

(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
2023年9月21日(21.09.2023)



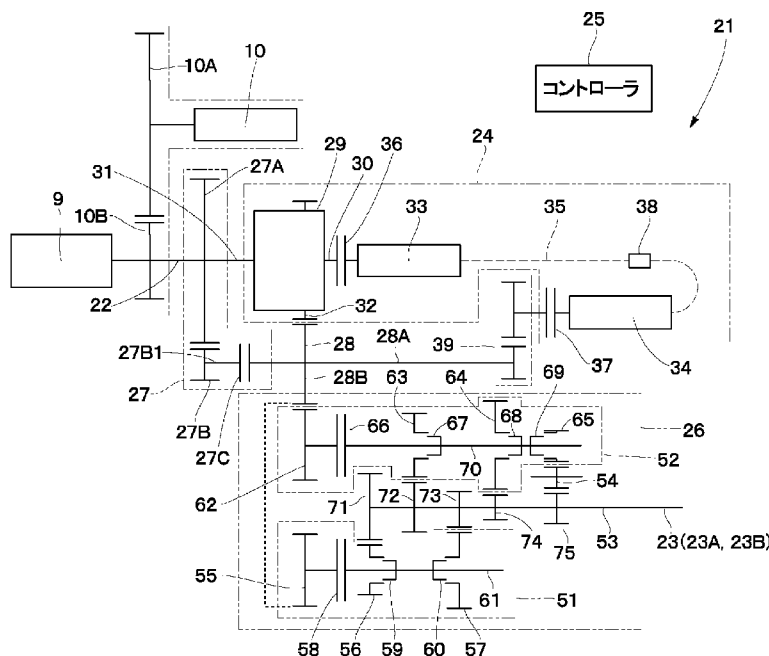
(10) 国際公開番号
WO 2023/175912 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 61/02 (2006.01) *F16H 61/472* (2010.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2022/012641
- (22) 国際出願日: 2022年3月18日(18.03.2022)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人: 日立建機株式会社
(HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1100015 東京都台東区東上野二丁目16番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 鯉沼 琢麻 (**KOINUMA, Takuma**); 〒3000013 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP).
- (74) 代理人: 弁理士法人広和特許事務所 (**HIROWA PATENT FIRM**); 〒1600023 東京都新宿区西新宿3丁目9番6号 OYAビル3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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, IT, JM, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,

(54) Title: TRANSMISSION DEVICE

(54) 発明の名称: 変速装置

[図3]



25... CONTROLLER

(57) Abstract: A transmission device (21) comprises an input shaft (22), an output shaft (23), a planetary gear mechanism (29), a first variator (33), a second variator (34), and a controller (25). The second variator (34) transfers, to the output shaft (23), power transferred from the first variator (33). A power absorption device (38) is provided between the second variator (34) and the first variator (33). When the controller (25) changes the absorption torque of the first variator (33) and generates an amount of power greater than or equal to that which can be absorbed by the second variator (34), the

WO 2023/175912 A1

NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, WS, 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, SC, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG,
ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU,
TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ,
DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT,
LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS,
SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM,
GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類 :

— 国際調査報告 (条約第21条(3))

power absorption device (38) absorbs power and thereby increases the torque of the output shaft (23).

(57) 要約 : 変速装置 (21) は、入力軸 (22) と、出力軸 (23) と、遊星歯車機構 (29) と、第1バリエータ (33) と、第2バリエータ (34) と、コントローラ (25) とを備えている。第2バリエータ (34) は、第1バリエータ (33) から伝達された動力を出力軸 (23) に伝達する。第2バリエータ (34) と第1バリエータ (33) との間には、動力吸収装置 (38) が設けられている。コントローラ (25) は、第1バリエータ (33) の吸収トルクを変更して、第2バリエータ (34) で吸収できる以上の動力を発生させたときに、動力吸収装置 (38) によって動力を吸収することにより、出力軸 (23) のトルクを上昇させる。

明 細 書

発明の名称： 変速装置

技術分野

[0001] 本開示は、ホイールローダ、ホイール式油圧ショベル等の車両に搭載される変速装置に関する。

背景技術

[0002] 例えば、特許文献1には、動力源となる原動機(1)が発生した動力を、フローティングギヤ(11)を介して複合遊星歯車機構(13)に伝え、この複合遊星歯車機構(13)で動力を2方向に分配(分割)する動力分割変速機(トランスミッション)が記載されている。複合遊星歯車機構(13)で分割した一方の動力は、第1の無段階調整ユニット(18)および第2の無段階調整ユニット(21)を介して出力軸となる駆動部(23)または複合遊星歯車機構(13)に伝達される。複合遊星歯車機構(13)で分割した他方の動力は、歯車同士の噛み合いにより駆動部(23)に伝達される。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特表2010-540866号公報

発明の概要

[0004] 特許文献1に記載された技術の場合、出力軸となる駆動部(23)の出力トルクを十分に確保できるようにするためには、最大出力トルクが大きい第2の無段階調整ユニット(21)を採用し、駆動部(23)の不足するトルクを補う必要があると考えられる。しかし、この場合は、第2の無段階調整ユニット(21)が高価になることに加えて、第2の無段階調整ユニット(21)が大型化する可能性がある。

[0005] 本発明の目的は、最大出力トルクの小さい小型で廉価な第2の無段階調整ユニット(第2バリエータ)であっても十分なトルクを出力することができる変速装置を提供することにある。

[0006] 本発明の一実施形態による無段変速装置は、動力源に繋がる入力部材と、負荷に繋がる出力部材と、前記入力部材と前記出力部材との間に設けられた遊星機構と、前記遊星機構に接続された第1バリエータと、前記第1バリエータとは別に設けられた第2バリエータと、前記第1バリエータの回転速度を変更するコントローラとを備え、前記遊星機構は、キャリアと、前記キャリアの回転中心軸を中心として自転する第1サン部材と、前記キャリアの回転中心軸を中心として自転する第2サン部材とを含んで構成され、前記遊星機構を構成する部材のうちの第1部材は、前記入力部材に直接または他の部材を介して接続され、前記遊星機構を構成する部材のうちの前記第1部材とは別の第2部材は、前記第1バリエータに直接または他の部材を介して接続され、前記遊星機構を構成する部材のうちの前記第1部材および前記第2部材とは別の第3部材は、前記出力部材に直接または他の部材を介して接続され、前記遊星機構の前記キャリアには、前記キャリアの回転中心軸を中心に公転しつつ前記第1サン部材と前記第2サン部材と回転しながら動力伝達を行うプラネット部材およびバランス部材が支持され、前記遊星機構は、前記動力源から前記遊星機構に伝達されたトルクを前記第2部材と前記第3部材とに分配可能に構成され、前記第2バリエータは、前記第1バリエータから伝達された動力を前記負荷または前記動力源に伝達し、または、前記負荷または前記動力源から伝達された動力を前記第1バリエータに伝達可能に構成され、前記第2バリエータと前記第1バリエータとの間に動力を吸収する動力吸収装置が設けられ、前記コントローラは、前記第1バリエータの回転速度を変更することにより、前記入力部材の回転速度に対する前記出力部材の回転速度を変更し、前記第1バリエータの吸収トルクを変更して、前記第2バリエータで吸収できる以上の動力を発生させたときに、前記動力吸収装置によって前記動力を吸収することにより、前記出力部材のトルクを上昇させる。

