第2遊星歯車機構を組み合わせ、キャリアを共通化するとともに、両遊星歯車機構のピニオンギヤを互いに噛み合わせたものであり、差動装置G Sと比較して、ピニオンギヤP Aをさらに備えることと、キャリア部材91および第2リングギヤR 2 Aの構成が主に異なっている。差動装置G S Aでは、第1サンギヤS 1、第1ピニオンギヤP 1、第1リングギヤR 1およびキャリア部材91によって、上記の第1遊星歯車機構が構成され、第2サンギヤS 2、第2ピニオンギヤP 2、ピニオンギ

ヤP A、第2リングギヤR 2 Aおよびキャリア部材9 1によって、上記の第2遊星歯車機構が構成されている。前後の出力軸S F、S Rおよび差動装置G S Aは、互いに同軸状に配置されている。

[0284] キャリア部材9 1は、円板状の第1基部9 1 aと、ドーナツ板状の第2基部9 1 bと、両基部9 1 aおよび9 1 bに一体に設けられた4つの第1支軸9 1 cおよび第2支軸9 1 d（いずれも2つのみ図示）と、第2基部9 1 bに一体に設けられた4つの第3支軸9 1 e（2つのみ図示）で構成されている。また、キャリア部材9 1は、軸受け（図示せず）に回転自在に支持されており、その内側には、第1および第3回転軸1 4、1 6が相対的に回転自在に配置されている。

[0285] 第1および第2基部9 1 a、9 1 bは、前後の出力軸S F、S Rと同軸状に配置されており、その軸線方向において互いに対向している。また、第1基部9 1 aは、第2基部9 1 bよりも後出力軸S R側（図6 1の左側）に配置されており、前出力軸S Fに一体に取り付けられている。これにより、キャリア部材9 1は、前出力軸S Fと一体に回転自在である。

[0286] 第1および第2支軸9 1 c、9 1 dは、第1および第2基部9 1 a、9 1 bの間に設けられており、前後の出力軸S F、S Rの軸線方向に延びている。また、第1および第2支軸9 1 c、9 1 dは、第2基部9 1 bの径方向の内端部に位置している。さらに、第1および第2支軸9 1 c、9 1 dは、第1基部9 1 aの周方向に、交互に且つ互いに等間隔に配置されている。第3支軸9 1 eは、第2基部9 1 bの径方向の外端部に位置しており、後出力軸S Rの軸線方向に、後出力軸S R側に延びている。また、4つの第3支軸9 1 eは、周方向に互いに等間隔に位置している。

[0287] 差動装置G S Aの第1サンギヤS 1、第1ピニオンギヤP 1および第1リングギヤR 1は、径方向に内側からこの順で並んでいる。第1サンギヤS 1は、第1実施形態と同様、第1回転軸1 4を介して第1ロータ1 1 bに連結されており、第1ロータ1 1 bと一体に回転自在である。また、第1ピニオンギヤP 1の数は、第1支軸9 1 cと同じ値4である（2つのみ図示）。各

第1ピニオンギヤP1は、第1支軸91cに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第1サンギヤS1および第1リングギヤR1の双方に噛み合っている。第1リングギヤR1は、第2回転軸15およびフランジを介して、後出力軸SRに連結されており、後出力軸SRと一体に回転自在である。なお、第1ピニオンギヤP1および第1支軸91cの数は値4に限らず、任意である。

[0288] また、差動装置GSAの第2サンギヤS2、第2ピニオンギヤP2、ピニオンギヤPAおよび第2リングギヤR2Aは、径方向に内側からこの順で並んでいる。第2サンギヤS2は、第1実施形態と同様、第3回転軸16を介して第2ロータ12bに連結されている。また、第2ピニオンギヤP2の数は、第2支軸91dと同じ値4である。各第2ピニオンギヤP2は、第2支軸91dに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第2サンギヤS2に噛み合っている。また、図63に示すように、第2ピニオンギヤP2は、第2サンギヤS2の周方向において、第1ピニオンギヤP1と部分的に重なるように配置されており、第1ピニオンギヤP1に噛み合っている。なお、第2ピニオンギヤP2および第2支軸91dの数は値4に限らず、任意である。図63では、便宜上、第1および第2サンギヤS1、S2、ピニオンギヤPAならびに第1および第2リングギヤR1、R2Aを省略している。

[0289] さらに、ピニオンギヤPAの数は、第3支軸91eと同じ値4である。各ピニオンギヤPAは、第3支軸91eに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第2ピニオンギヤP2および第2リングギヤR2Aの双方に噛み合っている。なお、ピニオンギヤPAおよび第3支軸91eの数は値4に限らず、任意である。第2リングギヤR2Aの歯数は、第1リングギヤR1の歯数よりも大きな値に設定されている。また、第2リングギヤR2Aの外周部には、ギヤGが形成されており、このギヤGは、前述した第1変速機4の変速機出力軸に一体に設けられたギヤ4aに噛み合っている。

[0290] 以上の構成により、第1サンギヤS1、キャリア部材91、第2リングギ

ヤR 2 A、第1リングギヤR 1および第2サンギヤS 2は、互いの間で動力を伝達可能であるとともに、それらの回転数が互いに共線関係にある。また、キャリア部材9 1を固定した状態で、第1サンギヤS 1を正転させたときには、第2サンギヤS 2、第1および第2リングギヤR 1、R 2 Aはいずれも逆転する。この場合、各ギヤの歯数の関係から、第2サンギヤS 2の回転数、第1リングギヤR 1の回転数および第2リングギヤR 2 Aの回転数の間に、「第2リングギヤR 2 Aの回転数>第1リングギヤR 1の回転数>第2サンギヤS 2の回転数」という関係が成立する。以上から、回転数の関係を表す共線図において、第1サンギヤS 1、キャリア部材9 1、第2リングギヤR 2 A、第1リングギヤR 1および第2サンギヤS 2は、この順で並ぶ。

[0291] また、第1サンギヤS 1および第1ロータ1 1 bは、第1回転軸1 4を介して互いに連結されているので、第1サンギヤS 1の回転数および第1ロータ1 1 bの回転数は、互いに等しい。さらに、キャリア部材9 1は、前出力軸S Fに直結されているので、キャリア部材9 1の回転数および前出力軸S Fの回転数は、互いに等しい。また、第2リングギヤR 2 Aは、ギヤGおよびギヤ4 aを介して、第1変速機4の変速機出力軸に連結されているので、これらのギヤG、4 aによる変速を無視すれば、第2リングギヤR 2 Aの回転数および変速機出力軸の回転数は、互いに等しい。さらに、第1リングギヤR 1は、第2回転軸1 5およびフランジを介して後出力軸S Rに連結されているので、第1リングギヤR 1の回転数および後出力軸S Rの回転数は、互いに等しい。また、第2サンギヤS 2および第2ロータ1 2 bは、第3回転軸1 6を介して互いに連結されているので、第2サンギヤS 2の回転数および第2ロータ1 2 bの回転数は、互いに等しい。

[0292] 以上から、第9実施形態による動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係は、例えば図6 4に示す共線図のように表される。同図において、R f M 1およびR r M 1はそれぞれ、第1回転電機1 1での力行に伴って前出力軸S Fおよび後出力軸S Rに作用する反力トルクであり、R f G 2およびR r G 2はそれぞれ、第2回転電機1 2での回生に伴って前出力軸S F

および後出力軸 S R に作用する反力トルクである。さらに、 $R f E$ および $R r E$ は、第 2 リングギヤ R 2 A への変速後エンジントルク T E の伝達に伴って前出力軸 S F および後出力軸 S R にそれぞれ作用する反力トルクである。その他のパラメータは、第 1 実施形態と同様である。図 6 4 から明らかなように、前後の出力軸 S F、S R は、互いに差回転が可能である。また、この図 6 4 と、第 1 実施形態の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図 5 との比較から明らかなように、この第 9 実施形態による動力装置は、第 1 実施形態による作用・効果を同様に得ることができる。

[0293] また、図 6 4 における αA および βA はそれぞれ、第 1 レバー比および第 2 レバー比であり、次式 (3) および (4) で表される。

$$\alpha A = Z R 1 / Z S 1 \quad \cdots \cdots (3)$$

$$\beta A = (Z R 1 - Z S 2) / Z S 2 \quad \cdots \cdots (4)$$

第 1 実施形態で述べたように、Z R 1 は第 1 リングギヤ R 1 の歯数であり、Z S 1 は第 1 サンギヤ S 1 の歯数、Z S 2 は第 2 サンギヤ S 2 の歯数である。

[0294] これらの第 1 リングギヤ R 1 の歯数 Z R 1、第 1 サンギヤ S 1 の歯数 Z S 1 および第 2 サンギヤ S 2 の歯数 Z S 2 は、前後の出力軸 S F、S R の差回転が可能な範囲内で第 1 および第 2 ロータ 1 1 b、1 2 b の一方が逆転しないことを条件として、第 1 および第 2 レバー比 αA 、 βA が比較的大きな値になるように、設定されている。また、第 1 リングギヤ R 1 の歯数 Z R 1、第 1 サンギヤ S 1 の歯数 Z S 1 および第 2 サンギヤ S 2 の歯数 Z S 2 は、第 1 および第 2 レバー比 αA 、 βA が互いに同じ値になるように、すなわち、上記式 (3) および (4) から、 $Z R 1 / Z S 1 = (Z R 1 - Z S 2) / Z S 2$ が成立するように、設定されている。

[0295] 前述したように、従来の差動装置では、差動装置の第 1 および第 2 レバー比 A_1 、 A_2 (トルク比) を互いに同じ値に設定するには、第 1 ~ 第 3 サンギヤおよび第 1 ~ 第 3 リングギヤから成る計 6 つのギヤの歯数を互いに異なる値

に設定しなければならない。これに対し、この第9実施形態では、上述したように第1リングギヤR1、第1サンギヤS1および第2サンギヤS2から成る計3つのギヤの歯数を設定するだけで、第1および第2レバー比 αA 、 βA を互いに同じ値に容易に設定することができる。それにより、第1および第2回転電機11、12を用いた前後の出力軸SF、SRへのトルクの分配制御を、精度良くかつ容易に行うことができ、したがって、車両VAWの走行安定性を高めることができる。

[0296] また、シングルプラネタリタイプの第1遊星歯車機構とダブルプラネタリタイプの第2遊星歯車機構を互いに組み合わせた差動装置GSAによって、回転数が互いに共線関係にある第1サンギヤS1、キャリア部材91、第2リングギヤR2A、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2から成る5つの回転要素が構成される。したがって、前述した3つのシングルプラネタリタイプの遊星歯車機構を互いに組み合わせた従来の差動装置と比較して、部品点数を削減することができ、ひいては、差動装置GSAを小型化することができる。なお、図64に示す共線図における第1および第2リングギヤR1、R2Aの並び順は、それらの歯数の設定によって互いに入れ替わる。

[0297] さらに、エンジン3がキャリア部材91に連結されているので、前後の出力軸SF、SRに、第1および第2回転電機11、12からの第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2に加え、エンジン3からの変速後エンジントルクTEが伝達される。したがって、第1および第2回転電機11、12に必要とされるトルクを低減でき、それにより両装置の小型化を図ることができる。

[0298] さらに、一般的な第1および第2回転電機11、12を用いるので、格別の装置を用いることなく、動力装置を容易かつより安価に構成することができる。また、前述したように前後の出力軸SF、SRへのトルクの分配を制御する場合において、第1および第2回転電機11、12により動力を電力に変換することができる。このため、変換した電力を車両VAW用の補機に供給することによって、補機の電源を充電するための発電機（いずれも図示

せず)の作動負荷および作動頻度を低下させることができる。

[0299] また、第1リングギヤR1が後出力軸SRに連結されているので、第1実施形態と同様、図89および図90を用いて説明したように、第1リングギヤR1の歯幅を比較的小さな値に設定することができ、それにより動力装置のさらなる小型化を図ることができる。同じ理由により、第1ピニオン軸受け(第1ピニオンギヤP1を支持する軸受け)の小型化を図ることができ、このことによっても、動力装置のさらなる小型化を図ることができる。

[0300] また、第9実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第9実施形態における車両VAWが、本発明における輸送機関に相当し、第9実施形態における前後の出力軸SF、SRが、本発明における2つの被駆動部の一方および他方にそれぞれ相当するとともに、第9実施形態における第1および第2回転電機11、12が、本発明における第1および第2エネルギー入出力装置にそれぞれ相当する。また、第9実施形態におけるエンジン3が、本発明におけるエネルギー出力装置に相当する。

[0301] さらに、第9実施形態におけるキャリア部材91が、本発明におけるキャリアに相当し、第9実施形態における第2サンギヤS2、第2リングギヤR2A、第1サンギヤS1および第1リングギヤR1が、本発明における第1ギヤ、第2ギヤ、第3ギヤおよび第4ギヤにそれぞれ相当するとともに、第9実施形態における第2ピニオンギヤP2およびピニオンギヤPAが、本発明における第1分割ギヤおよび第2分割ギヤにそれぞれ相当する。また、第9実施形態における第1および第2サンギヤS1、S2が、本発明における第1および第2外側回転要素にそれぞれ相当し、第9実施形態におけるキャリア部材91および第1リングギヤR1が、本発明における第1および第2準外側回転要素にそれぞれ相当するとともに、第9実施形態における第2リングギヤR2Aが、本発明における中央回転要素に相当する。

[0302] なお、第9実施形態では、第1ピニオンギヤP1を、第2ピニオンギヤP2に噛み合わせているが、ピニオンギヤPAに噛み合わせてもよい。この場

合、第1サンギヤS1、第2サンギヤS2、第2リングギヤR2A、キャリア部材91および第1リングギヤR1は、それらの回転数が互いに共線関係にあり、この共線関係を表す共線図においてこの順で並ぶ。また、第1サンギヤが第1ロータ11bに連結され、第2サンギヤS2が前出力軸SFに、第2リングギヤR2Aが変速機出力軸に、キャリア部材91が後出力軸SRに、第1リングギヤR1が第2ロータ12bに、それぞれ連結される。

[0303] 次に、図65を参照しながら、本発明の第10実施形態による動力装置について説明する。図65に示す第10実施形態による配分装置DS10は、第9実施形態の差動装置GSAに代えて、差動装置GSXを用いたものである。図65において、第1および第9実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第1および第9実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0304] 図65に示す差動装置GSXは、第9実施形態の差動装置GSAと同様、シングルプラネタリタイプの第1遊星歯車機構とダブルプラネタリタイプの第2遊星歯車機構を互いに組み合わせたものである。また、差動装置GSXは、第9実施形態（図61）と比較して、ピニオンギヤPAが、第2ピニオンギヤP2と第2リングギヤR2Aの間ではなく、第2ピニオンギヤP2と第2サンギヤS2Xの間に設けられるとともに、両者P2、S2Xに噛み合っている点が主に異なっている。さらに、第1サンギヤS1Xの歯数は、第2サンギヤS2Xの歯数よりも大きな値に設定されている。

[0305] 以上の構成の差動装置GSXでは、第1リングギヤR1X、キャリア部材91、第2リングギヤR2X、第1サンギヤS1Xおよび第2サンギヤS2Xは、互いの間で動力を伝達可能であるとともに、それらの回転数が互いに共線関係にある。また、キャリア部材91を固定した状態で、第1リングギヤR1Xを正転させたときには、第2リングギヤR2X、第1サンギヤS1Xおよび第2サンギヤS2Xはいずれも逆転する。この場合、各ギヤの歯数の関係から、第2リングギヤR2Xの回転数>第1サンギヤS1Xの回転数>第2サンギヤS2Xの回転数という関係が成立する。以上から、回転数の

関係を表す共線図において、第1リングギヤR 1 X、キャリア部材9 1、第2リングギヤR 2 X、第1サンギヤS 1 Xおよび第2サンギヤS 2 Xは、この順で並ぶ。

[0306] また、差動装置G S Xでは、第9実施形態と異なり、第1リングギヤR 1 Xが、後出力軸S Rに連結されておらず、第1ロータ1 1 bに連結されており、キャリア部材9 1が、前出力軸S Fに連結されておらず、左出力軸S R Lに連結されている。また、第2リングギヤR 2 Xが、ギヤG Xおよび4 aを介して、変速機出力軸に連結されている。さらに、第1サンギヤS 1 Xが、第1ロータ1 1 bに連結されておらず、右出力軸S R Rに連結されており、第2サンギヤS 2 Xが、第9実施形態と同様に第2ロータ1 2 bに連結されている。

[0307] 以上から、第10実施形態による動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係は、例えば図6 6に示す共線図のように表される。図6 6から明らかなように、左右の出力軸S R L、S R Rは、互いに差回転が可能である。また、この図6 6と、第1実施形態の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図5との比較から明らかなように、この第10実施形態による動力装置は、第1および第9実施形態による動力装置と同様の作用・効果を得ることができる。

[0308] また、図6 6における αX および βX はそれぞれ、第1レバー比および第2レバー比であり、次式(5)および(6)で表される。

$$\alpha X = Z S 1 X / Z R 1 X \quad \cdots \cdots (5)$$

$$\beta X = (Z S 1 X / Z S 2 X) - 1 \quad \cdots \cdots (6)$$

ここで、Z S 1 Xは第1サンギヤS 1 Xの歯数であり、Z R 1 Xは第1リングギヤR 1 Xの歯数、Z S 2 Xは第2サンギヤS 2 Xの歯数である。

[0309] これらの第1サンギヤS 1 Xの歯数Z S 1 X、第1リングギヤR 1 Xの歯数Z R 1 Xおよび第2サンギヤS 2 Xの歯数Z S 2 Xは、左右の出力軸S R L、S R Rの差回転が可能な範囲内で第1および第2ロータ1 1 b、1 2 bの一方が逆転しないことを条件として、第1および第2レバー比 αX 、 βX

が比較的大きな値になるように、設定されている。また、第1サンギヤ $S1X$ の歯数 $ZS1X$ 、第1リングギヤ $R1X$ の歯数 $ZR1X$ および第2サンギヤ $S2X$ の歯数 $ZS2X$ は、第1および第2レバー比 αX 、 βX が互いに同じ値になるように、すなわち、上記式(5)および(6)から、 $ZS1X / ZR1X = (ZS1X / ZS2X) - 1$ が成立するように、設定されている。

[0310] なお、図66に示す共線図における第1および第2サンギヤ $S1X$ 、 $S2X$ の並び順は、それらの歯数の設定によって互いに入れ替わる。

[0311] また、第10実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は、次のとおりである。すなわち、第10実施形態におけるキャリア部材91が、本発明におけるキャリアに相当し、第10実施形態における第1サンギヤ $S1X$ 、第1リングギヤ $R1X$ 、第2サンギヤ $S2X$ および第2リングギヤ $R2X$ が、本発明における第1ギヤ、第2ギヤ、第3ギヤおよび第4ギヤにそれぞれ相当するとともに、第10実施形態における第2ピニオンギヤ $P2$ およびピニオンギヤ PA が、本発明における第1分割ギヤおよび第2分割ギヤにそれぞれ相当する。

[0312] また、第10実施形態における第1リングギヤ $R1X$ および第2サンギヤ $S2X$ が、本発明における第1および第2外側回転要素にそれぞれ相当し、第10実施形態におけるキャリア部材91および第1サンギヤ $S1X$ が、本発明における第1および第2準外側回転要素にそれぞれ相当するとともに、第10実施形態における第2リングギヤ $R2X$ が、本発明における中央回転要素に相当する。その他の対応関係は、第1実施形態と同様である。

[0313] 次に、図67を参照しながら、本発明の第11実施形態による動力装置について説明する。図67に示す動力装置の配分装置 $DS11$ は、第1実施形態の差動装置 GS に代えて差動装置 GSB を用いたものである。図67において、第1実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第11実施形態による動力装置について、第1実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0314] 図67に示す差動装置GSBは、ダブルプラネタリタイプの第1および第2遊星歯車機構を互いに組み合わせ、キャリアを共通化するとともに、両遊星歯車機構のピニオンギヤを互いに噛み合わせたものであり、差動装置GSと比較して、ピニオンギヤP1BおよびP2Bをさらに備えることと、キャリア部材95、第1および第2リングギヤR1B、R2Bの構成が主に異なっている。差動装置GSBでは、第1サンギヤS1、ピニオンギヤP1B、第1ピニオンギヤP1、第1リングギヤR1Bおよびキャリア部材95によって、上記の第1遊星歯車機構が構成され、第2サンギヤS2、ピニオンギヤP2B、第2ピニオンギヤP2、第2リングギヤR2Bおよびキャリア部材95によって、上記の第2遊星歯車機構が構成されている。左右の出力軸SRL、SRRおよび差動装置GSBは、互いに同軸状に配置されている。

[0315] キャリア部材95は、ドーナツ板状の第1基部95aおよび第2基部95bと、両基部95aおよび95bに一体に設けられた4つの第1支軸95cおよび第2支軸95d（いずれも2つのみ図示）と、第2基部95bに一体に設けられた4つの第3支軸95e（2つのみ図示）で構成されている。また、キャリア部材95は、軸受け（図示せず）に回転自在に支持されており、その内側には、第1および第3回転軸14、16が相対的に回転自在に配置されている。第1および第2基部95a、95bは、左右の出力軸SRL、SRRと同軸状に配置されており、その軸線方向において互に対向している。また、第2基部95bは、第1基部95aよりも右後輪WRR側に配置されており、第2基部95bには、リング状のギヤ95fが一体に設けられている。このギヤ95fは、前述した第1変速機4の変速機出力軸に連結されたギヤ5に噛み合っている。

[0316] 第1および第2支軸95c、95dは、第1および第2基部95a、95bの間に設けられており、左右の出力軸SRL、SRRの軸線方向に延びている。また、第1および第2支軸95c、95dは、第2基部95bの径方向の中央に位置している。さらに、第1および第2支軸95c、95dは、第1基部95aの周方向に、交互に且つ互いに等間隔に配置されている。第

3支軸95eは、第2基部95bの径方向の内端部に位置しており、左右の出力軸SRL、SRRの軸線方向に、左後輪WRL側に延びている。また、4つの第3支軸95eは、周方向に互いに等間隔に位置している。

[0317] 差動装置GSBの第1サンギヤS1、ピニオンギヤP1B、第1ピニオンギヤP1および第1リングギヤR1Bは、径方向に内側からこの順で並んでいる。第1サンギヤS1は、第1実施形態と同様、第1回転軸14を介して第1ロータ11bに連結されており、第1ロータ11bと一体に回転自在である。また、ピニオンギヤP1Bの数は、第3支軸95eと同じ値4である（2つのみ図示）。各ピニオンギヤP1Bは、第3支軸95eに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第1サンギヤS1に噛み合っている。

[0318] さらに、第1ピニオンギヤP1の数は、第1支軸95cと同じ値4である（2つのみ図示）。各第1ピニオンギヤP1は、第1支軸95cに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、ピニオンギヤP1Bおよび第1リングギヤR1Bの双方に噛み合っている。第1リングギヤR1Bは、第2回転軸15およびフランジを介して、右出力軸SRRに連結されており、右出力軸SRRと一体に回転自在である。なお、ピニオンギヤP1B、第1ピニオンギヤP1、第3支軸95eおよび第1支軸95cの数は値4に限らず、任意である。

[0319] また、差動装置GSBの第2サンギヤS2、ピニオンギヤP2B、第2ピニオンギヤP2および第2リングギヤR2Bは、径方向に内側からこの順で並んでいる。第2サンギヤS2は、第1実施形態と同様、第3回転軸16を介して第2ロータ12bに連結されている。また、ピニオンギヤP2Bの数は、第3支軸95eと同じ値4である（2つのみ図示）。各ピニオンギヤP2Bは、第3支軸95eに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第2サンギヤS2に噛み合っている。

[0320] さらに、第2ピニオンギヤP2の数は、第2支軸95dと同じ値4である（2つのみ図示）。各第2ピニオンギヤP2は、第2支軸95dに、軸受け

(図示せず)を介して回転自在に支持されており、ピニオンギヤP 2 Bおよび第2リングギヤR 2 Bの双方に噛み合っている。また、図68に示すように、第2ピニオンギヤP 2は、第2サンギヤS 2の周方向において、第1ピニオンギヤP 1と部分的に重なるように配置されており、第1ピニオンギヤP 1に噛み合っている。図68では、便宜上、第1および第2サンギヤS 1、S 2ならびに第1および第2リングギヤR 1 B、R 2 Bを省略している。

[0321] また、第2リングギヤR 2 Bは、第4回転軸17およびフランジを介して、左出力軸S R Lに連結されており、左出力軸S R Lと一体に回転自在である。なお、ピニオンギヤP 2 B、第2ピニオンギヤP 2および第2支軸95dの数は値4に限らず、任意である。

[0322] さらに、第1ピニオンギヤP 1と第2ピニオンギヤP 2、および、ピニオンギヤP 1 BとピニオンギヤP 2 Bは、それぞれ互いに同じ径および同じ歯数を有している。それに応じて、第1サンギヤS 1の径と第2サンギヤS 2の径、および、第1リングギヤR 1 Bの径と第2リングギヤR 2 Bの径は、互いに同じ値に設定されている。また、第1ピニオンギヤP 1と第2ピニオンギヤP 2、および、ピニオンギヤP 1 BとピニオンギヤP 2 Bは、それぞれ互いに同じ歯形および同じ歯幅を有している。以上のように、第1および第2ピニオンギヤP 1、P 2の径、歯数、歯形および歯幅の各々は、互いに同じになっており、すなわち両ギヤP 1、P 2の諸元は互いに同一に設定されている。このことは、ピニオンギヤP 1 BおよびP 2 Bについても同様である。

[0323] 以上の構成の差動装置G S Bでは、第1サンギヤS 1、第1リングギヤR 1 B、キャリア部材95、第2リングギヤR 2 Bおよび第2サンギヤS 2は、互いの間で動力を伝達可能であるとともに、それらの回転数が互いに共線関係にある。また、キャリア部材95を固定した状態で、第1サンギヤS 1を正転させたときには、第1リングギヤR 1 Bは正転するとともに、第2サンギヤS 2および第2リングギヤR 2 Bは逆転する。この場合、各ギヤの歯数の関係から、第1サンギヤS 1の回転数は、第1リングギヤR 1 Bよりも

高くなるとともに、第2サンギヤS2の回転数は、第2リングギヤR2Bよりも低くなる。以上から、回転数の関係を表す共線図において、第1サンギヤS1、第1リングギヤR1B、キャリア部材95、第2リングギヤR2Bおよび第2サンギヤS2は、この順で並ぶ。

[0324] また、第1サンギヤS1および第1ロータ11bは、第1回転軸14を介して互いに連結されているので、第1サンギヤS1の回転数および第1ロータ11bの回転数は、互いに等しい。さらに、第1リングギヤR1Bは、第2回転軸15およびフランジを介して右出力軸SRRに連結されているので、第1リングギヤR1Bの回転数および右出力軸SRRの回転数は、互いに等しい。また、キャリア部材95は、ギヤ95fおよびギヤ5を介して、第1変速機4の変速機出力軸に連結されているので、これらのギヤ95f、5による変速を無視すれば、キャリア部材95の回転数および変速機出力軸の回転数は、互いに等しい。さらに、第2リングギヤR2Bは、第4回転軸17およびフランジを介して左出力軸SRLに連結されているので、第2リングギヤR2Bの回転数および左出力軸SRLの回転数は、互いに等しい。また、第2サンギヤS2および第2ロータ12bは、第3回転軸16を介して互いに連結されているので、第2サンギヤS2の回転数および第2ロータ12bの回転数は、互いに等しい。

[0325] 以上から、第11実施形態による動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係は、例えば図69に示す共線図のように表される。図69から明らかなように、左右の出力軸SRL、SRRは、互いに差回転が可能である。また、この図69と、第1実施形態の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図5との比較から明らかなように、この第11実施形態による動力装置は、第1実施形態による動力装置と同様の作用・効果を得ることができる。

[0326] また、図69における αB および βB はそれぞれ、第1レバー比および第2レバー比であり、次式(7)および(8)で表される。

$$\alpha B = \{Z R 1 B (Z R 2 B - Z S 2)\}$$

$$\frac{\beta B}{Z S 2 (Z R 1 B + Z R 2 B)} \dots\dots (7)$$

$$\beta B = \frac{Z R 2 B (Z R 1 B - Z S 1)}{Z S 1 (Z R 1 B + Z R 2 B)}$$

$$\dots\dots (8)$$

ここで、 $Z R 1 B$ は第1リングギヤ $R 1 B$ の歯数であり、 $Z R 2 B$ は第2リングギヤ $R 2 B$ の歯数、 $Z S 2$ は第2サンギヤ $S 2$ の歯数、 $Z S 1$ は第1サンギヤ $S 1$ の歯数である。

[0327] これらの第1リングギヤ $R 1 B$ の歯数 $Z R 1 B$ 、第2リングギヤ $R 2 B$ の歯数 $Z R 2 B$ 、第2サンギヤ $S 2$ の歯数 $Z S 2$ および第1サンギヤ $S 1$ の歯数 $Z S 1$ は、左右の後輪 $W R L$ 、 $W R R$ の差回転が可能な範囲内で第1および第2ロータ $1 1 b$ 、 $1 2 b$ の一方が逆転しないことを条件として、第1および第2レバー比 αB 、 βB が比較的大きな値になるように、設定されている。また、第1および第2リングギヤ $R 1 B$ 、 $R 2 B$ の歯数 $Z R 1 B$ 、 $Z R 2 B$ 同士と、第1および第2サンギヤ $S 1$ 、 $S 2$ の歯数 $Z S 1$ 、 $Z S 2$ 同士は、それぞれ同じ値に設定されている。これにより、上記式(7)および(8)から明らかなように、第1および第2レバー比 αB 、 βB は、互いに同じ値に設定されている。

[0328] それに加え、共線図(図69)におけるキャリア部材95から左出力軸 $S R L$ までの距離と、キャリア部材95から右出力軸 $S R R$ までの距離が互いに等しいので、キャリア部材95から左右の出力軸 $S R L$ 、 $S R R$ に分配されるトルクの分配比は、1:1である。

[0329] このように、第1実施形態によれば、第1および第2リングギヤ $R 1 B$ 、 $R 2 B$ の歯数 $Z R 1 B$ 、 $Z R 2 B$ 同士と、第1および第2サンギヤ $S 1$ 、 $S 2$ の歯数 $Z S 1$ 、 $Z S 2$ 同士を、それぞれ同じ値に設定するだけで、第1および第2レバー比 αB 、 βB を互いに同じ値に容易に設定することができる。それにより、第1および第2回転電機 $1 1$ 、 $1 2$ を用いた左右の出力軸 $S R L$ 、 $S R R$ へのトルクの分配制御を、精度良くかつ容易に行うことができ、したがって、車両 $V F R$ の旋回性を高めることができる。

[0330] さらに、第1および第2リングギヤ $R 1 B$ 、 $R 2 B$ の歯数 $Z R 1 B$ 、 $Z R$

2 B同士が同じ値に設定されている。このため、例えば、第1および第2リングギヤR 1 B、R 2 Bの双方を平歯車で構成する場合には両ギヤR 1 B、R 2 Bを同じカッタで、はすば歯車で構成する場合には両ギヤR 1 B、R 2 Bをねじれ方向のみが異なる同じ諸元のカッタで、それぞれ加工することができるので、その生産性に優れている。このことは、第1および第2サンギヤS 1、S 2についても同様である。

[0331] また、キャリア部材9 5から左右の出力軸S R L、S R Rに分配されるトルクの分配比が1 : 1であるので、エンジン3のみを動力源として用いた車両V F Rの走行中、車両V F Rの良好な直進性を得ることができる。

[0332] さらに、ダブルプラネタリタイプの第1および第2遊星歯車機構を互いに組み合わせた差動装置G S Bによって、回転数が互いに共線関係にある第2サンギヤS 2、第2リングギヤR 2 B、キャリア部材9 5、第1リングギヤR 1 Bおよび第1サンギヤS 1から成る5つの回転要素が構成される。したがって、前述した3つのシングルプラネタリタイプの遊星歯車機構を互いに組み合わせた従来の差動装置と比較して、部品点数を削減することができ、ひいては、差動装置G S Bを小型化することができる。

[0333] さらに、第1ピニオンギヤP 1と第2ピニオンギヤP 2、およびピニオンギヤP 1 BおよびP 2 Bは、それぞれ互いに同じ径および同じ歯数を有している。それに応じて、第1サンギヤS 1の径と第2サンギヤS 2の径、および第1リングギヤR 1 Bの径と第2リングギヤR 2 Bの径が、それぞれ互いに同じ値に設定されている。したがって、差動装置G S Bの径方向におけるデッドスペースを削減することができる。また、第1および第2ピニオンギヤP 1、P 2の径、歯数、歯形および歯幅の各々は、互いに同じになっており、すなわち両ギヤP 1、P 2の諸元は互いに同一に設定されている。したがって、第1および第2ピニオンギヤP 1、P 2を製造するための金型やカッタなどを共通化できるので、その生産性を向上させることができる。このことは、ピニオンギヤP 1 BおよびP 2 Bについても同様である。

[0334] また、エンジン3がキャリア部材9 5に連結されているので、左右の出力

軸SRL、SRRに、第1および第2回転電機11、12からの第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2に加え、エンジン3からの変速後エンジントルクTEが伝達される。したがって、第1および第2回転電機11、12に必要とされるトルクを低減でき、それにより両装置の小型化を図ることができる。

[0335] さらに、一般的な第1および第2回転電機11、12を用いるので、格別の装置を用いることなく、動力装置を容易かつより安価に構成することができる。また、前述したように左右の出力軸SRL、SRRへのトルクの分配を制御する場合において、第1および第2回転電機11、12により動力を電力に変換することができる。このため、変換した電力を車両VFR用の補機に供給することによって、補機の電源を充電するための発電機の作動負荷および作動頻度を低下させることができる。

[0336] さらに、第1実施形態と同様、第2および第1リングギヤR2B、R1Bが、左右の出力軸SRL、SRRにそれぞれ連結されているので、図89および図90を用いて説明したように、第1および第2リングギヤR1、R2の歯幅を比較的小さな値に設定することができ、それにより動力装置のさらなる小型化を図ることができる。同じ理由により、第1および第2ピニオン軸受け（第1および第2ピニオンギヤP1、P2をそれぞれ支持する軸受け）の小型化を図ることができ、このことによって、動力装置のさらなる小型化を図ることができる。

[0337] なお、上述した第11実施形態では、第1および第2ピニオンギヤP1、P2を互いに噛み合わせているが、これに代えて、またはこれとともに、ピニオンギヤP1BおよびP2Bを互いに噛み合わせてもよい。

[0338] また、第11実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第11実施形態における左右の出力軸SRL、SRRが、本発明における2つの被駆動部の他方および一方にそれぞれ相当する。また、第11実施形態におけるキャリア部材95が、本発明におけるキャリアに相当し、第11実施形態における第1サンギヤ

S 1、第 1 リングギヤ R 1 B、第 2 サンギヤ S 2 および第 2 リングギヤ R 2 B が、本発明における第 1 ギヤ、第 2 ギヤ、第 3 ギヤおよび第 4 ギヤにそれぞれ相当する。さらに、第 1 1 実施形態における第 1 ピニオンギヤ P 1、ピニオンギヤ P 1 B、第 2 ピニオンギヤ P 2 およびピニオンギヤ P 2 B が、本発明における第 1 分割ギヤ、第 2 分割ギヤ、第 3 分割ギヤおよび第 4 分割ギヤにそれぞれ相当する。

[0339] また、第 1 1 実施形態における第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 が、本発明における第 1 および第 2 外側回転要素にそれぞれ相当し、第 1 1 実施形態における第 1 および第 2 リングギヤ R 1 B、R 2 B が、本発明における第 1 および第 2 準外側回転要素にそれぞれ相当するとともに、第 1 1 実施形態におけるキャリア部材 9 5 が、本発明における中央回転要素に相当する。その他の対応関係は、第 1 実施形態と同様である。

[0340] 次に、図 7 0 を参照しながら、本発明の第 1 2 実施形態による動力装置について説明する。図 7 0 に示す動力装置の配分装置 D S 1 2 は、第 1 1 実施形態の差動装置 G S B に代えて、差動装置 G S C を用いたものである。図 7 0 において、第 1 および第 1 1 実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第 1 および第 1 1 実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0341] 図 7 0 に示す差動装置 G S C は、第 1 1 実施形態の差動装置 G S B と同様、ダブルプラネタリタイプの第 1 遊星歯車機構とダブルプラネタリタイプの第 2 遊星歯車機構を互いに組み合わせたものである。また、差動装置 G S C は、第 1 1 実施形態と比較して、次の点のみが異なっている。すなわち、ピニオンギヤ P 1 B が、第 1 サンギヤ S 1 と第 1 ピニオンギヤ P 1 の間ではなく、第 1 ピニオンギヤ P 1 と第 1 リングギヤ R 1 B の間に設けられるとともに、両者 P 1、R 1 B に噛み合っており、ピニオンギヤ P 2 B が、第 2 サンギヤ S 2 と第 2 ピニオンギヤ P 2 の間ではなく、第 2 ピニオンギヤ P 2 と第 2 リングギヤ R 2 B の間に設けられるとともに、両者 P 2、R 2 B に噛み合っている。

[0342] 以上の構成の差動装置G S Cでは、第11実施形態と同様、第1サンギヤS 1、第1リングギヤR 1 B、キャリア部材9 5、第2リングギヤR 2 Bおよび第2サンギヤS 2は、互いの間で動力を伝達可能であるとともに、それらの回転数が互いに共線関係にあり、回転数の関係を表す共線図において、第1サンギヤS 1、第1リングギヤR 1 B、キャリア部材9 5、第2リングギヤR 2 Bおよび第2サンギヤS 2は、この順で並ぶ。また、第1サンギヤS 1、第1リングギヤR 1 B、キャリア部材9 5、第2リングギヤR 2 Bおよび第2サンギヤS 2に対する、第1ロータ1 1 b、右出力軸S R R、変速機出力軸、左出力軸S R Lおよび第2ロータ1 2 bの連結関係は、第11実施形態と同様である。

[0343] 以上から、第12実施形態による動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係は、第11実施形態（図69）と同じである。したがって、この第12実施形態による動力装置は、第11実施形態による動力装置と同様の作用・効果を得ることができる。

[0344] また、第12実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第12実施形態における第1リングギヤR 1 B、第1サンギヤS 1、第2リングギヤR 2 Bおよび第2サンギヤS 2が、本発明における第1ギヤ、第2ギヤ、第3ギヤおよび第4ギヤにそれぞれ相当する。その他の対応関係は、第11実施形態と同様である。

[0345] 次に、図71を参照しながら、本発明の第13実施形態による動力装置について説明する。図71に示す動力装置の配分装置D S 1 3は、第1実施形態の差動装置G Sに代えて差動装置G S Dを用いたものである。図71において、第1実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第13実施形態による動力装置について、第1実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0346] 図71に示す差動装置G S Dは、第10および第11実施形態と同様、ダブルプラネタリタイプの第1および第2遊星歯車機構を組み合わせたもので

ある。差動装置GSDでは、第1サンギヤS1D、第1ピニオンギヤP1、ピニオンギヤP1D、第1リングギヤR1Dおよびキャリア部材101によって、上記の第1遊星歯車機構が構成され、第2サンギヤS2D、ピニオンギヤP2D、第2ピニオンギヤP2、第2リングギヤR2Dおよびキャリア部材101によって、上記の第2遊星歯車機構が構成されている。左右の出力軸SRL、SRRおよび差動装置GSCは、互いに同軸状に配置されている。

[0347] キャリア部材101は、ドーナツ板状の第1基部101aおよび第2基部101bと、両基部101aおよび101bに一体に設けられた4つの第1支軸101c、第2支軸101d、第3支軸101eおよび第4支軸101f（いずれも2つのみ図示）で構成されている。また、キャリア部材101は、軸受け（図示せず）に回転自在に支持されており、その内側には、第1回転軸14が、相対的に回転自在に配置されている。第1および第2基部101a、101bは、左右の出力軸SRL、SRRと同軸状に配置されている。第2基部101bは、第1基部101aと比較して、径方向の内側で、かつ右後輪WR側側に配置されており、第3回転軸16の一端部に一体に取り付けられている。第3回転軸16の他端部には、第1ロータ11bが一体に設けられている。

[0348] 第1支軸101cは、第2基部101bの径方向の内端部に取り付けられており、左右の出力軸SRL、SRRの軸線方向に、左後輪WRL側に延びている。第2支軸101dおよび第3支軸101eは、第1および第2基部101a、101bの間に設けられており、左右の出力軸SRL、SRRの軸線方向に延びている。第2および第3支軸101d、101eは、第1基部101aの周方向に、交互に且つ互いに等間隔に配置されている。第4支軸101fは、第1基部101aの径方向の外端部に取り付けられており、左右の出力軸SRL、SRRの軸線方向に、右後輪WR側すなわち第1支軸101cとは反対側に延びている。

[0349] また、前記第1サンギヤS1D、第1ピニオンギヤP1、ピニオンギヤP

1 Dおよび第1リングギヤR 1 Dは、径方向に内側からこの順で並んでいる。第1サンギヤS 1 Dは、右出力軸S R Rに一体に設けられており、右出力軸S R Rと一体に回転自在である。また、第1ピニオンギヤP 1の数は、キャリア部材1 0 1の第2支軸1 0 1 dと同じ値4（2つのみ図示）であり、各第1ピニオンギヤP 1は、第2支軸1 0 1 dに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第1サンギヤS 1 Dに噛み合っている。

[0350] さらに、ピニオンギヤP 1 Dの数は、第4支軸1 0 1 fと同じ値4である（2つのみ図示）。各ピニオンギヤP 1 Dは、第4支軸1 0 1 fに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第1ピニオンギヤP 1および第1リングギヤR 1 Dの双方に噛み合っている。第1リングギヤR 1 Dは、第2回転軸1 5やフランジを介して、左出力軸S R Lに連結されており、左出力軸S R Lと一体に回転自在である。なお、第1ピニオンギヤP 1、ピニオンギヤP 1 D、第2支軸1 0 1 dおよび第4支軸1 0 1 fの数は値4に限らず、任意である。

[0351] また、前記第2サンギヤS 2 D、ピニオンギヤP 2 D、第2ピニオンギヤP 2および第2リングギヤR 2 Dは、径方向に内側からこの順で並んでいる。第2サンギヤS 2 Dの歯数は、第1サンギヤS D 1の歯数よりも小さな値に設定されており、第1回転軸1 4を介して第2ロータ1 2 bに連結されている。また、ピニオンギヤP 2 Dの数は、第1支軸1 0 1 cと同じ値4である（2つのみ図示）。各ピニオンギヤP 2 Dは、第1支軸1 0 1 cに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、第2サンギヤS 2 Dに噛み合っている。

[0352] さらに、第2ピニオンギヤP 2の数は、第3支軸1 0 1 eと同じ値4である（2つのみ図示）。各第2ピニオンギヤP 2は、第3支軸1 0 1 eに、軸受け（図示せず）を介して回転自在に支持されており、ピニオンギヤP 2 Dおよび第2リングギヤR 2 Dの双方に噛み合っている。また、図7 2に示すように、第2ピニオンギヤP 2は、第2サンギヤS 2 Dの周方向において、第1ピニオンギヤP 1と部分的に重なるように配置されており、第1ピニオ

ンギヤP 1に噛み合っている。なお、第2ピニオンギヤP 2、ピニオンギヤP 2 D、第1支軸1 0 1 cおよび第3支軸1 0 1 eの数は値4に限らず、任意である。図7 2では、便宜上、第1および第2サンギヤS 1 D、S 2 Dならびに第1および第2リングギヤR 1 D、R 2 Dを省略している。

[0353] 第2リングギヤR 2 Dは、第1リングギヤR 1 Dよりも小さな歯数を有している。また、第2リングギヤR 2 Dの外周部には、ギヤGDが形成されており、このギヤGDは、前述した第1変速機4の変速機出力軸に一体に設けられたギヤ4 aに噛み合っている。

[0354] 以上の構成の差動装置GSDでは、キャリア部材1 0 1、第1リングギヤR 1 D、第2リングギヤR 2 D、第1サンギヤS 1 Dおよび第2サンギヤS 2 Dは、互いの間で動力を伝達可能であるとともに、それらの回転数が互いに共線関係にある。また、キャリア部材1 0 1を固定した状態で、第2サンギヤS 2 Dを正転させたときには、第1リングギヤR 1 D、第2リングギヤR 2 Dおよび第1サンギヤS 1 Dはいずれも正転する。この場合、各ギヤの歯数の関係から、第1リングギヤR 1 Dの回転数<第2リングギヤR 2 Dの回転数<第1サンギヤS 1 Dの回転数<第2サンギヤS 2 Dの回転数という関係が成立する。以上から、回転数の関係を表す共線図において、キャリア部材1 0 1、第1リングギヤR 1 D、第2リングギヤR 2 D、第1サンギヤS 1 Dおよび第2サンギヤS 2 Dは、この順で並ぶ。

[0355] また、キャリア部材1 0 1および第1ロータ1 1 bは、第3回転軸1 6を介して互いに連結されているので、キャリア部材1 0 1の回転数および第1ロータ1 1 bの回転数は、互いに等しい。さらに、第1リングギヤR 1 Dは、第2回転軸1 5を介して左出力軸SRLに連結されているので、第1リングギヤR 1 Dの回転数および左出力軸SRLの回転数は、互いに等しい。また、第2リングギヤR 2 Dは、ギヤGDおよびギヤ4 aを介して、第1変速機4の変速機出力軸に連結されているので、これらのギヤGD、4 aによる変速を無視すれば、第2リングギヤR 2 Dの回転数および変速機出力軸の回転数は、互いに等しい。さらに、第1サンギヤS 1 Dは、右出力軸SRRに

直結されているので、第1サンギヤS1Dの回転数および右出力軸SRRの回転数は、互いに等しい。また、第2サンギヤS2Dおよび第2ロータ12bは、第3回転軸16を介して互いに連結されているので、第2サンギヤS2Dの回転数および第2ロータ12bの回転数は、互いに等しい。

[0356] 以上から、第13実施形態による動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係は、例えば図73に示す共線図のように表される。図73から明らかなように、左右の出力軸SRL、SRRは、互いに差回転が可能である。また、図73に示す各種のパラメータは、第1実施形態で説明したとおりである。この図73と、第1実施形態の動力装置における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図5との比較から明らかなように、この第13実施形態による動力装置は、第1実施形態による動力装置とほぼ同様の作用・効果を得ることができる。

[0357] また、図73における αD および βD はそれぞれ、第1レバー比および第2レバー比であり、次式(9)および(10)で表される。

$$\alpha D = ZS1D / (ZR1D - ZS1D) \quad \dots\dots (9)$$

$$\beta D = \{ ZR1D (ZS1D - ZS2D) \} / \{ ZS2D (ZR1D - ZS1D) \} \quad \dots\dots (10)$$

ここで、ZS1Dは第1サンギヤS1Dの歯数であり、ZR1Dは第1リングギヤR1Dの歯数、ZS2Dは第2サンギヤS2Dの歯数である。

[0358] また、第13実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第13実施形態におけるキャリア部材101が、本発明におけるキャリアに相当し、第13実施形態における第1リングギヤR1D、第1サンギヤS1D、第2サンギヤS2Dおよび第2リングギヤR2Dが、本発明における第1ギヤ、第2ギヤ、第3ギヤおよび第4ギヤにそれぞれ相当する。また、第13実施形態における第1ピニオンギヤP1、ピニオンギヤP1D、第2ピニオンギヤP2およびピニオンギヤP2Dが、本発明における第1分割ギヤ、第2分割ギヤ、第3分割ギヤおよび第4分割ギヤにそれぞれ相当する。

[0359] さらに、第13実施形態におけるキャリア部材101および第2サンギヤS2Dが、本発明における第1および第2外側回転要素にそれぞれ相当し、第13実施形態における第1リングギヤR1Dおよび第1サンギヤS1Dが、本発明における第1および第2準外側回転要素にそれぞれ相当するとともに、第13実施形態における第2リングギヤR2Dが、本発明における中央回転要素に相当する。その他の対応関係は、第1実施形態と同様である。

[0360] なお、第13実施形態では、ピニオンギヤP1Dを第1ピニオンギヤP1と第1リングギヤR1Dの間に、ピニオンギヤP2Dを第2サンギヤS2Dと第2ピニオンギヤP2の間に、それぞれ設けているが、ピニオンギヤP1Dを第1サンギヤS1Dと第1ピニオンギヤP1の間に、ピニオンギヤP2Dを第2ピニオンギヤP2と第2リングギヤR2Dの間に、それぞれ設けてもよい。すなわち、ピニオンギヤP1Dを、第1サンギヤS1Dと第1ピニオンギヤP1の双方に噛み合わせるとともに、ピニオンギヤP2Dを、第2ピニオンギヤP2と第2リングギヤR2Dの双方に噛み合わせてもよい。

[0361] また、図74～図87は、本発明の第14～第20実施形態による動力装置を示している。これらの動力装置は、第1実施形態や第9実施形態の動力装置と比較して、配分装置DS14～DS18がエンジンに連結されていないことが共通して異なっている。このエンジンは、第1変速機を介して車両の左右の前輪に連結されており、その動力が左右の前輪に伝達される。以下、これらの第14～第20実施形態による動力装置について、第1実施形態などと異なる点を中心に、順に説明する。

[0362] 図74に示す第14実施形態による配分装置DS14は、第1実施形態（図2）と比較して、差動装置GSFのキャリア部材13がエンジンに連結されていない点のみが異なっている。図74において、第1実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。図74と、第1実施形態による配分装置DS1を示す図2との比較から明らかなように、この第14実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係は、例えば図75のように示される。

[0363] また、この図 7 5 と、第 1 実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図 5 との比較から明らかなように、第 1 4 実施形態は、第 1 実施形態と比較して、変速後エンジントルク T_E 、反力トルク R_{LE} および反力トルク R_{RE} が作用しないことのみが異なっている。したがって、第 1 実施形態と同様、第 1 および第 2 モータ出力トルク T_{M1} 、 T_{M2} ならびに第 1 および第 2 モータ制動トルク T_{G1} 、 T_{G2} を制御することによって、左右の出力軸 S_{RL} 、 S_{RR} に分配されるトルクを制御することができる。その他、第 1 実施形態による効果、すなわち、差動装置 G_S を小型化できることや、差動装置 G_S の第 1 および第 2 レバー比 α 、 β を互いに同じ値に容易に設定することができることなどの効果を同様に得ることができる。

[0364] 次に、第 1 5 実施形態による動力装置について説明する。この第 1 5 実施形態では、第 1 実施形態で述べた回転数が互いに共線関係にある 5 つの回転要素（第 1 サンギヤ S_1 、第 2 リングギヤ R_2 、キャリア部材 1 3、第 1 リングギヤ R_1 および第 2 サンギヤ S_2 （図 5 参照））のうち、キャリア部材 1 3 以外の 4 つの回転要素のうちの 1 つを省略することによって、回転数が共線関係にある 4 つの回転要素を有する差動装置が構成される。また、これらの 4 つの回転要素のうち、回転数の関係を表す共線図において両外側に位置する 2 つの回転要素に、第 1 および第 2 ロータ 1 1 b、1 2 b が、内側に位置する 2 つの回転要素に、前後の出力軸 S_F 、 S_R （または左右の出力軸 S_{RL} 、 S_{RR} 、 S_{FL} 、 S_{FR} ）が、それぞれ連結される。

[0365] 図 7 6 は、第 1 5 実施形態による配分装置 D_{S15} の一例を示しており、この配分装置 D_{S15} は、上記のキャリア部材 1 3 以外の 4 つの回転要素のうちの第 2 リングギヤ R_2 を省略した差動装置 G_{SG} を有している。図 7 6 において、第 1 および第 9 実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。

[0366] 図 7 6 に示すように、第 1 および第 2 サンギヤ S_1 、 S_2 が、第 1 および第 2 ロータ 1 1 b、1 2 b にそれぞれ機械的に連結され、キャリア部材 9 1

および第1リングギヤR1が、前後の出力軸SF、SRにそれぞれ機械的に連結されている。また、差動装置GSGは、エンジンに連結されていない。さらに、図76と、第9実施形態による配分装置DS9を示す図61との比較から明らかなように、第15実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係は、例えば図77に示す共線図のように表される。

[0367] さらに、この図77と、第9実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図64との比較から明らかなように、第9実施形態と同様、第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2ならびに第1および第2モータ制動トルクTG1、TG2を制御することによって、前後の出力軸SF、SRに分配されるトルクを制御することができる。なお、図77における各種のパラメータは、第9実施形態で説明したとおりである。

[0368] 以上のように、第15実施形態によれば、第1および第2ピニオンギヤP1、P2を互いに噛み合わせるとともに、第1サンギヤS1および第1リングギヤR1を第1ピニオンギヤP1と、第2サンギヤS2を第2ピニオンギヤP2と、それぞれ噛み合わせるだけで、回転数が互いに共線関係にある4つの回転要素を簡易に構成することができる。したがって、動力装置全体の部品点数を削減でき、装置の小型化、軽量化および製造コストの削減を図ることができる。また、第9実施形態と同様、第1および第2レバー比 αA 、 βA に関する効果を同様に得ることができる。さらに、第1リングギヤR1が後出力軸SRに連結されているので、第1リングギヤR1の歯幅を比較的小さな値に設定することができ、それにより動力装置のさらなる小型化を図ることができる。同じ理由により、第1ピニオン軸受け（第1ピニオンギヤP1を支持する軸受け）の小型化を図ることができ、このことによっても、動力装置のさらなる小型化を図ることができる。

[0369] なお、図76に示す例では、第2リングギヤR2を省略しているが、これに代えて、第1サンギヤS1、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2

のうちの1つを省略することによって、回転数が共線関係にある4つの回転要素を有する差動装置を構成してもよいことは、もちろんである。

[0370] また、第15実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第15実施形態における第1サンギヤS1、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2が、本発明における第1ギヤ、第2ギヤおよび第3ギヤにそれぞれ相当する。その他の対応関係は、第9実施形態と同様である。

[0371] 次に、第16実施形態による動力装置について説明する。この第16実施形態では、第9実施形態で述べた回転数が互いに共線関係にある5つの回転要素（第1サンギヤS1、キャリア部材91、第2リングギヤR2A、第1リングギヤR1および第2サンギヤS2（図64参照））のうち、第1リングギヤR1、第1および第2サンギヤS1、S2のうちの1つを省略することによって、回転数が共線関係にある4つの回転要素を有する差動装置が構成される。

[0372] 図78は、第16実施形態による配分装置DS16の一例を示しており、この配分装置DS16は、上記の第1リングギヤR1、第1および第2サンギヤS1、S2のうちの第1サンギヤS1を省略した差動装置GSHを有している。図78において、第9実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。

[0373] 図78に示す配分装置DS16は、第9実施形態（図61）と比較して、第1サンギヤS1が省略されていることに加え、次の点a)～c)が異なっている。

a) 差動装置GSHがエンジンに連結されていない点。

b) キャリア部材91が、前出力軸SFに代えて、第1ロータ11bに連結されている点。

c) 第2リングギヤR2Aが、エンジン（変速機出力軸）に代えて、第4回転軸17およびフランジを介して前出力軸SFに連結されている点。

[0374] 以上の構成により、第16実施形態における各種の回転要素の間の回転数

の関係およびトルクの釣り合い関係は、例えば図 7 9 に示す共線図のように表される。この図 7 9 と、第 9 実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図 6 4 との比較から明らかなように、第 9 実施形態と同様、第 1 および第 2 モータ出力トルク T_{M1} 、 T_{M2} ならびに第 1 および第 2 モータ制動トルク T_{G1} 、 T_{G2} を制御することによって、前後の出力軸 S_F 、 S_R に分配されるトルクを制御することができる。

[0375] また、図 7 9 における α_F および β_F はそれぞれ、第 1 レバー比および第 2 レバー比であり、次式 (1 1) および (1 2) で表される。

$$\alpha_F = Z_{R1} / (Z_{R2A} - Z_{R1}) \quad \dots\dots (1 1)$$

$$\beta_F = \{ Z_{R2A} (Z_{R1} - Z_{S2}) \} / \{ Z_{S2} (Z_{R2A} - Z_{R1}) \} \quad \dots\dots (1 2)$$

第 9 実施形態で述べたように、 Z_{R1} は、第 1 リングギヤ R_1 の歯数であり、 Z_{R2A} は、第 2 リングギヤ R_{2A} の歯数、 Z_{S2} は、第 2 サングヤ S_2 の歯数である。

[0376] また、近年、例えば特開 2 0 1 1 - 2 3 7 0 1 9 号公報などに開示されるように、2 つのピニオンギヤを一体に構成した 2 連ピニオンギヤを用いた差動装置が知られている。この 2 連ピニオンギヤは、その加工に際し、各ピニオンギヤ同士の位相を一致させなければならず、その設定が非常に煩雑である。このような不具合は、2 連ピニオンギヤの各ギヤの径が互いに異なる場合には、より顕著になる。また、2 連ピニオンギヤに加えてさらに別のピニオンギヤを用いて差動装置を構成した場合には、このピニオンギヤを、2 連ピニオンギヤとは別個に製造しなければならず、これらのピニオンギヤおよび 2 連ピニオンギヤとして、互いに異なる 2 種のギヤが必要になってしまう。

[0377] これに対して、上述した第 1 6 実施形態によれば、ピニオンギヤ P_A 、第 1 および第 2 ピニオンギヤ P_1 、 P_2 を、互いに同じ諸元（歯数、径など）のギヤで構成可能であるので、これらのピニオンギヤ P_A 、第 1 および第 2

ピニオンギヤP 1、P 2として、互いに同じ1種のギヤを用意すればよく、したがって、装置を簡易に構成することができる。その他、第15実施形態による効果を同様に得ることができる。

[0378] なお、図78に示す例では、第1サンギヤS 1を省略しているが、これに代えて、第1リングギヤR 1および第2サンギヤS 2一方を省略することによって、回転数が共線関係にある4つの回転要素を有する差動装置を構成してもよいことは、もちろんである。

[0379] また、第16実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第16実施形態におけるキャリア部材9 1が、本発明におけるキャリアに相当し、第16実施形態における第2リングギヤR 2 A、第2サンギヤS 2および第1リングギヤR 1が、本発明における第1ギヤ、第2ギヤおよび第3ギヤにそれぞれ相当するとともに、第16実施形態における第2ピニオンギヤP 2およびピニオンギヤP Aが、本発明における第1分割ギヤおよび第2分割ギヤにそれぞれ相当する。さらに、第16実施形態におけるキャリア部材9 1および第2サンギヤS 2が、本発明における第1および第2外側回転要素にそれぞれ相当するとともに、第16実施形態における第2リングギヤR 2 Aおよび第1リングギヤR 1が、本発明における第1および第2準外側回転要素にそれぞれ相当する。その他の対応関係は、第9実施形態と同様である。

[0380] 次に、第17実施形態による動力装置について説明する。この第17実施形態では、第10実施形態で述べた回転数が互いに共線関係にある5つの回転要素（第1リングギヤR 1 X、キャリア部材9 1、第2リングギヤR 2 X、第1サンギヤS 1 Xおよび第2サンギヤS 2 X（図66参照））のうち、キャリア部材9 1および第2サンギヤS 2 X以外の3つの回転要素、すなわち、第1サンギヤS 1 X、第1および第2リングギヤR 1 X、R 2 Xのうちの1つを省略することによって、回転数が互いに共線関係にある4つの回転要素を有する差動装置が構成される。

[0381] 図80は、第17実施形態による配分装置D S 17の一例を示しており、

この配分装置D S 1 7は、上記の3つの回転要素のうちの第1サンギヤS 1 Xを省略した差動装置G S 1を有している。図80において、第1および第10実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第1および第10実施形態と異なる点を中心に説明する。なお、図80では、第10実施形態と異なり、第1リングギヤR 1 Xなどから成る第1遊星歯車装置と、第2サンギヤS 2 Xなどから成る第2遊星歯車装置が、左右反対に配置されている。すなわち、第1遊星歯車装置は右駆動輪W R R側に、第2遊星歯車装置は左駆動輪W R L側に、それぞれ配置されている。

[0382] 図80に示す配分装置D S 1 7は、第10実施形態（図65）と比較して、第1サンギヤS 1 Xが省略されていることに加え、次の点a)～e)が異なっている。

a) 差動装置G S 1がエンジンに連結されていない点。

b) 第2サンギヤS 2 Xが、第2ロータ1 2 bに代えて、第1ロータ1 1 bに連結されている点。

c) 第2リングギヤR 2 Xが、エンジン（変速機出力軸）に代えて、左出力軸S R Lに連結されている点。

d) キャリア部材9 1が、左出力軸S R Lに代えて、右出力軸S R Rに連結されている点。

e) 第1リングギヤR 1 Xが、第1ロータ1 1 bに代えて、第2ロータ1 2 bに連結されている点。

[0383] 以上の構成により、第17実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係は、例えば図81に示す共線図のように表される。この図81と、第10実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図66との比較から明らかに、第10実施形態と同様、第1および第2モータ出力トルクT M 1、T M 2ならびに第1および第2モータ制動トルクT G 1、T G 2を制御することによって、左右の出力軸S R L、S R Rに分配されるトルクを制御することができる。

[0384] また、図 8 1 における $\alpha 1$ および $\beta 1$ はそれぞれ、第 1 レバー比および第 2 レバー比であり、次式 (1 3) および (1 4) で表される。

$$\alpha 1 = (Z R 2 X / Z S 2 X) - 1 \quad \cdots \cdots (1 3)$$

$$\beta 1 = Z R 2 X / Z R 1 X \quad \cdots \cdots (1 4)$$

ここで、 $Z R 2 X$ は第 2 リングギヤ $R 2 X$ の歯数であり、 $Z S 2 X$ は第 2 サンギヤ $S 2 X$ の歯数、 $Z R 1 X$ は第 1 リングギヤ $R 1 X$ の歯数である。

[0385] これらの第 2 リングギヤ $R 2 X$ の歯数 $Z R 2 X$ 、第 2 サンギヤ $S 2 X$ の歯数 $Z S 2 X$ および第 1 リングギヤ $R 1 X$ の歯数 $Z R 1 X$ は、左右の出力軸 $S R L$ 、 $S R R$ の差回転が可能な範囲内で第 1 および第 2 ロータ $1 1 b$ 、 $1 2 b$ の一方が逆転しないことを条件として、第 1 および第 2 レバー比 $\alpha 1$ 、 $\beta 1$ が比較的大きな値になるように、設定されている。また、第 2 リングギヤ $R 2 X$ の歯数 $Z R 2 X$ 、第 2 サンギヤ $S 2 X$ の歯数 $Z S 2 X$ および第 1 リングギヤ $R 1 X$ の歯数 $Z R 1 X$ は、第 1 および第 2 レバー比 $\alpha 1$ 、 $\beta 1$ が互いに同じ値になるように、すなわち、上記式 (1 3) および (1 4) から、 $(Z R 2 X / Z S 2 X) - 1 = Z R 2 X / Z R 1 X$ が成立するように、設定されている。

[0386] また、前述した 3 つの回転要素のうちの第 1 および第 2 リングギヤ $R 1 X$ 、 $R 2 X$ ではなく、第 1 サンギヤ $S 1 X$ を省略しているので、上述したように第 2 リングギヤ $R 2 X$ およびキャリア部材 9 1 を左右の出力軸 $S R L$ 、 $S R R$ にそれぞれ連結することができる。以上により、第 1 7 実施形態によれば、第 1 5 実施形態による効果を同様に得ることができる。

[0387] なお、図 8 0 に示す例では、第 1 サンギヤ $S 1 X$ を省略しているが、これに代えて、第 1 および第 2 リングギヤ $R 1 X$ 、 $R 2 X$ の一方を省略することによって、回転数が共線関係にある 4 つの回転要素を有する差動装置を構成してもよいことは、もちろんである。

[0388] また、第 1 7 実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第 1 7 実施形態におけるキャリア部材 9 1 が、本発明におけるキャリアに相当し、第 1 7 実施形態における

る第2サンギヤS 2 X、第2リングギヤR 2 Xおよび第1リングギヤR 1 Xが、本発明における第1ギヤ、第2ギヤおよび第3ギヤにそれぞれ相当するとともに、第17実施形態における第2ピニオンギヤP 2およびピニオンギヤP Aが、本発明における第1分割ギヤおよび第2分割ギヤにそれぞれ相当する。また、第17実施形態における第2サンギヤS 2 Xおよび第1リングギヤR 1 Xが、本発明における第1および第2外側回転要素にそれぞれ相当するとともに、第17実施形態における第2リングギヤR 2 Xおよびキャリア部材9 1が、本発明における第1および第2準外側回転要素にそれぞれ相当する。その他の対応関係は、第1実施形態と同様である。

[0389] 次に、第18実施形態による動力装置について説明する。この第18実施形態では、第11実施形態で述べた回転数が互いに共線関係にある5つの回転要素（第2サンギヤS 2、第2リングギヤR 2 B、キャリア部材9 5、第1リングギヤR 1 Bおよび第1サンギヤS 1（図69参照））のうち、キャリア部材9 5、第1および第2サンギヤS 1、S 2以外の2つの回転要素の一方を省略することによって、回転数が共線関係にある4つの回転要素を有する差動装置が構成される。また、これらの4つの回転要素のうち、回転数の関係を表す共線図において両外側に位置する2つの回転要素に、第1および第2ロータ1 1 b、1 2 bが、内側に位置する2つの回転要素に、左右の出力軸S R L、S R R（または左右の出力軸S F L、S F R、前記の出力軸S F、S R）が、それぞれ連結される。

[0390] 図82は、第18実施形態による配分装置D S 18の一例を示しており、この配分装置D S 18は、上記の2つの回転要素、すなわち第1および第2リングギヤR 1 B、R 2 Bのうちの第1リングギヤR 1 Bを省略した差動装置G S Jを有している。図82において、第1および第11実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。

[0391] 図82に示す配分装置D S 18は、第11実施形態と比較して、第1リングギヤR 1 Bが省略されていることに加え、次の点a)およびb)が異なっている。

a) 差動装置 G S J がエンジンに連結されていない点。

b) キャリア部材 9 5 が、エンジン（変速機出力軸）に代えて、右出力軸 S R R に連結されている点。

[0392] 以上の構成により、第 1 8 実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係は、例えば図 8 3 に示す共線図のように表される。この図 8 3 と、第 1 1 実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図 6 9 との比較から明らかなように、第 1 1 実施形態と同様、第 1 および第 2 モータ出力トルク T M 1、T M 2 ならびに第 1 および第 2 モータ制動トルク T G 1、T G 2 を制御することによって、左右の出力軸 S R L、S R R に分配されるトルクを制御することができる。

[0393] また、図 8 3 における αJ および βJ はそれぞれ、第 1 レバー比および第 2 レバー比であり、第 2 リングギヤ R 2 B の歯数 Z R 2 B、第 2 サンギヤ S 2 の歯数 Z S 2、および第 1 サンギヤ S 1 の歯数 Z S 1 を用いて、次式 (1 5) および (1 6) で表される。

$$\alpha J = (Z R 2 B / Z S 2) - 1 \quad \cdots \cdots (1 5)$$

$$\beta J = Z R 2 B / Z S 1 \quad \cdots \cdots (1 6)$$

[0394] これらの第 2 リングギヤ R 2 B の歯数 Z R 2 B、第 2 サンギヤ S 2 の歯数 Z S 2 および第 1 サンギヤ S 1 の歯数 Z S 1 は、左右の出力軸 S R L、S R R の差回転が可能な範囲内で第 1 および第 2 ロータ 1 1 b、1 2 b の一方が逆転しないことを条件として、第 1 および第 2 レバー比 αJ 、 βJ が比較的大きな値になるように、設定されている。また、第 2 リングギヤ R 2 B の歯数 Z R 2 B、第 2 サンギヤ S 2 の歯数 Z S 2 および第 1 サンギヤ S 1 の歯数 Z S 1 は、第 1 および第 2 レバー比 αJ 、 βJ が互いに同じ値になるように、すなわち、上記式 (1 5) および (1 6) から、 $(Z R 2 B / Z S 2) - 1 = Z R 2 B / Z S 1$ が成立するように、設定されている。以上により、第 1 8 実施形態によれば、第 1 5 実施形態による効果を同様に得ることができる。

- [0395] なお、図 8 2 に示す例では、第 1 リングギヤ R 1 B を省略しているが、これに代えて、第 2 リングギヤ R 2 B を省略することによって、回転数が共線関係にある 4 つの回転要素を有する差動装置を構成してもよいことは、もちろんである。
- [0396] また、第 1 8 実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第 1 8 実施形態におけるキャリア部材 9 5 が、本発明におけるキャリアに相当し、第 1 8 実施形態における第 2 サンギヤ S 2、第 2 リングギヤ R 2 B および第 1 サンギヤ S 1 が、本発明における第 1 ギヤ、第 2 ギヤおよび第 3 ギヤにそれぞれ相当するとともに、第 1 8 実施形態における第 2 ピニオンギヤ P 2、ピニオンギヤ P 2 B、第 1 ピニオンギヤ P 1 およびピニオンギヤ P 1 B が、本発明における第 1 分割ギヤ、第 2 分割ギヤ、第 3 分割ギヤおよび第 4 分割ギヤにそれぞれ相当する。
- [0397] さらに、第 1 8 実施形態におけるキャリア部材 9 5 および第 2 リングギヤ R 2 B が、本発明における第 1 および第 2 準外側回転要素にそれぞれ相当する。その他の対応関係は、第 1 1 実施形態と同様である。
- [0398] 次に、第 1 9 実施形態による動力装置について説明する。この第 1 9 実施形態では、第 1 2 実施形態で述べた回転数が互いに共線関係にある 5 つの回転要素（第 1 サンギヤ S 1、第 1 リングギヤ R 1 B、キャリア部材 9 5、第 2 リングギヤ R 2 B および第 2 サンギヤ S 2）のうち、キャリア部材 9 5、第 1 および第 2 リングギヤ R 1 B、R 2 B 以外の 2 つの回転要素、すなわち、第 1 および第 2 サンギヤ S 1、S 2 の一方を省略することによって、回転数が共線関係にある 4 つの回転要素を有する差動装置が構成される。
- [0399] 図 8 4 は、第 1 9 実施形態による配分装置 D S 1 9 の一例を示しており、この配分装置 D S 1 9 は、上記の 2 つの回転要素のうちの第 2 サンギヤ S 2 を省略した差動装置 G S K を有している。図 8 4 において、第 1 および第 1 2 実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第 1 および第 1 2 実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0400] 図84に示す配分装置DS19は、第12実施形態（図70）と比較して、第2サンギヤS2が省略されていることに加え、次の点a)～d)が異なっている。

a) 差動装置GSKがエンジンに連結されていない点。

b) 第1リングギヤR1Bが、右出力軸SR Rに代えて、左出力軸SR Lに連結されている点。

c) キャリア部材95が、エンジン（変速機出力軸）に代えて、右出力軸SR Rに連結されている点。

d) 第2リングギヤR2Bが、左出力軸SR Lに代えて、第2ロータ12bに連結されている点。

[0401] 以上の構成により、第19実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係は、例えば図85に示す共線図のように表される。この図85と、第12実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図69との比較から明らかなように、第12実施形態と同様、第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2ならびに第1および第2モータ制動トルクTG1、TG2を制御することによって、左右の出力軸SR L、SR Rに分配されるトルクを制御することができる。

[0402] また、図85における αK および βK はそれぞれ、第1レバー比および第2レバー比であり、第1リングギヤR1Bの歯数ZR1B、第1サンギヤS1の歯数ZS1および第2リングギヤR2Bの歯数ZR2Bを用いて、次式(17)および(18)で表される。

$$\alpha K = (ZR1B / ZS1) - 1 \quad \dots\dots (17)$$

$$\beta K = ZR1B / ZR2B \quad \dots\dots (18)$$

[0403] これらの第1リングギヤR1Bの歯数ZR1B、第1サンギヤS1の歯数ZS1および第2リングギヤR2Bの歯数ZR2Bは、左右の出力軸SR L、SR Rの差回転が可能な範囲内で第1および第2ロータ11b、12bの一方が逆転しないことを条件として、第1および第2レバー比 αK 、 βK が

比較的大きな値になるように、設定されている。また、第1リングギヤR1Bの歯数 Z_{R1B} 、第1サンギヤS1の歯数 Z_{S1} および第2リングギヤR2Bの歯数 Z_{R2B} は、第1および第2レバー比 α_K 、 β_K が互いに同じ値になるように、すなわち、上記式(17)および(18)から、 $(Z_{R1B}/Z_{S1}) - 1 = Z_{R1B}/Z_{R2B}$ が成立するように、設定されている。以上により、第19実施形態によれば、第15実施形態による効果を同様に得ることができる。

[0404] なお、図84に示す例では、第2サンギヤS2を省略しているが、これに代えて、第1サンギヤS1を省略することによって、回転数が共線関係にある4つの回転要素を有する差動装置を構成してもよいことは、もちろんである。

[0405] また、第19実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第19実施形態におけるキャリア部材95が、本発明におけるキャリアに相当し、第19実施形態における第1リングギヤR1B、第1サンギヤS1および第2リングギヤR2Bが、本発明における第1ギヤ、第2ギヤおよび第3ギヤにそれぞれ相当する。また、第19実施形態における第1ピニオンギヤP1、ピニオンギヤP1B、第2ピニオンギヤP2およびピニオンギヤP2Bが、本発明における第1分割ギヤ、第2分割ギヤ、第3分割ギヤおよび第4分割ギヤにそれぞれ相当する。

[0406] さらに、第19実施形態における第1サンギヤS1および第2リングギヤR2Bが、本発明における第1および第2外側回転要素にそれぞれ相当するとともに、第19実施形態における第1リングギヤR1Bおよびキャリア部材95が、本発明における第1および第2準外側回転要素にそれぞれ相当する。その他の対応関係は、第1実施形態と同様である。

[0407] 次に、第20実施形態による動力装置について説明する。この第20実施形態では、第13実施形態で述べた回転数が互いに共線関係にある5つの回転要素（キャリア部材101、第1リングギヤR1D、第2リングギヤR2

D、第1サンギヤS1Dおよび第2サンギヤS2D)のうち、キャリア部材101、第1リングギヤR1Dおよび第2サンギヤS2D以外の回転要素、すなわち、第1サンギヤS1Dおよび第2リングギヤR2Dの一方を省略することによって、回転数が互いに共線関係にある4つの回転要素を有する差動装置が構成される。

[0408] 図86は、第20実施形態による配分装置DS20の一例を示しており、この配分装置DS20は、上記の2つの回転要素のうちの第1サンギヤS1Dを省略した差動装置GSLを有している。図86において、第1および第13実施形態と同じ構成要素については、同じ符号を付している。以下、第1および第13実施形態と異なる点を中心に説明する。

[0409] 図86に示す配分装置DS20は、第13実施形態(図71)と比較して、第1サンギヤS1Dが省略されていることに加え、次の点a)~e)が異なっている。

a) 差動装置GSLがエンジンに連結されていない点。

b) 第2サンギヤS2Dが、第2ロータ12bに代えて、第1ロータ11bに連結されている点。

c) 第2リングギヤR2Dが、エンジン(変速機出力軸)に代えて、左出力軸SRLに連結されている点。

d) 第1リングギヤR1Dが、左出力軸SRLに代えて、右出力軸SRRに連結されている点。

e) キャリア部材101が、第1ロータ11bに代えて、第2ロータ12bに連結されている点。

[0410] 以上の構成により、第20実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係は、例えば図87に示す共線図のように表される。この図87と、第13実施形態における各種の回転要素の間の回転数の関係およびトルクの釣り合い関係を示す図73との比較から明らかに、第13実施形態と同様、第1および第2モータ出力トルクTM1、TM2ならびに第1および第2モータ制動トルクTG1、TG2を制御する

ことによって、左右の出力軸 S R L、S R R に分配されるトルクを制御することができる。

[0411] また、図 8 7 における αL および βL はそれぞれ、第 1 レバー比および第 2 レバー比であり、次式 (19) および (20) で表される。

$$\alpha L = \{ Z R 1 D (Z R 2 D - Z S 2 D) \} / \{ Z S 2 D (Z R 1 D - Z R 2 D) \} \quad \cdots \cdots (19)$$

$$\beta L = Z R 2 D / (Z R 1 D - Z R 2 D) \quad \cdots \cdots (20)$$

ここで、第 1 3 実施形態で述べたように、Z R 1 D は第 1 リングギヤ R 1 D の歯数であり、Z R 2 D は第 2 リングギヤ R 2 D の歯数、Z S 2 D は第 2 サンギヤ S 2 D の歯数である。以上により、第 2 0 実施形態によれば、第 1 5 実施形態による効果を同様に得ることができる。

[0412] なお、図 8 6 に示す例では、第 1 サンギヤ S 1 D を省略しているが、これに代えて、第 2 リングギヤ R 2 D を省略することによって、回転数が共線関係にある 4 つの回転要素を有する差動装置を構成してもよいことは、もちろんである。

[0413] また、第 2 0 実施形態における各種の要素と、本発明における各種の要素との対応関係は次のとおりである。すなわち、第 2 0 実施形態におけるキャリア部材 1 0 1 が、本発明におけるキャリアに相当するとともに、第 2 0 実施形態における第 2 サンギヤ S 2 D、第 2 リングギヤ R 2 D および第 1 リングギヤ R 1 D が、本発明における第 1 ギヤ、第 2 ギヤおよび第 3 ギヤにそれぞれ相当する。また、第 2 0 実施形態における第 2 ピニオンギヤ P 2、ピニオンギヤ P 2 D、第 1 ピニオンギヤ P 1 およびピニオンギヤ P 1 D が、本発明における第 1 分割ギヤ、第 2 分割ギヤ、第 3 分割ギヤおよび第 4 分割ギヤにそれぞれ相当する。

[0414] さらに、第 2 0 実施形態における第 2 サンギヤ S 2 D およびキャリア部材 1 0 1 が、本発明における第 1 および第 2 外側回転要素にそれぞれ相当するとともに、第 2 および第 1 リングギヤ R 2 D、R 1 D が、本発明における第 1 および第 2 準外側回転要素にそれぞれ相当する。その他の対応関係は、第

1 実施形態と同様である。

[0415] なお、第13実施形態で述べたように、ピニオンギヤP1Dを第1サンギヤS1Dと第1ピニオンギヤP1の間に、ピニオンギヤP2Dを第2ピニオンギヤP2と第2リングギヤR2Dの間に、それぞれ設ける場合には、5つの回転要素（キャリア部材101、第1リングギヤR1D、第2リングギヤR2D、第1サンギヤS1Dおよび第2サンギヤS2D）のうち、キャリア部材101、第1サンギヤS1Dおよび第2リングギヤR2D以外の回転要素、すなわち、第1リングギヤR1Dおよび第2サンギヤS2Dの一方が省略される。

[0416] なお、第1～第13実施形態では、差動装置GS、GSA、GSX、GSB～GSD、GSF、に、エンジン3を連結しているが、エンジン3を連結しなくてもよいことはもちろんである。また、第9～13実施形態に示す差動装置GSA、GSX、GSB～GSD、GSFを、第2～第8実施形態による動力装置に適用してもよいことは、もちろんである。さらに、第14～第20実施形態による動力装置では、第1および第2回転電機11、12を用いているが、両者11、12に代えて、第2実施形態で述べた回転電機41、第1および第2クラッチ42、43を用いてもよい。

[0417] なお、本発明は、説明した第1～第20実施形態（以下、総称して「実施形態」という）に限定されることなく、種々の態様で実施することができる。例えば、実施形態では、左右の出力軸SRL、SRR、前後の出力軸SF、SR、および左右の出力軸SFL、SFRから成る3組の出力軸のうちの1組の出力軸を駆動するように、本発明による動力装置を構成しているが、これらの3組の出力軸のうち、各実施形態で対象とした組以外の1組の出力軸を駆動するように構成してもよい。すなわち、第1実施形態を例にして述べると、第1実施形態では、本発明による動力装置を、前側の左右の出力軸SRL、SRRを駆動するように構成しているが、第6実施形態と同様に前後の出力軸SF、SRを駆動するように構成してもよく、あるいは、第7実施形態と同様に後側の左右の出力軸SFL、SFRを駆動するように構成し

てもよい。また、この場合、左右の出力軸 S R L、S R R、前後の出力軸 S F、S R、および左右の出力軸 S F L、S F R の各ギヤに対する連結関係を逆にしてもよい。すなわち、第 1 ～ 第 5 実施形態を例にして述べると、第 1 ～ 第 5 実施形態では、第 1 および第 2 リングギヤ R 1、R 2 を、左出力軸 S R L および右出力軸 S R R にそれぞれ連結しているが、これとは逆に、右出力軸 S R R および左出力軸 S R L にそれぞれ連結してもよい。

[0418] また、実施形態では、本発明における第 1 および第 2 エネルギー入出力装置は、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 であるが、回転エネルギーを入出力可能な他の装置、例えば、油圧モータなどでもよい。さらに、実施形態では、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 として、A C モータを用いているが、回転エネルギーと電気エネルギーの間でエネルギーを変換可能な他の装置、例えば D C モータを用いてもよい。

[0419] また、実施形態では、バッテリー 2 3 が第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 に共用されているが、バッテリーを別個に設けてもよい。さらに、実施形態では、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 で回生した電力を、バッテリー 2 3 に充電しているが、キャパシタに充電してもよい。あるいは、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 とは異なる他の回転電機と、この他の回転電機に連結されたフライホイールとを用い、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 で回生した電力を他の回転電機で動力に変換するとともに、変換された動力を、運動エネルギーとしてフライホイールに蓄積してもよい。あるいは、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 で回生した電力を、他の回転電機やアクチュエータに直接、供給してもよい。あるいは、第 1 および第 2 回転電機 1 1、1 2 に代えて、上述したように回転エネルギーを圧力エネルギーに変換可能な油圧モータを用いるとともに、この油圧モータで変換された圧力エネルギーをアキュムレータに蓄積してもよい。

[0420] また、実施形態では、本発明におけるエネルギー出力装置として、ガソリンエンジンであるエンジン (3) を用いているが、回転エネルギーを出力可能な他の装置、例えば、ディーゼルエンジンや、L P G エンジン、C N G (Compr

essed Natural Gas) エンジン、外燃機関、油圧モータなどを用いてもよい。あるいは、回転エネルギーの出力に加え、回転エネルギーの入力が可能な装置、例えば、回転電機などを用いてもよい。さらに、実施形態では、動力装置の動力源としてエンジン（３）を用いているが、エンジンを省略してもよいことはもちろんである。また、実施形態は、本発明による動力装置を、車両に適用した例であるが、本発明はこれに限らず、船舶や航空機などにも適用してもよい。その他、本発明の趣旨の範囲内で、細部の構成を適宜、変更することが可能である。

産業上の利用の可能性

[0421] 本発明は、装置を簡易に構成するとともに、装置の小型化、軽量化および製造コストの削減を図る上で、極めて有用である。

符号の説明

- [0422] V F R 車両（輸送機関）
V F F 車両（輸送機関）
V A W 車両（輸送機関）
W R L 左後輪（左駆動輪）
W R R 右後輪（右駆動輪）
W F L 左前輪（左駆動輪）
W F R 右前輪（右駆動輪）
S R L 左出力軸（２つの被駆動部の一方、２つの被駆動部の他方）
S R R 右出力軸（２つの被駆動部の他方、２つの被駆動部の一方）
S F L 左出力軸（２つの被駆動部の一方）
S F R 右出力軸（２つの被駆動部の他方）
S F 前出力軸（２つの被駆動部の他方、２つの被駆動部の一方）
S R 後出力軸（２つの被駆動部の一方、２つの被駆動部の他方）
3 エンジン（エネルギー出力装置）
1 1 第１回転電機（第１エネルギー入出力装置）
1 2 第２回転電機（第２エネルギー入出力装置）

- G S 差動装置
- G S A 差動装置
- G S B 差動装置
- G S C 差動装置
- G S D 差動装置
- G S F 差動装置
- G S G 差動装置
- G S H 差動装置
- G S I 差動装置
- G S J 差動装置
- G S K 差動装置
- G S L 差動装置
- G S X 差動装置
- S 1 第1サンギヤ（第1ギヤ、第2ギヤ、第3ギヤ、第1外側回転要素）
- R 1 第1リングギヤ（第2ギヤ、第3ギヤ、第4ギヤ、第2準外側回転要素）
- P 1 第1ピニオンギヤ（第1分割ギヤ、第3分割ギヤ）
- S 2 第2サンギヤ（第3ギヤ、第4ギヤ、第2ギヤ、第1ギヤ、第2外側回転要素）
- R 2 第2リングギヤ（第4ギヤ、第1準外側回転要素）
- P 2 第2ピニオンギヤ（第1分割ギヤ、第3分割ギヤ）
- 1 3 キャリア部材（キャリア）
- P A ピニオンギヤ（第2ピニオンギヤ、第2分割ギヤ）
- R 2 A 第2リングギヤ（第2ギヤ、第1ギヤ、中央回転要素、第1準外側回転要素）
- 9 1 キャリア部材（キャリア、第1準外側回転要素、第1外側回転要素、第2準外側回転要素）

- 9 5 キャリア部材（キャリア、中央回転要素、第 1 準外側回転要素、第 2 準外側回転要素）
- 1 0 1 キャリア部材（キャリア、第 1 外側回転要素、第 2 外側回転要素）
- P 1 B ピニオンギヤ（第 2 分割ギヤ、第 4 分割ギヤ）
- P 2 B ピニオンギヤ（第 4 分割ギヤ、第 2 分割ギヤ）
- R 1 B 第 1 リングギヤ（第 2 ギヤ、第 1 ギヤ、第 1 準外側回転要素）
- R 2 B 第 2 リングギヤ（第 4 ギヤ、第 3 ギヤ、第 2 ギヤ、第 2 準外側回転要素、第 2 外側回転要素）
- S 1 D 第 1 サンギヤ（第 2 ギヤ、第 2 準外側回転要素）
- R 1 D 第 1 リングギヤ（第 1 ギヤ、第 3 ギヤ、第 1 準外側回転要素、第 2 準外側回転要素）
- S 2 D 第 2 サンギヤ（第 3 ギヤ、第 1 ギヤ、第 2 外側回転要素、第 1 外側回転要素）
- R 2 D 第 2 リングギヤ（第 4 ギヤ、第 2 ギヤ、中央回転要素、第 1 準外側回転要素）
- P 1 D ピニオンギヤ（第 2 分割ギヤ、第 4 分割ギヤ）
- P 2 D ピニオンギヤ（第 4 分割ギヤ、第 2 分割ギヤ）
- S 1 X 第 1 サンギヤ（第 1 ギヤ、第 1 準外側回転要素）
- R 1 X 第 1 リングギヤ（第 2 ギヤ、第 3 ギヤ、第 1 外側回転要素、第 2 外側回転要素）
- S 2 X 第 2 サンギヤ（第 3 ギヤ、第 1 ギヤ、第 2 外側回転要素、第 1 外側回転要素）
- R 2 X 第 2 リングギヤ（第 4 ギヤ、第 2 ギヤ、中央回転要素、第 1 準外側回転要素）

請求の範囲

[請求項1] 輸送機関を推進するための2つの被駆動部を駆動するための動力装置であって、

回転エネルギーを入出力可能な第1エネルギー入出力装置と、

回転エネルギーを入出力可能な第2エネルギー入出力装置と、

互いに噛み合う第1ピニオンギヤおよび第2ピニオンギヤを回転自在に支持する回転自在のキャリア、前記第1および第2ピニオンギヤの一方と噛み合う第1ギヤおよび第2ギヤ、ならびに、前記第1および第2ピニオンギヤの他方と噛み合う第3ギヤを有し、前記キャリアおよび前記第1～第3ギヤから成る4つの回転要素の回転数が共線図において単一の直線上に並ぶ共線関係を満たすように構成された差動装置と、を備え、

前記4つの回転要素のうち、前記共線図において両外側にそれぞれ位置する第1および第2外側回転要素は、前記第1および第2エネルギー入出力装置にそれぞれ機械的に連結されており、前記第1および第2外側回転要素の隣にそれぞれ位置する第1および第2準外側回転要素は、前記2つの被駆動部の一方および他方にそれぞれ機械的に連結されていることを特徴とする動力装置。

[請求項2] 前記差動装置は、前記第1および第2ピニオンギヤの前記他方と噛み合う第4ギヤをさらに有し、

該第4ギヤ、前記キャリアおよび前記第1～第3ギヤから成る5つの回転要素の回転数は、共線図において単一の直線上に並ぶ共線関係を満たしており、

前記5つの回転要素のうちの前記第1および第2外側回転要素は、前記第1および第2エネルギー入出力装置に機械的にそれぞれ連結され、前記第1および第2準外側回転要素は、前記一方および他方の被駆動部に機械的にそれぞれ連結されていることを特徴とする、請求項1に記載の動力装置。

[請求項3] 回転エネルギーを出力可能であり、前記第1および第2エネルギー入出力装置とは別個に設けられたエネルギー出力装置をさらに備え、

前記5つの回転要素のうちの前記第1および第2外側回転要素ならびに前記第1および第2準外側回転要素以外の回転要素である中央回転要素が、前記エネルギー出力装置に機械的に連結されていることを特徴とする、請求項2に記載の動力装置。

[請求項4] 前記第1ギヤは、前記第1ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤと噛み合う第1サンギヤ、および、前記第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤと噛み合う第2サンギヤの一方であり、

前記第1ギヤが前記第1サンギヤであるときには、

前記第2ギヤは、前記第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤと噛み合う第1リングギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤと噛み合う第2サンギヤ、および、前記第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤと噛み合う第2リングギヤの一方であり、

前記第1ギヤが前記第2サンギヤであるときには、

前記第2ギヤは前記第2リングギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第1サンギヤおよび前記第1リングギヤの一方であることを特徴とする、請求項1に記載の動力装置。