[0007] また、本発明の一実施形態による無段変速装置は、動力源に繋がる入力部材と、負荷に繋がる出力部材と、前記入力部材と前記出力部材との間に設け

られた遊星機構と、前記遊星機構に接続された第1バリエータと、前記第1バリエータとは別に設けられた第2バリエータと、前記第1バリエータの回転速度を変更するコントローラとを備え、前記遊星機構は、キャリアと、前記キャリアの回転中心軸を中心として自転するサン部材と、前記サン部材よりも径方向外側に位置して前記キャリアの回転中心軸を中心として自転するリング部材との3つの部材を含んで構成され、前記遊星機構の前記3つの部材のうちの第1部材は、前記入力部材に直接または他の部材を介して接続され、前記遊星機構の前記3つの部材のうちの前記第1部材とは別の第2部材は、前記第1バリエータに直接または他の部材を介して接続され、前記遊星機構の前記3つの部材のうちの前記第1部材および前記第2部材とは別の第3部材は、前記出力部材に直接または他の部材を介して接続され、前記遊星機構の前記キャリアには、前記キャリアの回転中心軸を中心に公転しつつ前記サン部材と前記リング部材と回転しながら動力伝達を行うプラネット部材が支持され、前記遊星機構は、前記動力源から伝達されたトルクを前記第2部材と前記第3部材とに分配可能に構成され、前記第2バリエータは、前記第1バリエータから伝達された動力を前記負荷または前記動力源に伝達し、または、前記負荷または前記動力源から伝達された動力を前記第1バリエータに伝達可能に構成され、前記第2バリエータと前記第1バリエータとの間に動力を吸収する動力吸収装置が設けられ、前記コントローラは、前記第1バリエータの回転速度を変更することにより、前記入力部材の回転速度に対する前記出力部材の回転速度を変更し、前記第1バリエータの吸収トルクを変更して、前記第2バリエータで吸収できる以上の動力を発生させたときに、前記動力吸収装置によって前記動力を吸収することにより、前記出力部材のトルクを上昇させる。

[0008] 本発明の一実施形態によれば、最大出力トルクの小さい小型で廉価な第2バリエータであっても十分なトルクを出力することができる。

図面の簡単な説明

[0009] [図1]第1の実施の形態による変速装置を搭載したホイールローダを示す左側

面図である。

[図2]図1中の変速装置を示す一部破断の側面図である。

[図3]第1の実施の形態による変速装置を示す構成図である。

[図4]図3中の変速装置を遊星機構の内部も一緒に示す構成図である。

[図5]図4中の(A)部の拡大図である。

[図6]図4中の遊星機構を動力源側からみた説明図である。

[図7]図4中の遊星機構(後述の表4の「No1-A」)の各部材の回転速度の関係を示す特性線図である。

[図8]後述の表4の「No1-B」の遊星機構の各部材の回転速度の関係を示す特性線図である。

[図9]後述の表4の「No1-C」の遊星機構の各部材の回転速度の関係を示す特性線図である。

[図10]速度比とトルクとの関係を示す特性線図である。

[図11]バリエータが電動モータ・ジェネレータの場合の動力吸収装置の一例を示す構成図である。

[図12]バリエータが油圧ポンプ・モータの場合の動力吸収装置の一例を示す構成図である。

[図13]リリーフバルブのリリーフ開始圧が固定の場合の圧力、容積の時間変化の一例を示す特性線図である。

[図14]リリーフバルブのリリーフ開始圧が変更可能な場合の圧力、容積の時間変化の一例を示す特性線図である。

[図15]バリエータが油圧ポンプ・モータの場合の動力吸収装置の別例を示す構成図である。

[図16]図4中の(B)部の拡大図である。

[図17]ホイールローダの車速とけん引力との理想的な関係を示す駆動力線図である。

[図18]第1の実施の形態によるホイールローダの車速とけん引力との関係を示す駆動力線図である。

[図19]第1の変形例（外部ロックアップなしの構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図20]第2の変形例（内部ロックアップをブレーキにより行う構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図21]第3の変形例（内部ロックアップをブレーキにより行い、かつ、アイドラ部材なしの構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図22]外部ロックアップなしの変速装置が搭載されたホイールローダの車速とけん引力との関係を示す駆動力線図である。

[図23]内部ロックアップなしの変速装置が搭載されたホイールローダの車速とけん引力との関係を示す駆動力線図である。

[図24]第4の変形例（入力部材が第1サン部材に接続され、第1バリエータがキャリアに接続された構成）を示す図4と同様の構成図である。

[図25]第5の変形例（入力部材が第1サン部材に接続され、第1バリエータが第2サン部材に接続された構成）を示す図4と同様の構成図である。

[図26]第6の変形例（第2バリエータが出力部材に接続された構成）を示す図4と同様の構成図である。

[図27]第2の実施の形態を示す図4と同様の構成図である。

[図28]図27中の（C）部の拡大図である。

[図29]図27中の遊星機構を動力源側からみた説明図である。

[図30]図27中の遊星機構（後述の表6の「No2-A」）の3つの部材の回転速度の関係を示す特性線図である。

[図31]後述の表6の「No2-B」の遊星機構の各部材の回転速度の関係を示す特性線図である。

[図32]後述の表6の「No2-C」の遊星機構の各部材の回転速度の関係を示す特性線図である。

[図33]後述の表6の「No2-D」の遊星機構の各部材の回転速度の関係を示す特性線図である。

[図34]後述の表6の「No2-E」の遊星機構の各部材の回転速度の関係を示す特

性線図である。

[図35]後述の表6の「No2-F」の遊星機構の各部材の回転速度の関係を示す特性線図である。

[図36]第7の変形例（入力部材がリング部材に接続され、第1バリエータがキャリアに接続された構成）を示す図27と同様の構成図である。

[図37]第8の変形例（入力部材がキャリアに接続され、第1バリエータがリング部材に接続された構成）を示す図27と同様の構成図である。

[図38]第9の変形例（入力部材がリング部材に接続され、第1バリエータがサン部材に接続された構成）を示す図27と同様の構成図である。

[図39]第10の変形例（入力部材がサン部材に接続され、第1バリエータがリング部材に接続された構成）を示す図27と同様の構成図である。

[図40]第11の変形例（入力部材がサン部材に接続され、第1バリエータがキャリアに接続された構成）を示す図27と同様の構成図である。

[図41]第12の変形例（第2バリエータが入力部材に接続された構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図42]第13の変形例（第2バリエータがイドラ要素に繋がる第3連結部材に接続された構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図43]第14の変形例（第2バリエータが多段変速機構の奇数段ギヤに接続された構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図44]第15の変形例（第2バリエータが多段変速機構の前進1速ギヤに接続された構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図45]第16の変形例（第2バリエータが多段変速機構の前進3速ギヤに接続された構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図46]第17の変形例（第2バリエータが多段変速機構の前進2速ギヤに接続された構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図47]第18の変形例（第2バリエータが多段変速機構の前進4速ギヤに接続された構成）を示す図3と同様の構成図である。