[請求項5] 前記第1ギヤは、前記第1ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤと噛み合う第1サンギヤであり、

前記第2ギヤは、前記第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤと噛み合う第1リングギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤと噛み合う第2サンギヤであり、

前記第4ギヤは、前記第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに

に、該第2ピニオンギヤと噛み合う第2リングギヤであることを特徴とする、請求項2または3に記載の動力装置。

[請求項6]

前記第2ピニオンギヤは、前記第1ピニオンギヤと噛み合う第1分割ギヤと、前記第1ピニオンギヤと噛み合わずに前記第1分割ギヤと噛み合う第2分割ギヤとから成るダブルピニオンギヤであり、

前記第1ギヤは、前記第1ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤと噛み合う第1サンギヤ、前記第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う第2サンギヤ、および、前記第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う第2リングギヤのうちの1つであり、

前記第1ギヤが、前記第1サンギヤであるときには、

前記第2ギヤは、前記第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤと噛み合う第1リングギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第2ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う前記第2サンギヤ、および、前記第2分割ギヤと噛み合う前記第2リングギヤの一方であり、

前記第1ギヤが、前記第2ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う前記第2サンギヤであるときには、

前記第2ギヤは、前記第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第1分割ギヤと噛み合う第2リングギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第1サンギヤおよび前記第1リングギヤの一方であり、

前記第1ギヤが、前記第2ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う前記第2リングギヤであるときには、

前記第2ギヤは、前記第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第1分割ギヤと噛み合う第2サンギヤ

であり、

前記第3ギヤは、前記第1サンギヤおよび第1リングギヤの一方であることを特徴とする、請求項1に記載の動力装置。

[請求項7]

前記第2ピニオンギヤは、前記第1ピニオンギヤと噛み合う第1分割ギヤと、前記第1ピニオンギヤと噛み合わずに前記第1分割ギヤと噛み合う第2分割ギヤとから成るダブルピニオンギヤであり、

前記第1ギヤは、前記第1ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤと噛み合う第1サンギヤであり、

前記第2ギヤは、前記第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤと噛み合う第1リングギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う第2サンギヤ、および、前記第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う第2リングギヤの一方であり、

前記第4ギヤは、前記第3ギヤが前記第2分割ギヤと噛み合う前記第2サンギヤであるときには、前記第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第1分割ギヤと噛み合う第2リングギヤであり、前記第3ギヤが前記第2分割ギヤと噛み合う前記第2リングギヤであるときには、前記第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第1分割ギヤと噛み合う第2サンギヤであることを特徴とする、請求項2または3に記載の動力装置。

[請求項8]

前記第1ピニオンギヤは、第1分割ギヤと、前記第2ピニオンギヤと噛み合わずに前記第1分割ギヤと噛み合う第2分割ギヤとから成るダブルピニオンギヤであり、

前記第2ピニオンギヤは、前記第1分割ギヤと噛み合う第3分割ギヤと、前記第1および第2分割ギヤと噛み合わずに前記第3分割ギヤ

と噛み合う第4分割ギヤとから成るダブルピニオンギヤであり、

前記第1ギヤは、前記第1ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う第1サンギヤ、前記第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う第1リングギヤ、前記第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第4分割ギヤと噛み合う第2サンギヤ、および、前記第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第4分割ギヤと噛み合う第2リングギヤのうちの1つであり、

前記第1ギヤが、前記第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う前記第1サンギヤであるときには、

前記第2ギヤは、前記第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤの前記第1分割ギヤと噛み合う第1リングギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第2ピニオンギヤの前記第4分割ギヤと噛み合う前記第2サンギヤ、および、前記第2ピニオンギヤの前記第4分割ギヤと噛み合う前記第2リングギヤの一方であり、

前記第1ギヤが、前記第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う前記第1リングギヤであるときには、

前記第2ギヤは、前記第1ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤの前記第1分割ギヤと噛み合う第1サンギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第2ピニオンギヤの前記第4分割ギヤと噛み合う前記第2リングギヤ、および、前記第2ピニオンギヤの前記第4分割ギヤと噛み合う前記第2サンギヤの一方であり、

前記第1ギヤが、前記第2ピニオンギヤの前記第4分割ギヤと噛み合う前記第2サンギヤであるときには、

前記第2ギヤは、前記第2ピニオンギヤの外周に設けられるとともに

に、該第2ピニオンギヤの前記第3分割ギヤと噛み合う第2リングギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う前記第1サンギヤ、および、前記第2分割ギヤと噛み合う前記第1リングギヤの一方であり、

前記第1ギヤが、前記第2ピニオンギヤの前記第4分割ギヤと噛み合う前記第2リングギヤであるときには、

前記第2ギヤは、前記第2ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第2ピニオンギヤの前記第3分割ギヤと噛み合う前記第2サンギヤであり、

前記第3ギヤは、前記第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う前記第1リングギヤ、および、前記第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う前記第1サンギヤの一方であることを特徴とする、請求項1に記載の動力装置。

[請求項9]

前記第1ピニオンギヤは、第1分割ギヤと、前記第2ピニオンギヤと噛み合わずに前記第1分割ギヤと噛み合う第2分割ギヤとから成るダブルピニオンギヤであり、

前記第2ピニオンギヤは、前記第1分割ギヤと噛み合う第3分割ギヤと、前記第1および第2分割ギヤと噛み合わずに前記第3分割ギヤと噛み合う第4分割ギヤとから成るダブルピニオンギヤであり、

前記第1ギヤは、前記第1ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う第1サンギヤ、および、前記第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う第1リングギヤの一方であり、

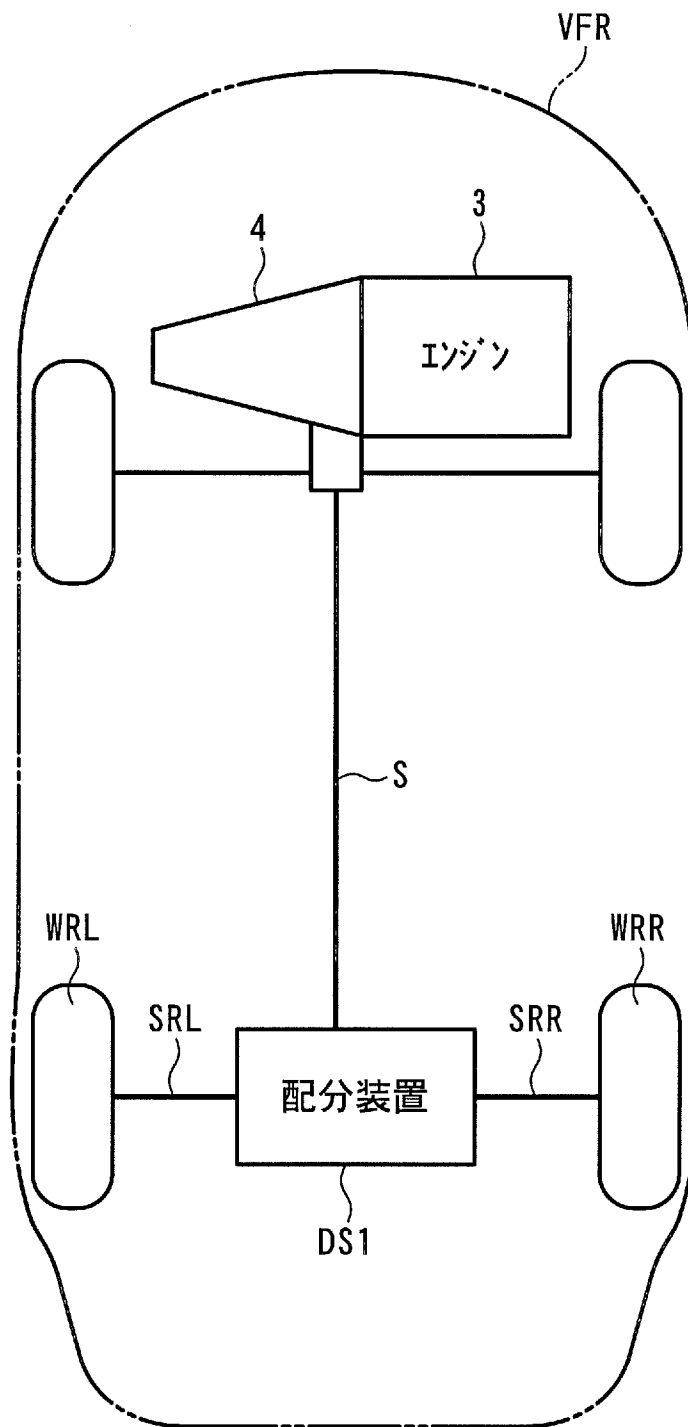
前記第2ギヤは、前記第1ギヤが前記第1ピニオンギヤの前記第2分割ギヤと噛み合う前記第1サンギヤであるときには、前記第1ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第1ピニオンギヤの前記第

1 分割ギヤと噛み合う第 1 リングギヤであり、前記第 1 ギヤが前記第 2 分割ギヤと噛み合う第 1 リングギヤであるときには、前記第 1 ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第 1 ピニオンギヤの前記第 1 分割ギヤと噛み合う第 1 サンギヤであり、

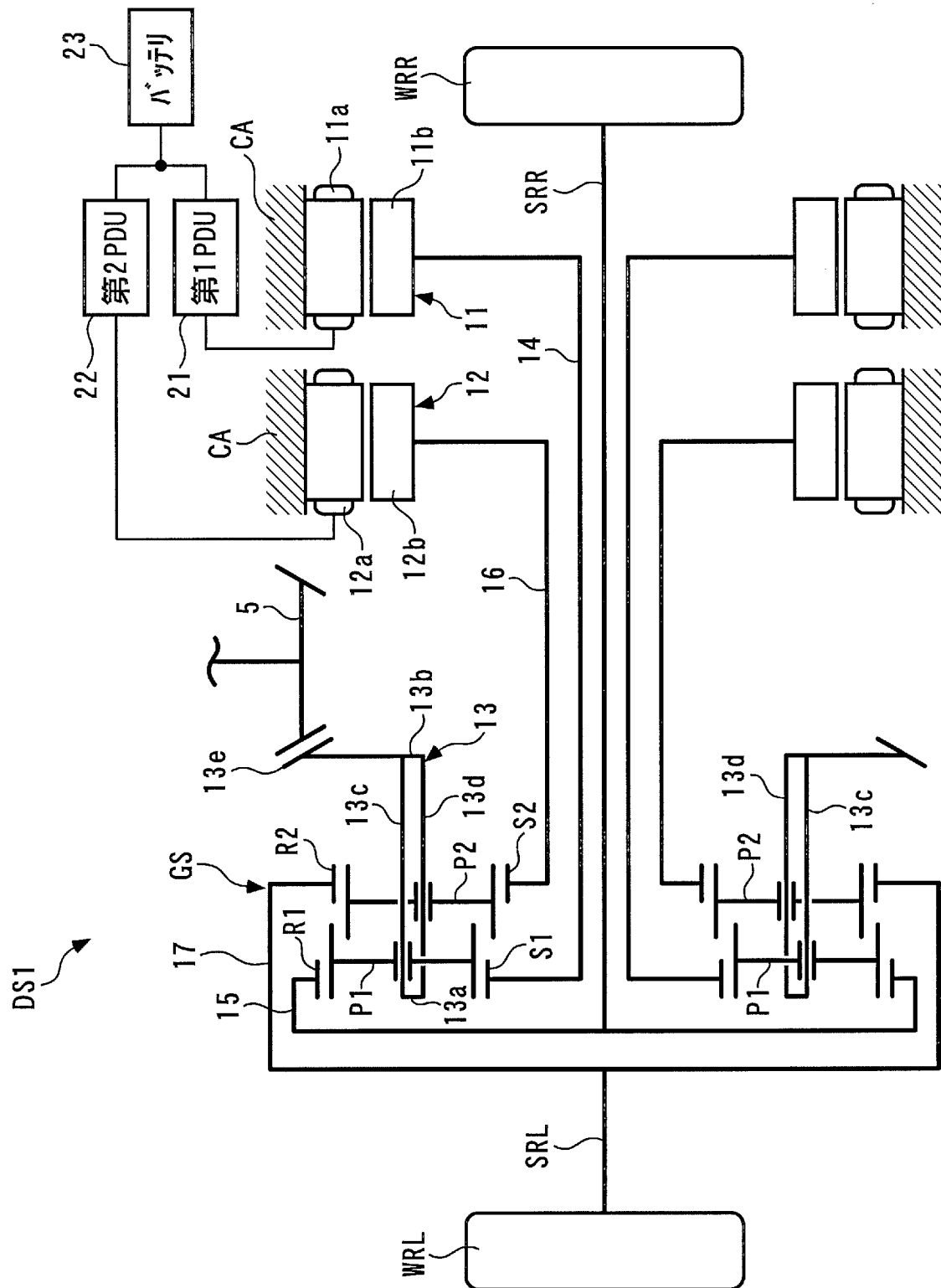
前記第 3 ギヤは、前記第 2 ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第 2 ピニオンギヤの前記第 4 分割ギヤと噛み合う第 2 サンギヤ、および、前記第 2 ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第 2 ピニオンギヤの前記第 4 分割ギヤと噛み合う第 2 リングギヤの一方であり、

前記第 4 ギヤは、前記第 3 ギヤが前記第 2 ピニオンギヤの前記第 4 分割ギヤと噛み合う前記第 2 サンギヤであるときには、前記第 2 ピニオンギヤの外周に設けられるとともに、該第 2 ピニオンギヤの前記第 3 分割ギヤと噛み合う第 2 リングギヤであり、前記第 3 ギヤが前記第 4 分割ギヤと噛み合う前記第 2 リングギヤであるときには、前記第 2 ピニオンギヤの内周に設けられるとともに、該第 2 ピニオンギヤの前記第 3 分割ギヤと噛み合う第 2 サンギヤであることを特徴とする、請求項 2 または 3 に記載の動力装置。

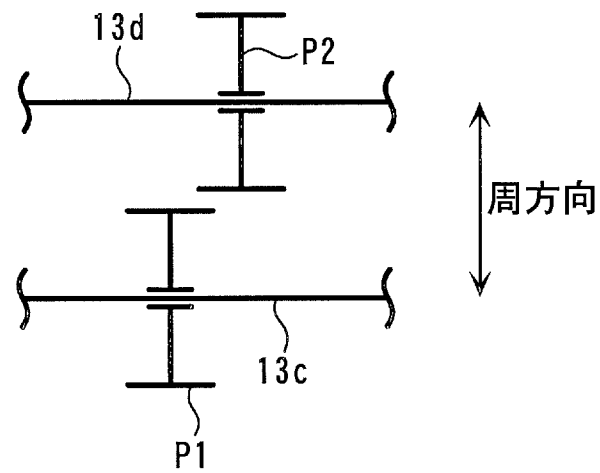
[図1]



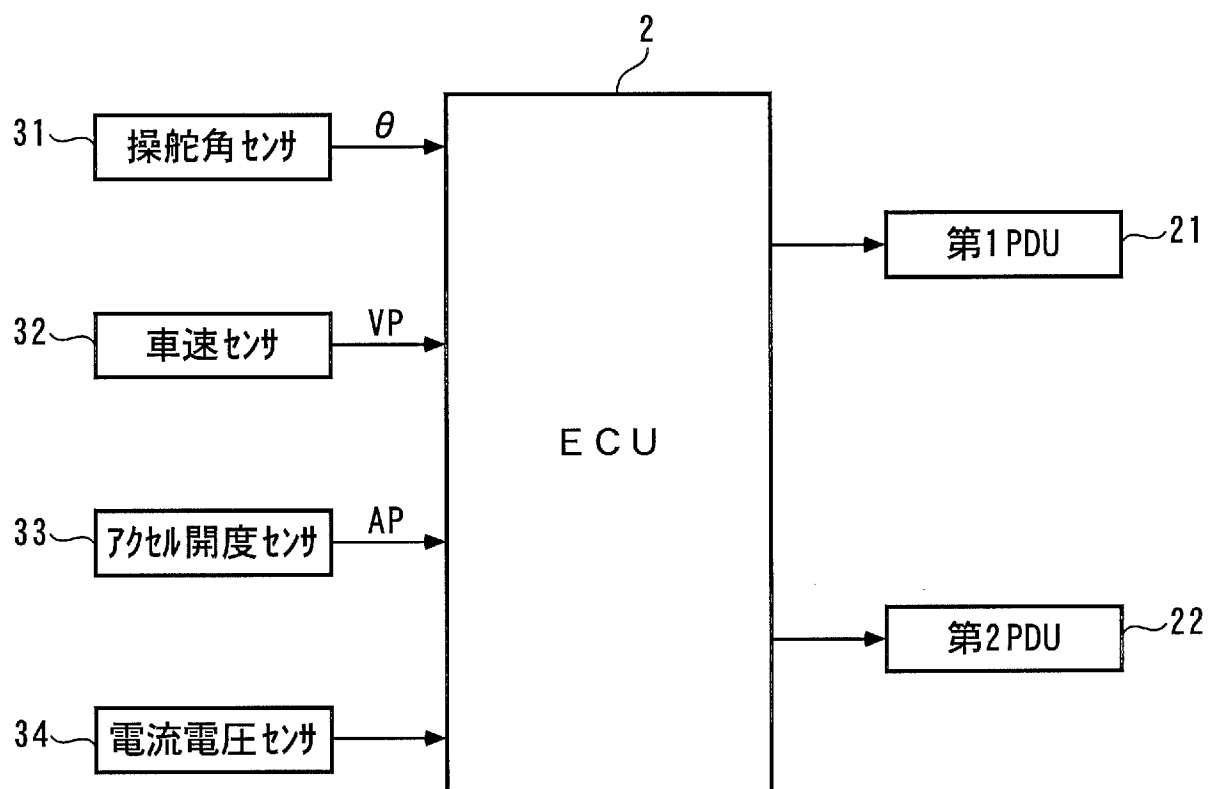
[図2]



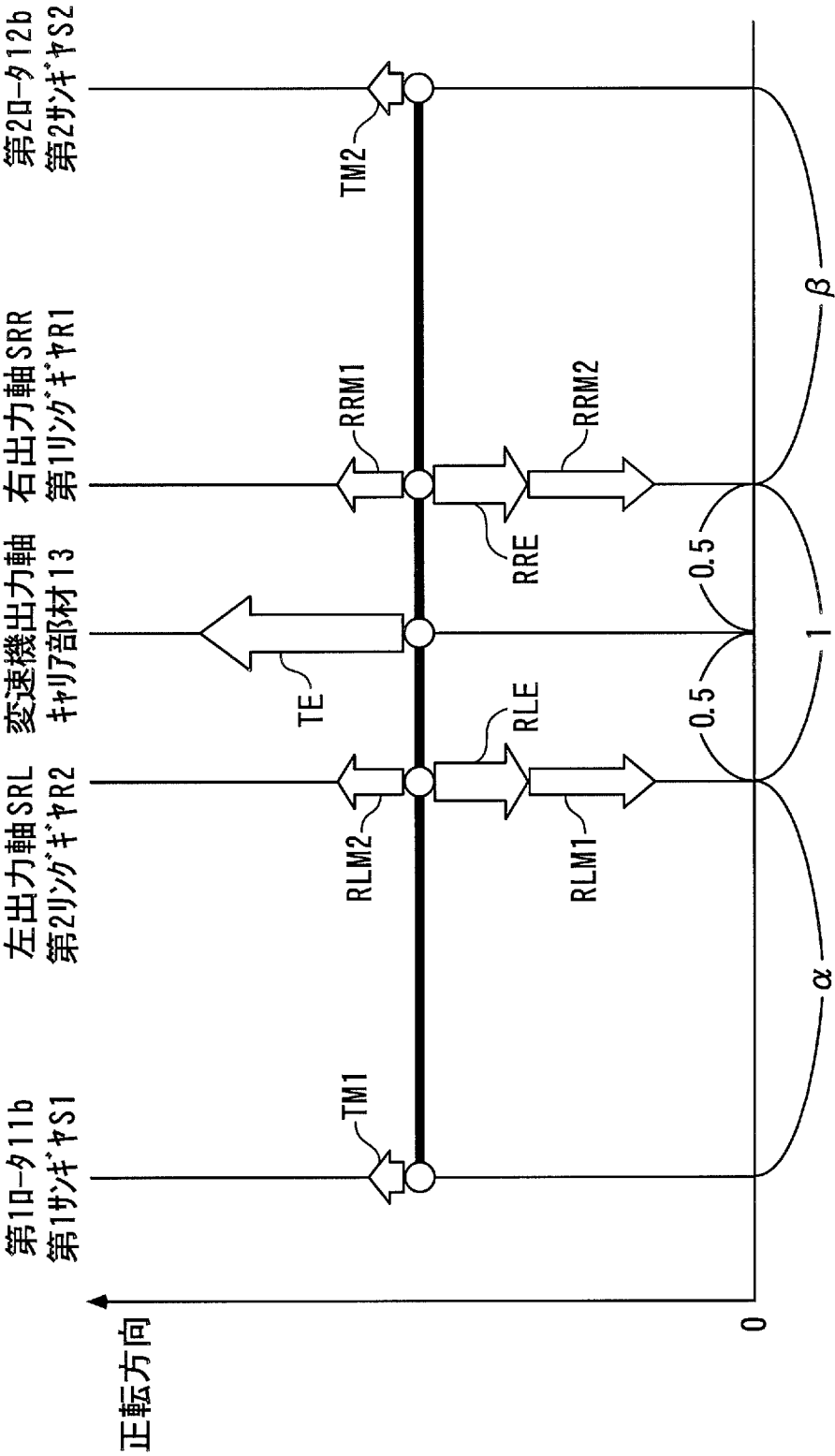
[図3]



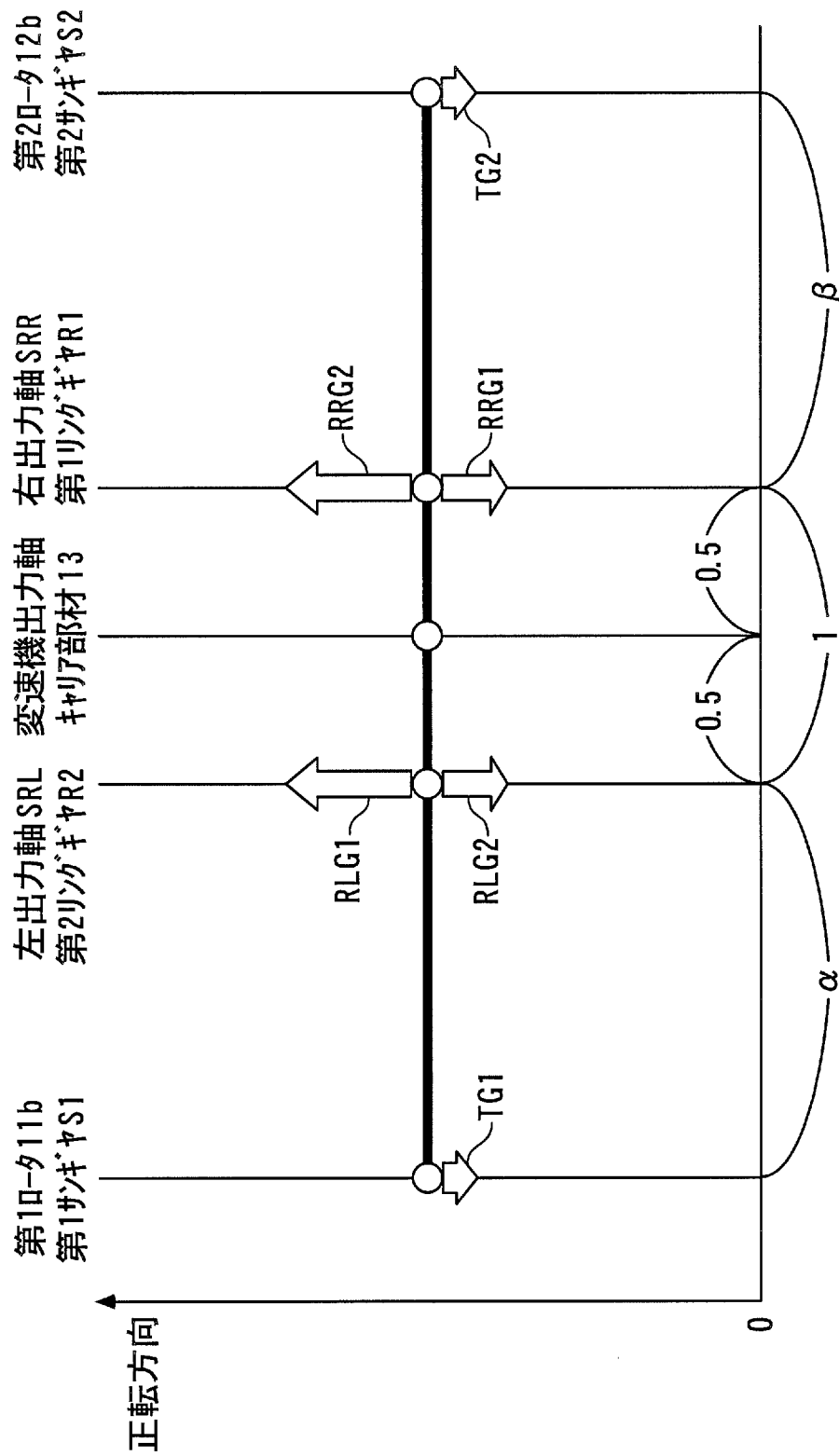
[図4]



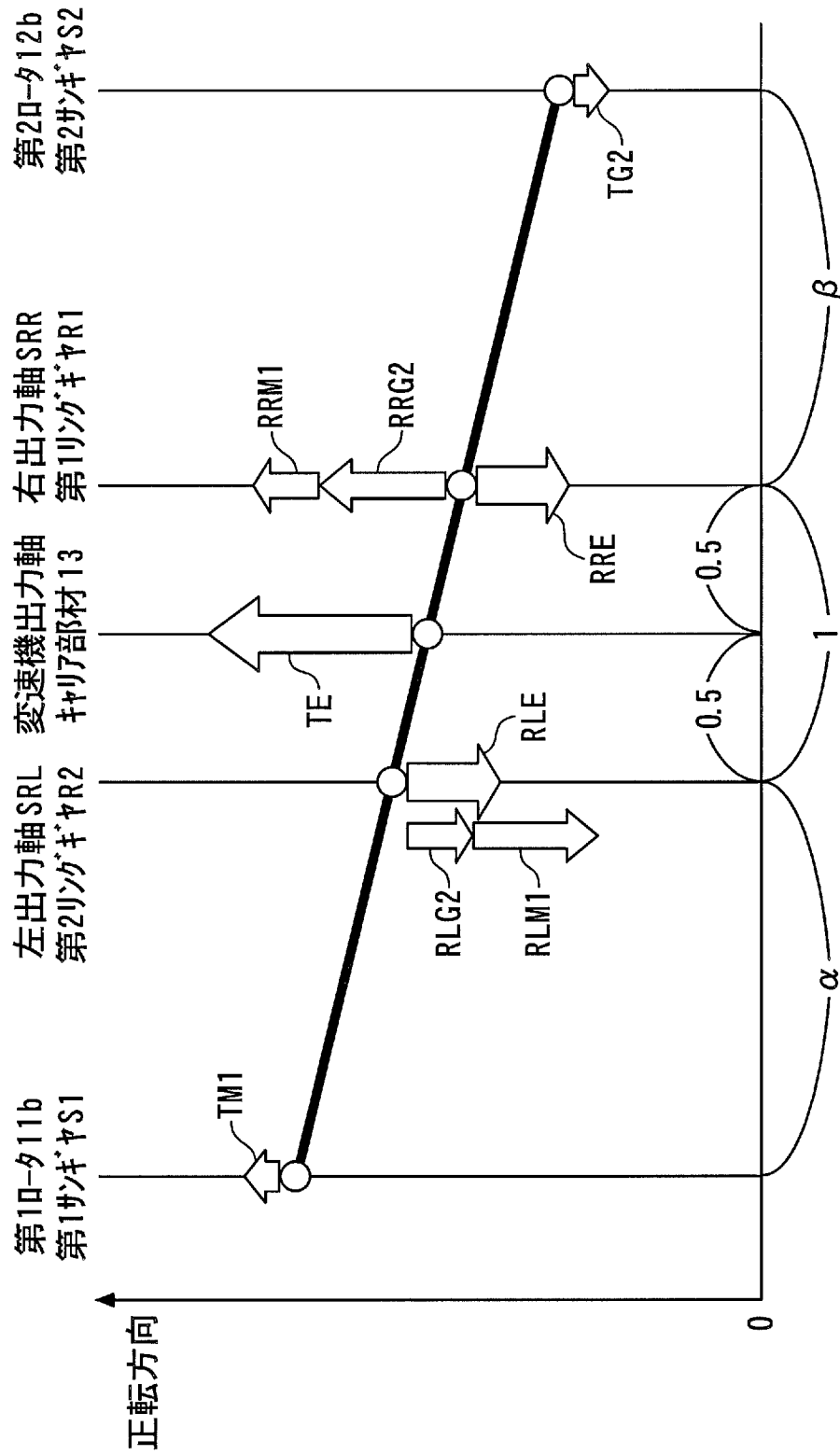
[図5]



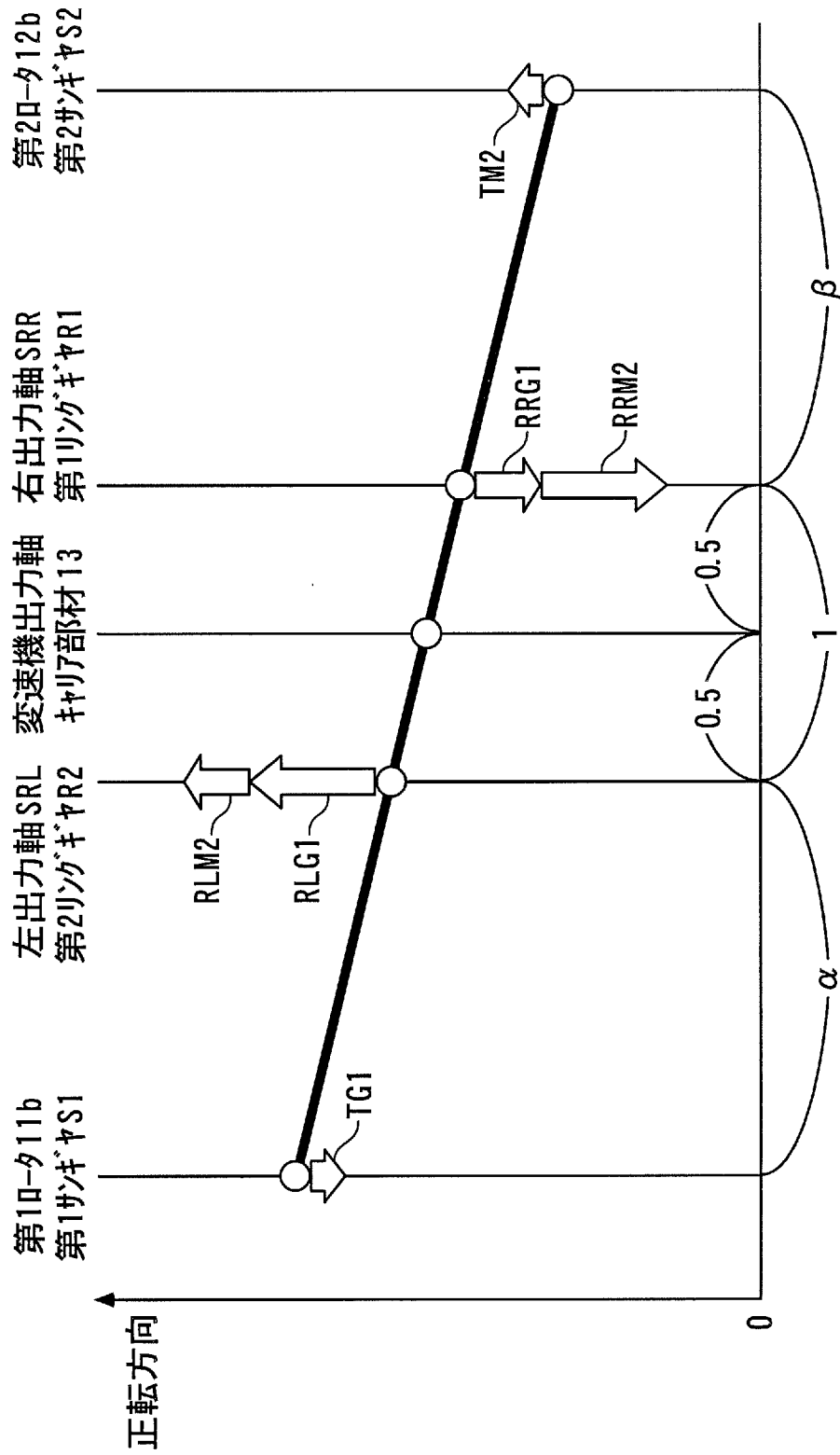
[図6]



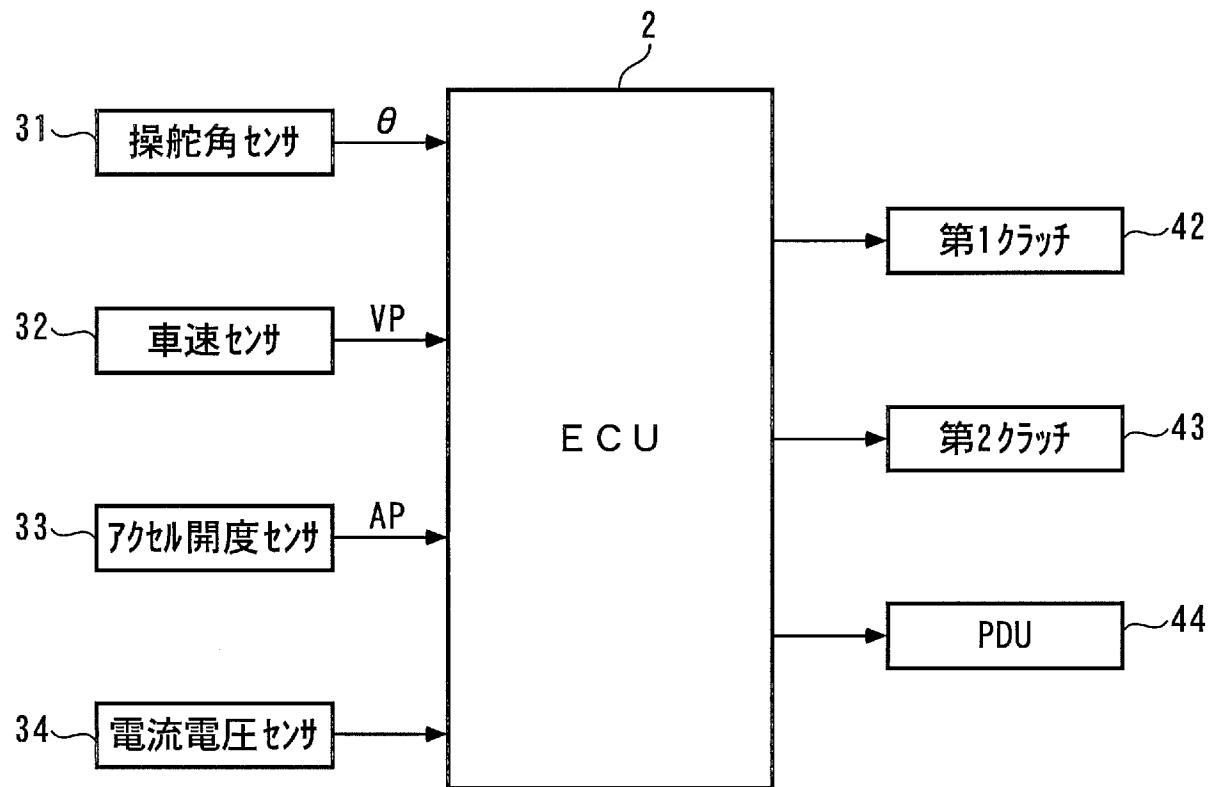
[図7]



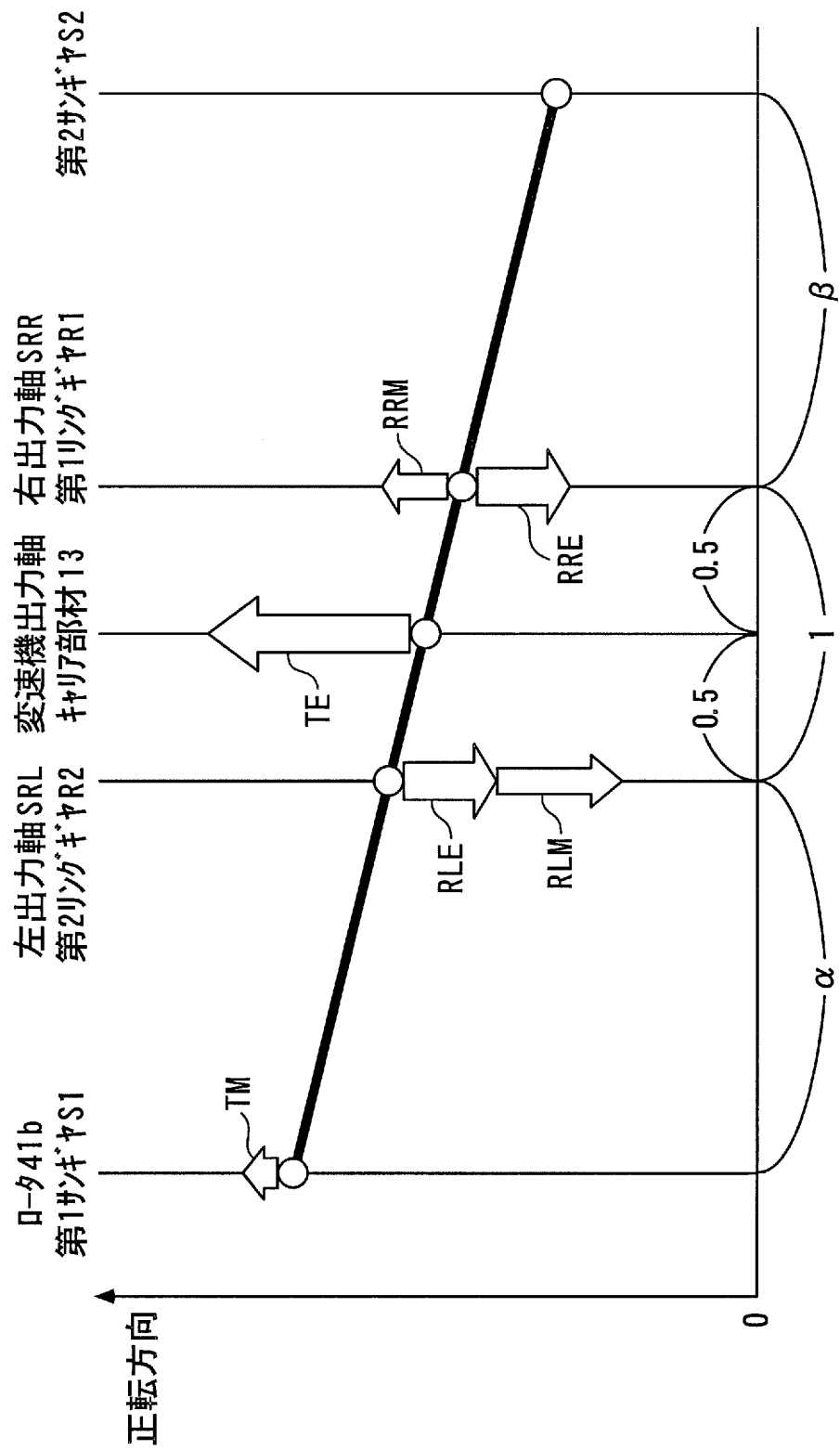
[図8]



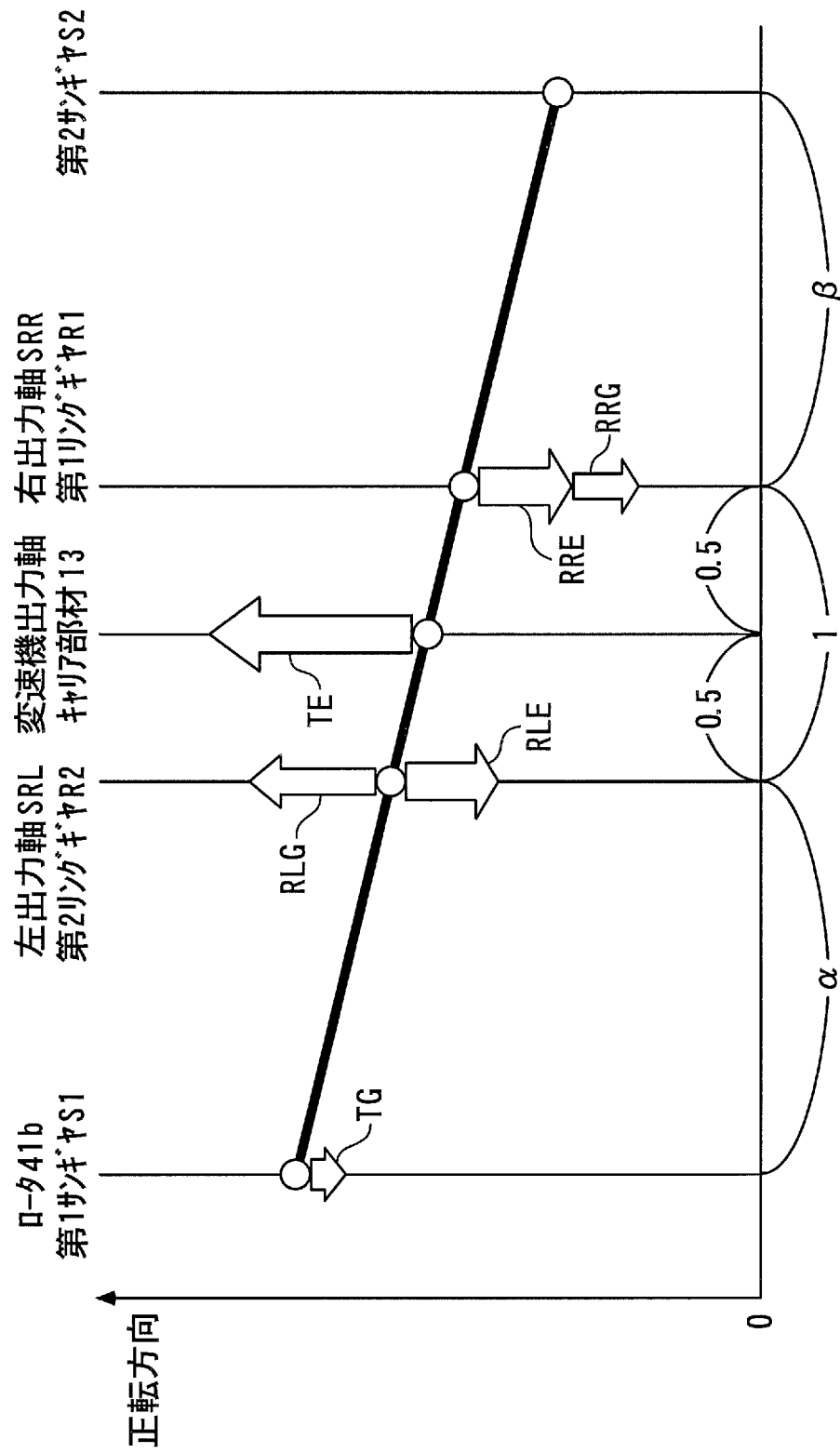
[図10]