[図48]第19の変形例（第2バリエータが多段変速機構の後進1速ギヤに接

続された構成)を示す図3と同様の構成図である。

[図49]第20の変形例(第2バリエータが出力部材に接続された構成)を示す図3と同様の構成図である。

[図50]第21の変形例(第2バリエータが変速装置の出力部材よりも負荷側に接続された構成)を示す図3と同様の構成図である。

発明を実施するための形態

[0010] 以下、実施の形態による変速装置(トランスミッション)を、ホイールローダに適用した場合を例に挙げ、添付図面を参照しつつ詳細に説明する。

[0011] 図1ないし図18は、第1の実施の形態を示している。図1において、ホイールローダ1は、車両(作業車両)の代表例である。ホイールローダ1は、左、右の前車輪2が設けられた前部車体3と左、右の後車輪4が設けられた後部車体5とが左、右方向に屈曲可能に連結されたアーティキュレート式の作業車両として構成されている。即ち、前部車体3および後部車体5は、ホイールローダ1の車体を構成している。前部車体3と後部車体5との間には、センタヒンジ6、ステアリングシリンダ(図示せず)が設けられている。前部車体3と後部車体5は、ステアリングシリンダを伸長・縮小させることにより、センタヒンジ6を中心に左、右方向に屈曲する。これにより、ホイールローダ1は、走行時の操舵を行うことができる。

[0012] ホイールローダ1の前部車体3には、作業装置とも呼ばれる荷役作業機7が俯仰の動作を可能に設けられている。荷役作業機7は、ローダバケット7Aを備えている。一方、ホイールローダ1の後部車体5には、内部が運転室となったキャブ8、エンジン9、油圧ポンプ10、トランスミッション(動力伝達装置)である変速装置21等が設けられている。エンジン9は、ホイールローダ1の動力源(原動機)である。動力源は、内燃機関となるエンジン9単体で構成できる他、例えば、エンジンと電動モータ、または、電動モータ単体により構成してもよい。油圧ポンプ10は、エンジン9と接続されている。油圧ポンプ10は、荷役作業機7を動作させるための油圧源である。後述の図3等に示すように、油圧ポンプ10は、エンジン9と歯車10A

、10Bを介して接続されている。

[0013] 前部車体3の下側には、左、右方向に延びるフロントアクスル12が設けられている。フロントアクスル12の両端側には、左、右の前車輪2が取付けられている。一方、後部車体5の下側には、左、右方向に延びるリアアクスル13が設けられている。リアアクスル13の両端側には、左、右の後車輪4が取付けられている。

[0014] フロントアクスル12は、前プロペラシャフト14を介して変速装置21に接続されている。リアアクスル13は、後プロペラシャフト15を介して変速装置21に接続されている。変速装置21は、エンジン9の回転を増速および減速して前プロペラシャフト14および後プロペラシャフト15に伝達する。即ち、エンジン9からの動力は、エンジン9に結合された変速装置21に伝達される。

[0015] エンジン9からの動力は、変速装置21で回転数と回転方向を調整された後、変速装置21の前、後の出力軸23A、23Bから前プロペラシャフト14および後プロペラシャフト15を介してフロントアクスル12およびリアアクスル13に伝達される。即ち、図2に示すように、変速装置21は、エンジン9と接続される入力軸22と、前プロペラシャフト14に接続される前側の出力軸23Aと、後プロペラシャフト15に接続される後側の出力軸23Bとを備えている。変速装置21は、変速装置21内の動力伝達経路を切替えることにより、入力軸22と出力軸23A、23Bとの間で変速および正転・逆転の切替えを行う。

[0016] 次に、ホイールローダ1の動作について説明する。ホイールローダ1は、ダンプ積み作業を主体としたVサイクルやホッパ等への直接投入するロード&キャリアといった動作パターンを繰り返す。Vサイクルは、発進した後に土砂等を掘削し、ダンプに積込する動作パターンである。ロード&キャリアは、発進した後に土砂等を掘削し、運搬（高負荷走行）し、ダンプへ排土し、回送（低負荷走行）する動作パターンである。ホイールローダ1は、発進、掘削、運搬、積込、回送等の種々の作業状態に最適な走行速度と駆動力を

得るために、変速装置 21 を頻繁に切換える必要がある。

[0017] 掘削および発進時において、変速装置 21 は、高い牽引力が要求される。このため、変速装置 21 は、減速比を上昇させて出力軸 23 A, 23 B の出力トルクを上昇させる必要がある。さらに、ホイールローダ 1 の車速が 0 km/h (出力軸 23 A, 23 B の回転速度が 0) であっても、動力源であるエンジン 9 が停止しないように、入力軸 22 の回転速度を所定以上に保つ必要があり、変速装置 21 の変速比は無限大となる構造である必要がある。なお、ホイールローダ 1 の掘削時の車速は、例えば 0 ~ 4 km/h である。

[0018] 運搬時において、変速装置 21 は、省燃費のために高い伝達効率で、入力軸 22 から出力軸 23 A, 23 B に動力伝達を行う必要がある。運搬時の車速は、例えば 0 ~ 13 km/h である。一方、ダンプへ排土する場合、ホイールローダ 1 は、運搬しながら荷役作業機 7 を上昇させる。このため、荷役作業機 7 の上昇速度が急に遅くなると、ダンプへ荷役作業機 7 を衝突させてしまう可能性がある。このため、ダンプに接近する際は、油圧ポンプ 10 の吐出流量の急激な変化を抑制できることが望ましい。そして、このためには、エンジン 9 の回転速度が急変しないように変速装置 21 を制御する必要がある。ダンプへ排土するときに、ダンプへ接近するための車速は、例えば 0 ~ 7 km/h である。この車速では、エンジン 9 の急激な回転速度の変動を抑制できることが望ましい。

[0019] 一般道または作業現場内を積荷がない状態で走行する回送時において、変速装置 21 は、省燃費のために、高い伝達効率で入力軸 22 から出力軸 23 A, 23 B に動力伝達を行う必要がある。回送時の車速は、例えば 0 ~ 40 km/h である。回送時には、荷役作業機 7 の高い操作性が要求されない。このため、エンジン 9 の回転速度の急変は許容できる。ただし、省燃費のために、運搬時よりも高い伝達効率で入力軸 22 から出力軸 23 A, 23 B に動力伝達を行う必要がある。

[0020] 図 17 は、ホイールローダ 1 の理想的な駆動力線図を示している。図 17 中には、前進方向の理想的な駆動力線 L f と、後進方向（後退方向）の理想

的な駆動力線 L_r とを示している。前進のときは、掘削時に高い牽引力が求められ、回送時に高い車速（0～40 km/h）での走行が求められる。また、ホイールローダ 1 は、採石場等に設けられた多様な勾配の上り坂を安定して登坂する必要がある。このため、例えば、時速 3 km/h 以上では、車速によらず等馬力の牽引力であることが望ましい。

[0021] 図 17 中の範囲 A は、掘削をするために高い牽引力が求められる範囲、即ち、掘削時の駆動力線の範囲 A を示している。図 17 中の範囲 B は、車速によらず等馬力の牽引力が求められる範囲、即ち、前進方向の等馬力の駆動力線の範囲 B を示している。図 17 中、範囲 C は、車速によらず等馬力の牽引力が求められる範囲、即ち、後進方向の等馬力の駆動力線の範囲 C を示している。前進方向の等馬力の駆動力線の範囲 B および後進方向の等馬力の駆動力線の範囲 C は、下記の数 1 式が成立する。

[0022] [数 1]

$$\text{牽引力}[\text{N}] \times \text{車速}[\text{km/h}] \times (5 / 18) = \text{一定}$$

[0023] なお、ホイールローダ 1 は、後進方向に掘削しない。このため、後進方向の理想的な駆動力線 L_r の最大牽引力は、前進時と比べて低くなっている。

[0024] ところで、ホイールローダ 1 等の作業車両に用いる変速装置 21 は、無段変速機構による動力伝達とロックアップ機構による動力伝達との切り換えが可能であることが好ましい。この場合、変速装置 21 は、無段変速機構の増速の変速範囲を有効に使うことができることが好ましい。これに加えて、無段変速機構による動力伝達からロックアップ機構による動力伝達に切り換えるときに、車両の加減速度の変化を少なくできることが好ましい。また、バリエータの回転速度の上限値と発生（吸収）可能トルクの上限値とが限られている場合に、遊星機構（遊星歯車機構）の変速比（ギヤ比）が最適な値となる配列（歯車配列）を提供ができ、無段変速機構の伝達効率を向上できることが好ましい。

[0025] また、前述の特許文献 1 には、動力源となる原動機（1）が発生した動力

を、フローティングギヤ（１１）を介して複合遊星歯車機構（１３）に伝え、この複合遊星歯車機構（１３）で動力を２方向に分配（分割）する動力分割変速機（トランスミッション）が記載されている。複合遊星歯車機構（１３）で分割した一方の動力は、第１の無段階調整ユニット（１８）および第２の無段階調整ユニット（２１）を介して出力軸となる駆動部（２３）または複合遊星歯車機構（１３）に伝達される。複合遊星歯車機構（１３）で分割した他方の動力は、歯車同士の噛み合いにより駆動部（２３）に伝達される。

[0026] 特許文献１のトランスミッションは、第１の走行領域のときに、クラッチ（４）またはクラッチ（８）のいずれか一方を締結し、他方を開放すると共に、クラッチ（２６）を締結し、クラッチ（２９）を開放する。第１の走行領域は、車両が発進から加速するまでの動力伝達の接続状態であり、前後進で０～２０km/h程度の範囲に対応する。特許文献１によれば、この状態において、動力源となる原動機（１）が発生した動力は、複合遊星歯車機構（１３）を介して第１の無段階調整ユニット（１８）とリングギヤ（１５）に分割される。第１の無段階調整ユニット（１８）に伝達された動力は、第２の無段階調整ユニット（２１）を介して出力軸となる駆動部（２３）に伝達され、リングギヤ（１５）に伝達された歯車同士の噛み合いにより駆動部（２３）に伝達される。第１の無段階調整ユニット（１８）および第２の無段階調整ユニット（２１）は、油圧ポンプ・モータであり、両者間を無段階変速しながら動力の伝達を行うことができる。

[0027] 第１の走行領域において、原動機（１）が発生したトルクは、複合遊星歯車機構（１３）により一定の比率で第１の無段階調整ユニット（１８）とリングギヤ（１５）に伝達される。トルクの伝達の比率は、複合遊星歯車機構（１３）の第１のサンギヤ（１６）、リングギヤ（１５）、二重遊星歯車機構（１４）の歯車の歯数比によって決定される。これにより、下記の数２式、数３式、数４式が成立する。

[0028]

[数2]

フローティングギヤ(11)のトルク = サンギヤ(16)のトルク
+ リングギヤ(15)のトルク

[0029] [数3]

サンギヤ(16)のトルク = トルクの伝達比率 × フローティングギヤ(11)のトルク

[0030] [数4]

リングギヤ(15)のトルク = (1 - トルクの伝達比率)
× フローティングギヤ(11)のトルク

[0031] 従って、駆動部(23)の出力トルクを上昇させるためには、第1の無段階調整ユニット(18)の負荷トルクを上昇させることで、リングギヤ(15)のトルクを上昇させる必要がある。しかし、第1の無段階調整ユニット(18)は、第2の無段階調整ユニット(21)が受け止め切れる以上の動力を送ることができないため、第1の無段階調整ユニット(18)の負荷トルクは制限を受ける。このため、リングギヤ(15)のトルクが低下することで、出力軸となる駆動部(23)のトルクが低下してしまう問題がある。この問題は、第2の無段階調整ユニット(21)の回転速度が小さいために受け止め切れる動力が少ない、低い車速で走行している場合に発生する。

[0032] ここで、ホイールローダは、掘削や積込みを行う車両であるため、車速が低いときに、出力軸となる駆動部(23)のトルクを上昇させる必要がある。このため、特許文献1のトランスミッションをホイールローダに用いると、掘削時に、出力軸となる駆動部(23)の出力トルクが不足するおそれがある。これを解決するために、例えば、最大出力トルクが大きい第2の無段階調整ユニット(21)を採用し、出力軸となる駆動部(23)の不足するトルクを補うことが考えられる。しかし、この場合は、第2の無段階調整ユニット(21)が高価になることに加えて、第2の無段階調整ユニット(21)が大型化する可能性がある。

[0033] これに対して、図3および図4に示すように、実施の形態による変速装置21は、遊星式無段階変速機構24を備えている。遊星式無段階変速機構24は

、遊星歯車機構 29 と、第 1 バリエータ 33 と、第 2 バリエータ 34 とを備えている。第 1 バリエータ 33 は、第 2 バリエータ 34 が受け止めきれ以上の動力を吸収することで、第 1 バリエータ 33 に繋がる端子（第 1 連結部材 30）のトルクを上昇させ、アイドラギヤ 28 B に繋がる端子（第 3 連結部材 32）のトルクを上昇させることで、出力軸 23（23 A, 23 B）のトルクを上昇させることが可能となっている。この場合、第 1 バリエータ 33 と第 2 バリエータ 34 との間には、動力を吸収する動力吸収装置 38 が設けられている。