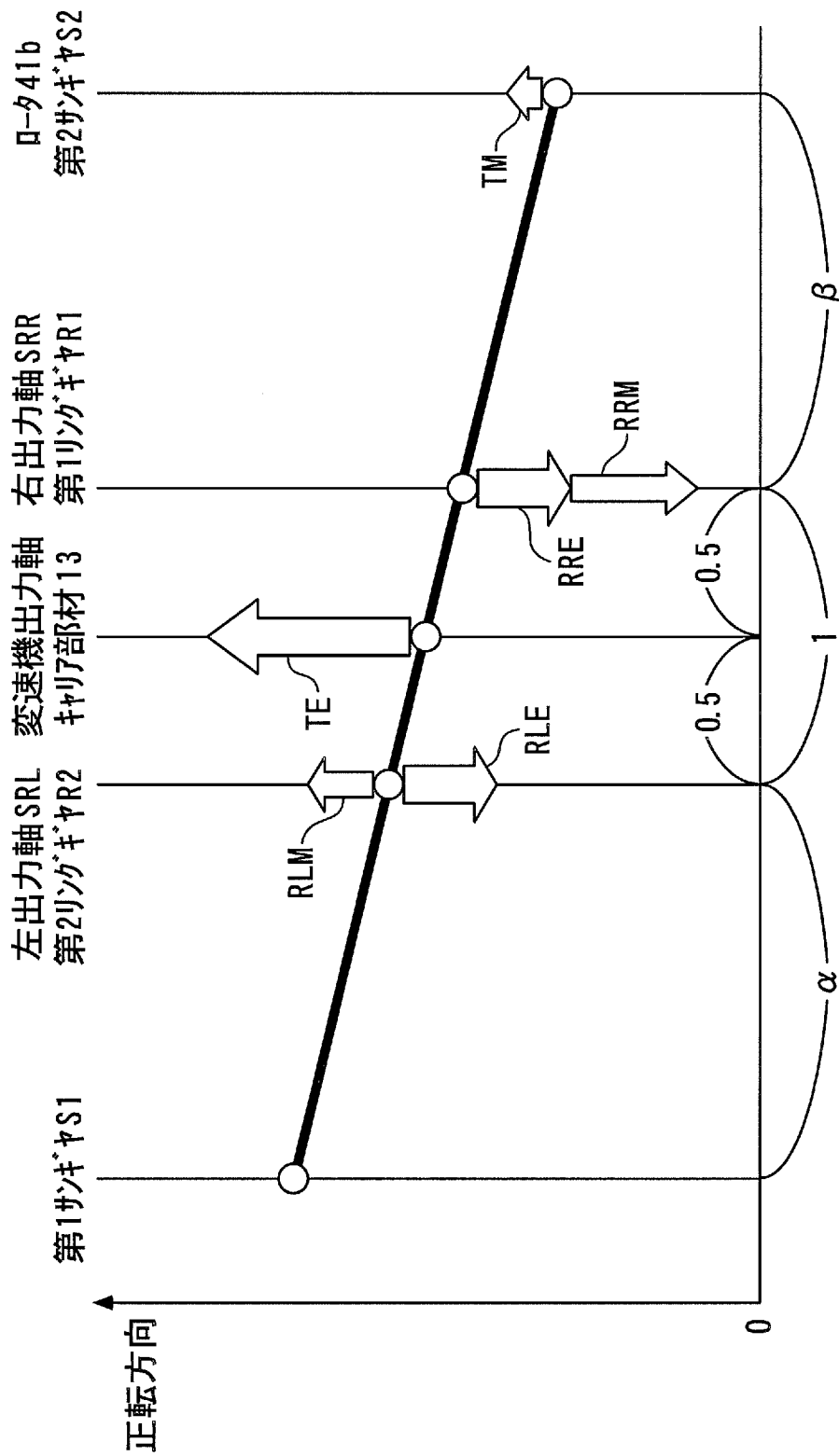
[図11]



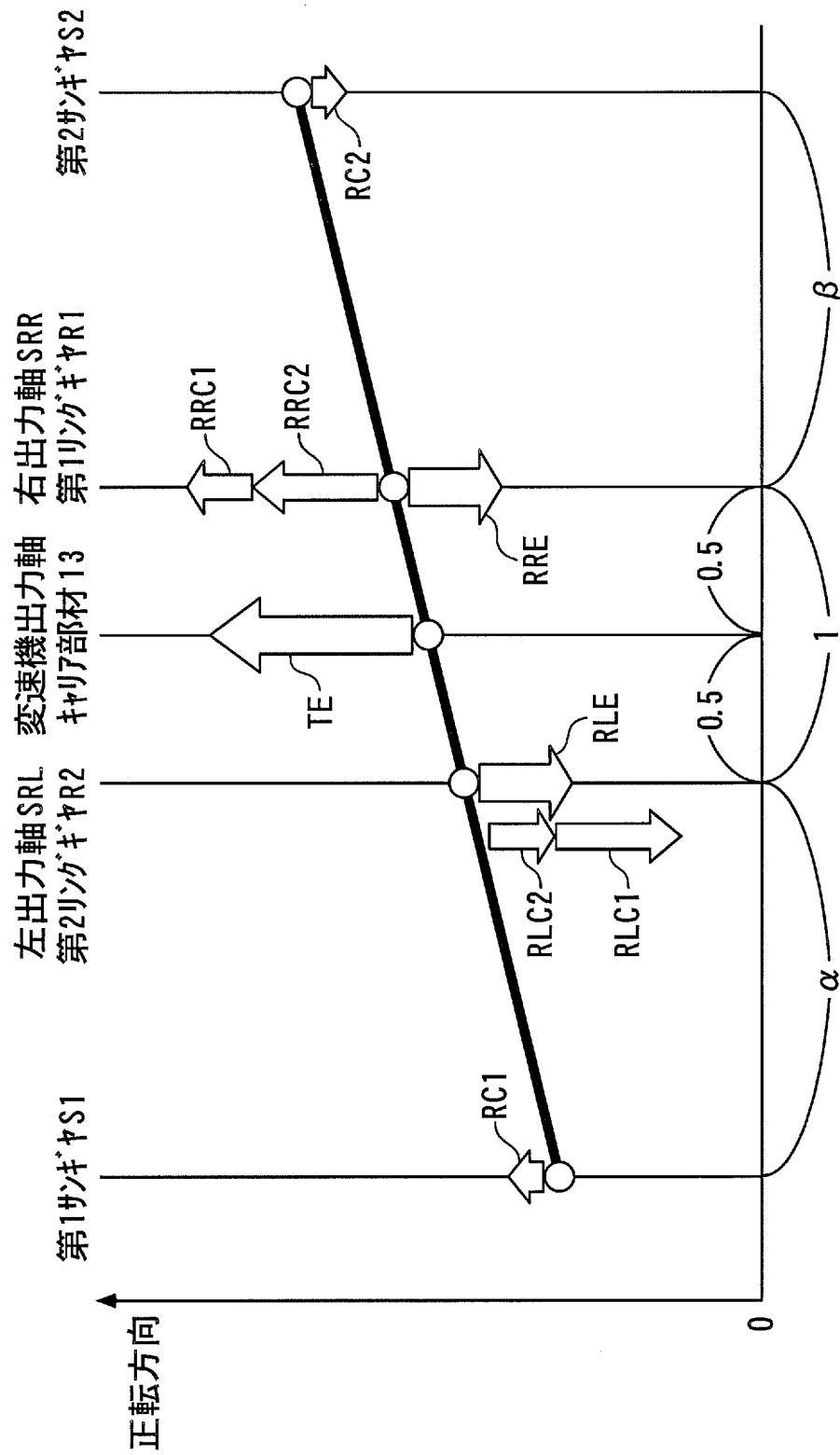
[図13]



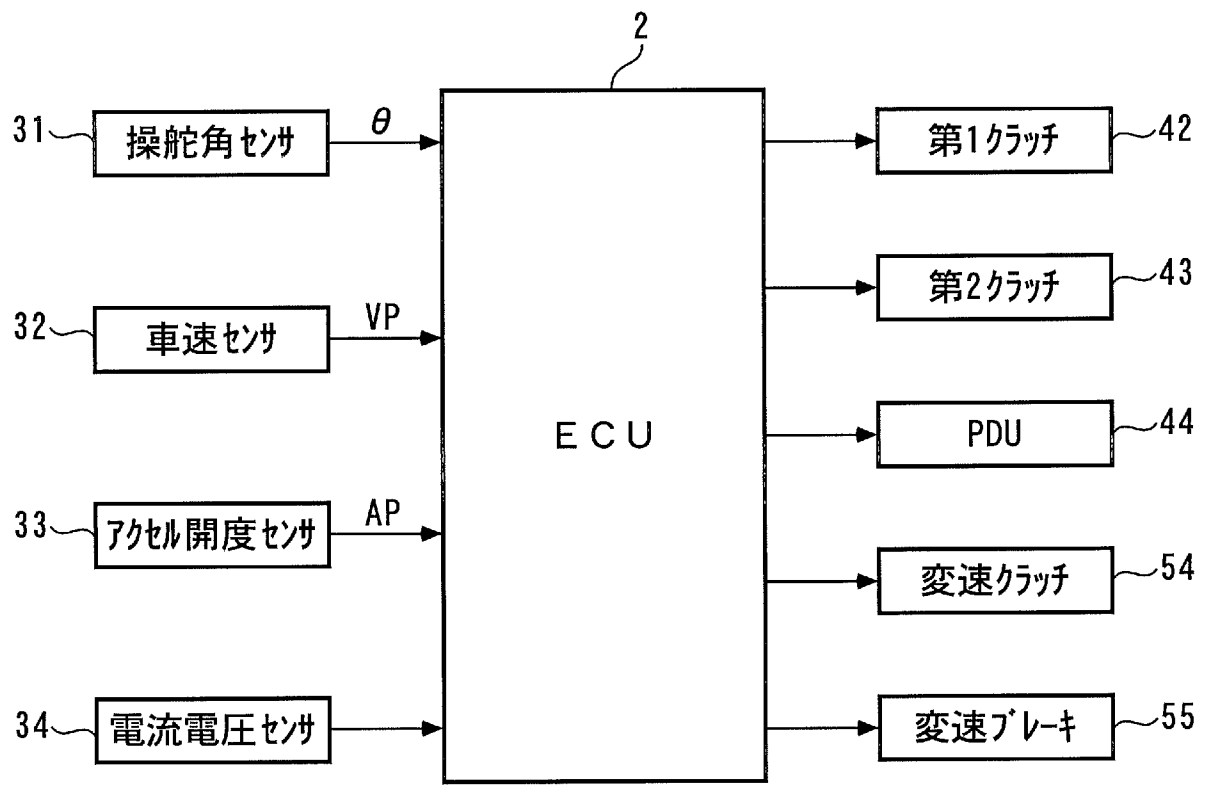
[図14]



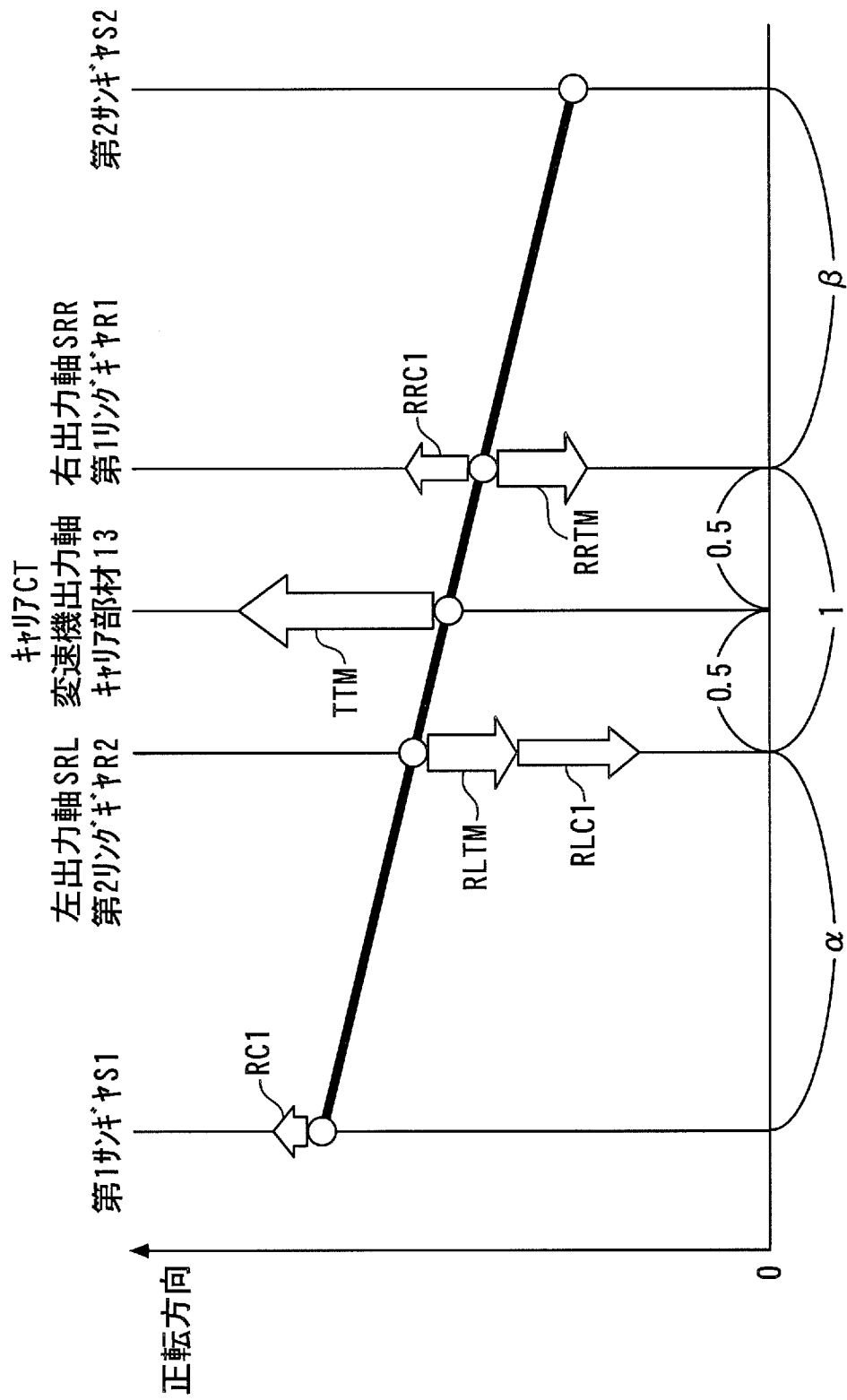
[図15]



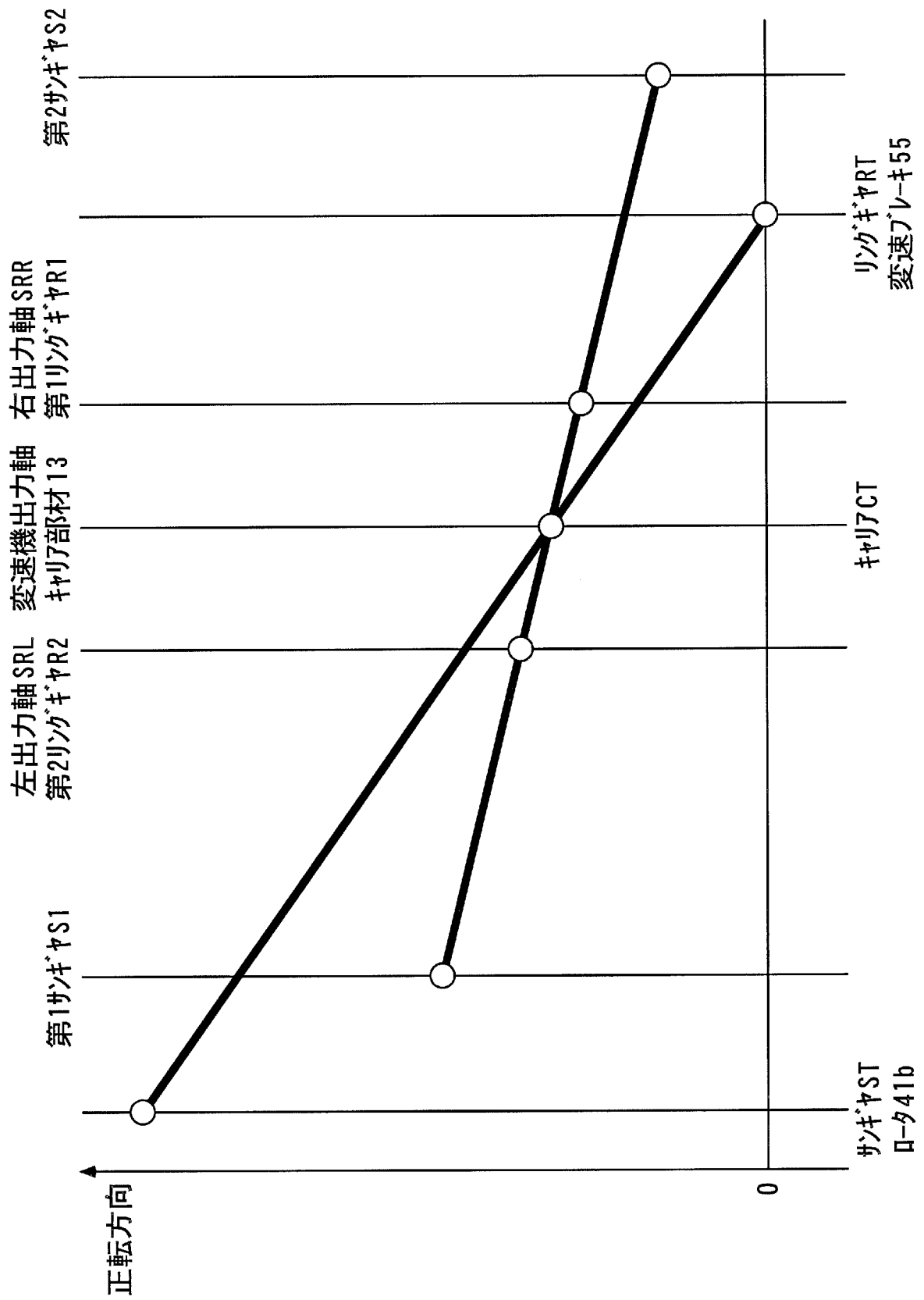
[図17]



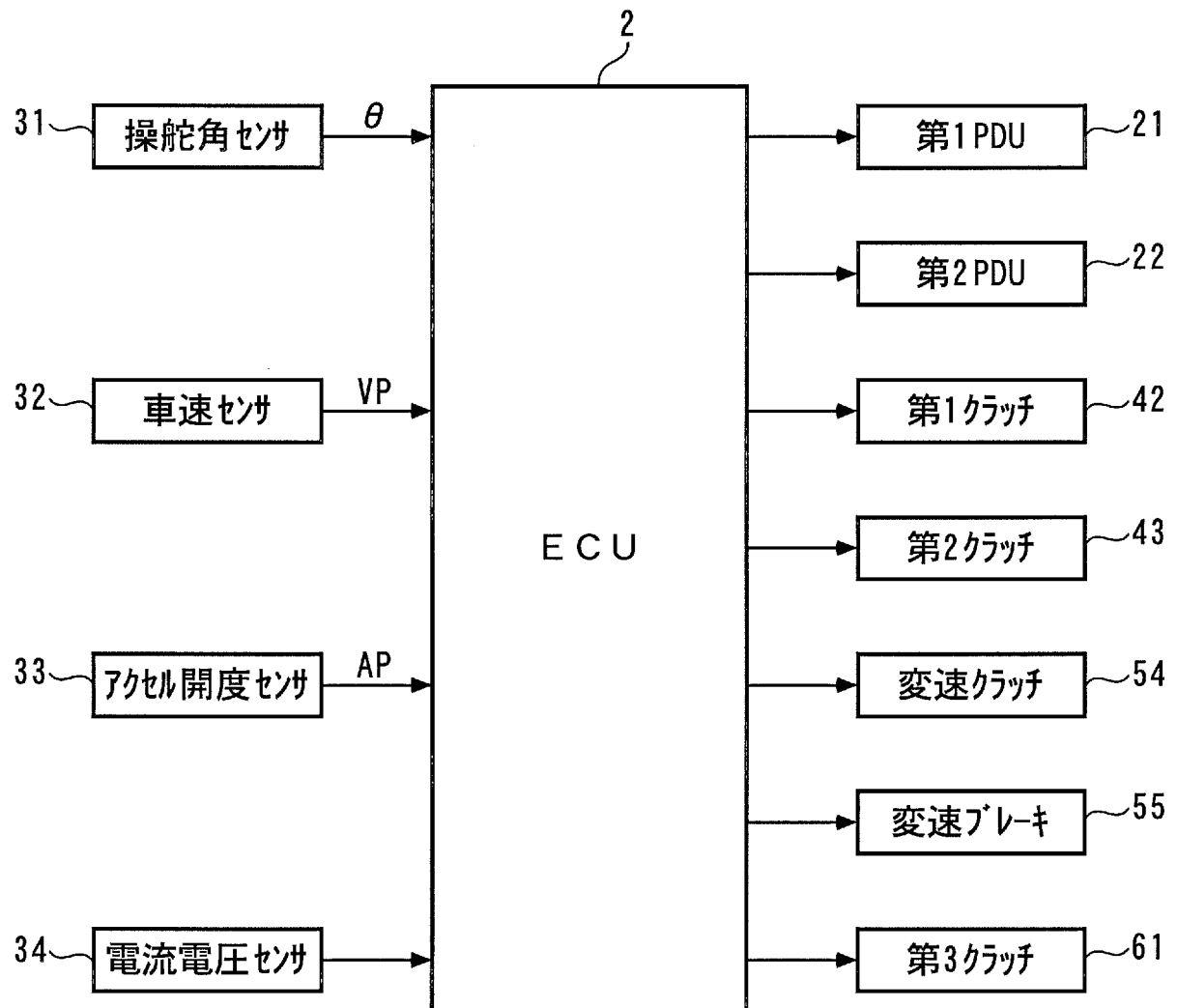
[図18]



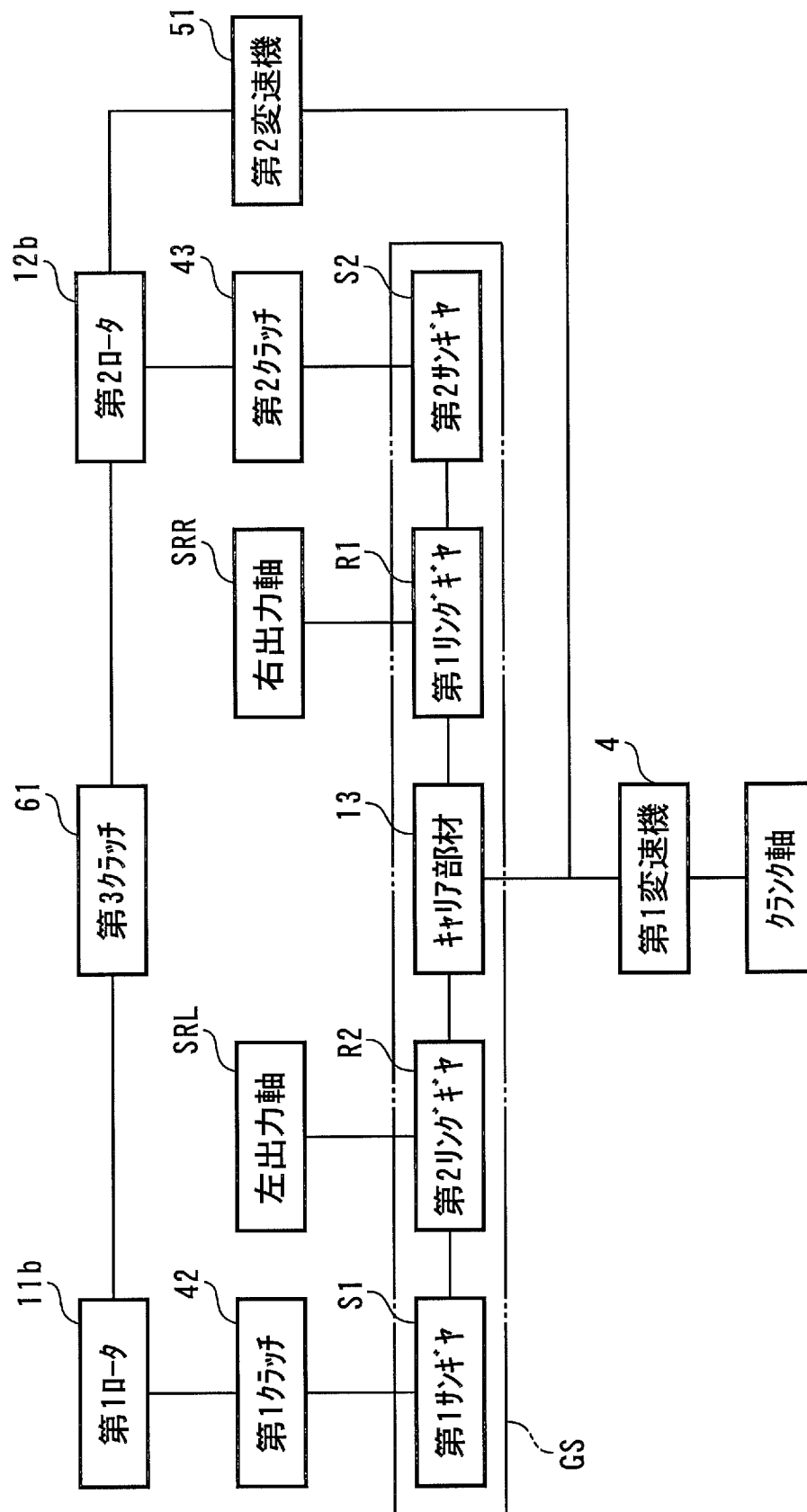
[図19]



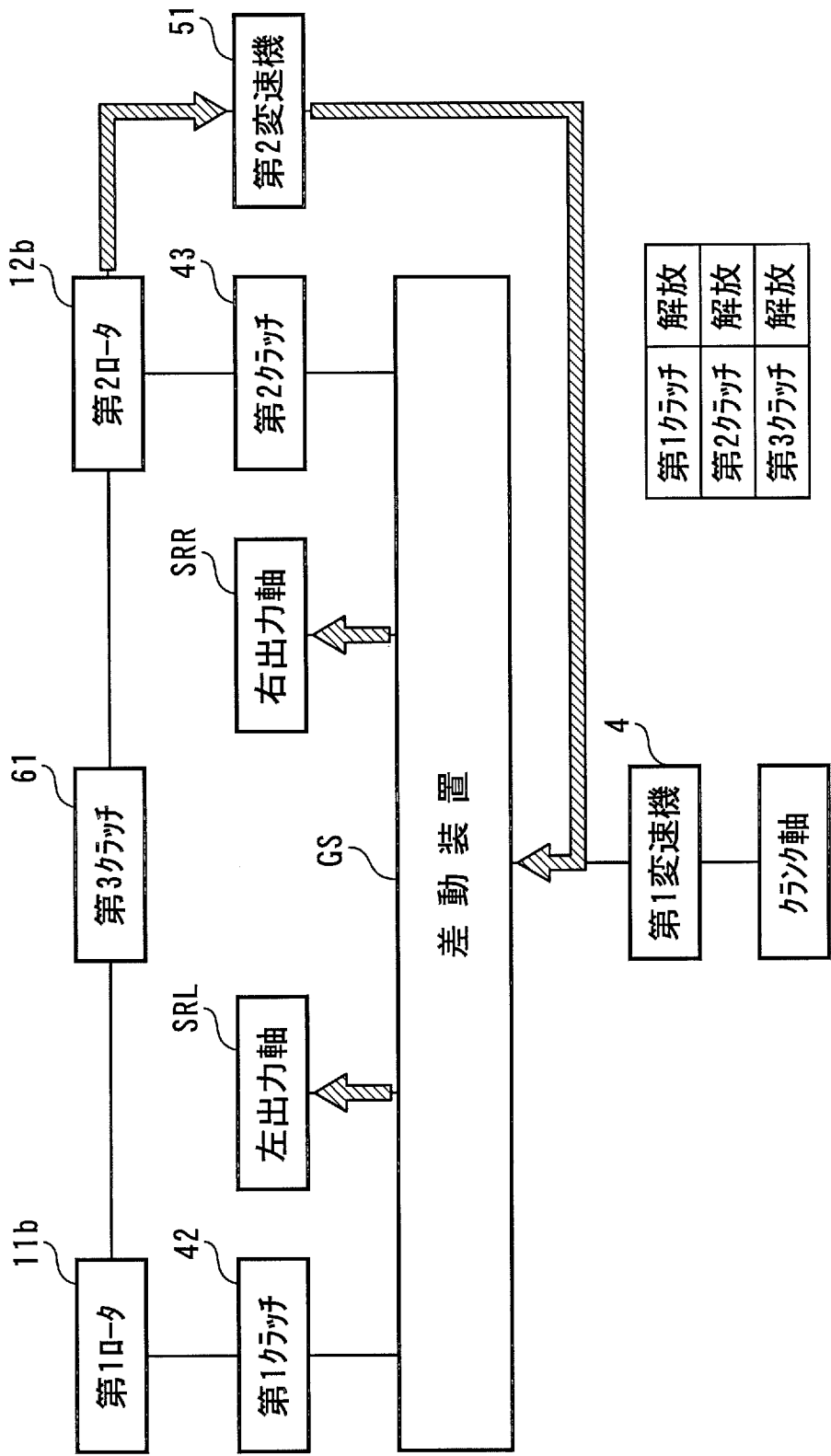
[図21]



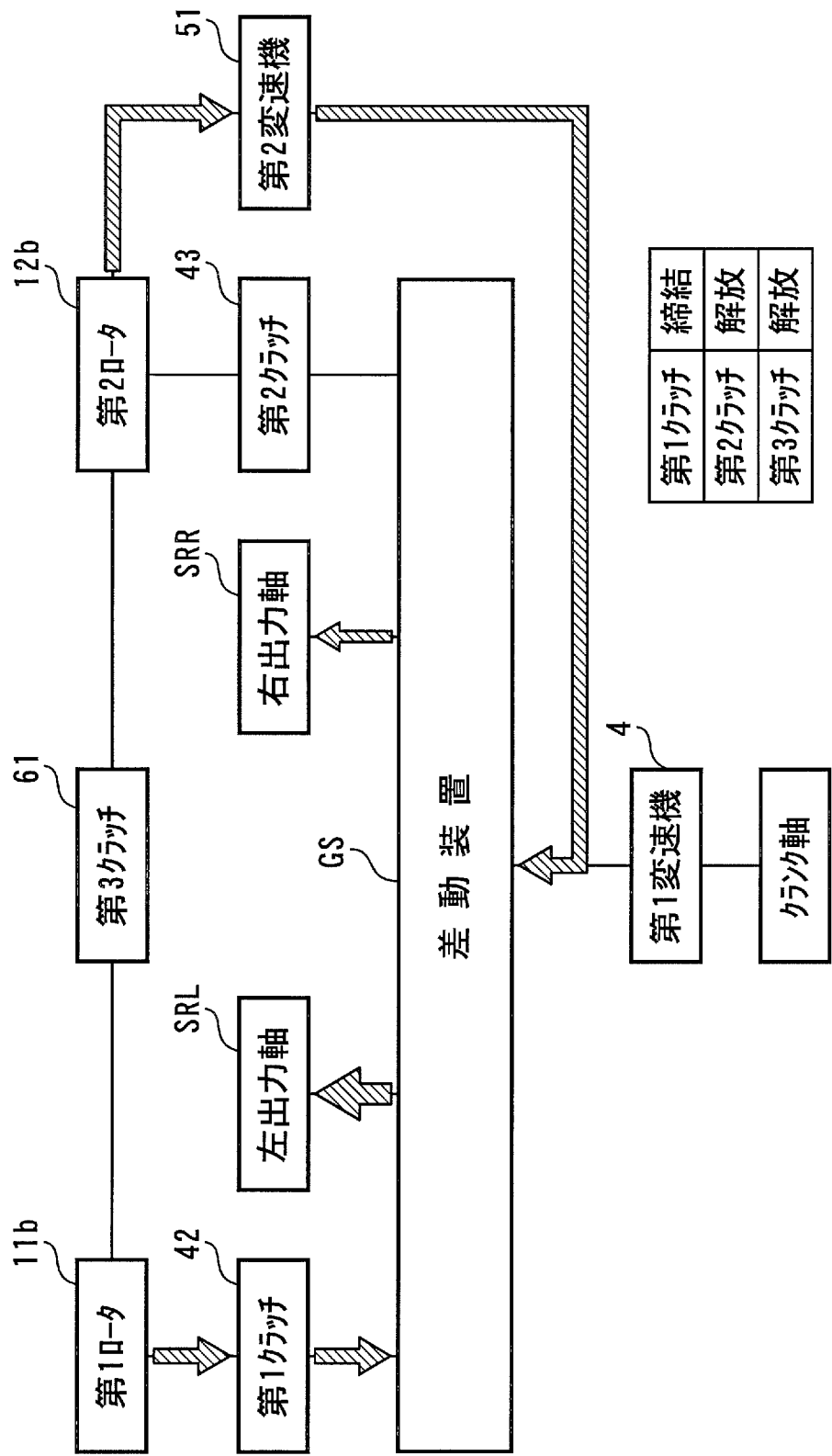
[図22]



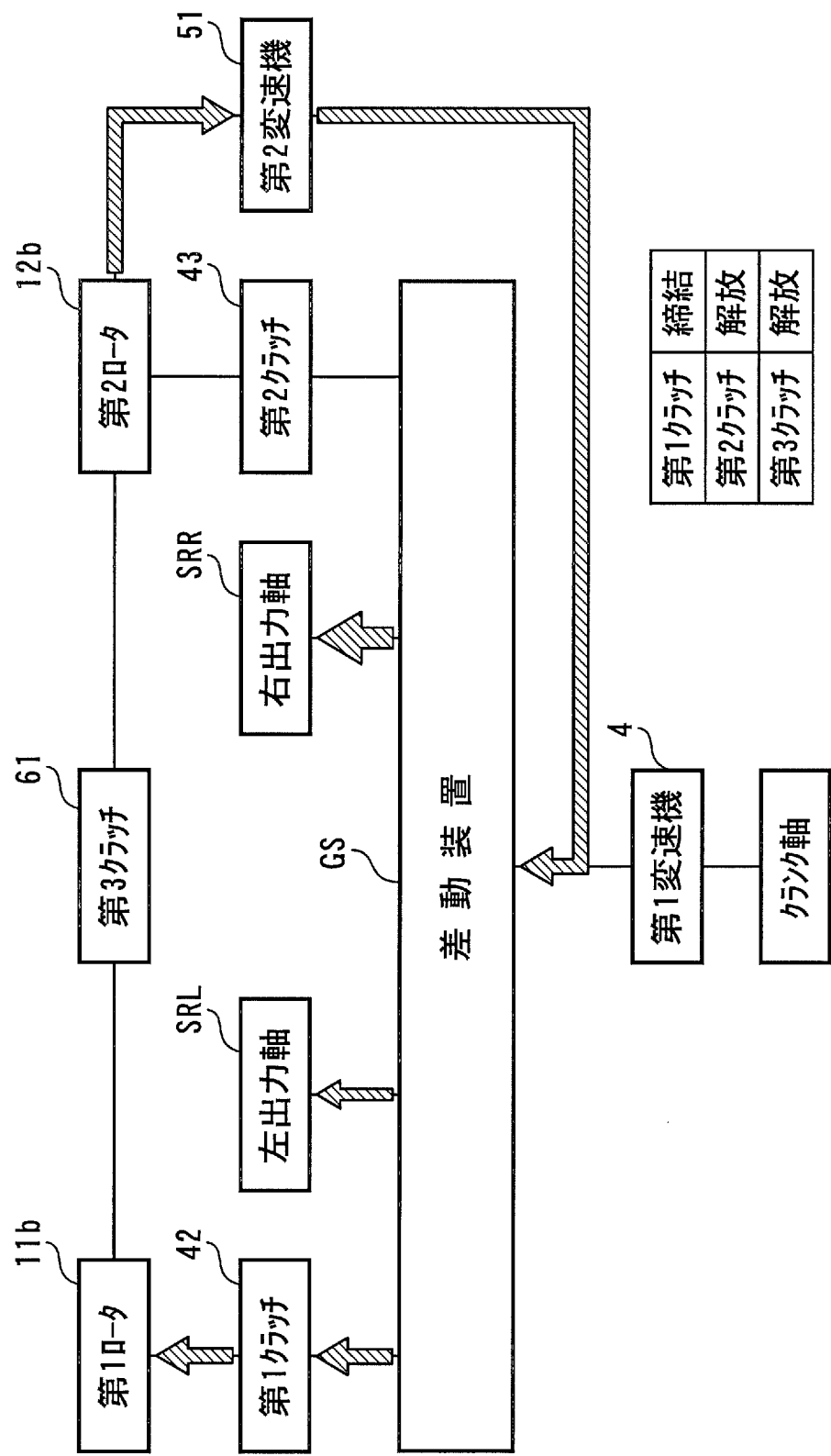
[図23]



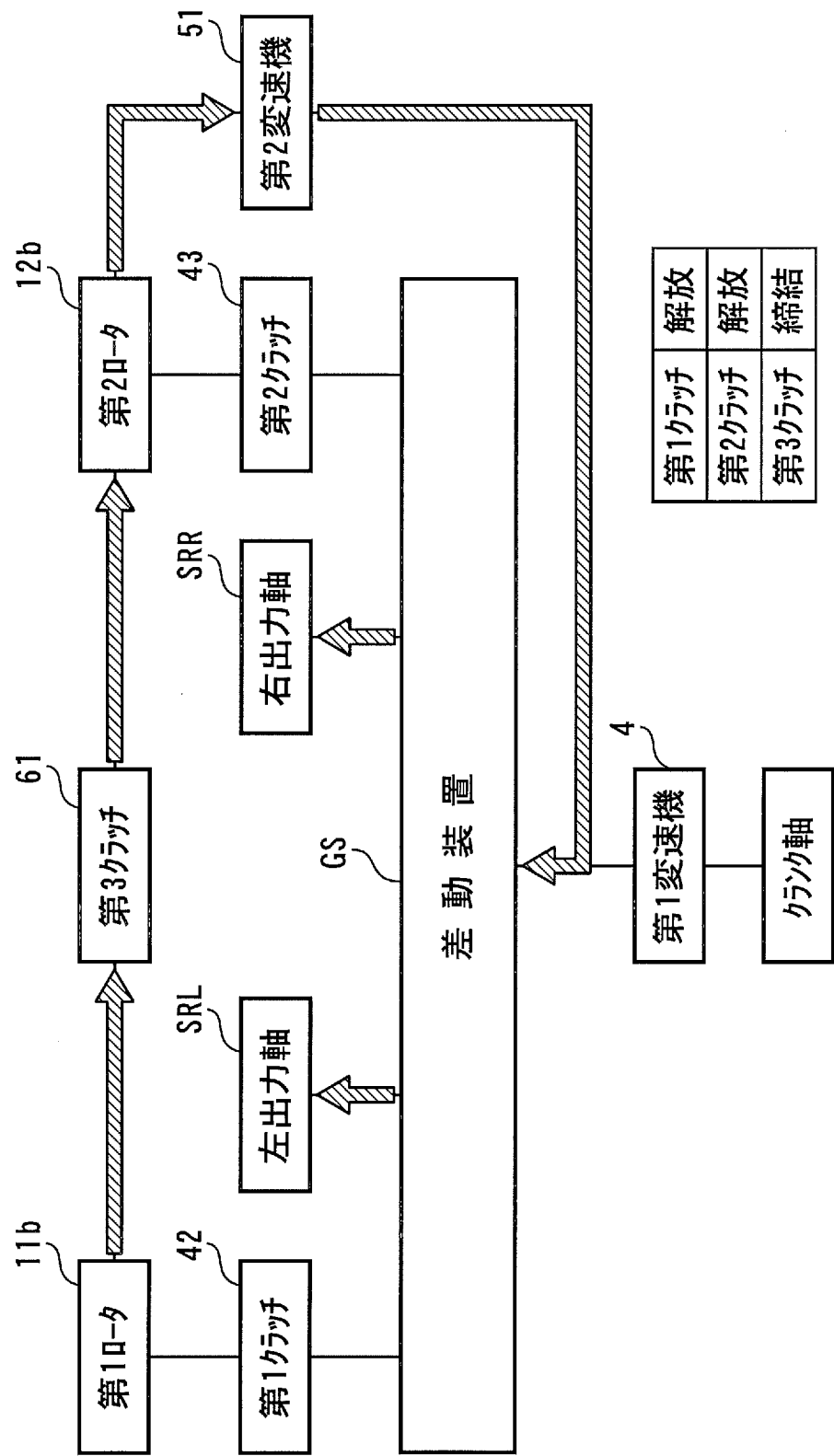
[図24]



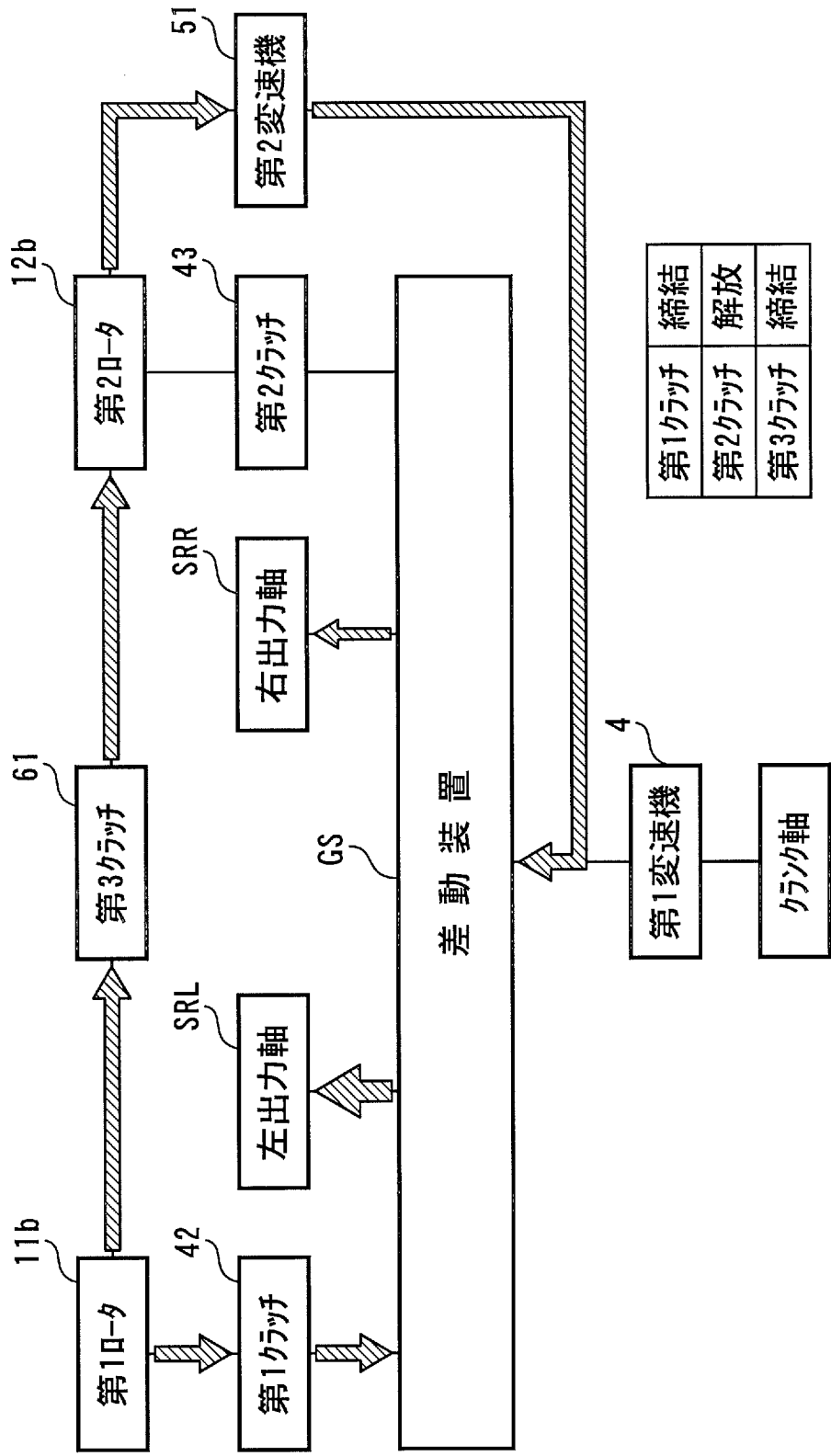
[図25]



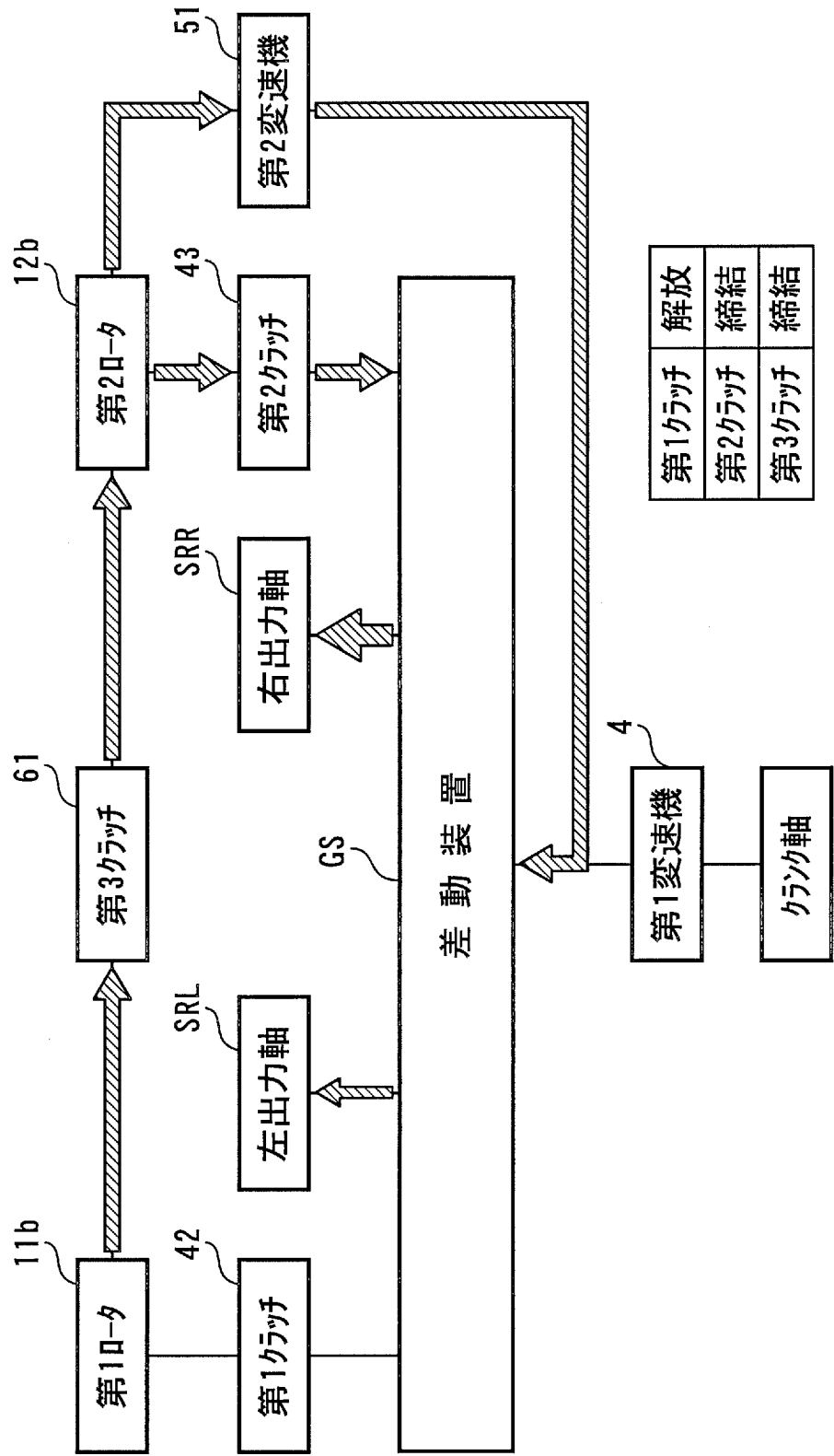
[図26]



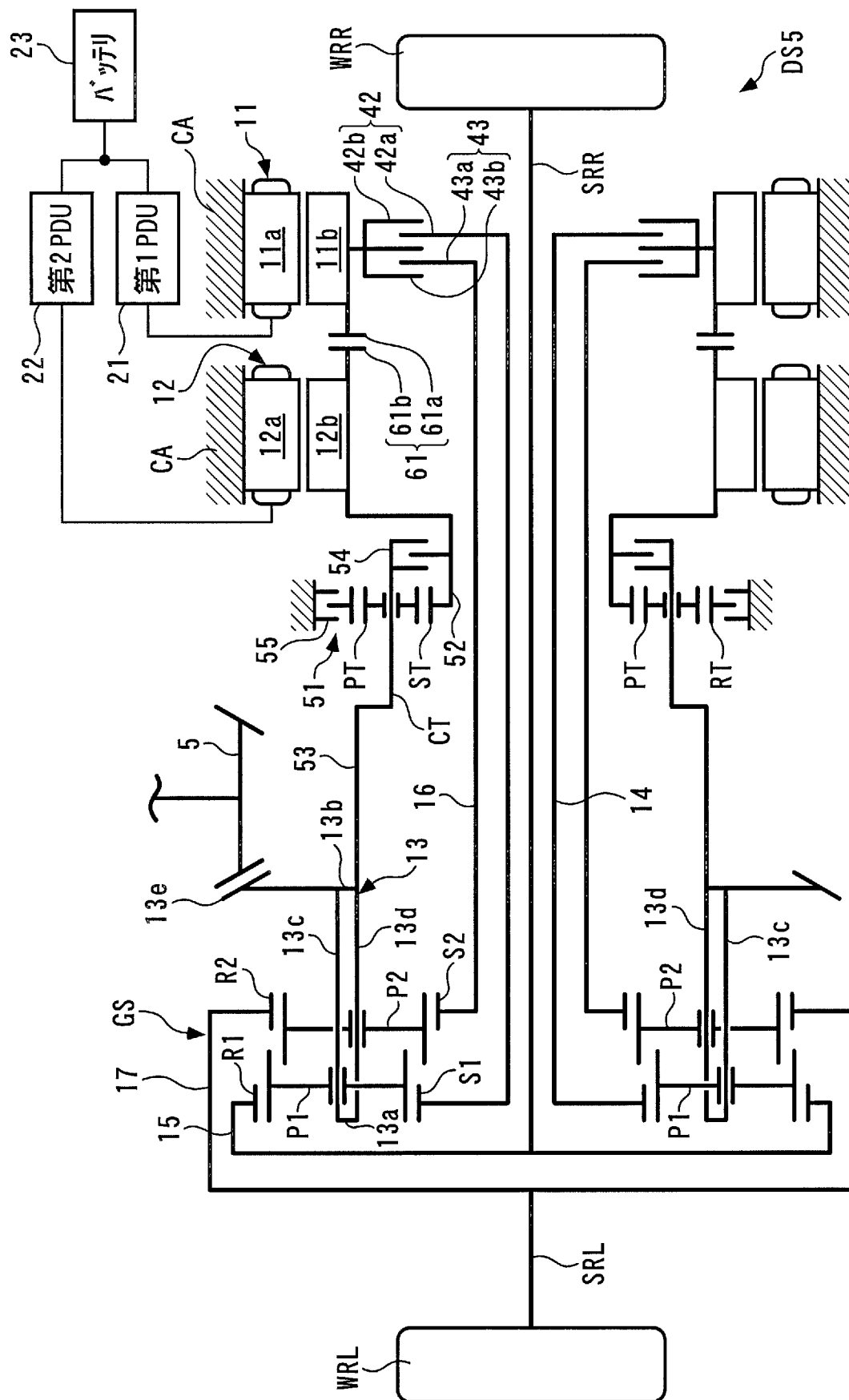
[図27]



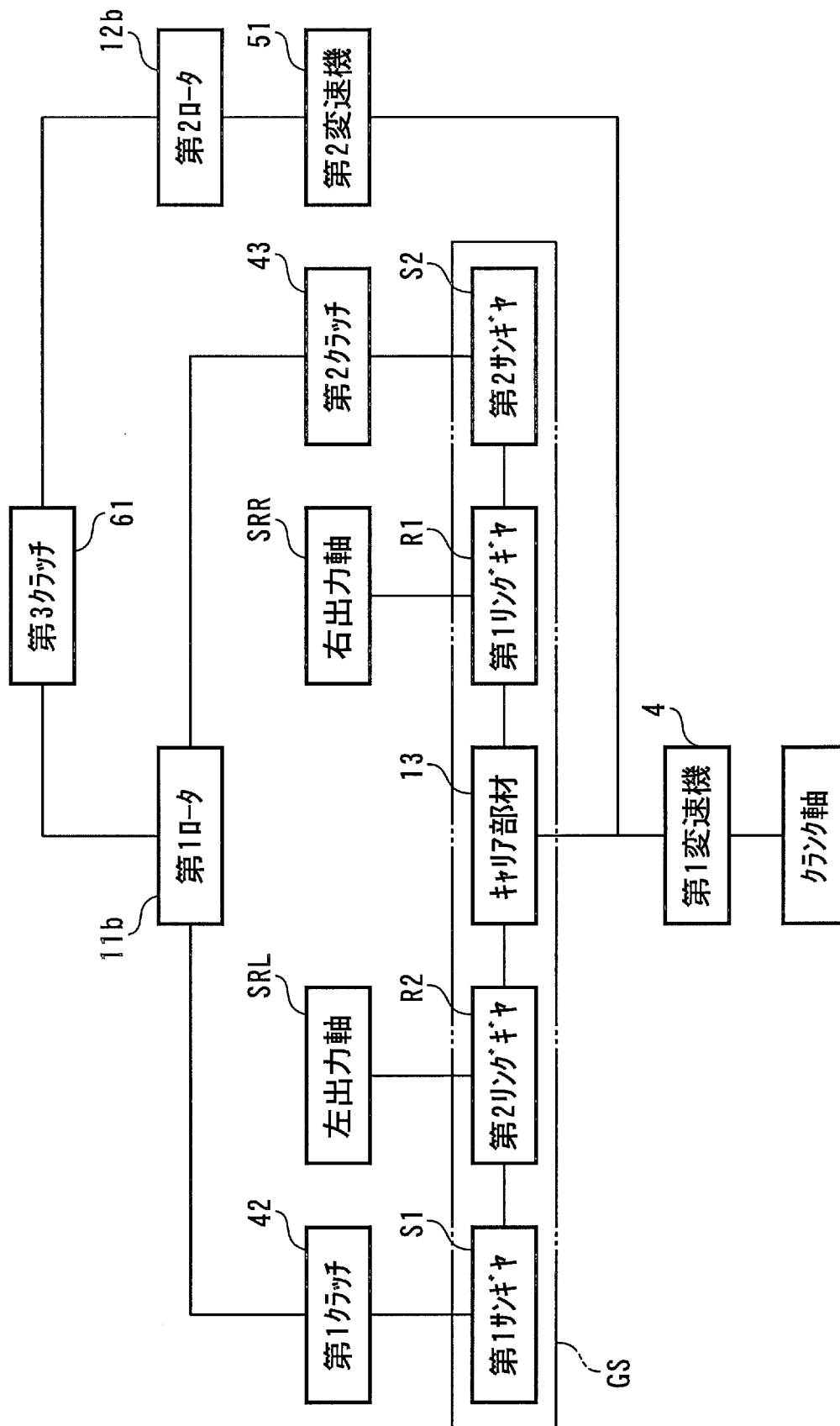
[図28]



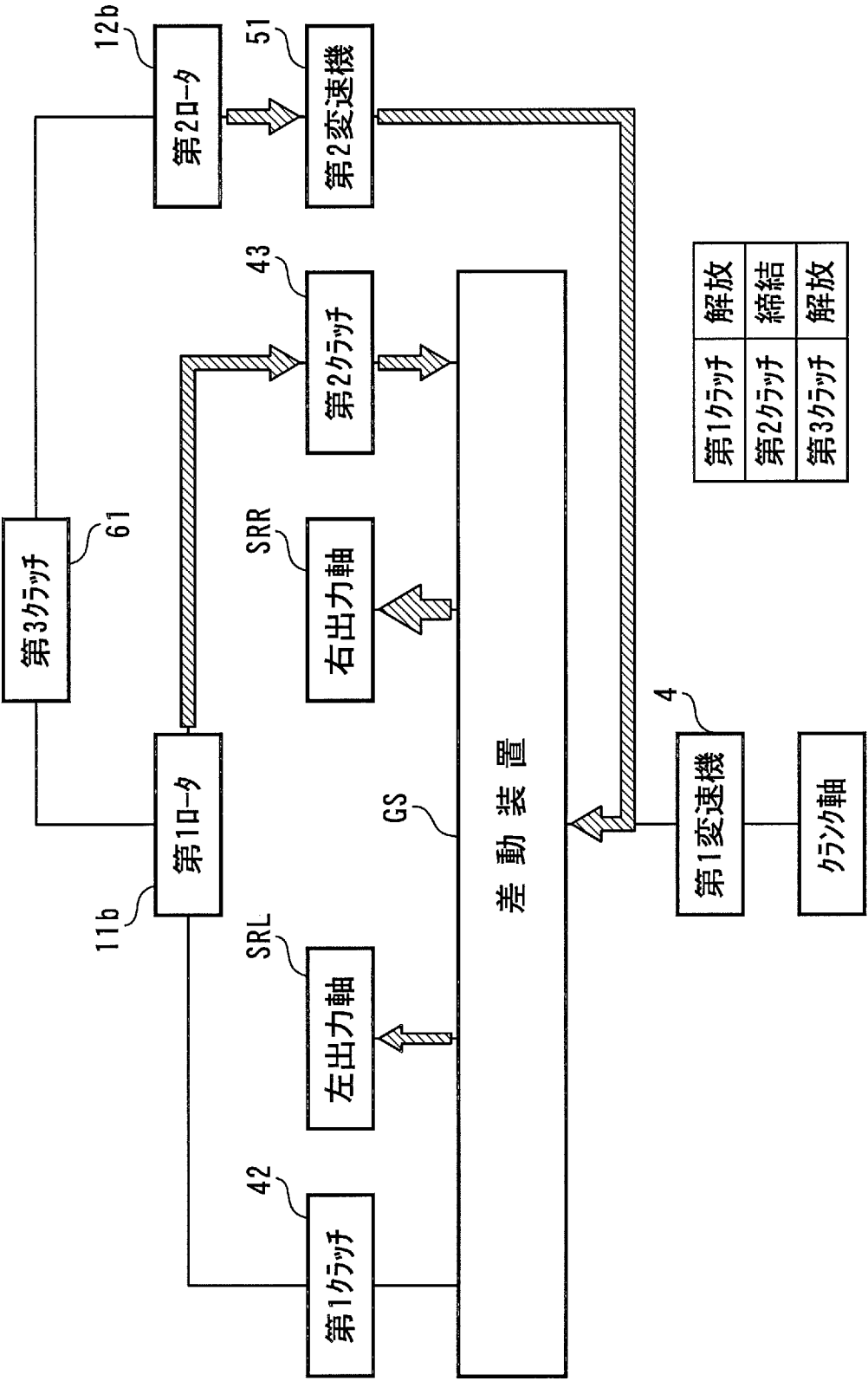
[図29]



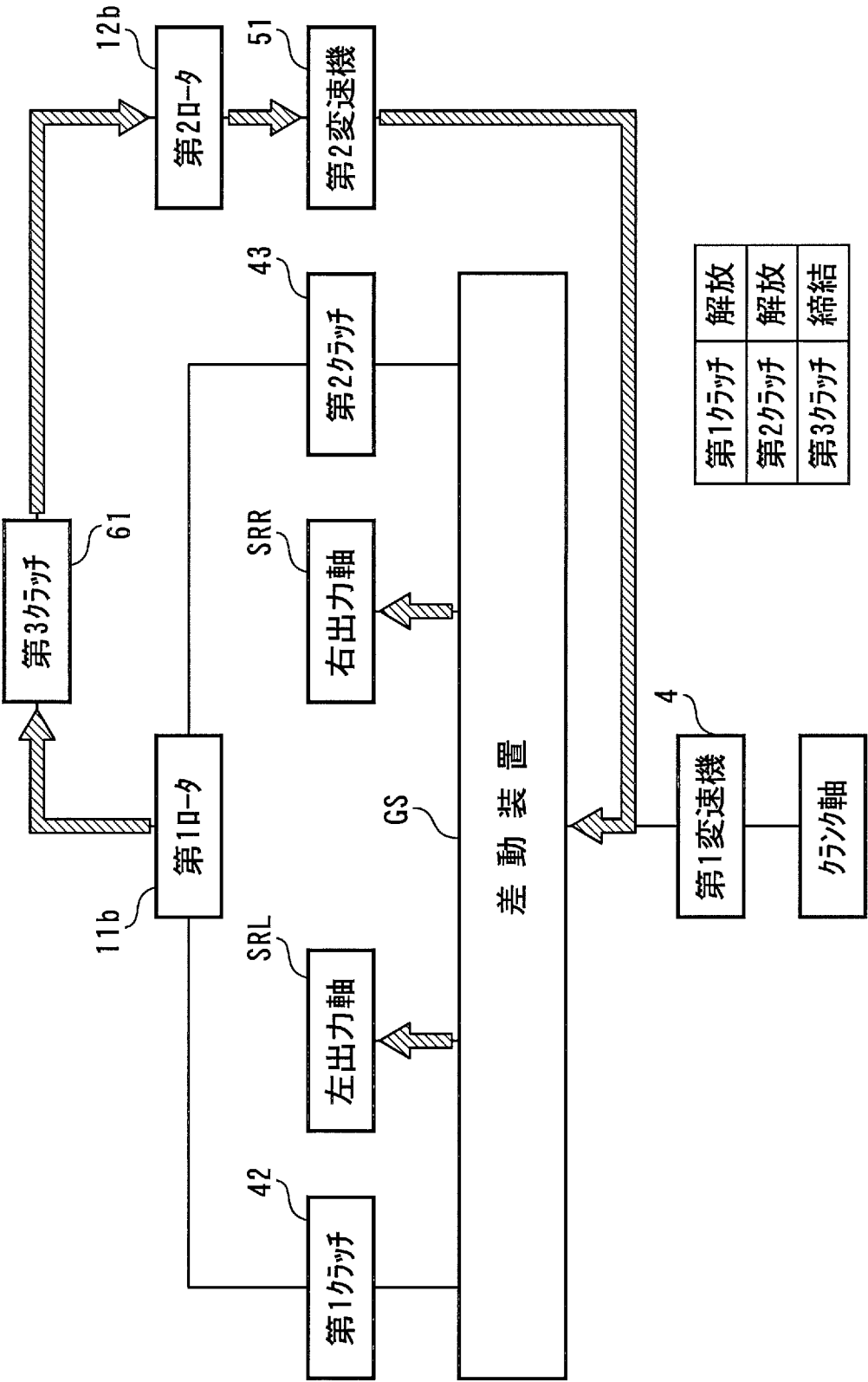
[図30]



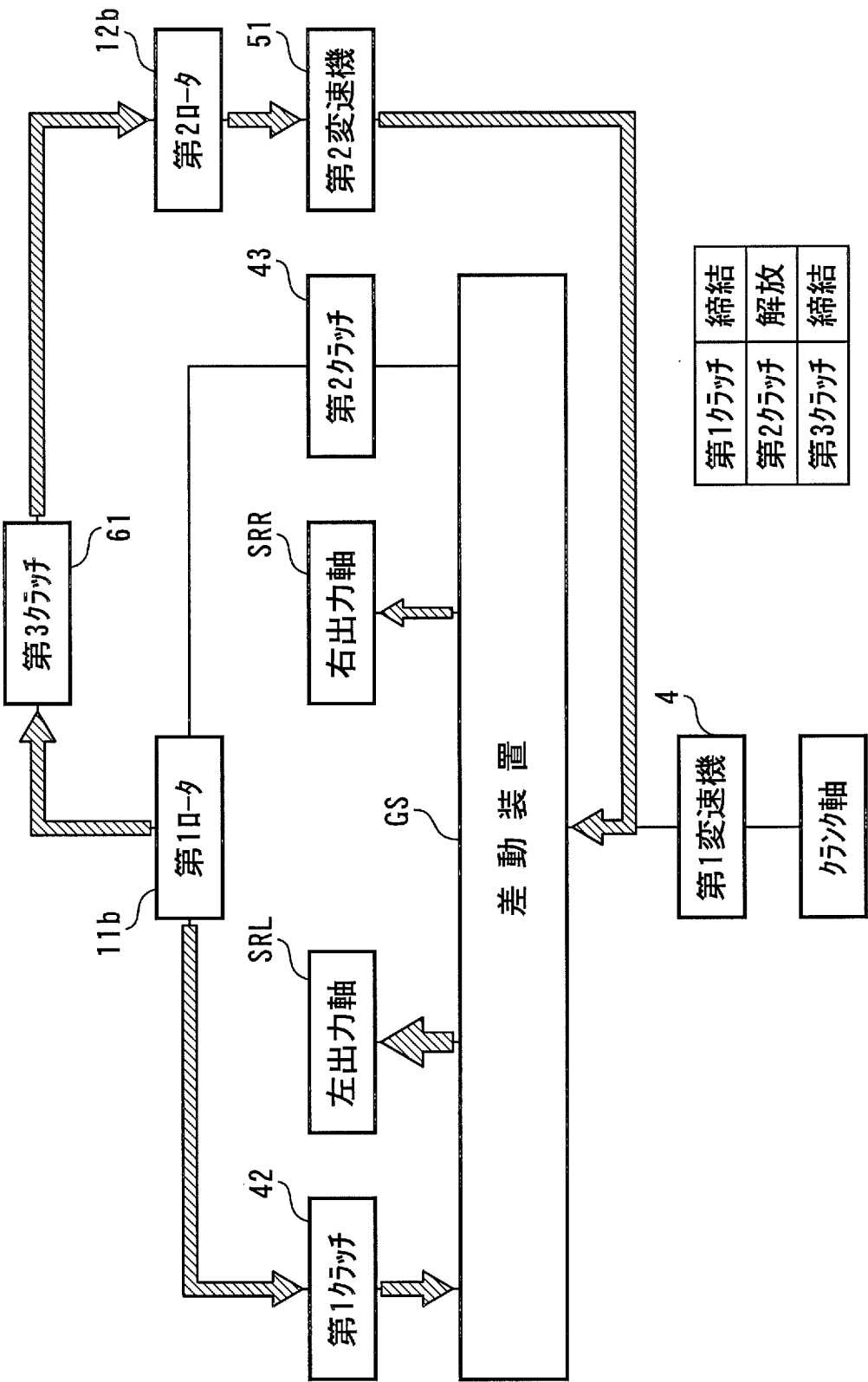
[図33]



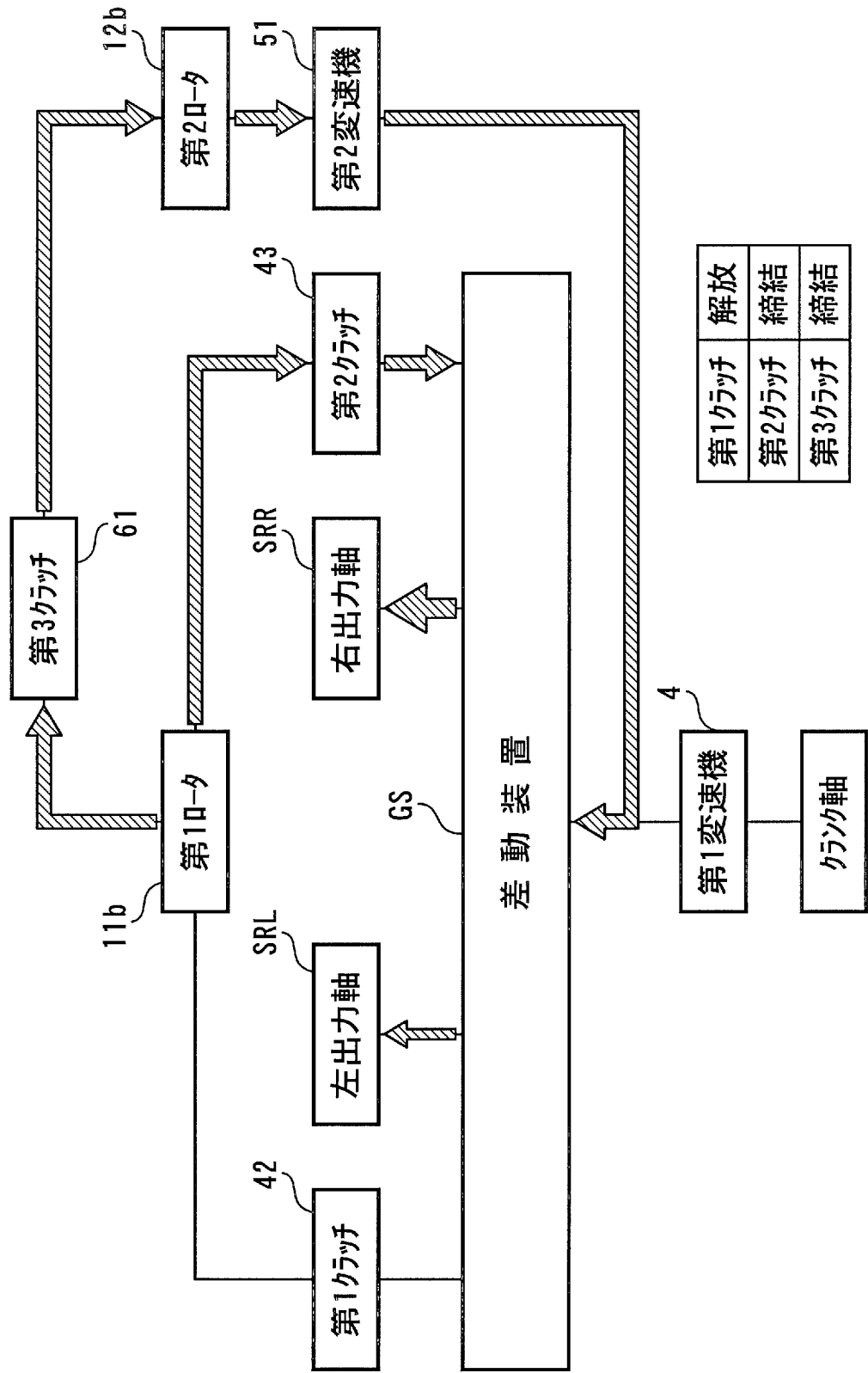
[図34]



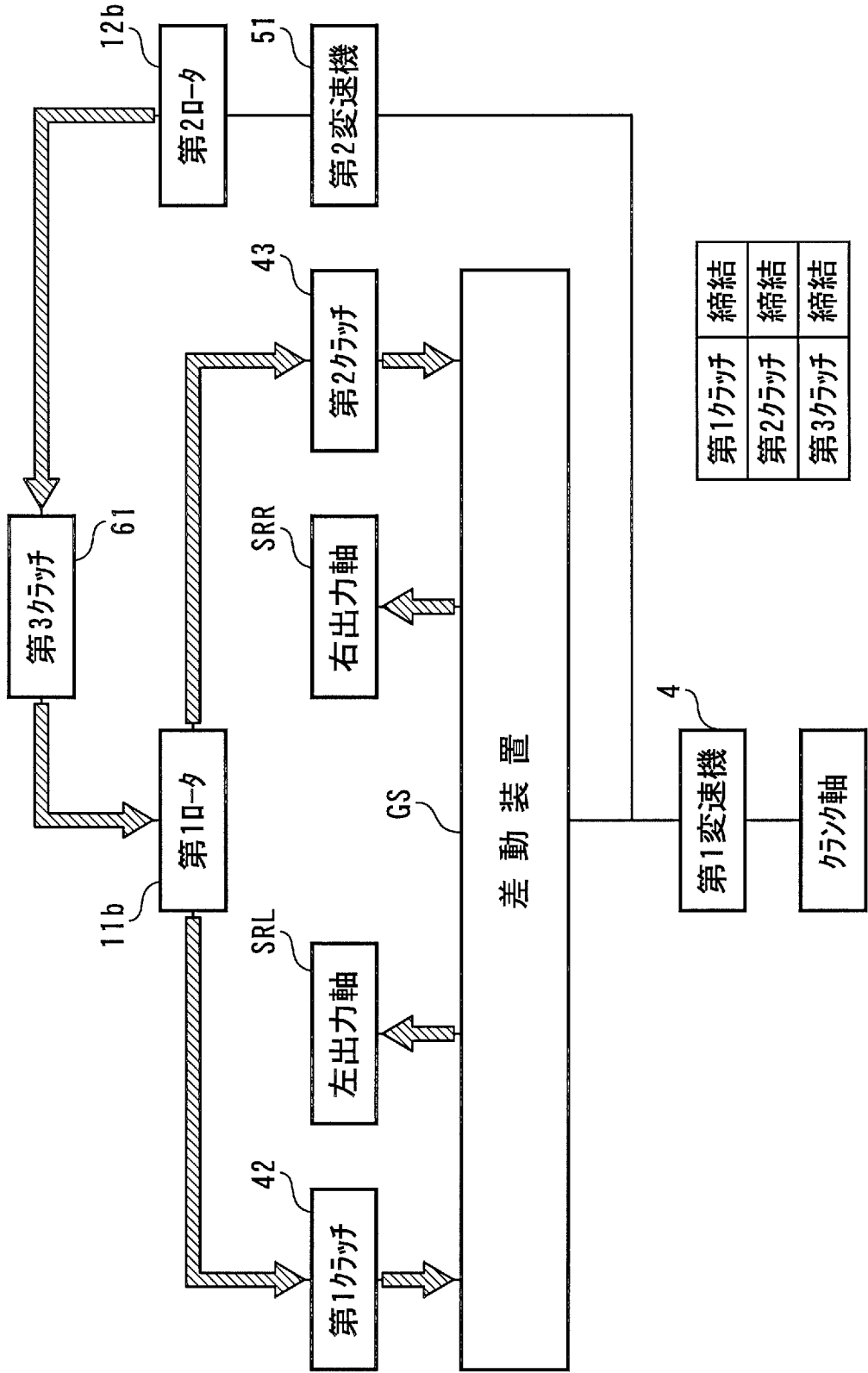
[図35]



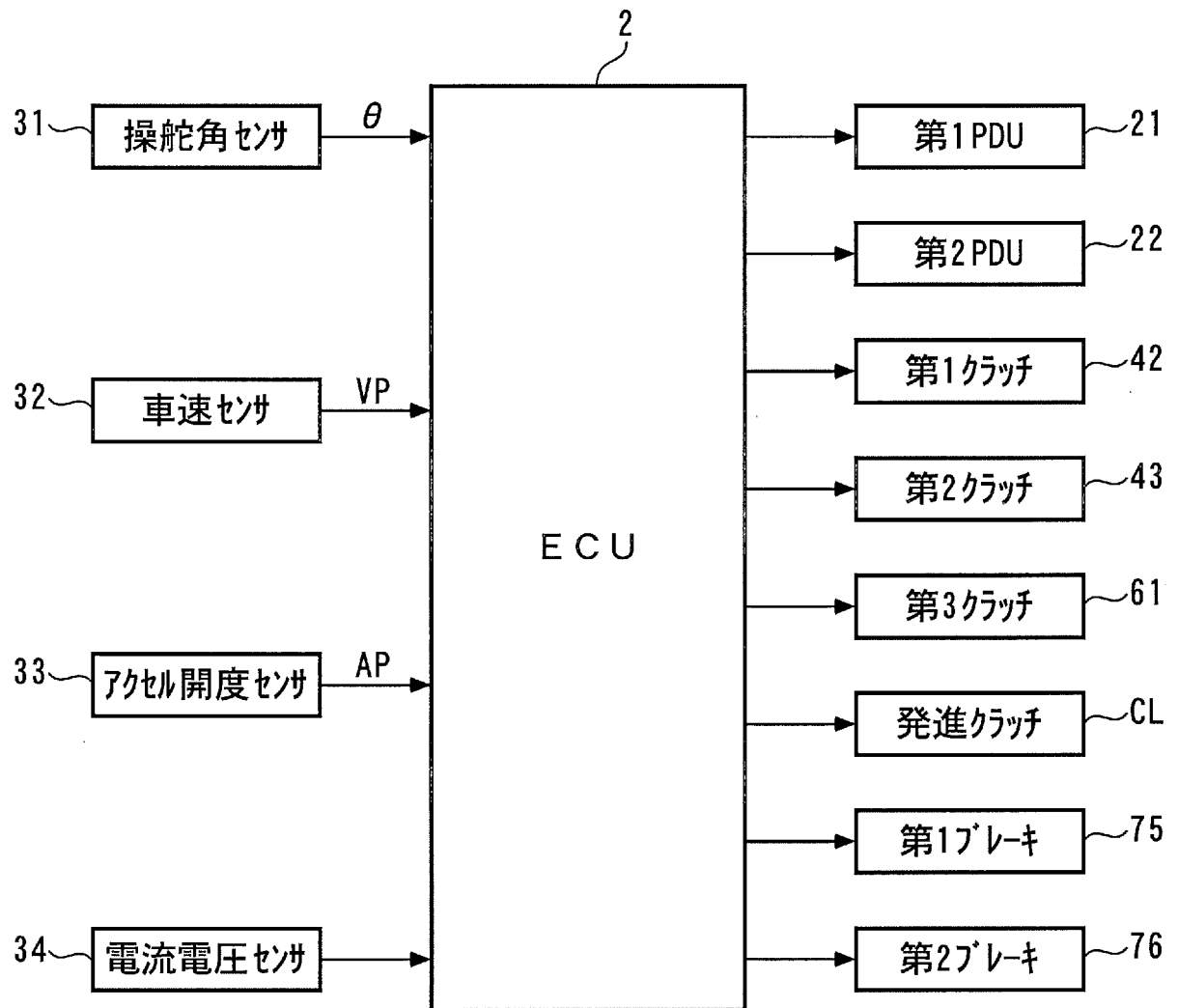
[図36]



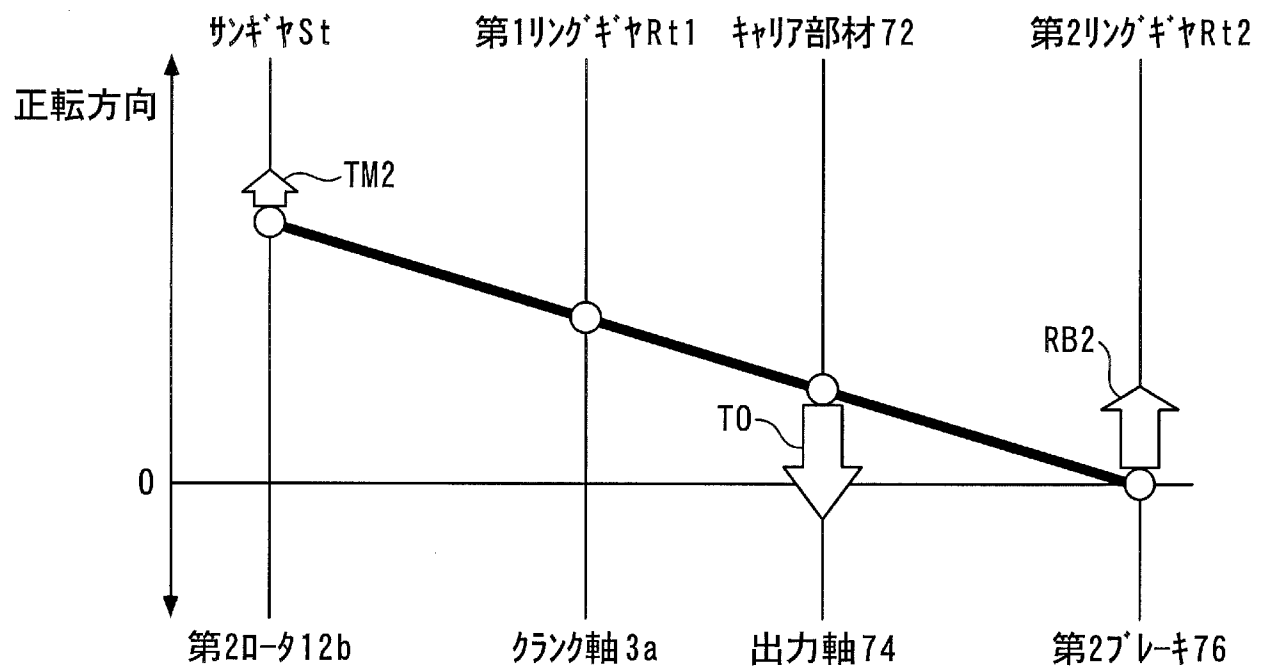
[図37]



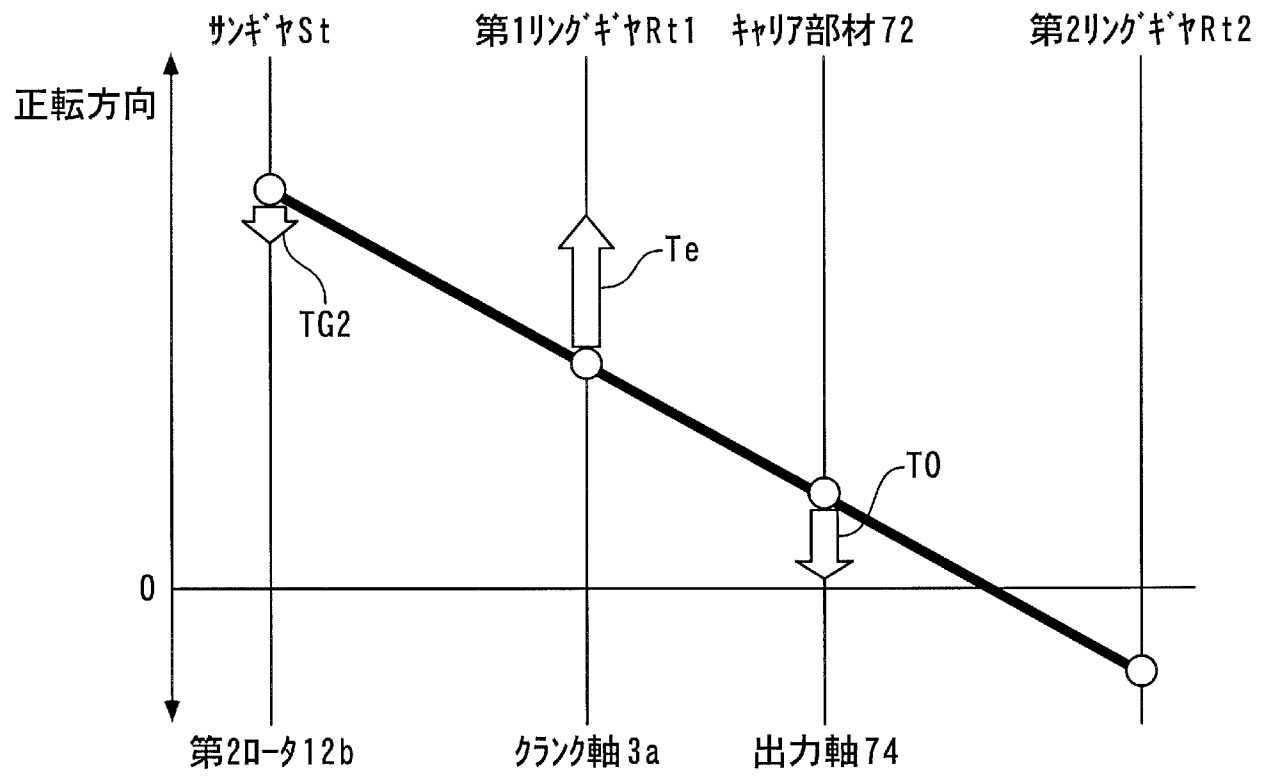
[図39]



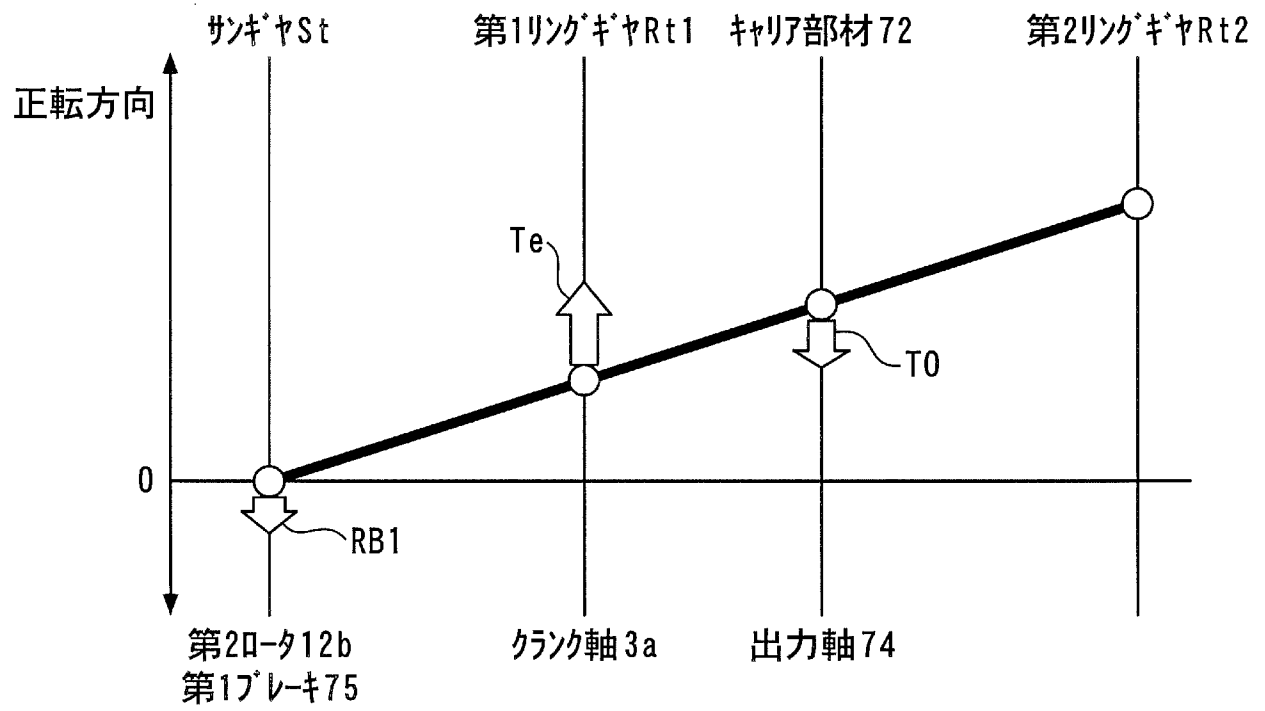
[図40]



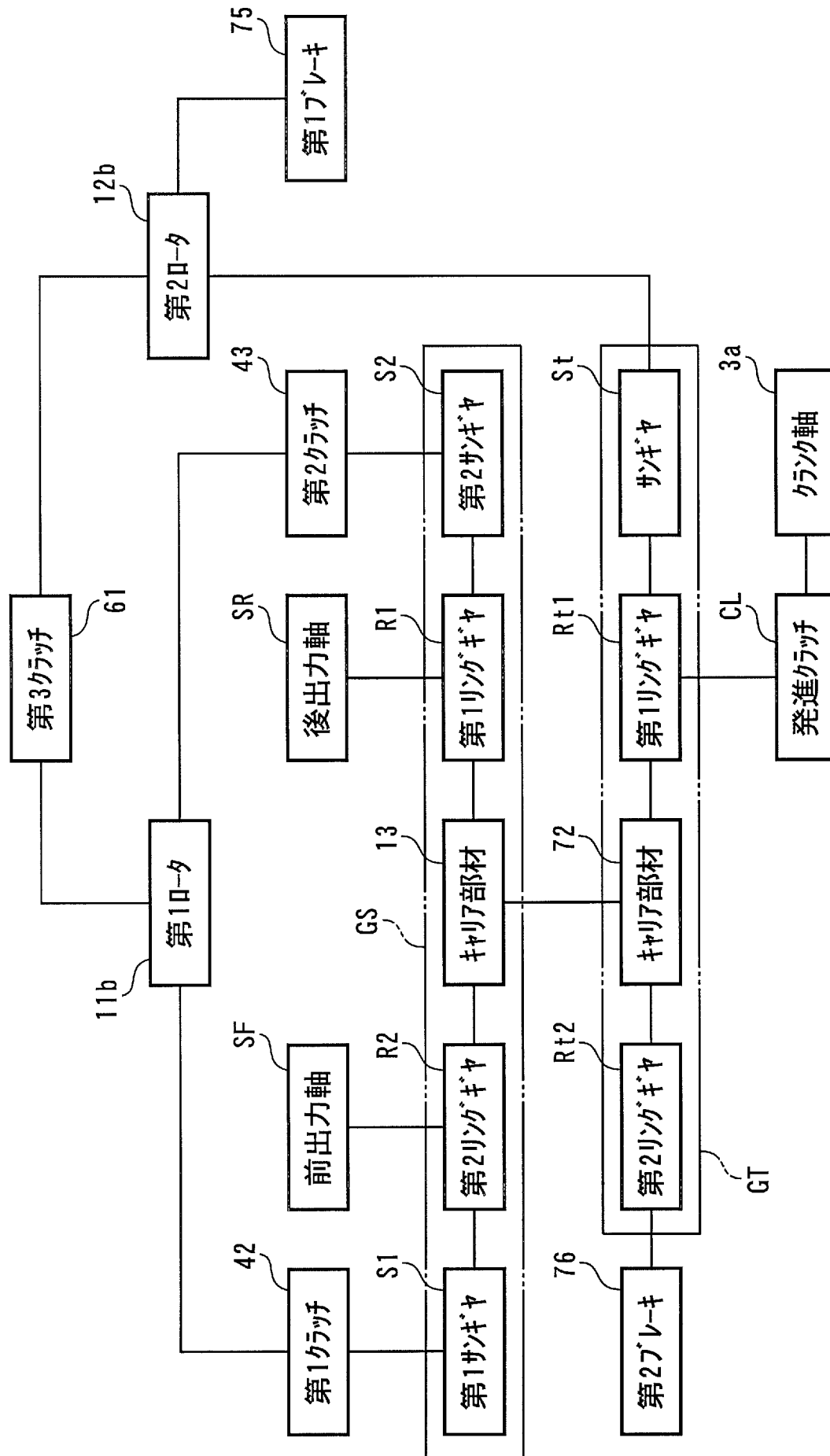
[図41]