[0034] 動力吸収装置 38 は、動力を処分する装置（動力処分装置）、および／または、動力を貯蓄（貯蔵）する装置（動力貯蓄装置、動力貯蔵装置、動力貯蔵源）である。動力吸収装置 38 は、第 1 バリエータ 33 が発生した動力のうち、第 2 バリエータ 34 が受け止めきれ以上の動力を吸収（処分または貯蓄）する。以下、このような動力を吸収（処分または貯蓄）する制御をトルクブースト制御という。実施の形態では、このようなトルクブースト制御を可能とすることにより、小型で廉価な最大出力トルクの小さい第 2 バリエータ 34 であっても、低い車速で走行している場合に出力軸 23（23 A, 23 B）で十分なトルクを出力できる。この結果、ホイールローダ 1 の掘削に必要な牽引力を十分に高めることができ、掘削を効率的に行うことができる。

[0035] また、図 3 および図 4 に示すように、第 1 の実施の形態による変速装置 21 は、遊星式無段変速機構 24 を無段階変速させながら動力を伝達するモードと、遊星式無段変速機構 24 を内部ロックアップさせて動力を伝達するモードと、遊星歯車機構 29 を経由しない外部ロックアップ機構（直結機構 27）により動力を伝達するモードとを備えている。内部ロックアップによる動力伝達は、遊星歯車機構 29 の 3 つの回転部材（例えば、キャリア、第 1 サンギヤ、第 2 サンギヤ）のうちの第 1 バリエータ 33 に繋がる回転部材（例えば、第 1 サンギヤ）の回転を停止させることにより行う。これにより、遊星式無段変速機構 24 の増速の変速範囲を有効に使うことができる。

[0036] 一方、外部ロックアップによる動力伝達は、遊星式無段変速機構 24 の外部に取付けられた外部ロックアップ機構（直結機構 27）を経由して行う。この場合、外部ロックアップによる動力伝達は、遊星式無段変速機構 24 による動力伝達を停止した状態で行う。この停止は、遊星歯車機構 29 の 3 つの回転部材（例えば、キャリア、第 1 サンギヤ、第 2 サンギヤ）のうちの第 1 バリエータ 33 に繋がる回転部材（例えば、第 1 サンギヤ）を解放させる（またはトルクを低減させる）ことにより行う。これにより、内部ロックアップより高い伝達効率で動力を伝達することができると共に、遊星式無段変速機構 24 の増速の変速範囲をさらに増速して動力伝達を行うことができる。

[0037] さらに、第 1 の実施の形態によれば、図 4 ないし図 6 に示すように、遊星歯車機構 29 は、2 つのサンギヤ 29 B, 29 C と、これら 2 つのサンギヤ 29 B, 29 C の中心軸 S（図 6）を中心として公転しなら自転するプラネットギヤ 29 D およびバランスギヤ 29 E と、プラネットギヤ 29 D およびバランスギヤ 29 E を回転可能に支持すると共に 2 つのサンギヤ 29 B, 29 C の中心軸 S を中心として自転する 1 つのキャリア 29 A とを備えている。これにより、遊星歯車機構 29 は、ギヤ比が最適な値となる歯車配列とすることができる。即ち、この配列の遊星歯車機構 29 を用いることにより、回転速度の上限値と発生（吸収）可能トルクの上限値とが限られた廉価で小型の第 1 バリエータ 33 を用いた場合でも、遊星式無段変速機構 24 の伝達効率を向上できる。

[0038] 以下、第 1 の実施の形態による変速装置 21 について詳細に説明する。なお、図 3 では、変速装置 21 の遊星歯車機構 29 をボックスで示しているのに対して、図 4 では、遊星歯車機構 29 の内部、即ち、遊星歯車機構 29 の具体的な歯車配列についても示している。また、図 3 および図 4 では、図面が複雑になることを避けるために、変速装置 21 の出力軸 23 を、フロントアクスル 12 およびリヤアクスル 13 との両方に動力を伝達する共通の出力軸 23（＝出力軸 23 A, 23 B）として簡略的に表している。即ち、図 3

および図4では、例えばセンタディファレンシャル機構等を介して前側の出力軸23Aと後側の出力軸23Bとに動力を分割する構成に関しては省略している。

[0039] 図3および図4は、第1の実施の形態による変速装置21、より具体的には、内部ロックアップと外部ロックアップの両方を備えた変速装置21の機構図である。変速装置21は、入力部材としての入力軸22と、出力部材としての出力軸23と、無段変速機構（主変速機構）としての遊星式無段変速機構24と、コントローラ25とを備えている。また、より好ましくは、変速装置21は、有段変速機構（副変速機構）としての多段変速機構26と、外部ロックアップ機構としての直結機構27とを備えている。直結機構27は、直結機構27を通じて動力の伝達を行うときに接続される第1クラッチ27Cを備えている。また、変速装置21は、遊星式無段変速機構24と多段変速機構26と直結機構27とを機械的に結合するアイドル要素28（アイドル軸28A、アイドルギヤ28B）を備えている。遊星式無段変速機構24は、第1動力伝達経路を構成している。直結機構27は、第2動力伝達経路を構成している。

[0040] 変速装置21の入力軸22には、エンジン9が接続されている。入力軸22には、油圧ポンプ10に動力を伝達するための歯車10Bが設けられている。また、入力軸22には、直結機構27のインプットギヤ27Aが設けられている。入力軸22は、後述の第2連結部材31を介して遊星式無段変速機構24（より具体的には、遊星歯車機構29）と接続されている。一方、変速装置21の出力軸23からは、動力が出力される。変速装置21の出力軸23は、後述の多段変速機構26の出力軸53を兼ねている。入力軸22から入力された動力は、遊星式無段変速機構24または直結機構27を經由して、アイドル要素28に伝達される。アイドル要素28に伝達された動力は多段変速機構26を通じて出力軸23から出力される。

[0041] なお、遊星式無段変速機構24は、遊星歯車機構29（例えば、第1サンギヤ29B）と第1バリエータ33とを接続する第1連結部材30を停止さ

せることにより、内部ロックアップの状態を形成される。この内部ロックアップの状態は、例えば、第1バリエータ33をブレーキ操作させて第1連結部材30を停止させることにより形成される。遊星式無段変速機構24が内部ロックアップしている状態では、入力軸22から入力された動力は、「遊星歯車機構29（例えば、キャリア29A）と入力軸22とを接続する第2連結部材31」、「遊星歯車機構29」、「遊星歯車機構29（例えば、第2サンギヤ29C）とアイドル要素28とを接続する第3連結部材32」を通じて、アイドル要素28に伝達される。このような内部ロックアップについては、後述する。

[0042] 第1の実施の形態では、エンジン9から入力軸22に入力された動力を多段変速機構26に伝達する動力伝達経路を、次の（A）、（B）、（C）の3つの経路のうちから任意に選択することができる。

（A）エンジン9から入力軸22に入力された動力を、遊星式無段変速機構24を無段階変速させた状態で多段変速機構26に伝達する無段階変速経路（遊星式無段変速機構24を経由する第1動力伝達経路）。このとき、第1クラッチ27Cは解放され、第2クラッチ36および第3クラッチ37は接続（締結）される。

（B）エンジン9から入力軸22に入力された動力を、遊星式無段変速機構24を内部ロックアップさせた状態で多段変速機構26に伝達する内部ロックアップ経路（遊星式無段変速機構24を経由する第1動力伝達経路）。このとき、第1クラッチ27Cは解放され、第2クラッチ36は接続（締結）される。第3クラッチ37は必要に応じて接続（締結）される。

（C）エンジン9から入力軸22に入力された動力を、直結機構27を経由して多段変速機構26に伝達する外部ロックアップ経路（遊星式無段変速機構24を経由せずに直結機構27を経由する第2動力伝達経路）。このとき、第1クラッチ27Cは接続（締結）され、第2クラッチ36と第3クラッチ37は必要に応じて解放される。

[0043] これにより、遊星式無段変速機構24を無段階変速させることが適してい

るときは、遊星式無段変速機構 24 を無段階変速させて動力伝達を行うことができる。遊星式無段変速機構 24 を内部ロックアップさせることが適しているときは、遊星式無段変速機構 24 を内部ロックアップさせて動力伝達を行うことができる。直結機構 27 を経由して動力伝達を行うことが適しているときは、直結機構 27 を経由して動力伝達を行うことができる。

[0044] 遊星式無段変速機構 24 を無段階変速させて動力の伝達を行うことが適しているときは、掘削中および運搬中で、かつ、車速が 0～7 km/h の範囲である。この理由は、次の (a)～(c) の通りである。

(a) 車両の発進時および掘削時の伝達効率が高い。

(b) 変速比を無限大にすることが可能である。即ち、エンジン 9 が回転している場合であっても、出力軸 23 の回転を停止しながら出力軸 23 にトルクを伝達することが可能である。このため、掘削作業に適している。

(c) エンジン 9 が発生した動力のうち変速装置 21 を通じて出力軸 23 に伝達するトルクを制御可能である。即ち、荷役作業機 7 を動かす油圧ポンプ 10 と変速装置 21 との間で、動力の分配が可能である。

[0045] 遊星式無段変速機構 24 を内部ロックアップさせて動力の伝達を行うことが適しているときは、運搬中および回送中で、かつ、車速が 7～9 km/h の範囲である。この理由は、次の (d)～(e) の通りである。

(d) 車速が高くなると、遊星式無段変速機構 24 を無段階変速させるよりも、遊星式無段変速機構 24 を内部ロックアップさせて動力伝達を行った方が、伝達効率が高い。

(e) 無段階変速から内部ロックアップへは、機構的に切換えが可能である。このため、無段階変速から内部ロックアップへの切換え時に、エンジン 9 の急激な回転変動を抑制できる。これにより、油圧ポンプ 10 の吐出流量の急激な変動を抑制でき、荷役作業機 7 の操作性を向上できる。これと共に、切換え時の出力軸 23 のトルクの変動を小さくでき、ホイールローダ 1 の乗り心地を向上できる。

[0046] 直結機構 27 を経由して動力の伝達を行うことが適しているときは、運搬

中で、かつ、車速が9～13 km/hの範囲である。また、回送中で、かつ、車速が9～40 km/hの範囲である。この理由は、次の通りである。即ち、直結機構27を經由して動力の伝達を行う外部ロックアップは、動力の伝達効率が最も高い。即ち、外部ロックアップは、一對の歯車27A、27B同士の噛み合いで動力を伝達するため、遊星歯車機構29を介して動力伝達を行う内部ロックアップと比較して伝達効率が高い。なお、車速が9 km/h以下は、回送の途中または運搬の途中で急に掘削が開始される可能性がある。一方、直結機構27（外部ロックアップ）から遊星式無段変速機構24に動力伝達経路を切替える場合、この切替えに時間を要する可能性がある。このため、車速が9 km/h以下では、直結機構27を使用しないことが望ましい。

[0047] 下記の表1は、内部ロックアップと外部ロックアップとの両方を備えた変速装置21の動力伝達経路の組み合わせを示している。この場合、多段変速機構26は、前進4段と後進1段の変速段を備えている。このため、直結機構27（外部ロックアップ機構）を經由して動力伝達を行う場合、多段変速機構26は、前進1速、前進2速、前進3速、前進4速、後進1速の変速段を選択できる。

[0048]

[表1]

動力伝達状態の名称	遊星式無段変速機構または外部ロックアップ機構の選択状況	多段変速機構	車速 [km/h]	ホイールローダの動作
前進1速 無段階変速	遊星式無段変速機構 (無段階変速動作)	前進1速	0~9	掘削、発進 運搬、回送
前進1速 内部ロックアップ	遊星式無段変速機構 (内部ロックアップ動作)	前進1速	7~9	運搬 回送
前進1速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	前進1速	9~14	運搬 回送
前進2速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	前進2速	14~20	回送
前進3速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	前進3速	20~28	回送
前進4速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	前進4速	28~40	回送
後進1速 無段階変速	遊星式無段変速機構 (無段階変速動作)	後進1速	0~9.9	発進、 運搬、回送
後進1速 内部ロックアップ	遊星式無段変速機構 (内部ロックアップ動作)	後進1速	7.7~9.9	運搬 回送
後進1速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	後進1速	9.9~15.4	運搬 回送

[0049] なお、多段変速機構 26 の速度段が、前進 2 速、前進 3 速、前進 4 速のいずれかの場合であっても、直結機構 27 を経由せずに遊星式無段変速機構 24 を経由して動力伝達を行ってもよい。このときの遊星式無段変速機構 24 の動作は、無段階変速動作であってもよいし、内部ロックアップさせた状態であってもよい。しかし、遊星式無段変速機構 24 を無段階変速動作させると、内部ロックアップおよび外部ロックアップと比較して伝達効率が低くなる。これにより、変速装置 21 の伝達効率が低下するため、好適には上記表 1 に示す動力伝達経路の組み合わせを選択することが好ましい。