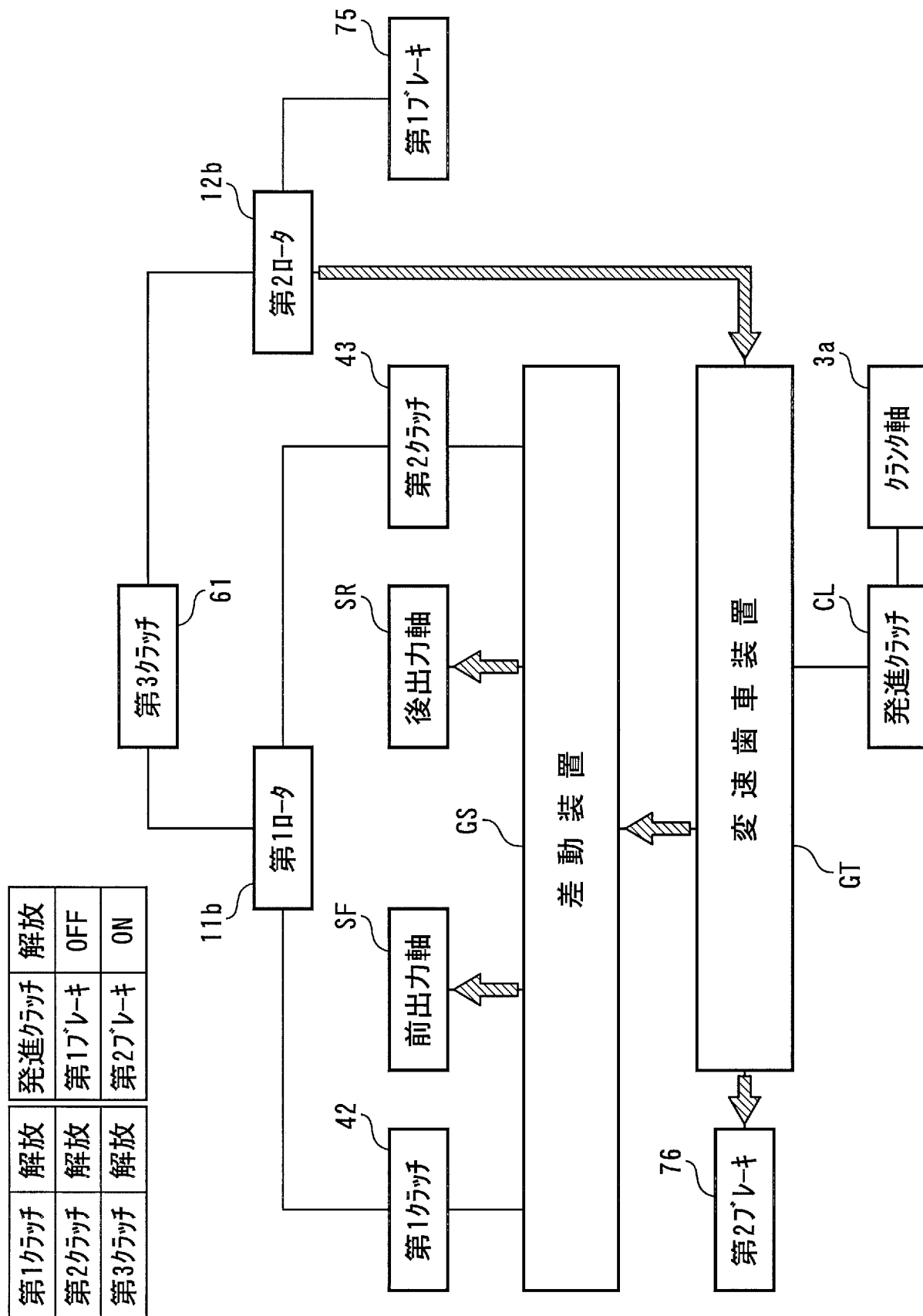


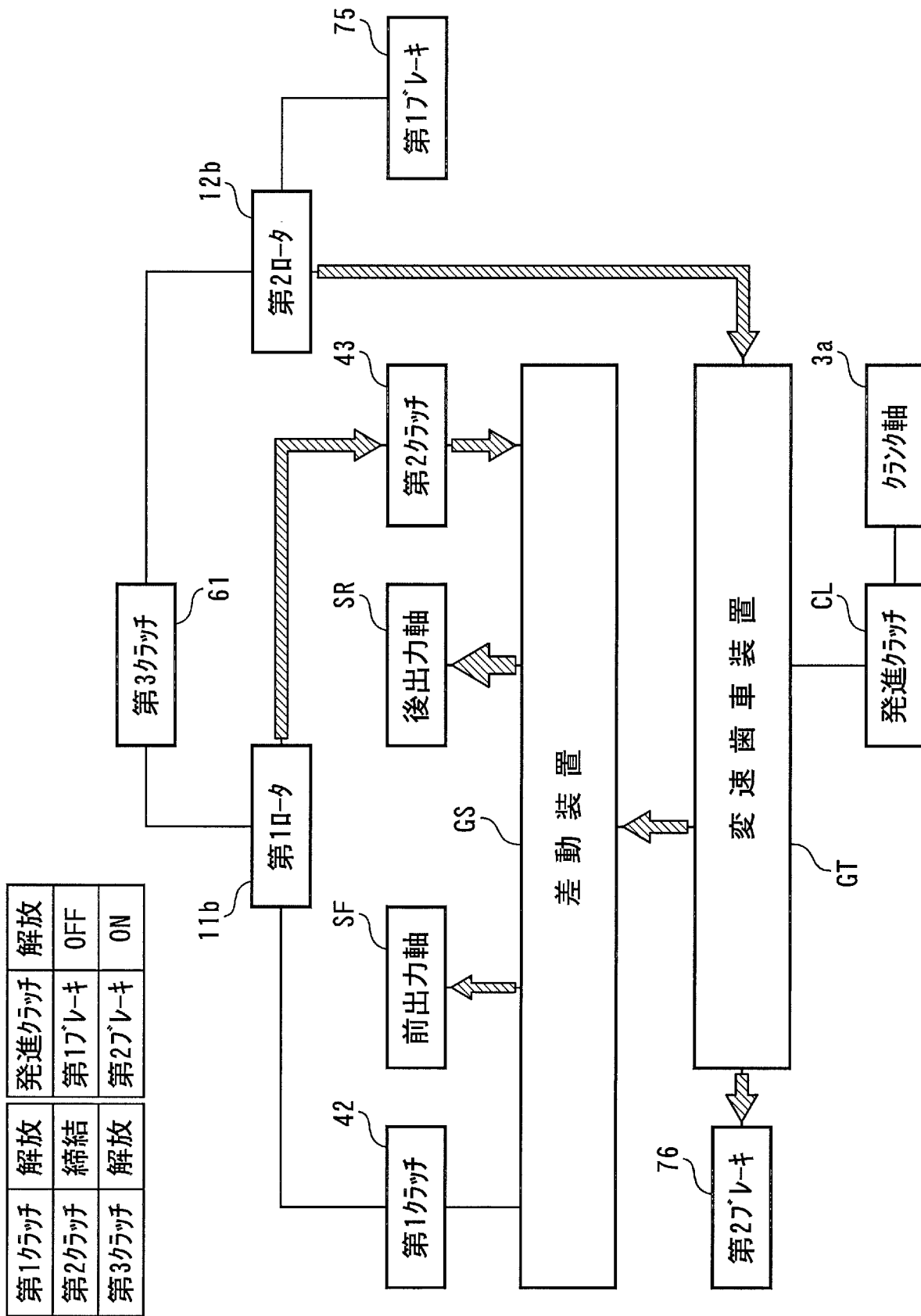
[図42]



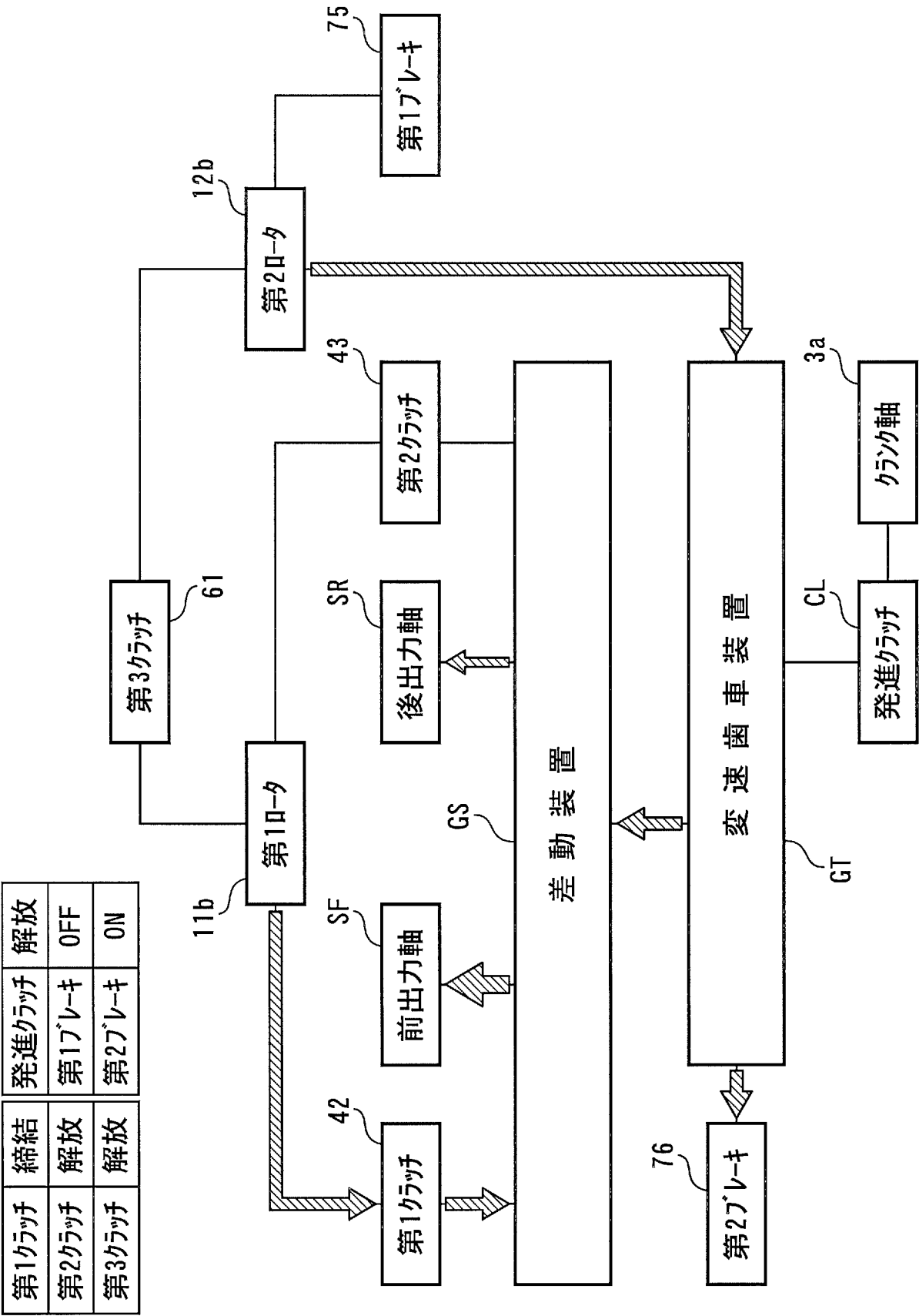
[図43]



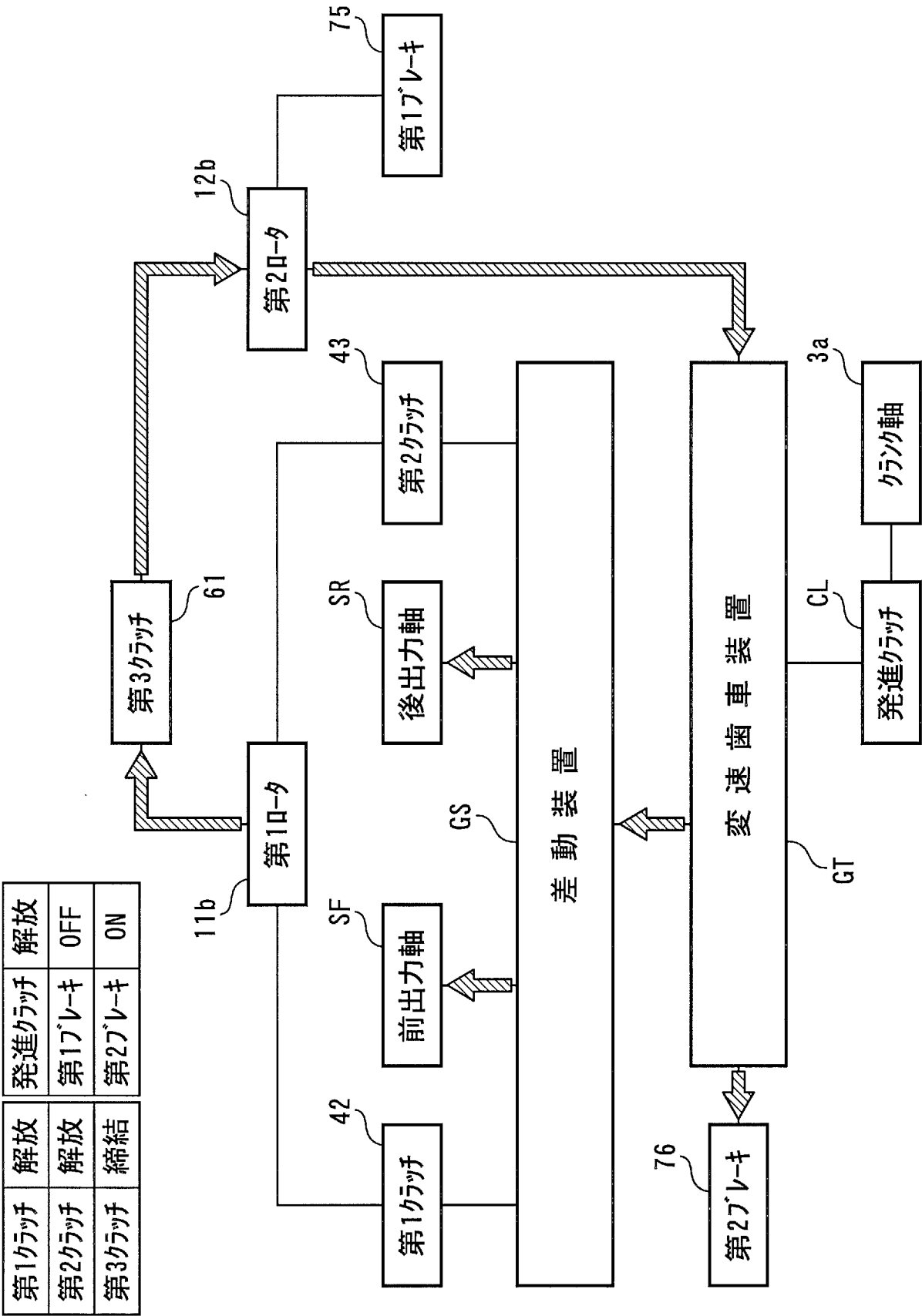




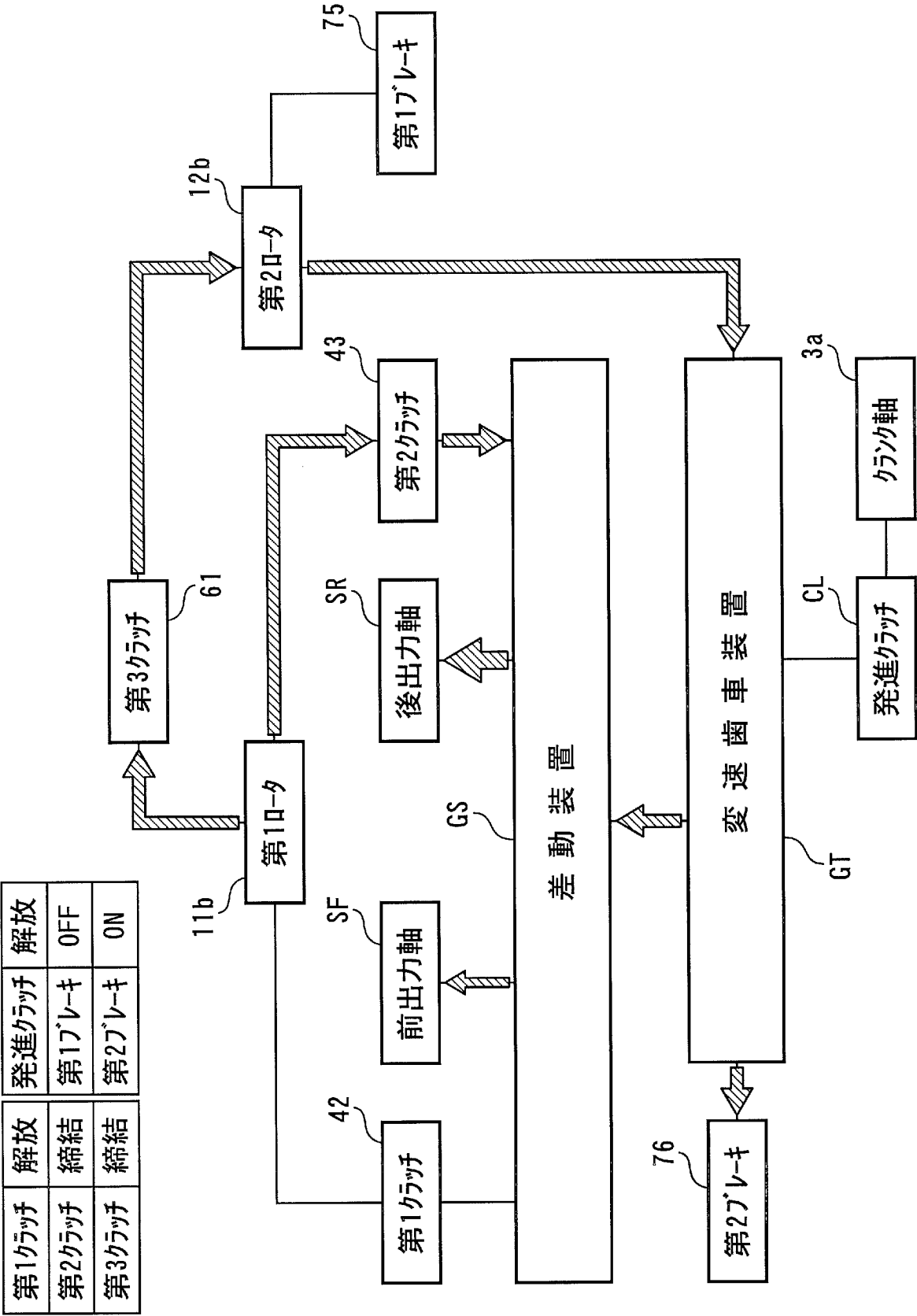
[図46]



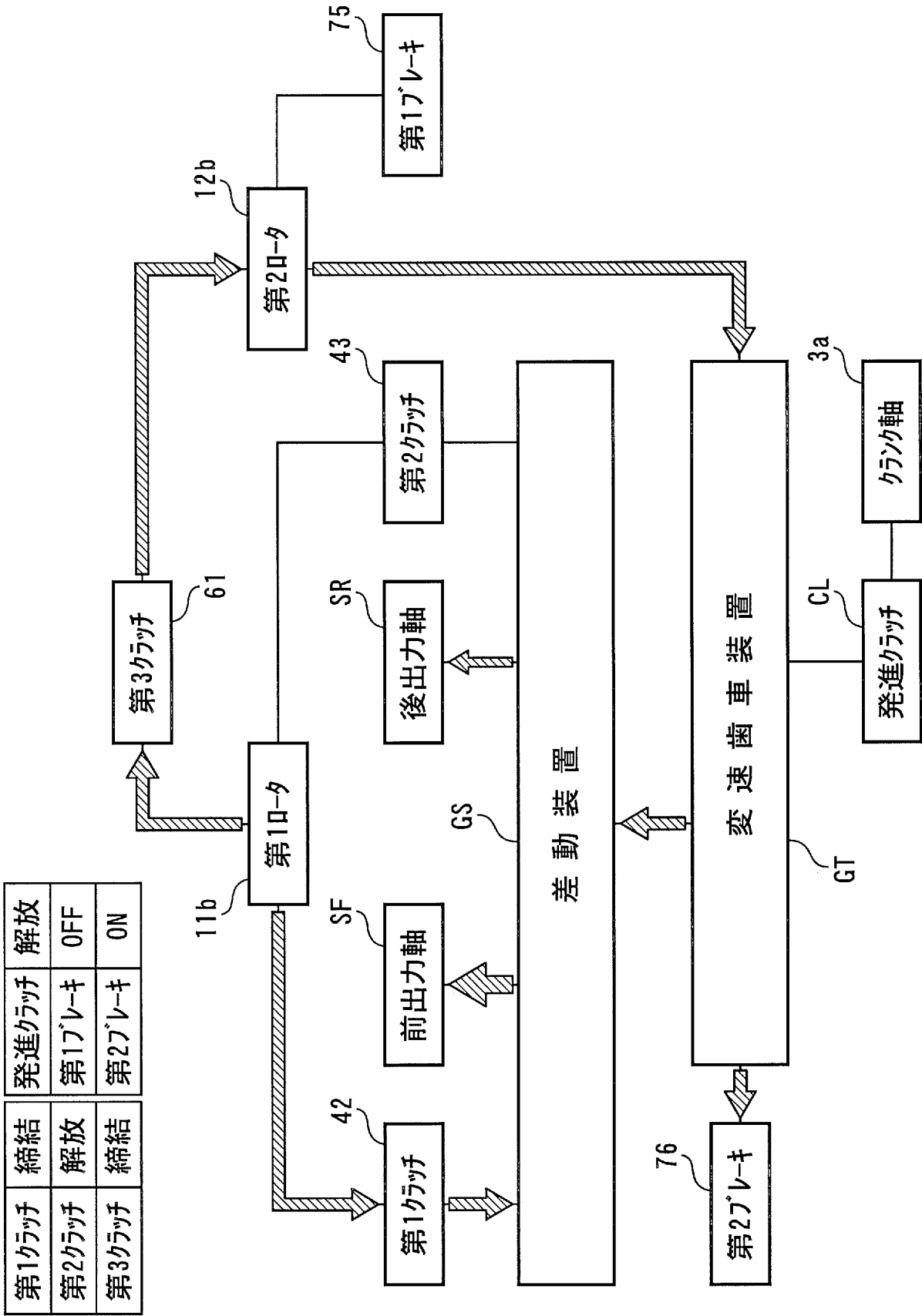
[図47]

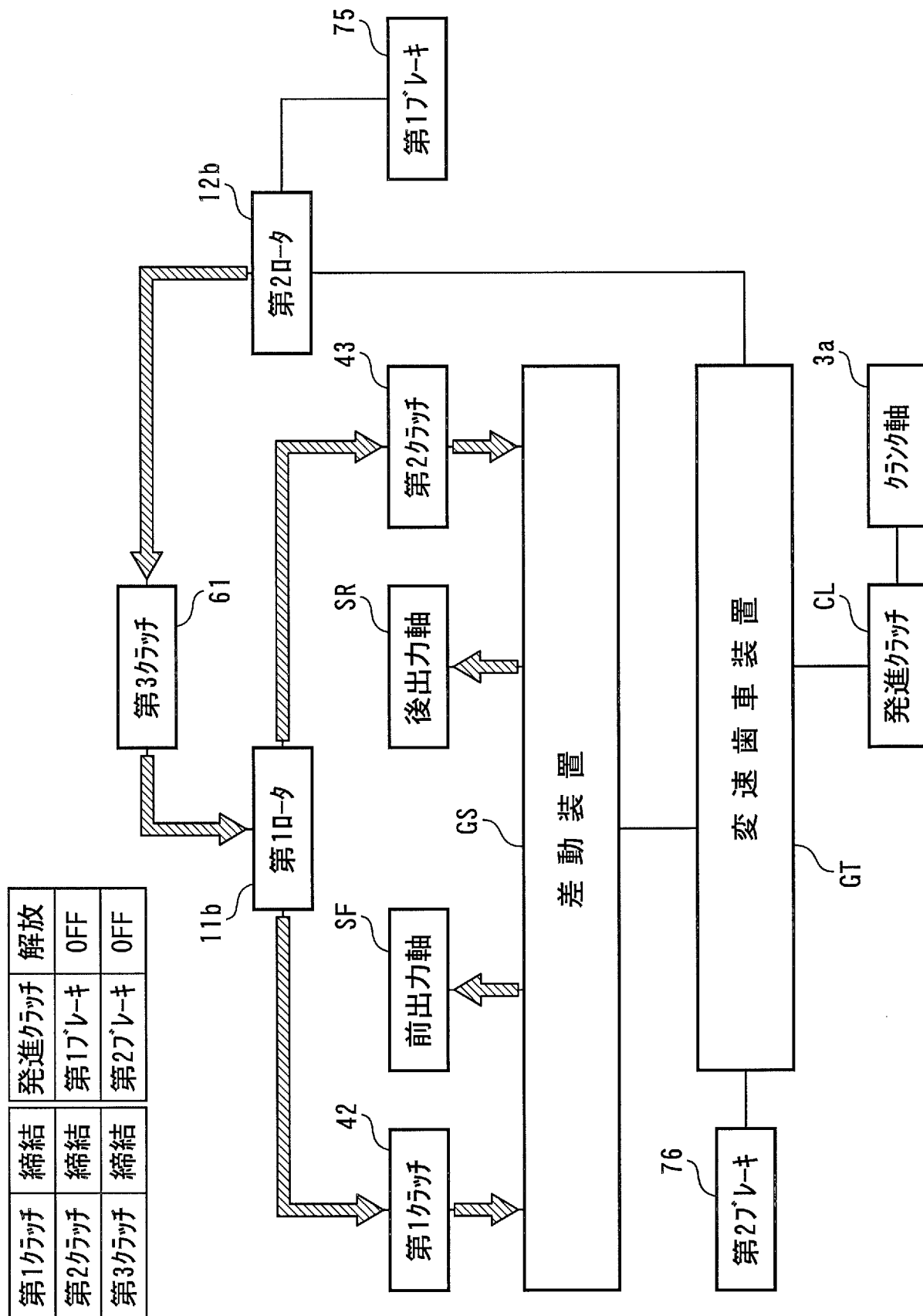


[図48]

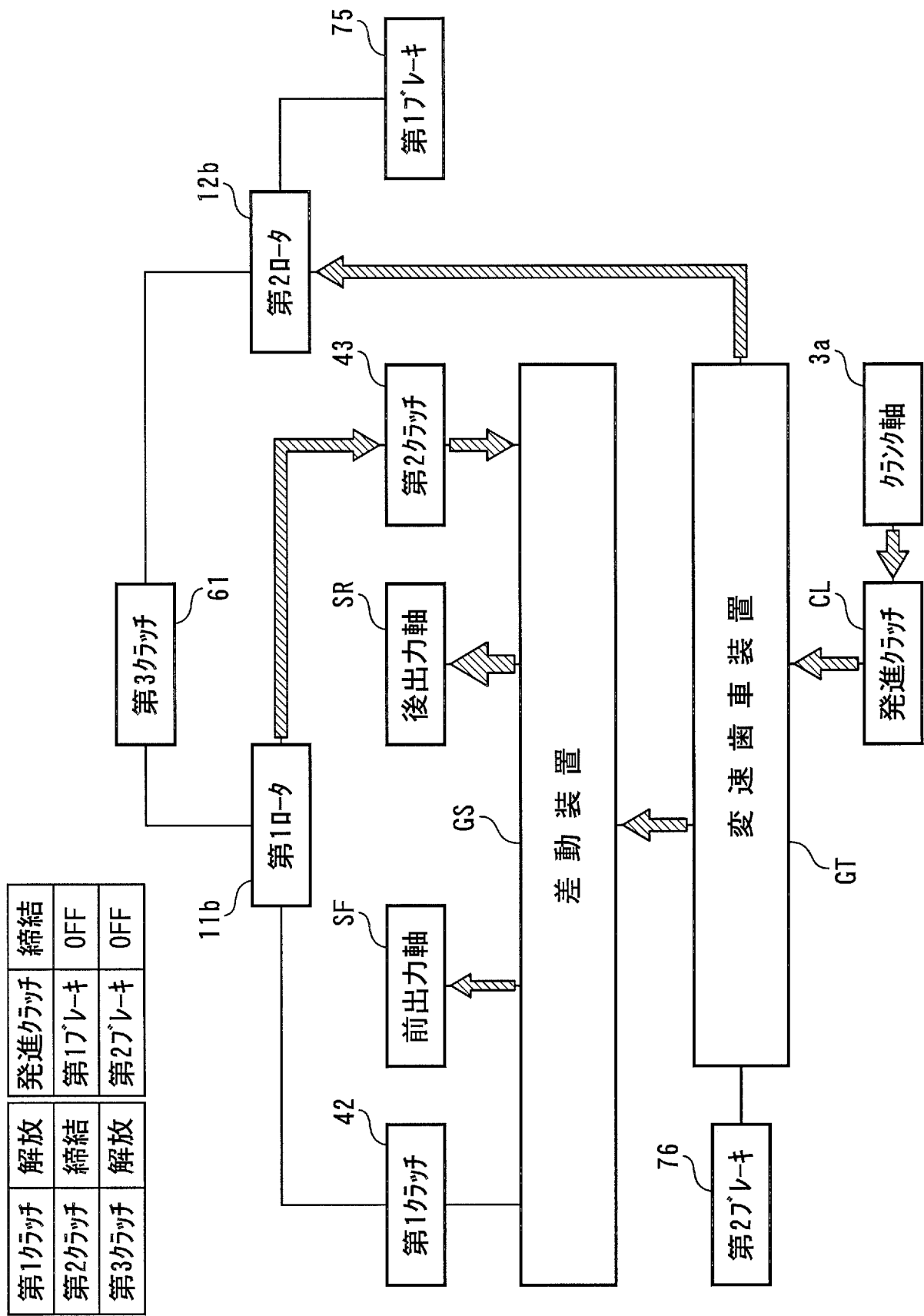


[図49]

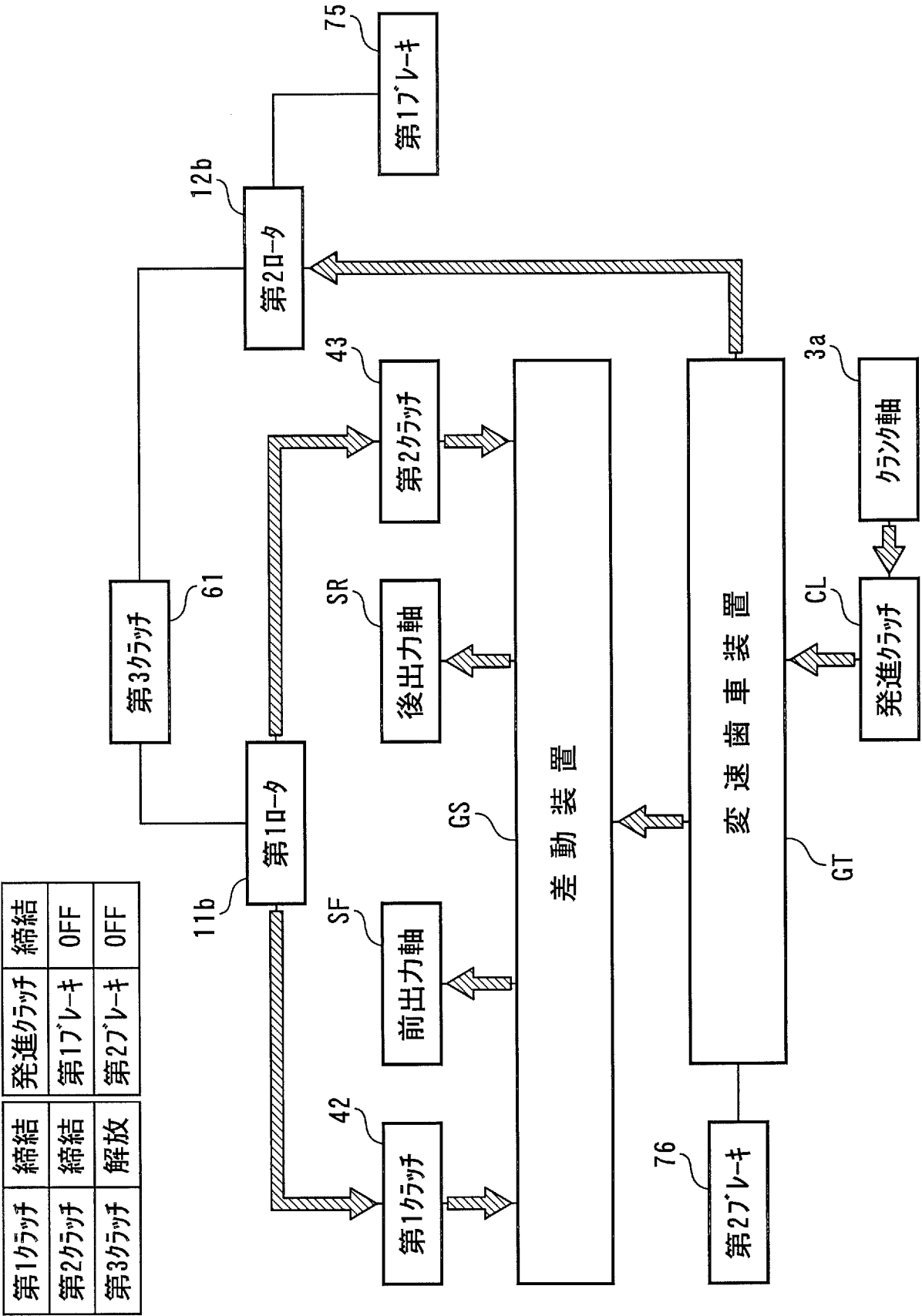




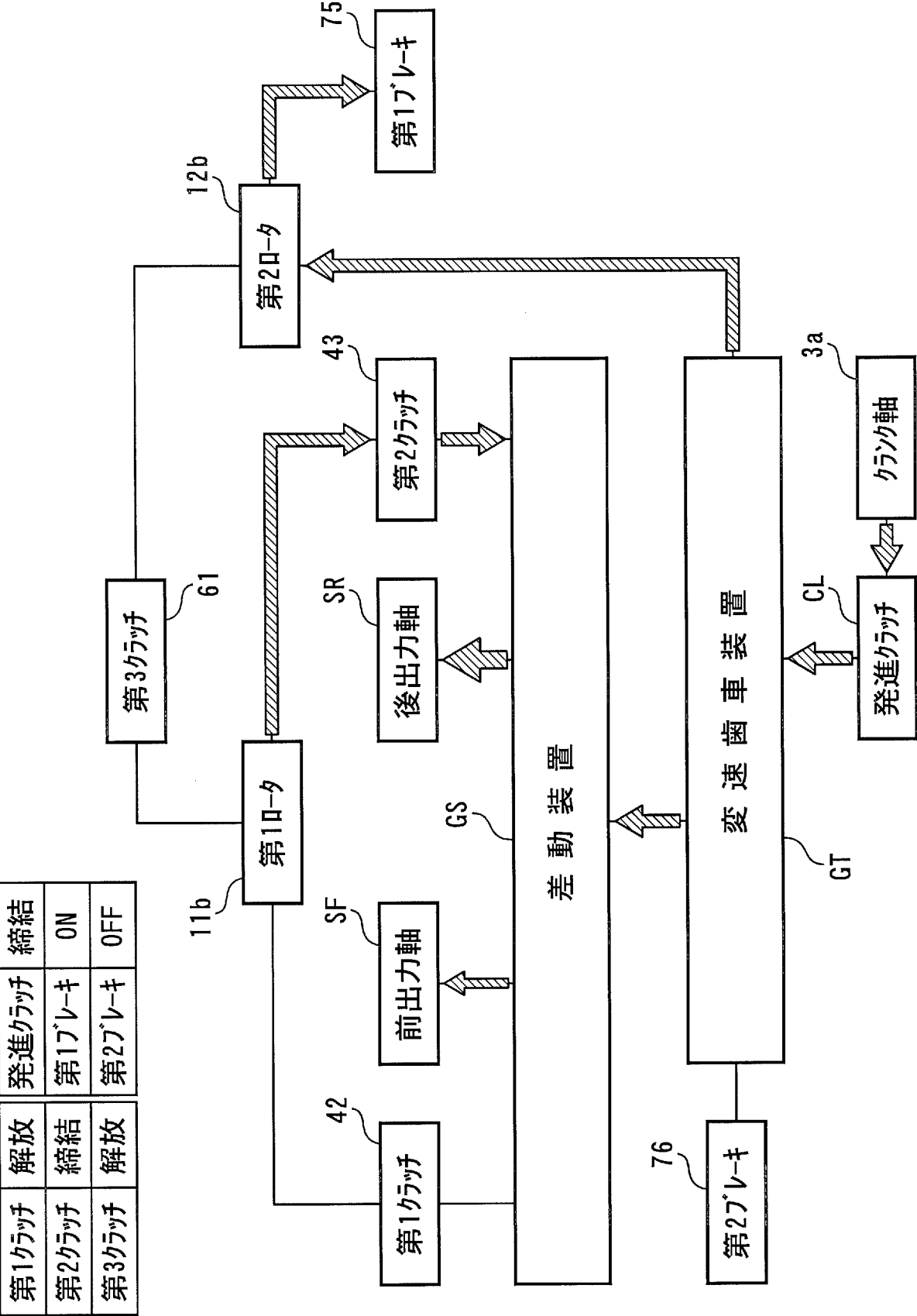
[図51]



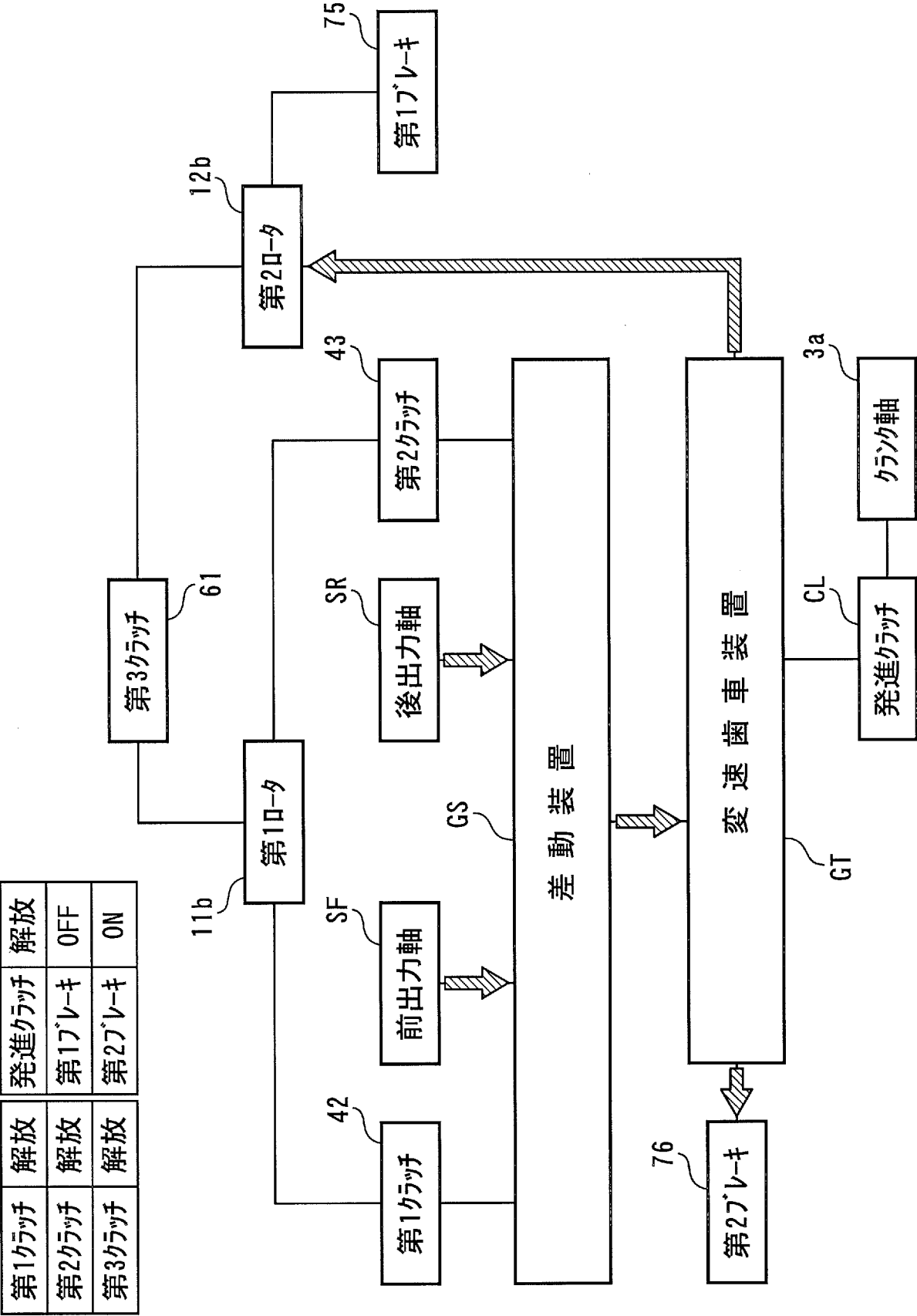
[図52]



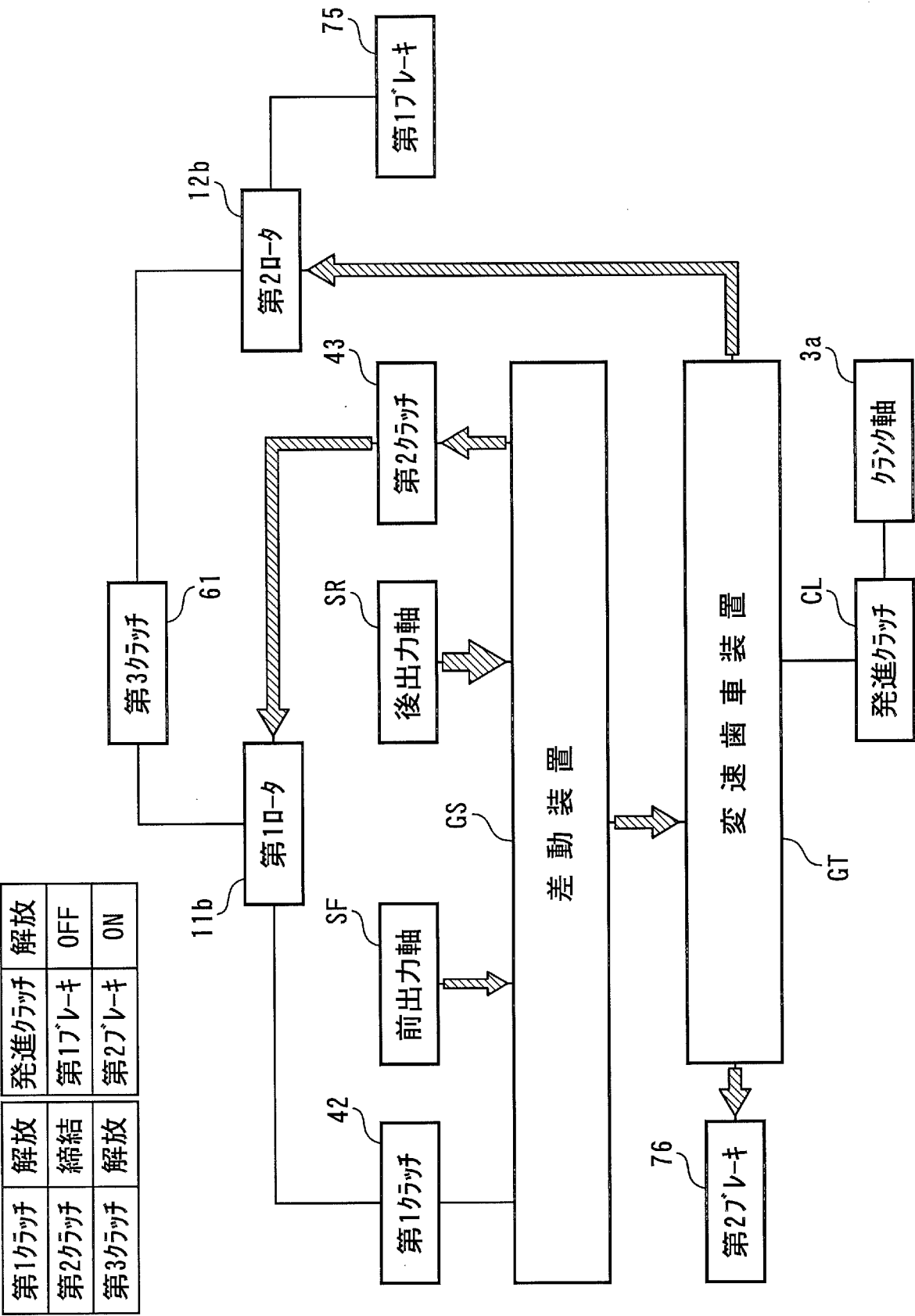
[図54]