[0050] 図 18 は、内部ロックアップと外部ロックアップとの両方が存在する変速装置 21 の駆動力線図を示している。図 18 に示すように、前進は、前進 1 速無段階変速 L f 1、前進 1 速内部ロックアップ L f 2、前進 1 速外部ロックアップ L f 3、前進 2 速外部ロックアップ L f 4、前進 3 速外部ロックアップ L f 5、前進 4 速外部ロックアップ L f 6 の 6 段階に変速が可能となっている。これにより、前進方向の理想的な駆動力線 L f に限りなく近付けることができる。しかし、前進 1 速無段階変速 L f 1 は、車速が 0 ~ 4 km/h のときに牽引力が低下し、掘削に必要な牽引力を十分に確保できない可能性がある。実施の形態では、牽引力を確保するために、前進 1 速無段階変速 L f 1 で走行している場合に、後述のトルクブースト制御を行うことにより、理想的な駆動力線 L f に限りなく近付けることができる。

[0051] 一方、後進は、後進 1 速無段階変速 L r 1、後進 1 速内部ロックアップ L r 2、後進 1 速外部ロックアップ L r 3 の 3 段階に変速が可能となっている。これにより、後進方向の理想的な駆動力線 L r に限りなく近付けることができる。これらにより、掘削時に高い牽引力を得ることができ、回送時に高い車速 (0 ~ 40 km/h) を得ることができ、かつ、多様な勾配の上り坂を安定して登坂することができる。しかし、後進 1 速無段階変速 L r 1 は、車速が 0 ~ 5 km/h のときに牽引力が低下し、路面の凹みに車輪 2, 4 が落ちた状態等から抜け出すための牽引力を十分に確保できない可能性がある。実施の形態では、牽引力を確保するために、後進 1 速無段階変速 L r 1 で走行して

いる場合に、後述のトルクブースト制御を行うことにより、理想的な駆動力線 L_r に限りなく近付けることができる。

[0052] なお、広い変速比幅を実現するためには、「遊星式無段変速機構24の内部ロックアップ」と「直結機構27による外部ロックアップ」との両方を備えた構成が好ましい。しかし、「遊星式無段変速機構24の増速の変速範囲を有効に使いつつ、無段階変速からロックアップ状態への動力伝達の切換え時に車両の加減速度の変化を抑制すること」を達成するためには、内部ロックアップと外部ロックアップとのうちのいずれか一方のみを備えた構成でもよい。

[0053] 図19は、ロックアップを実現する手段として、遊星式無段変速機構24の内部ロックアップのみを備えた第1の変形例による変速装置21Aを示している。この第1の変形例による変速装置21Aは、遊星式無段変速機構24の内部ロックアップ動作が可能であるが、外部ロックアップ機構（直結機構27）を備えていない。下記の表2は、内部ロックアップのみを備えた変速装置21Aの動力伝達経路の組み合わせを示している。

[0054]

[表2]

動力伝達状態の名称	遊星式無段変速機構の動作	多段変速機構	車速 [km/h]	ホイールローダの動作
前進1速 無段階変速	遊星式無段変速機構 (無段階変速動作)	前進1速	0~9	掘削、発進 運搬、回送
前進1速 内部ロックアップ	遊星式無段変速機構 (内部ロックアップ動作)	前進1速	7~9	運搬 回送
前進2速 内部ロックアップ	遊星式無段変速機構 (内部ロックアップ動作)	前進2速	9~14	運搬 回送
前進3速 内部ロックアップ	遊星式無段変速機構 (内部ロックアップ動作)	前進3速	14~20	回送
前進4速 内部ロックアップ	遊星式無段変速機構 (内部ロックアップ動作)	前進4速	20~28	回送
前進5速 内部ロックアップ	遊星式無段変速機構 (内部ロックアップ動作)	前進5速	28~40	回送
後進1速 無段階変速	遊星式無段変速機構 (無段階変速動作)	後進1速	0~9.9	発進、 運搬、回送
後進1速 内部ロックアップ	遊星式無段変速機構 (内部ロックアップ動作)	後進1速	7.7~9.9	運搬 回送
後進2速 内部ロックアップ	遊星式無段変速機構 (内部ロックアップ動作)	後進2速	9.9~15.4	運搬 回送

[0055] 第1の変形例では、直結機構27（外部ロックアップ）による変速段が1つ少なくなる。このため、内部ロックアップと外部ロックアップとの両方が存在する変速装置21と同等の変速比を得るために、第1の変形例では、多段変速機構26Aは、前進5段と後進2段の変速段を備えている。また、第1の変形例では、後述するように内部ロックアップを実現するためのブロック機構40を備えている。ブロック機構40は、後述の動力吸収装置38を兼ねる構成としてもよいし、動力吸収装置38とは別々に設ける構成としてもよい。なお、図20は、第2の変形例による変速装置21Bを示している。第2の変形例による変速装置21Bも、第1の変形例のように外部ロックアップ機構を省略している。また、第2の変形例では、後述するように内部ロックアップを実現するためのブレーキ機構41を備えている。さらに、図21は、第3の変形例による変速装置21Cを示している。第3の変形例による変速装置21Cは、外部ロックアップ機構を省略し、かつ、ブレーキ機構41を備えていることに加えて、アイドル要素28を省略している。即ち、直結機構27（外部ロックアップ）を省略する構成の場合は、アイドル要素28も省略できる。

[0056] 図22は、遊星式無段変速機構24（内部ロックアップ）を備えているが直結機構27（外部ロックアップ）を備えていない変速装置21A、21B、21C（図19、図20、図21）の駆動力線図を示している。図22に示すように、前進は、前進1速無段階変速Lf1、前進1速内部ロックアップLf2、前進2速内部ロックアップLf3、前進3速内部ロックアップLf4、前進4速内部ロックアップLf5、前進5速内部ロックアップLf6の6段階に変速が可能となっている。一方、後進は、後進1速無段階変速Lr1、後進1速内部ロックアップLr2、後進2速内部ロックアップLr3の3段階に変速が可能となっている。

[0057] これに対して、外部ロックアップのみを備えた構成は、例えば、第1の実施の形態の変速装置21（図3、図4）で内部ロックアップ動作を行わないことにより実現できる。下記の表3は、外部ロックアップ（直結機構27）

を備えているが内部ロックアップ動作を行わない変速装置 2 1 の動力伝達経路の組み合わせを示している。

[0058]

[表3]

動力伝達状態の名称	遊星式無段変速機構または外部ロックアップ機構の選択	多段変速機構	車速[km/h]	ホイールローダの動作
前進1速 無段階変速	遊星式無段変速機構 (無段階変速動作)	前進1速	0~9	掘削、発進 運搬、回送
前進1速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	前進1速	9~14	運搬 回送
前進2速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	前進2速	14~20	回送
前進3速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	前進3速	20~28	回送
前進4速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	前進4速	28~40	回送
後進1速 無段階変速	遊星式無段変速機構 (無段階変速動作)	後進1速	0~9.9	発進、 運搬、回送
後進1速 外部ロックアップ	外部ロックアップ機構	後進1速	9.9~15.4	運搬 回送