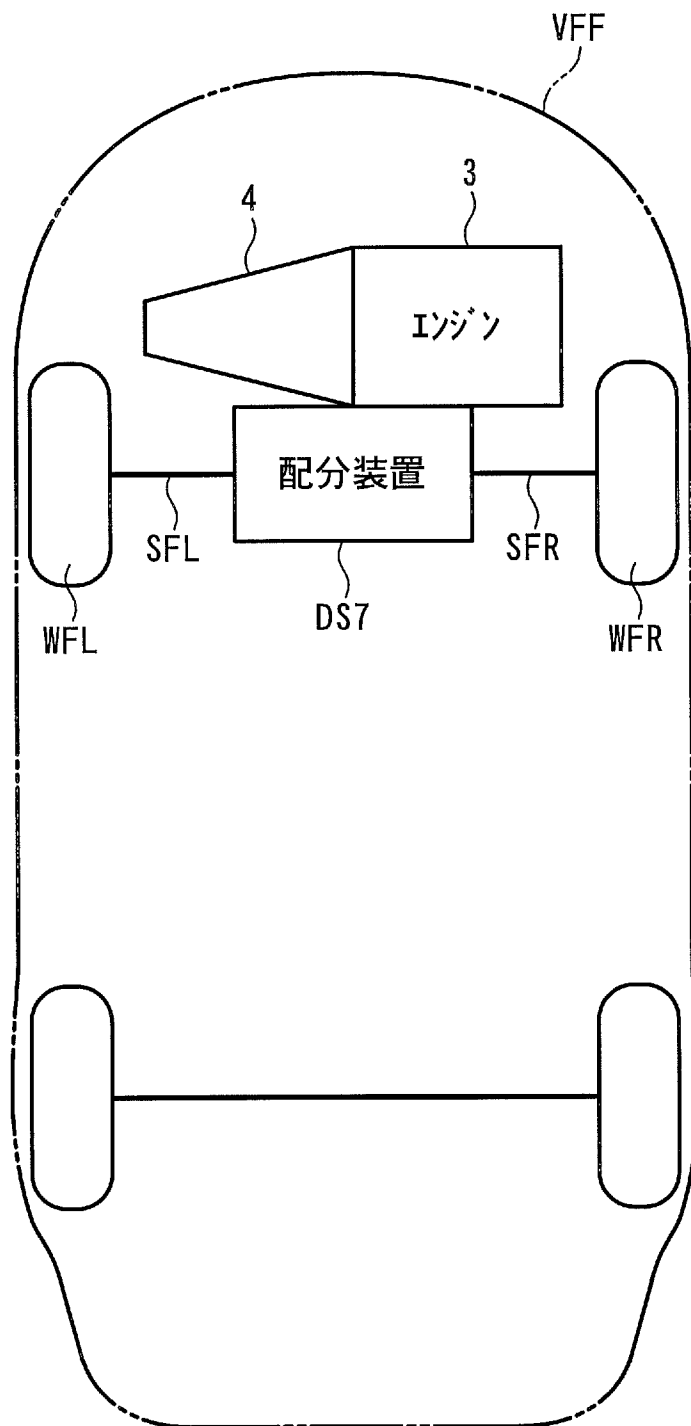
[図55]



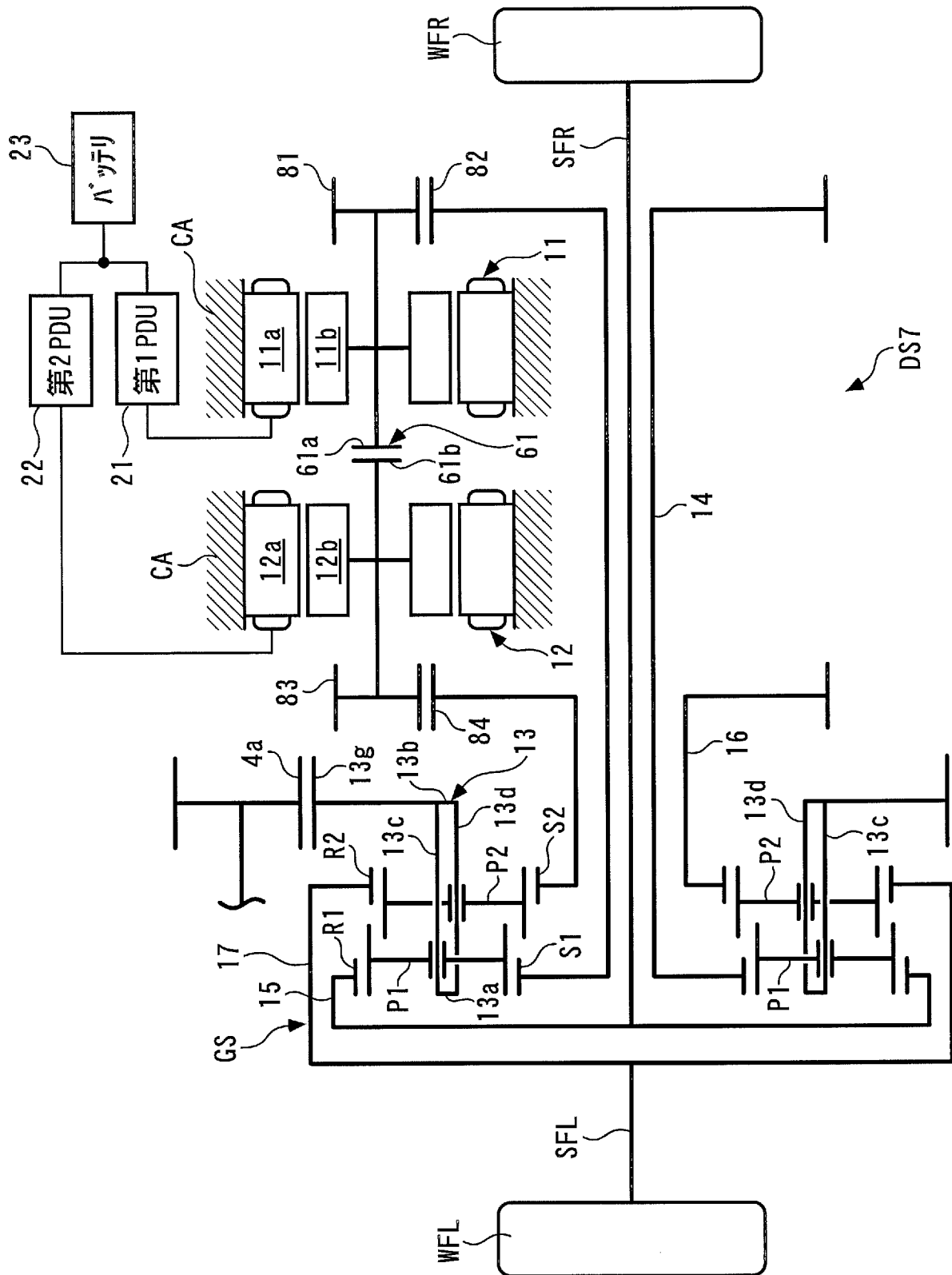
[図56]



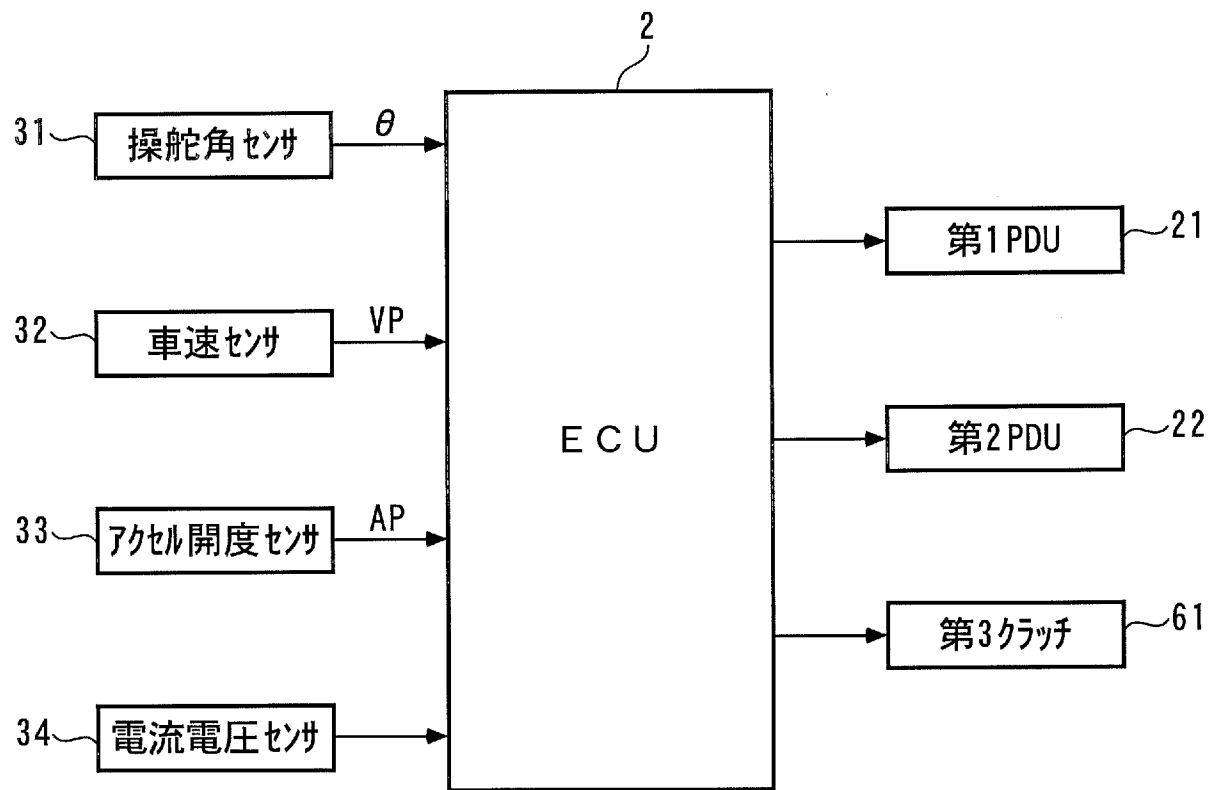
[図57]



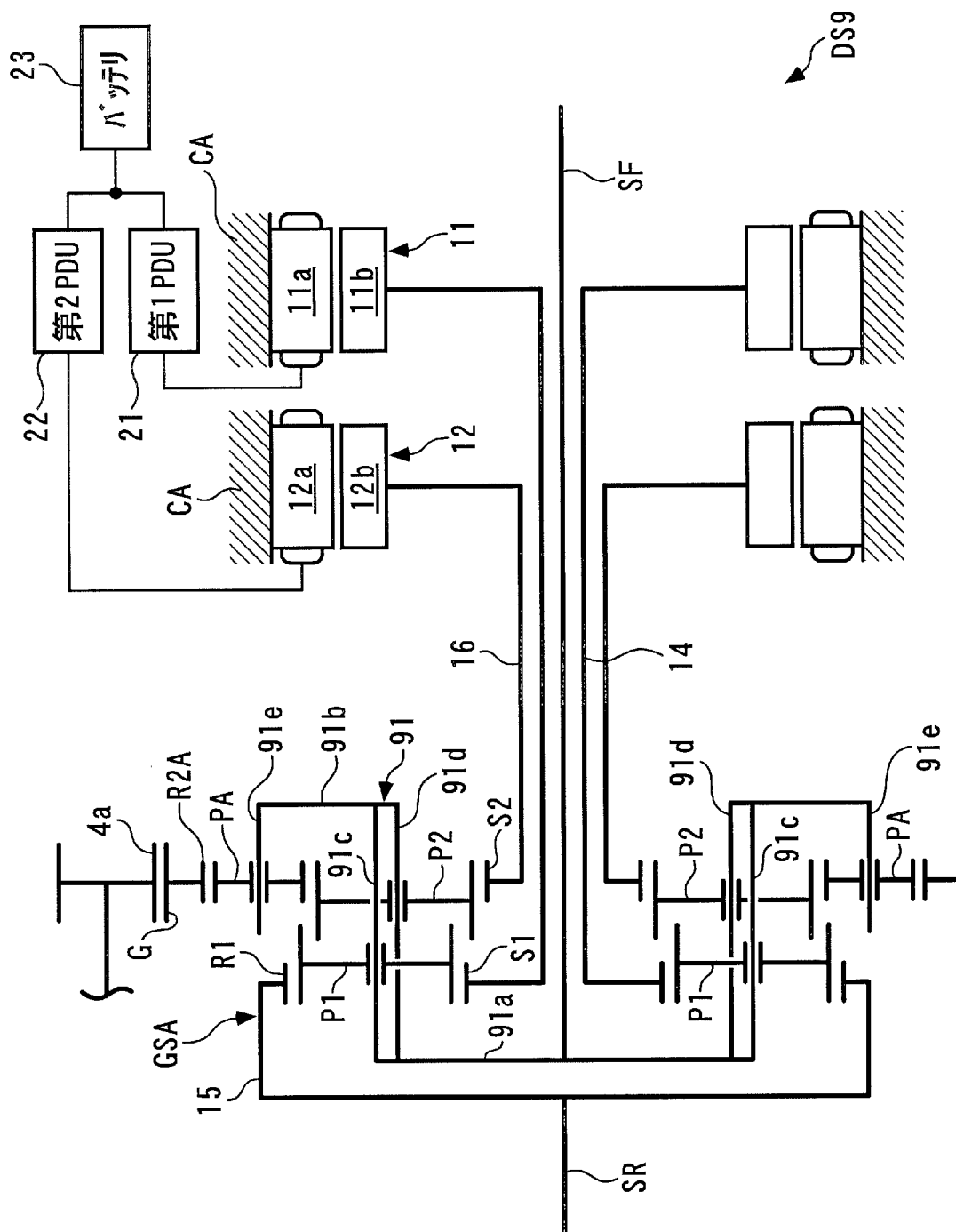
[図58]



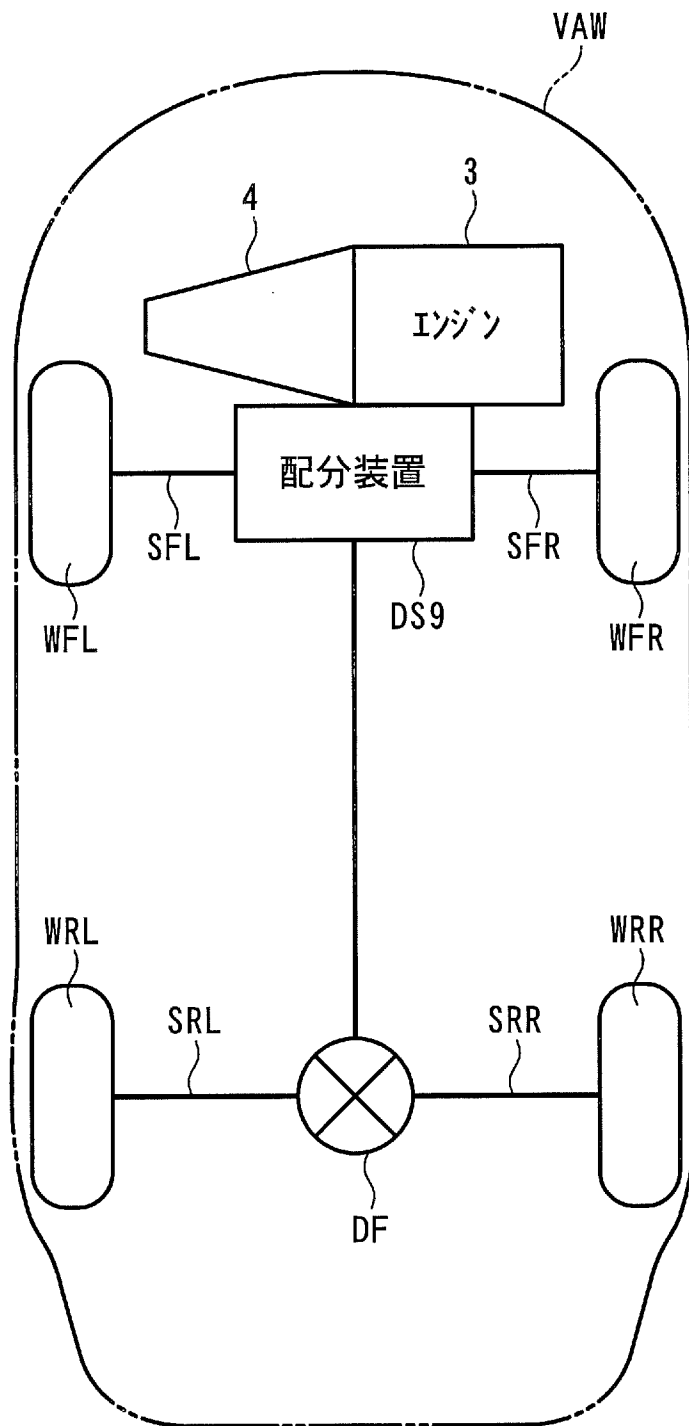
[図59]



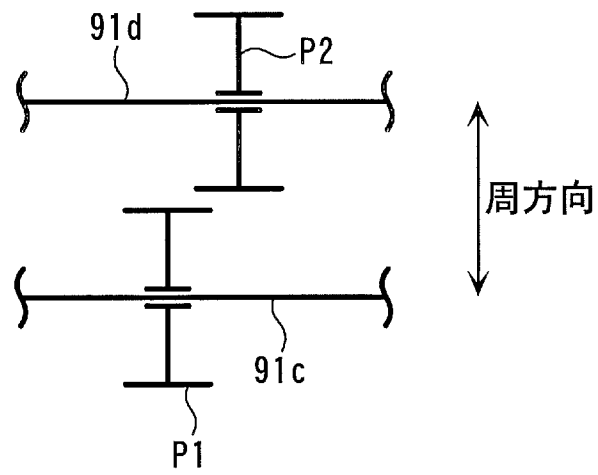
[illegible]



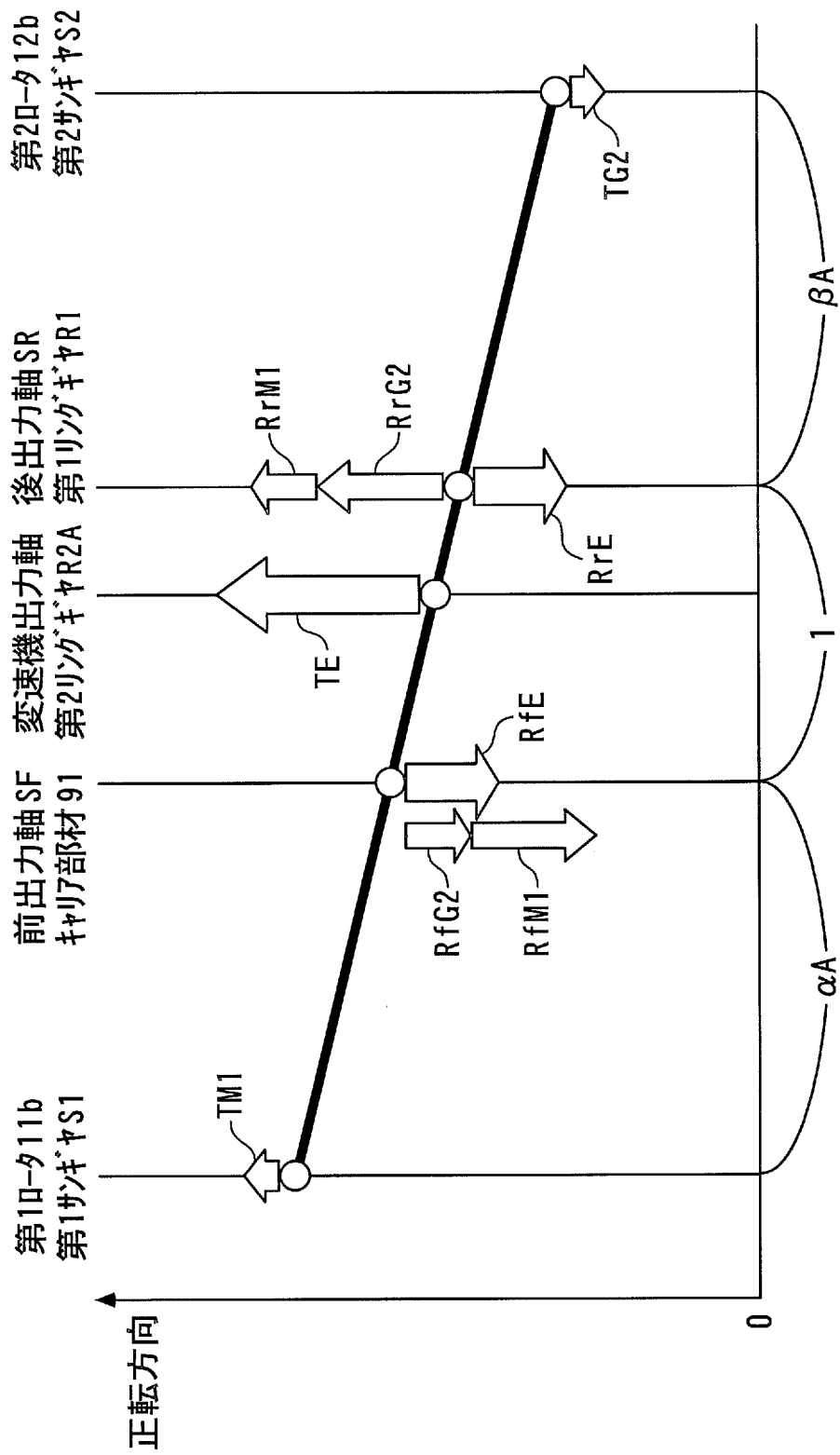
[図62]



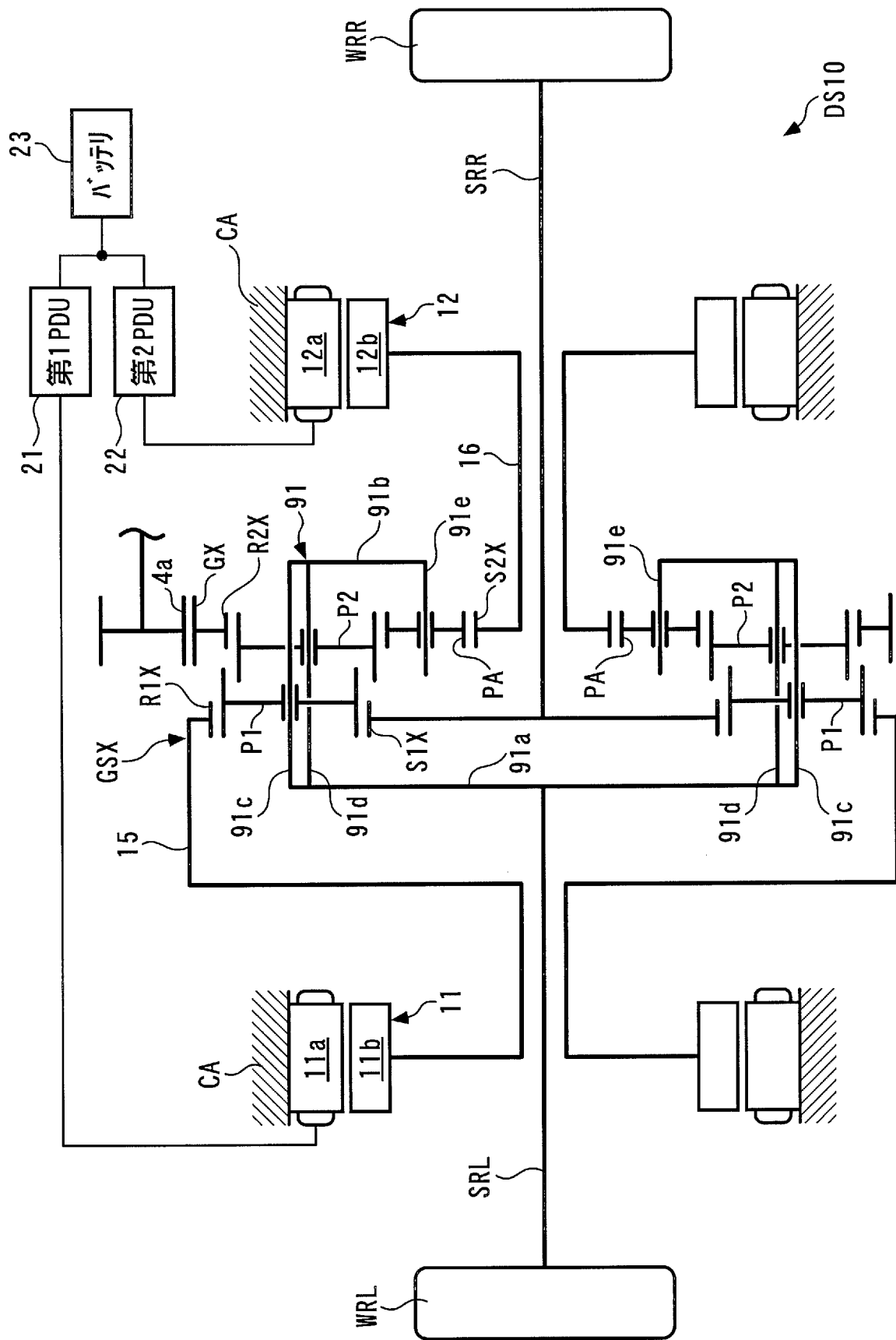
[図63]



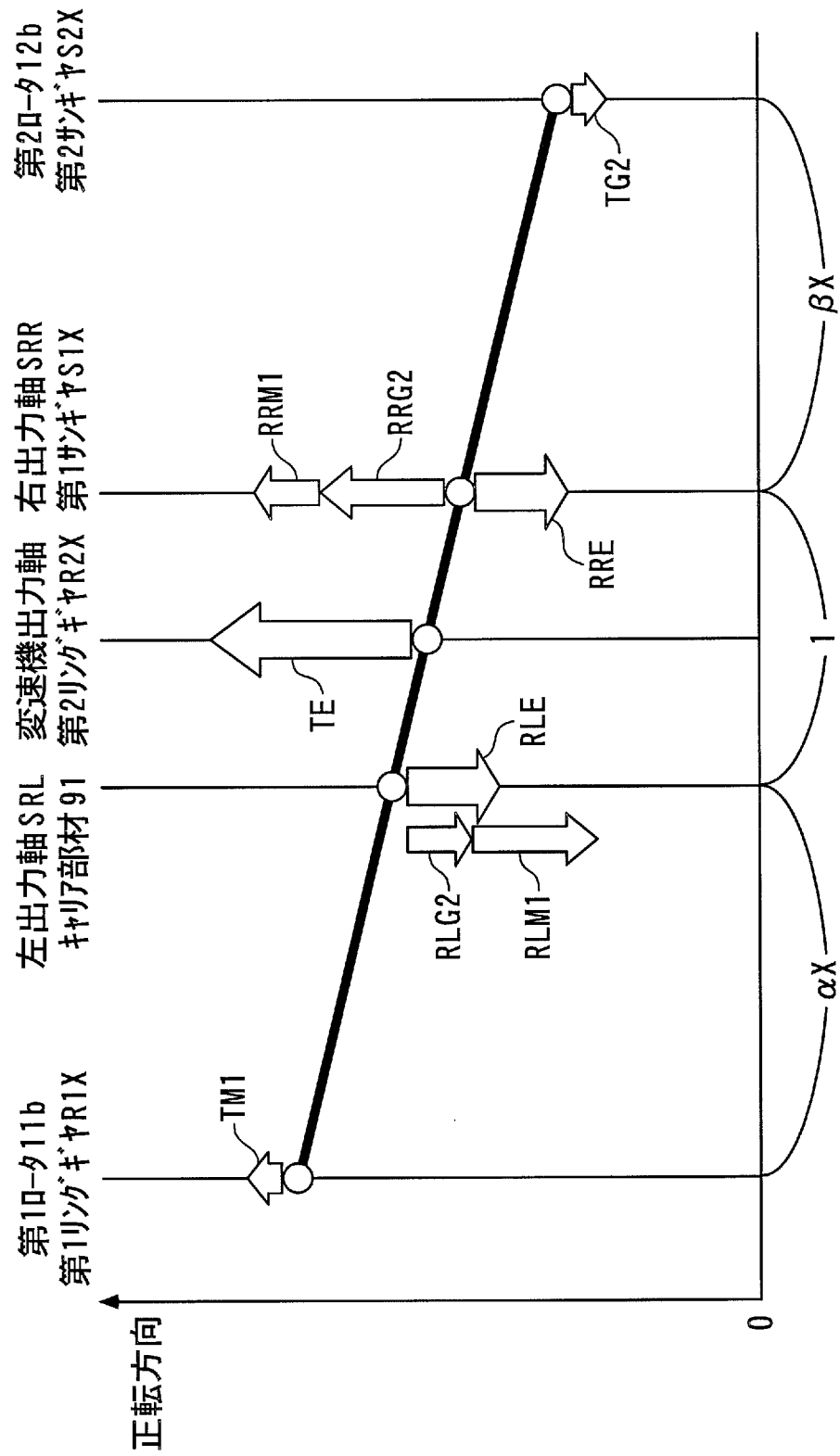
[図64]



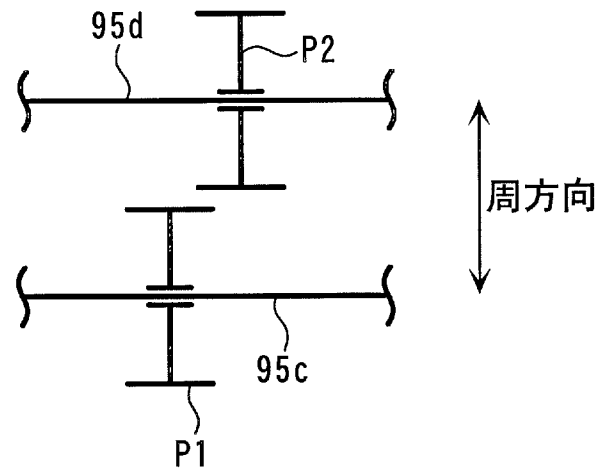
[図65]



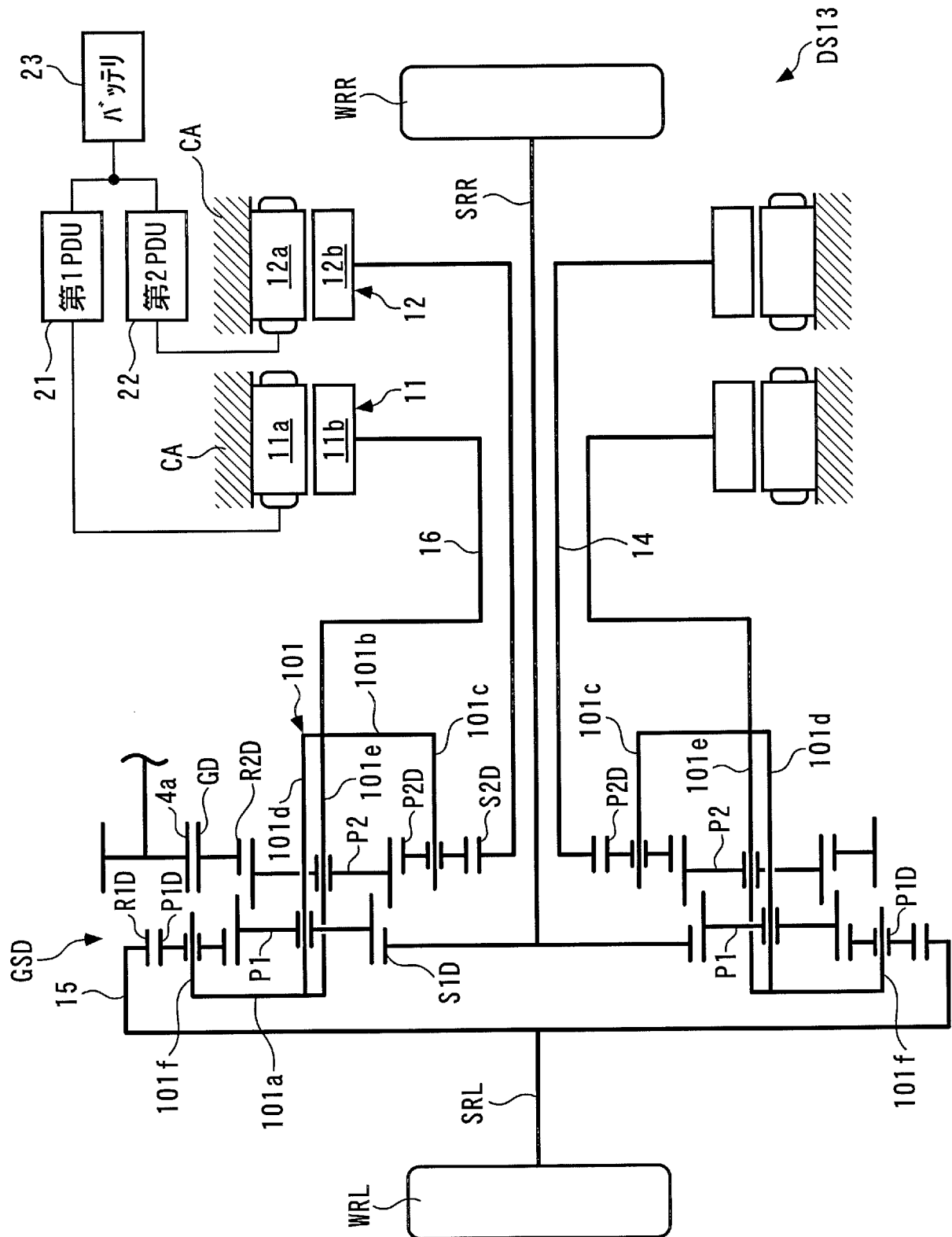
[図66]



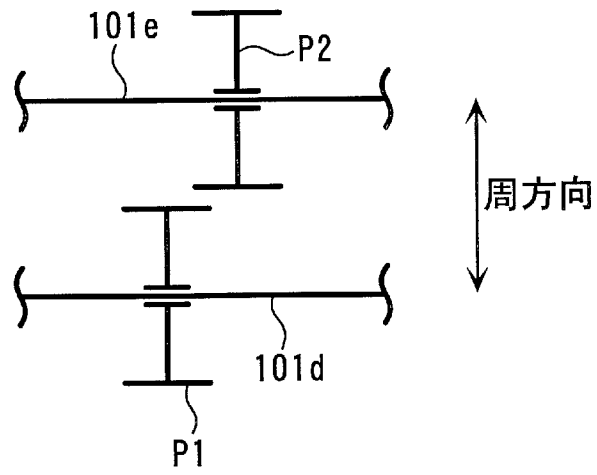
[図68]



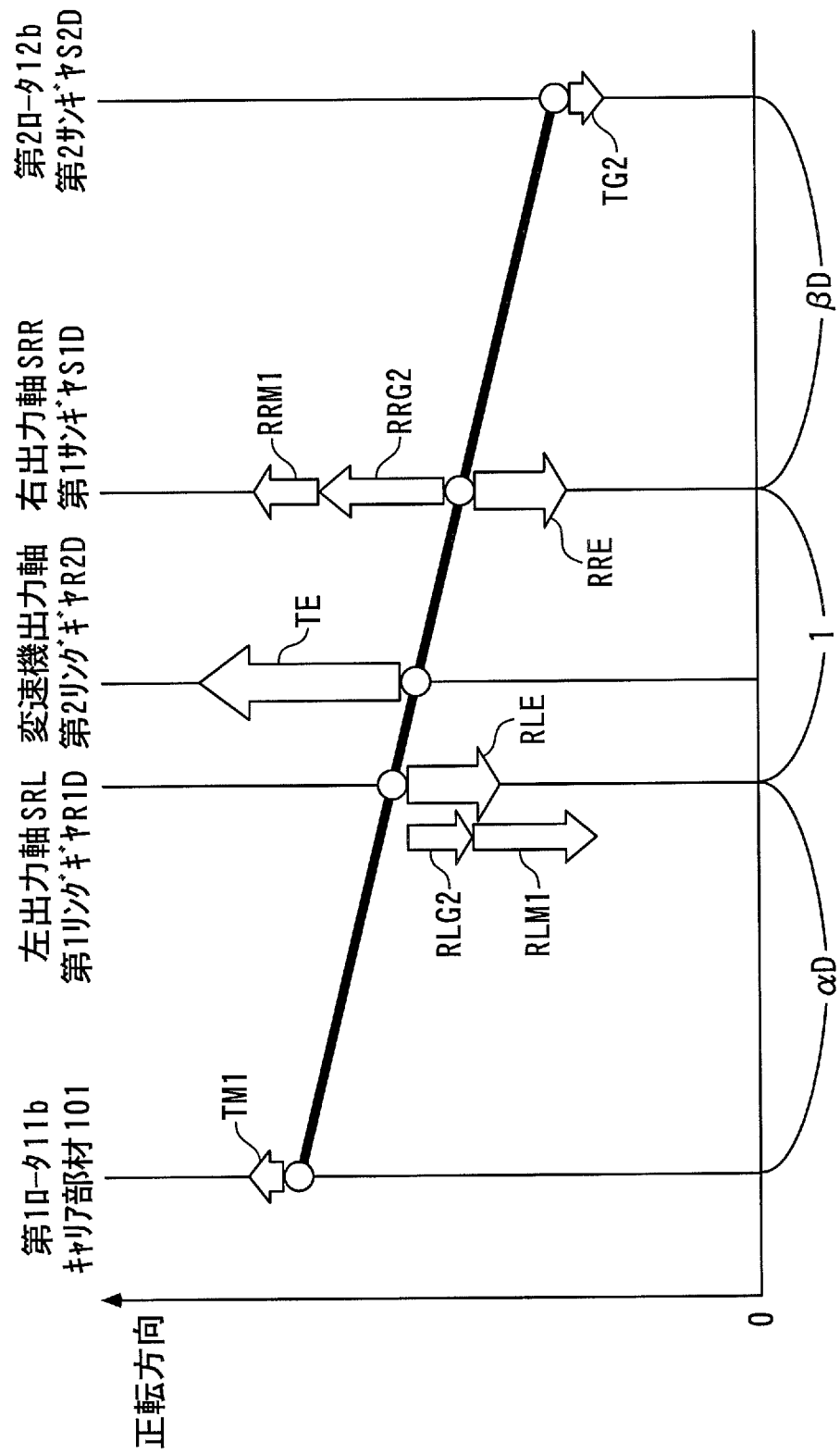
[図71]



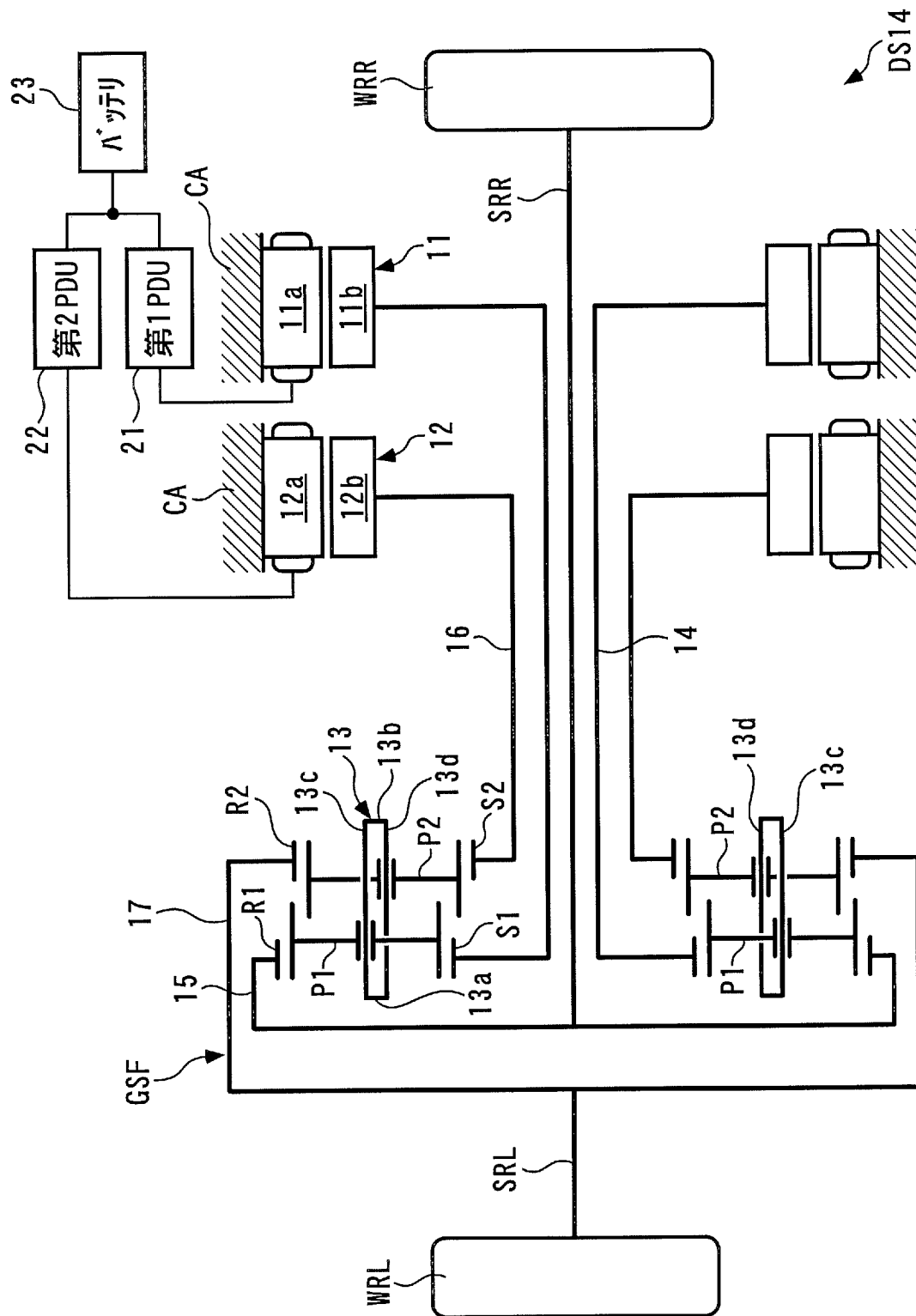
[図72]



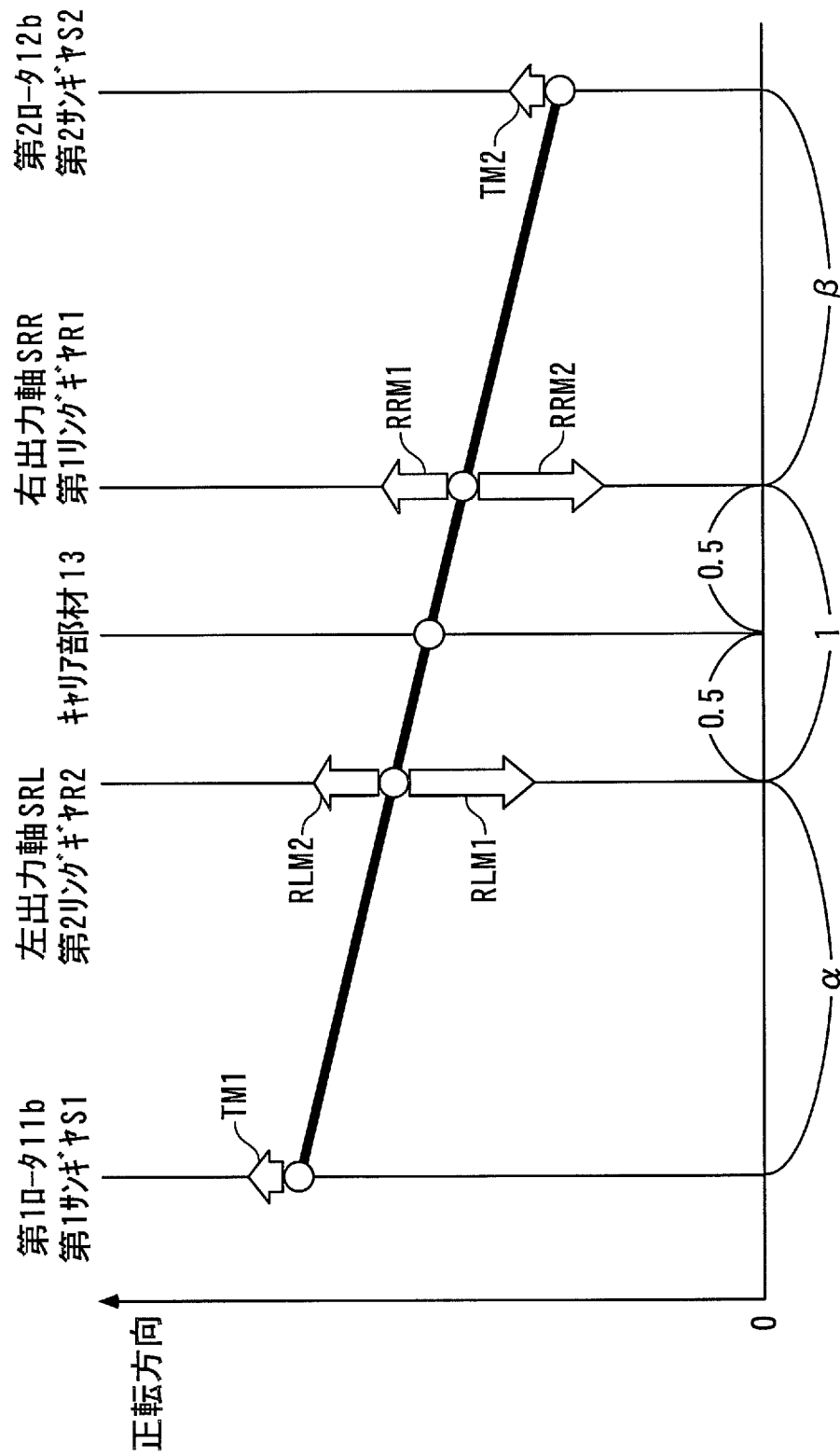
[図73]



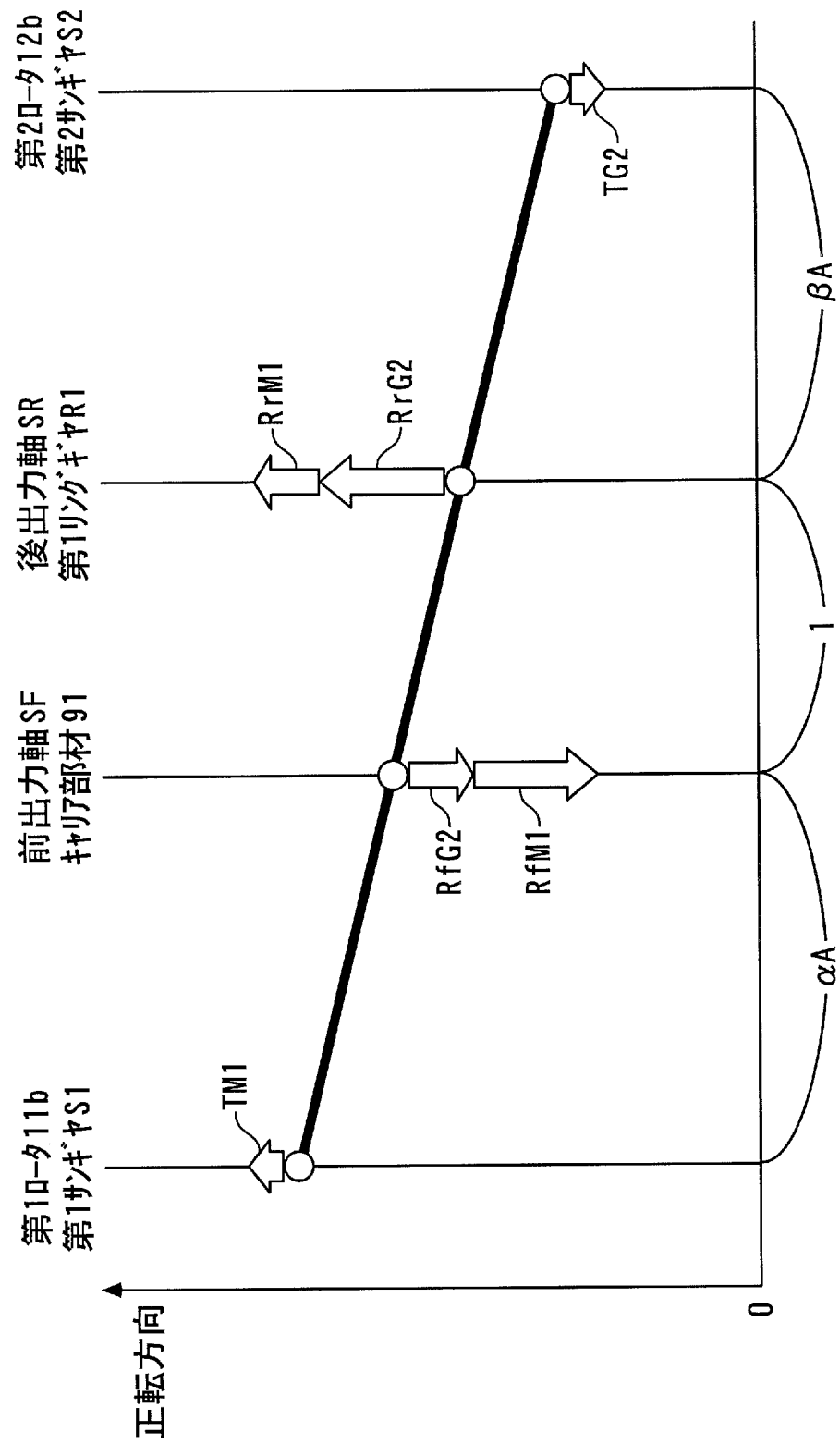
[図74]



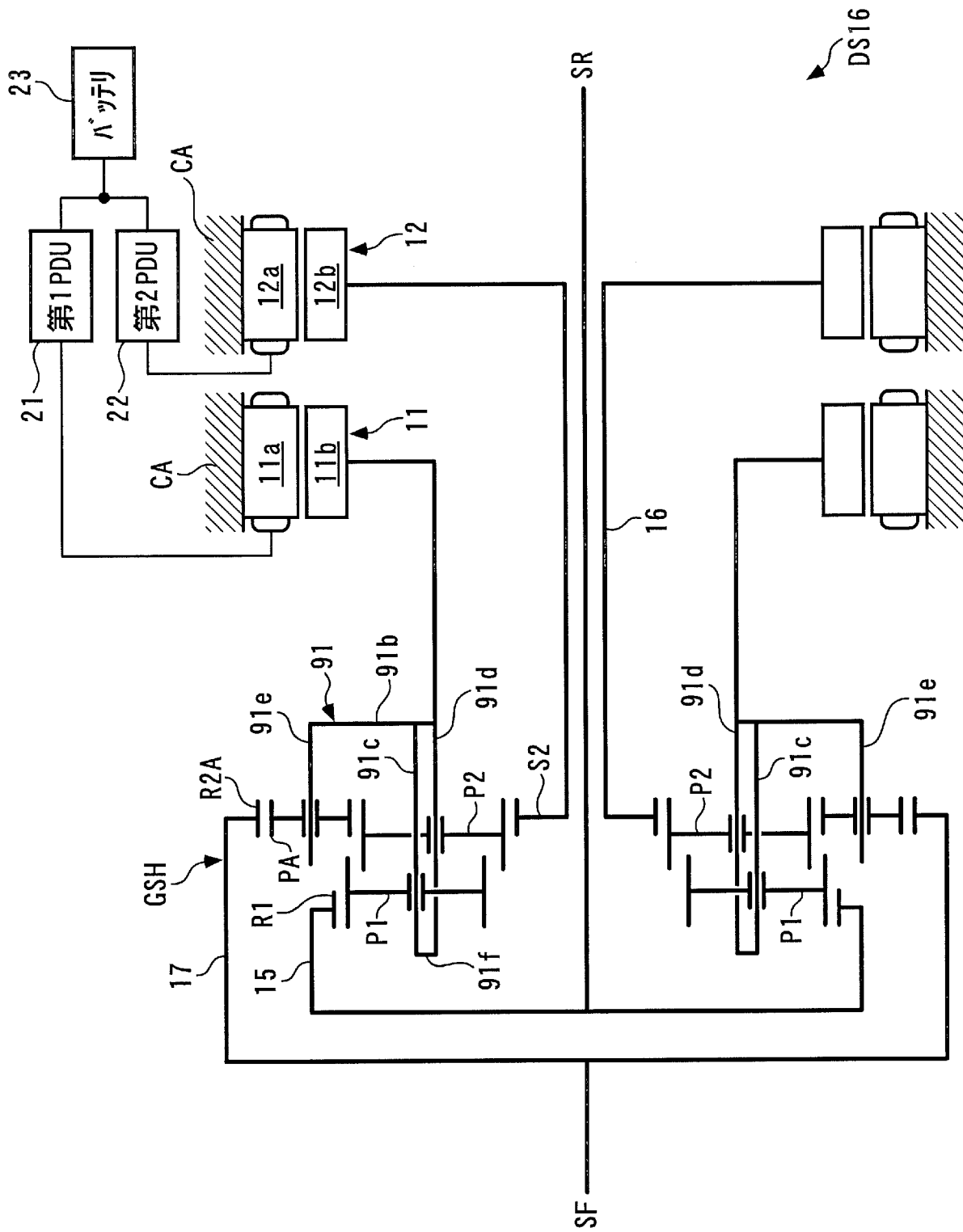
[図75]



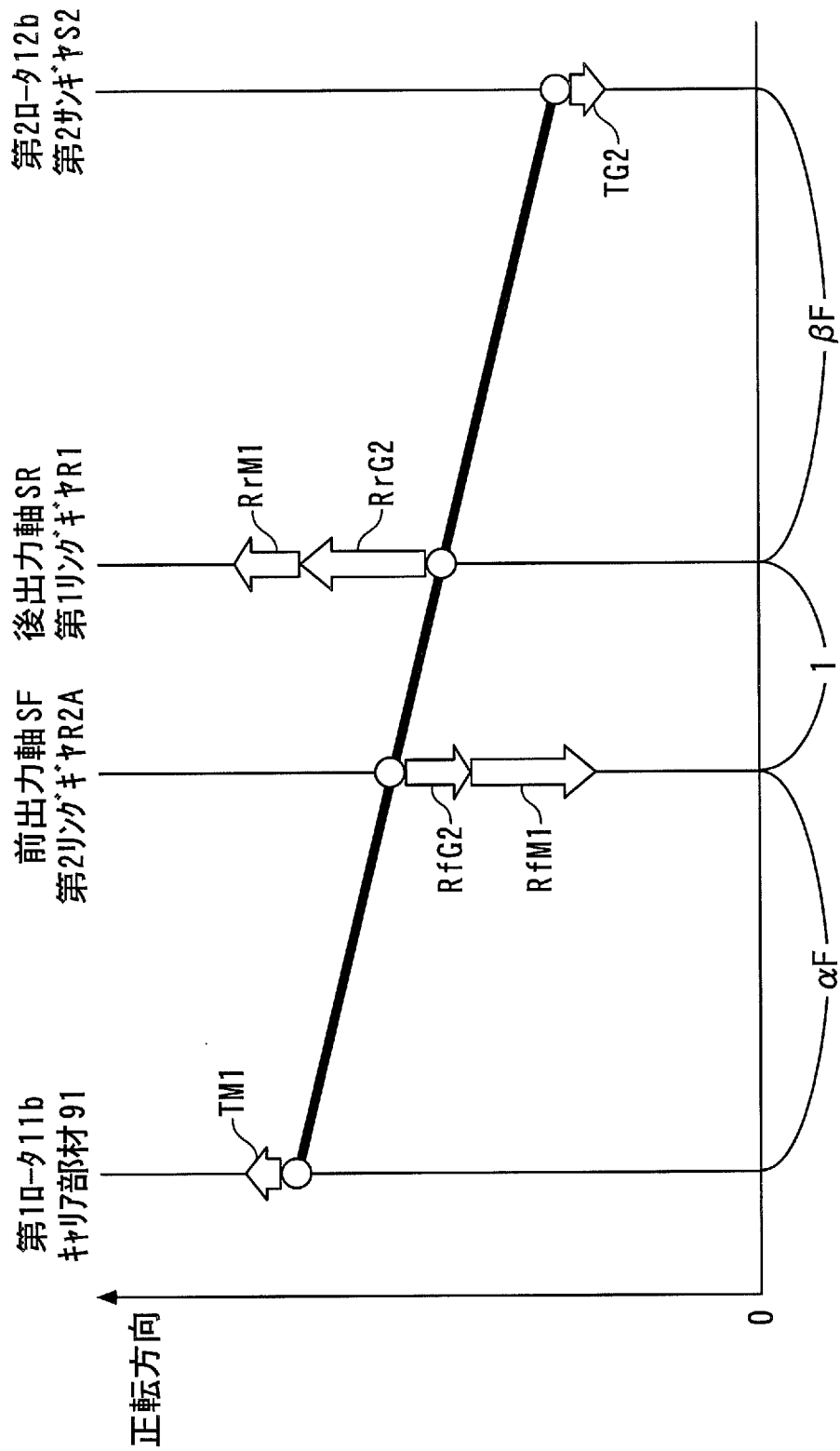
[図77]



[図78]



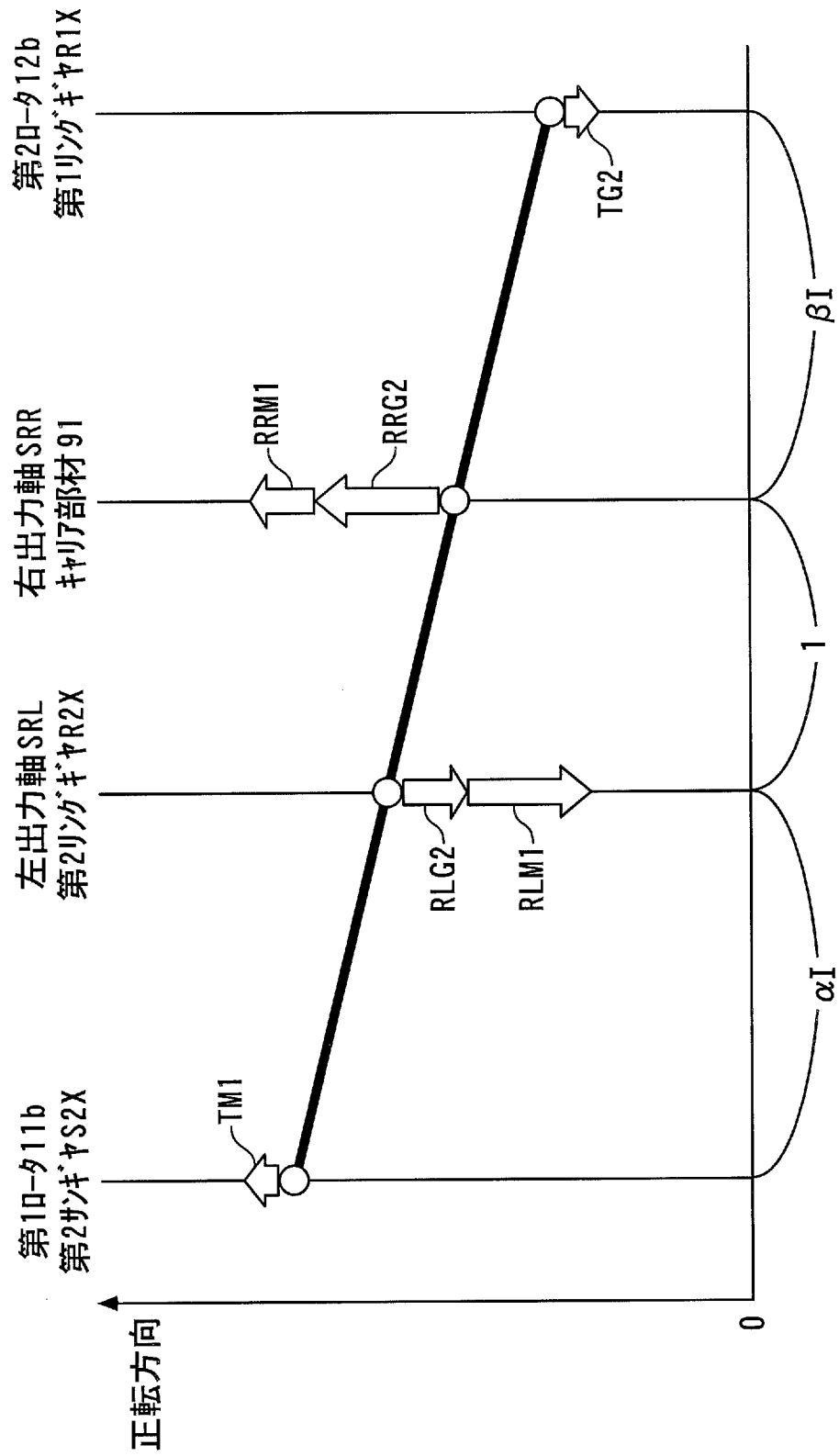
[図79]



The diagram illustrates a semiconductor device (DS17) with the following components and connections:

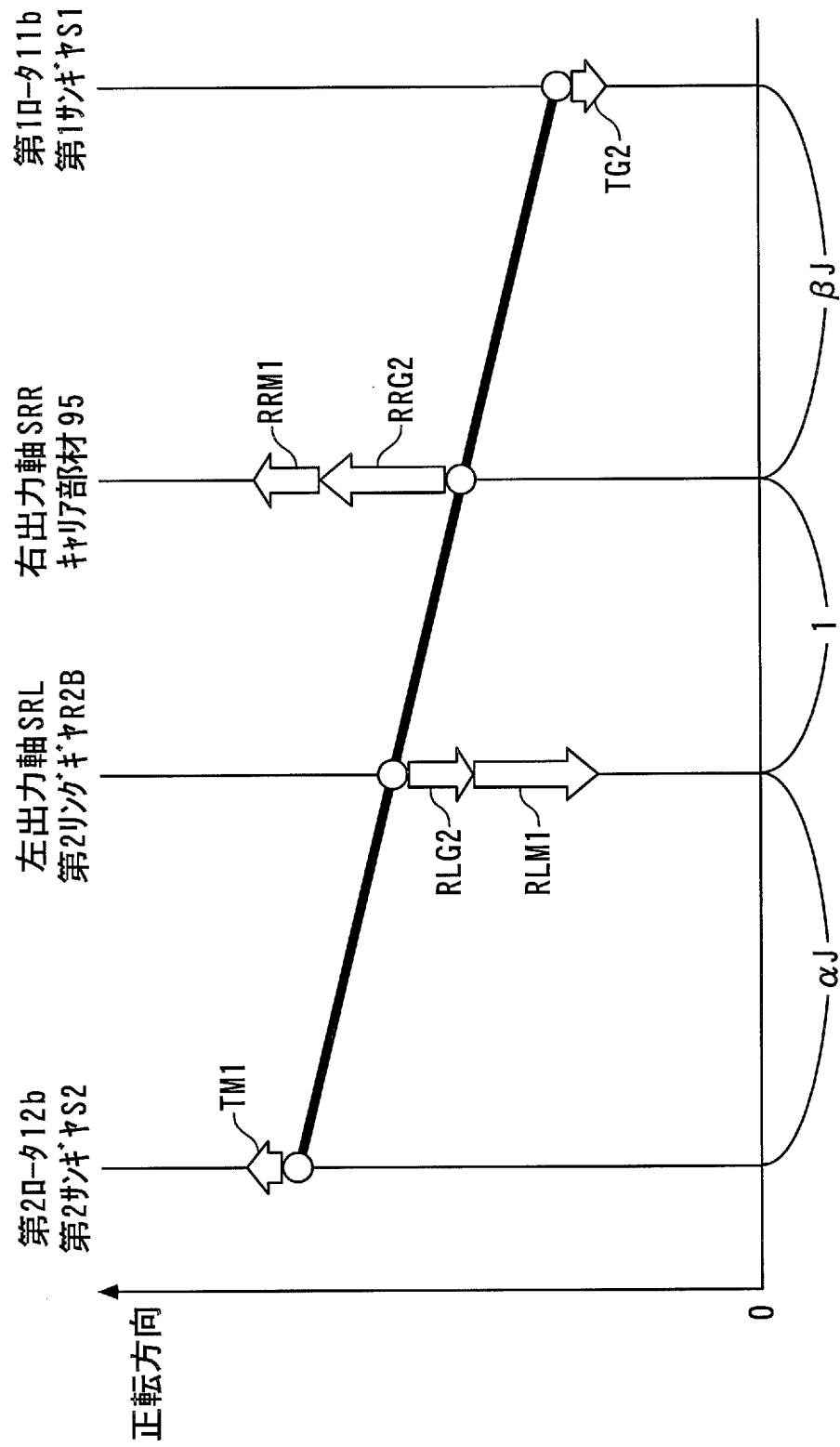
- Memory Array (91):** A central array of memory cells. It includes word lines (91a, 91b, 91c, 91d, 91e) and bit lines (11a, 11b, 12a, 12b). Access transistors (P1, P2) and sense amplifiers (PA, S2X) are connected to the array.
- Peripheral Control Logic (15):** Includes a GSI (Global Sense Inverter) and R1X, R2X transistors connected to the word lines.
- Storage Elements (11, 12, 14):** Storage elements (11a, 11b, 12a, 12b) are connected to the bit lines. A larger storage element (14) is connected to the word lines.
- Power and Control (21, 22, 23):** A battery (23) provides power to the first PDU (21) and the second PDU (22).
- Storage Elements (WRL, SRR, WRR):** Word Line Register (WRL), Sense Register (SRR), and Word Register (WRR) are connected to the word lines.
- Other Components:** A CA (Control Address) block is connected to the word lines. A PA (Power Amplifier) is connected to the word lines. A DS17 label with an arrow points to the overall device.

[図81]



[illegible]

[図83]



[図84]

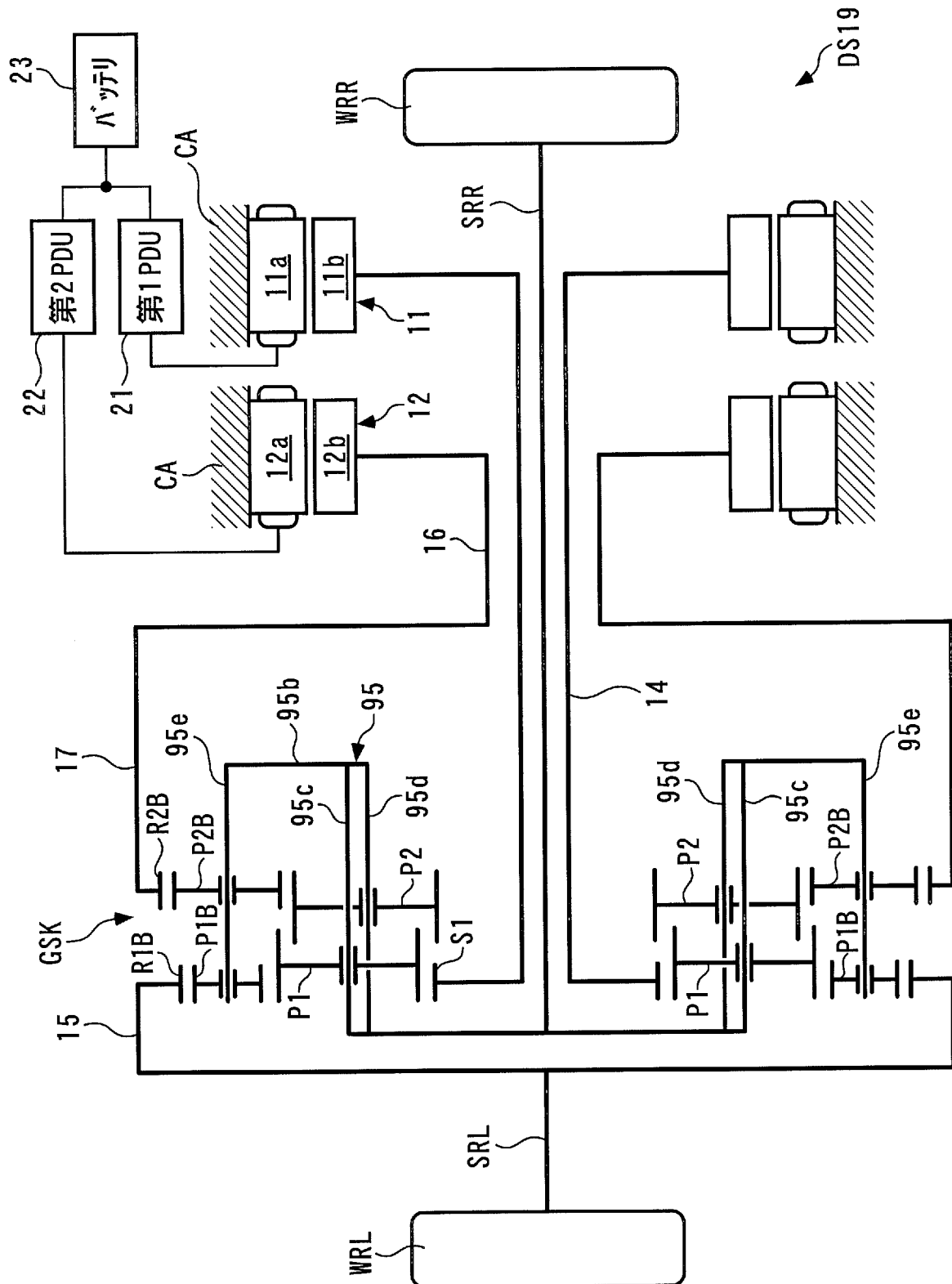
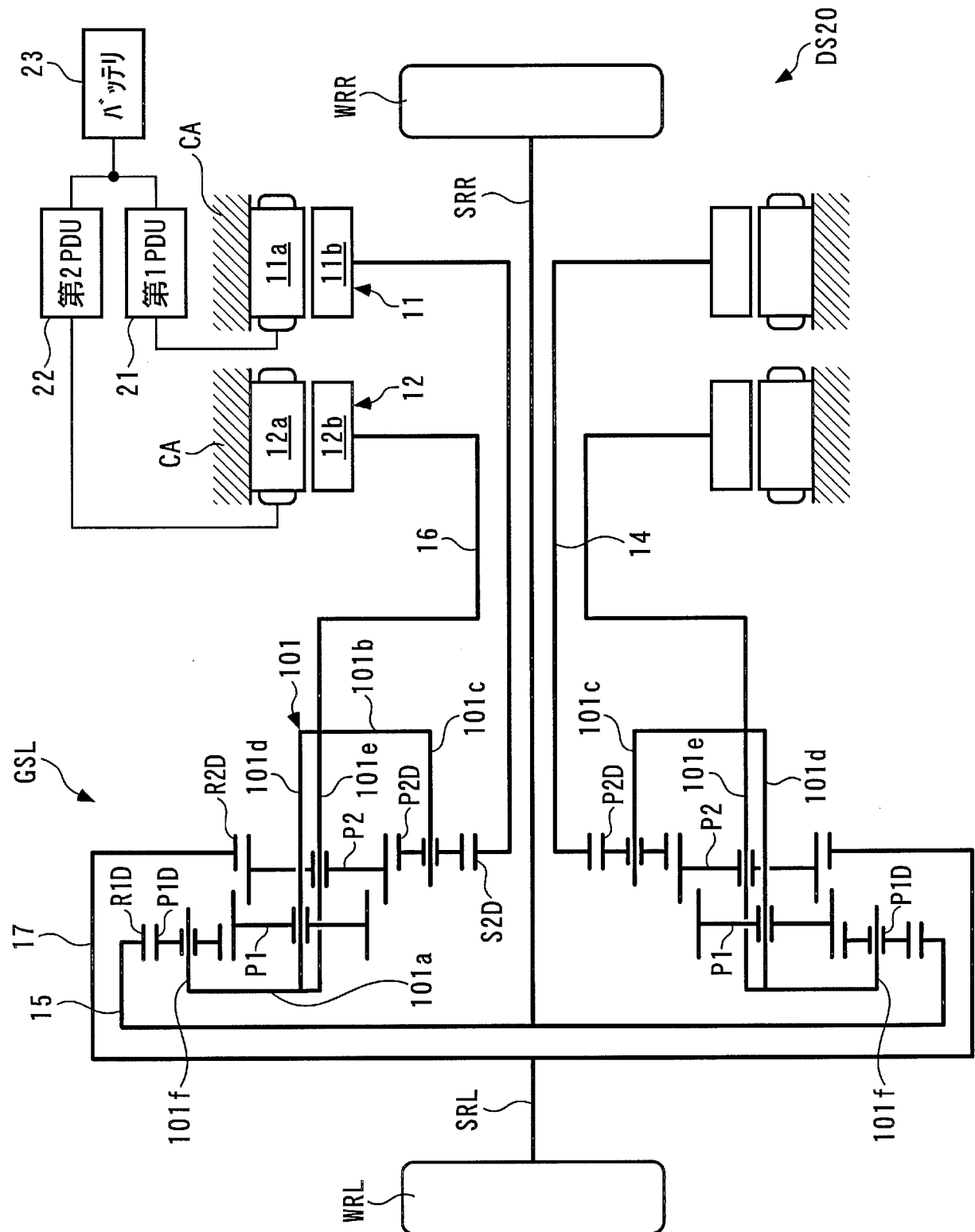
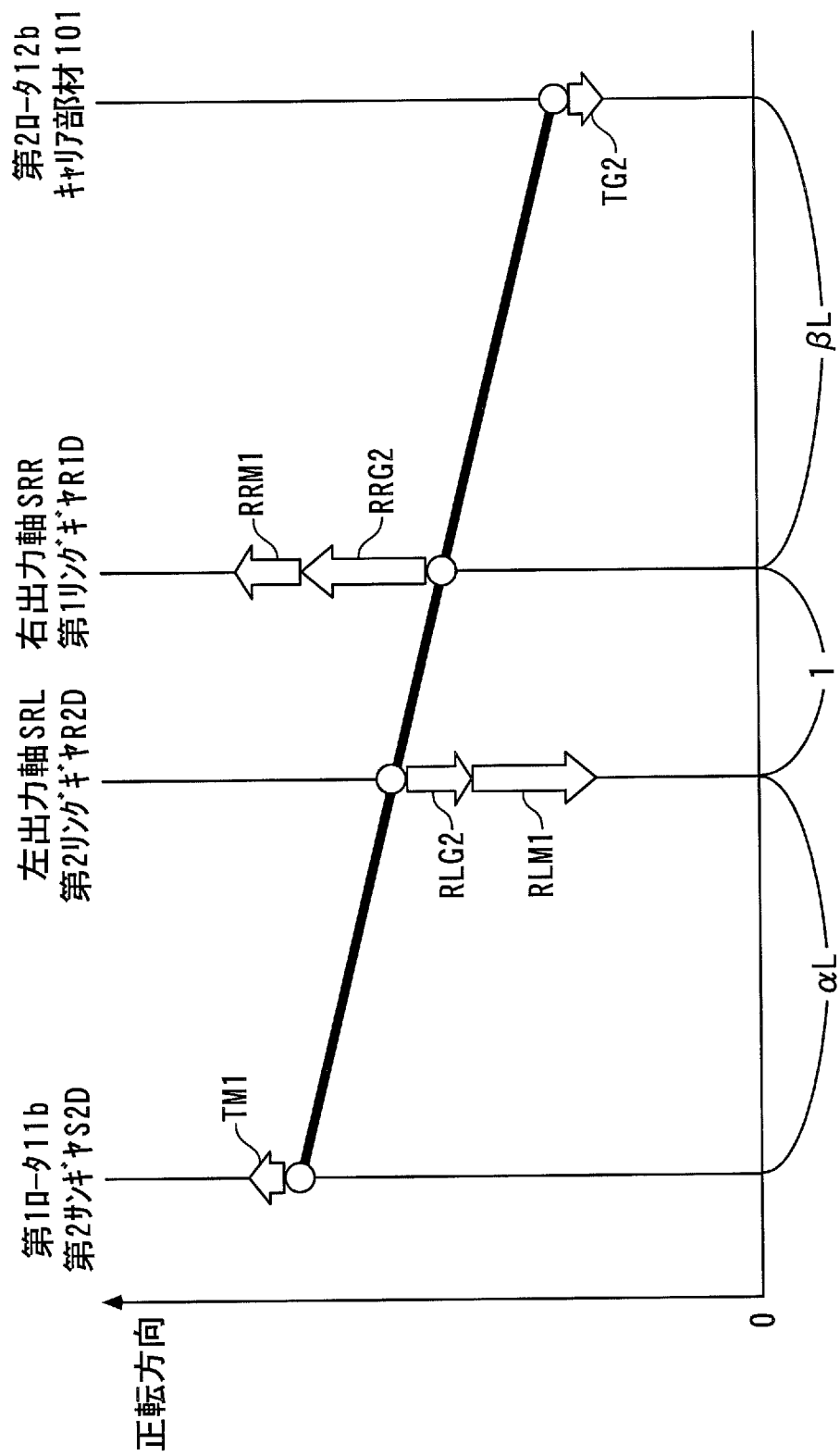


Figure 1 is a schematic diagram of a transmission device. The diagram shows a central shaft with four gears: TM1 (top), RLG2 (left), RLM1 (right), and TG2 (bottom). TM1 is connected to RLG2, which is connected to RLM1, which is connected to TG2. The shaft is supported by bearings. The diagram is divided into three sections by vertical lines. The left section is labeled "第1ギヤS1" (1st Gear S1) and "第1出力軸 SRL" (1st Output Shaft SRL). The middle section is labeled "第2ギヤR2B" (2nd Gear R2B) and "第2出力軸 SRR" (2nd Output Shaft SRR). The right section is labeled "第1ギヤS1" (1st Gear S1) and "第1出力軸 SRL" (1st Output Shaft SRL). The diagram also shows a "正転方向" (Forward Rotation Direction) arrow pointing right. The angles of rotation are labeled as αK , 1, and βK .

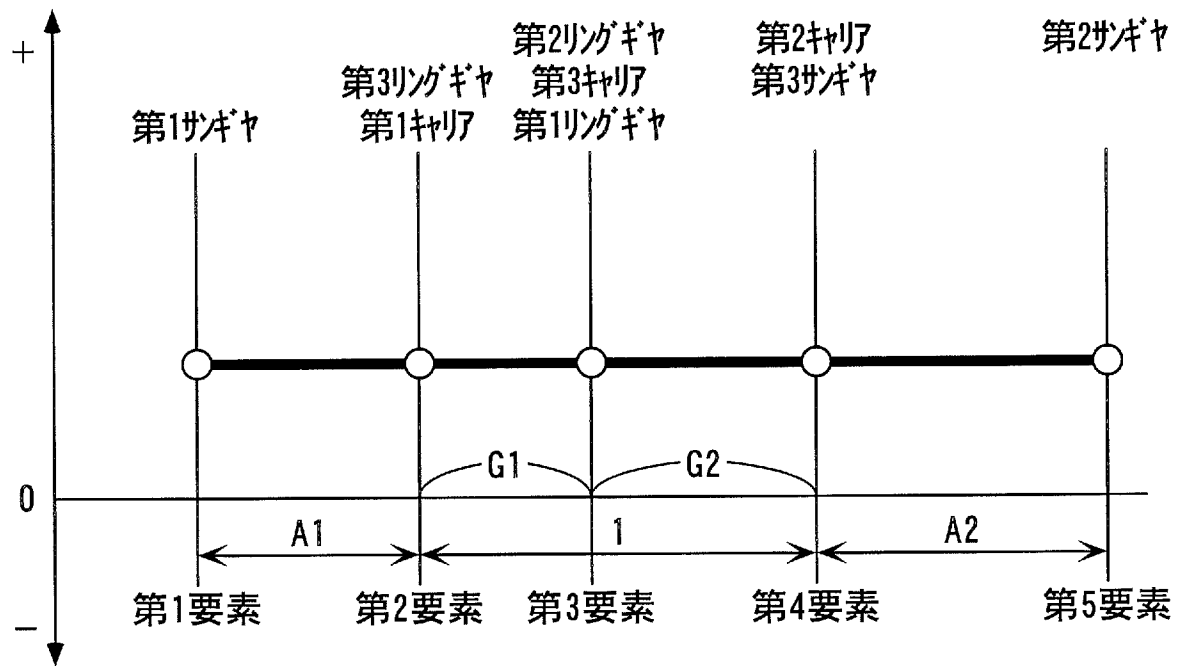
[図86]



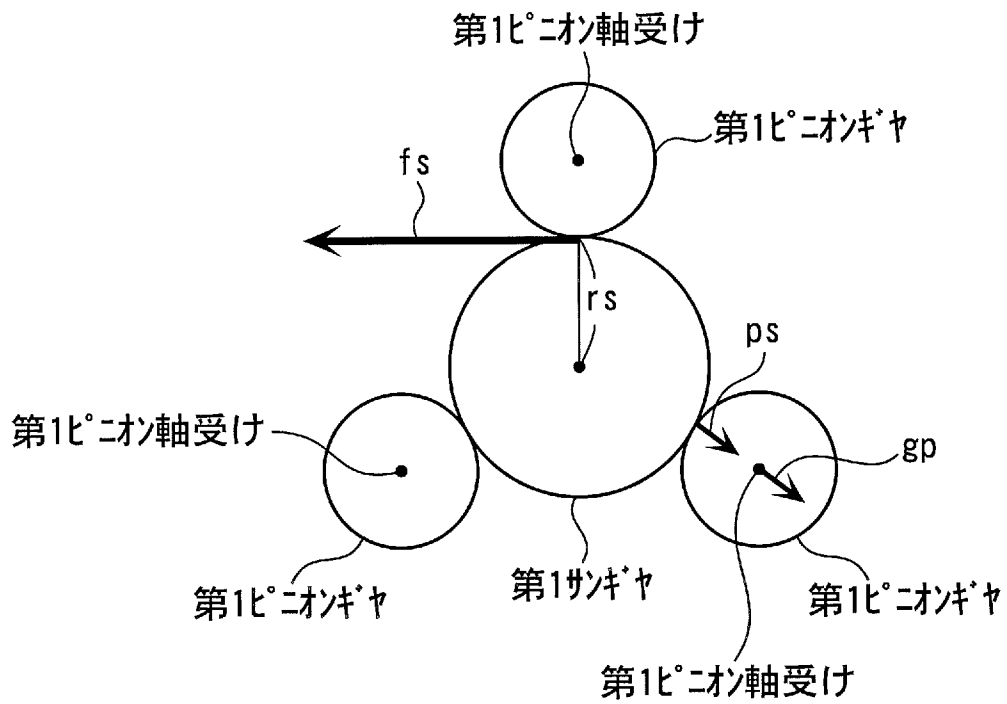
[図87]



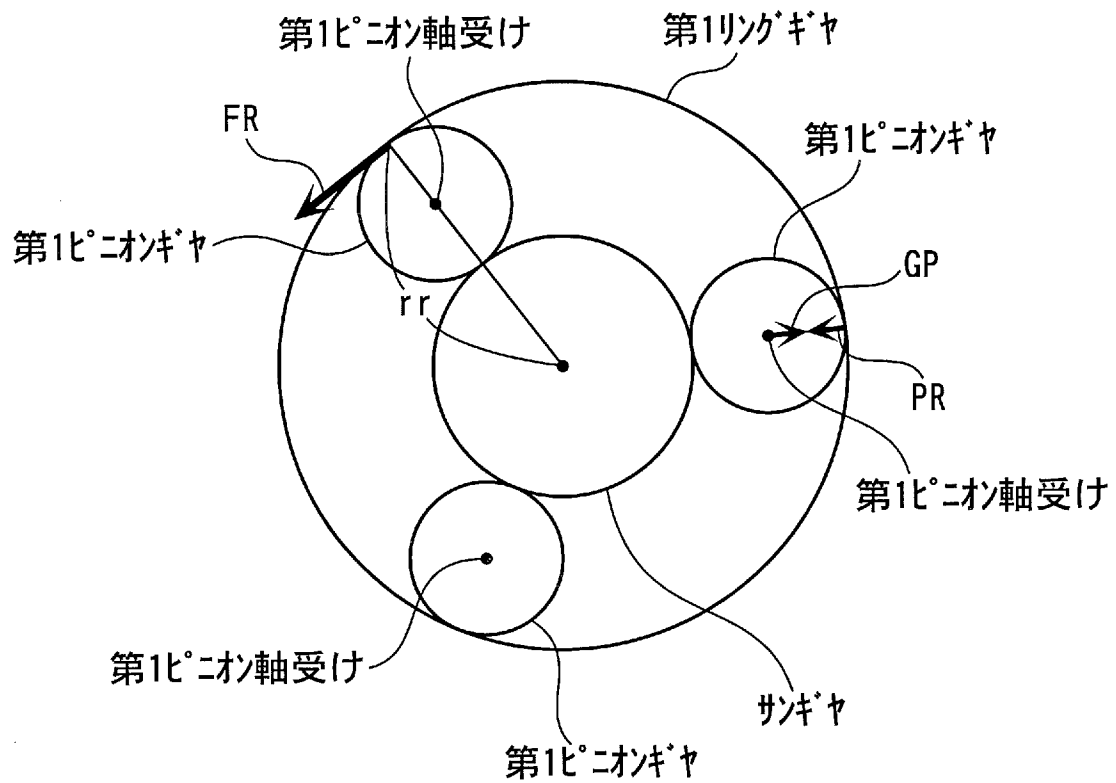
[図88]



[図89]



[図90]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/065947

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60K6/365(2007.10)i, B60K6/40(2007.10)i, B60K6/445(2007.10)i, B60K6/48(2007.10)i, B60K6/52(2007.10)i, B60K6/547(2007.10)i, B60L11/14(2006.01)i, B60W10/08(2006.01)i, B60W20/00(2006.01)i, F16H48/36(2012.01)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)

B60W10/00-50/08, B60K6/00-6/547, B60L1/00-15/42, F16H1/28-1/48, F16H3/00-3/78, F16H48/00-48/12, B60K17/00-17/356, B60K23/00-23/08

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	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

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

DWPI

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2003-32808 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 31 January 2003 (31.01.2003), paragraph [0016]; fig. 2, 5 & US 2003/0064847 A1 & US 2003/0073534 A1 & US 2003/0069104 A1 & EP 1279543 A2 & EP 1279544 A2 & EP 1279545 A2 & DE 60216373 D & DE 60216373 T & DE 60236125 D	1-9
A	JP 4637136 B2 (Honda Motor Co., Ltd.), 23 February 2011 (23.02.2011), claim 1; fig. 2 & US 2009/0038866 A1 & EP 2149474 A1 & WO 2008/146589 A1 & CN 101678776 A	1-9

☒ 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
27 June, 2013 (27.06.13)

Date of mailing of the international search report
16 July, 2013 (16.07.13)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/065947

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 2010-116083 A (Honda Motor Co., Ltd.), 27 May 2010 (27.05.2010), fig. 2 (Family: none)	1-9
A	JP 2011-237019 A (Mitsubishi Motors Corp.), 24 November 2011 (24.11.2011), fig. 3, 9 & US 2011/0281684 A1 & EP 2386782 A2 & CN 102322508 A	1-9
A	JP 2008-215519 A (Fuji Heavy Industries Ltd.), 18 September 2008 (18.09.2008), fig. 11, 12 (Family: none)	1-9
A	DE 102010005789 A1 (IAV GMBH INGENIEURGESELLSCHAFT AUTO UND VERKEHR), 28 July 2011 (28.07.2011), fig. 1 to 3 (Family: none)	1-9
A	JP 2-229945 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 12 September 1990 (12.09.1990), page 3, lower right column, lines 1 to 13; fig. 1 & US 5135444 A & EP 385345 A2 & DE 69018675 C & DE 69018675 D	1-9

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. B60K6/365 (2007.10) i, B60K6/40 (2007.10) i, B60K6/445 (2007.10) i, B60K6/48 (2007.10) i,
B60K6/52 (2007.10) i, B60K6/547 (2007.10) i, B60L11/14 (2006.01) i, B60W10/08 (2006.01) i,
B60W20/00 (2006.01) i, F16H48/36 (2012.01) 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 (I P C))

Int.Cl. B60W10/00-50/08, B60K6/00-6/547, B60L1/00-15/42, F16H1/28-1/48, F16H3/00-3/78, F16H48/00-48/12,
B60K17/00-17/356, B60K23/00-23/08

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 3 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 3 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 3 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)

DWPI

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	JP 2003-32808 A (日産自動車株式会社) 2003.01.31, 段落 16, 図 2, 5 & US 2003/0064847 A1 & US 2003/0073534 A1 & US 2003/0069104 A1 & EP 1279543 A2 & EP 1279544 A2 & EP 1279545 A2 & DE 60216373 D & DE 60216373 T & DE 60236125 D	1-9
A	JP 4637136 B2 (本田技研工業株式会社) 2011.02.23, 請求項 1, 図 2 & US 2009/0038866 A1 & EP 2149474 A1 & WO 2008/146589 A1 & CN 101678776 A	1-9

☒ 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

2 7 . 0 6 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

1 6 . 0 7 . 2 0 1 3

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A / J P)

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

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)

小原 一郎

3 Z

3 0 2 1

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 5

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 2010-116083 A (本田技研工業株式会社) 2010.05.27, 図2 (ファミリーなし)	1-9
A	JP 2011-237019 A (三菱自動車工業株式会社) 2011.11.24, 図3, 9 & US 2011/0281684 A1 & EP 2386782 A2 & CN 102322508 A	1-9
A	JP 2008-215519 A (富士重工業株式会社) 2008.09.18, 図11, 12 (ファミリーなし)	1-9
A	DE 102010005789 A1 (IAV GMBH INGENIEURGESELLSCHAFT AUTO UND VERKEHR) 2011.07.28, 図1-3 (ファミリーなし)	1-9
A	JP 2-229945 A (日産自動車株式会社) 1990.09.12, 第3頁右下欄第1-13行, 図1 & US 5135444 A & EP 385345 A2 & DE 69018675 C & DE 69018675 D	1-9