[0059] 図23は、内部ロックアップ動作を行わない変速装置21の駆動力線図を示している。図23に示すように、前進は、前進1速無段階変速Lf1、前進1速外部ロックアップLf2、前進2速外部ロックアップLf3、前進3速外部ロックアップLf4、前進4速外部ロックアップLf5の5段階に変速が可能となっている。一方、後進は、後進1速無段階変速Lr1、後進1速外部ロックアップLr2の2段階に変速が可能となっている。

[0060] 次に、遊星式無段階変速機構24について、図3を参照しつつ説明する。遊星式無段階変速機構24は、遊星歯車機構29と、第1バリエータ33と、第2バリエータ34と、伝達要素35と、第2クラッチ36と、第3クラッチ37とを備えている。遊星歯車機構29は、第1連結部材30を介して第1出力側（第1バリエータ33側）に接続されている。遊星歯車機構29は、第2連結部材31を介して入力側（エンジン9側）に接続されている。遊星歯車機構29は、第3連結部材32を介して第2出力側（アイドラ要素28側）に接続されている。

[0061] 第1バリエータ33および第2バリエータ34は、電動モータ・ジェネレータ（電動モータ、電動ジェネレータ）または油圧ポンプ・モータ（油圧ポンプ、油圧モータ）等により構成されている。具体的には、第1バリエータ33が電動モータにより構成される場合には、第2バリエータ34は電動ジェネレータにより構成され、第1バリエータ33が油圧ポンプにより構成される場合には、第2バリエータ34は油圧モータにより構成されるといった関係となる。第1バリエータ33および第2バリエータ34は、第1バリエータ33の回転速度と第2バリエータ34の回転速度とが異なる場合に、無段階に変速を行いつつ両者間で動力伝達を行うことが可能に構成されている。このために、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間には、両者間で動力を伝達するための伝達要素35が設けられている。伝達要素35は、例えば、電気配線または油圧配管により構成されている。伝達要素35の途中には、動力貯蔵源（動力貯蔵装置）として構成された動力吸収装置38が取り付けられている。動力吸収装置38は、例えば、油圧アキュムレー

たまたは蓄電池により構成することができる。動力吸収装置 38 については後述する。また、第 1 バリエータ 33 と第 2 バリエータ 34 と伝達要素 35 の機能は、変速比無限大変速機 (I V T) により構成してもよい。

[0062] 遊星歯車機構 29 と第 1 バリエータ 33 との間、即ち、第 1 連結部材 30 と第 1 バリエータ 33 との間には、第 2 クラッチ 36 が設けられている。第 2 クラッチ 36 は、例えば、摩擦接合によるクラッチ (摩擦板)、ドグクラッチまたはシンクロメッシュ付ドグクラッチにより構成されている。第 2 クラッチ 36 は、第 1 連結部材 30 と第 1 バリエータ 33 との間で両者の機械的な結合 (接続) と解放とを行う。即ち、第 2 クラッチ 36 は、遊星歯車機構 29 と第 1 バリエータ 33 との間で、これら遊星歯車機構 29 と第 1 バリエータ 33 との間の動力の伝達と解放とを切替える。

[0063] コントローラ 25 は、例えば、演算回路 (C P U) 、メモリ等を備えたマイクロコンピュータを含んで構成されている。コントローラ 25 は、第 1 クラッチ 27 C の締結と解放、第 2 クラッチ 36 の締結と解放、第 3 クラッチ 37 の締結と解放とを制御する。コントローラ 25 は、第 1 バリエータ 33 の回転速度を制御する。コントローラ 25 は、必要に応じて第 2 バリエータ 34 の回転速度を制御する。コントローラ 25 は、必要に応じて伝達要素 35 、動力吸収装置 38 を制御する。コントローラ 25 は、必要に応じて、後述するブロック機構 40 (図 19) 、ブレーキ機構 41 (図 20, 図 21) を制御する。さらに、コントローラ 25 は、後述する多段変速機構 26 のクラッチ 58, 59, 60, 66, 67, 68, 69 の締結と解放とを制御する。

[0064] ここで、コントローラ 25 は、第 2 クラッチ 36 の締結と解放とを制御する。例えば、遊星式無段変速機構 24 による動力伝達が不要なときは、コントローラ 25 は、第 2 クラッチ 36 を解放する信号を出力し、第 2 クラッチ 36 を解放する。これにより、第 1 バリエータ 33 の回転を停止 (または低下させる) ことができ、第 1 バリエータ 33 の回転による動力損失を低減できる。

- [0065] 第2バリエータ34は、第3クラッチ37を介してアイドル要素28と接続されている。第3クラッチ37は、第2バリエータ34とアイドル要素28との間で、これら第2バリエータ34とアイドル要素28との間の動力の伝達と解放とを切替える。即ち、第3クラッチ37は、第2バリエータ34とアイドル要素28との間に設けられている。アイドル要素28は、アイドル軸28Aと、アイドル軸28Aに設けられたアイドルギヤ28Bとを備えている。アイドル軸28Aは、第1クラッチ27Cを介して直結機構27のロックアップギヤ27B（より具体的には、ロックアップギヤ27Bの回転軸27B1）に接続される。
- [0066] また、アイドル軸28Aは、変速機39および第3クラッチ37を介して第2バリエータ34に接続される。アイドルギヤ28Bは、第3連結部材32と噛合しており、第3連結部材32を介して遊星歯車機構29と接続されている。第2バリエータ34とアイドル要素28の間には、第2バリエータ34とアイドル要素28との間で変速を行う変速機39が設けられている。この変速機39は、省略してもよい。この場合には、アイドル要素28のアイドル軸28Aと第2バリエータ34の回転軸との間に第3クラッチ37を設け、第3クラッチ37によりアイドル軸28Aと第2バリエータ34の回転軸との接続（締結）と解放とを行うことができる。
- [0067] 第3クラッチ37は、例えば、摩擦接合によるクラッチ（摩擦板）、ドグクラッチまたはシンクロメッシュ付ドグクラッチにより構成されている。第3クラッチ37は、第2バリエータ34とアイドル要素28との間で両者の機械的な結合（接続）と解放とを行う。コントローラ25は、第3クラッチ37の締結と解放とを制御する。例えば、第2バリエータ34による動力伝達が不要なときは、コントローラ25は、第3クラッチ37を解放する信号を出力し、第3クラッチ37を解放する。これにより、第2バリエータ34の回転を停止（または低下）させることができ、第2バリエータ34の回転による動力損失を低減できる。ただし、これらの条件の下で、必ずしも第3クラッチ37を解放しなくてもよい。

[0068] なお、第2バリエータ34による動力伝達が不要なとき、および、遊星式無段変速機構24による動力伝達が不要なときは、例えば、次の(f)～(i)通りである。ただし、これら(f)～(i)の条件の下で必ずしも第2クラッチ36または第3クラッチ37を解放しなくてもよい。

(f) 入力軸22から入力された動力が、直結機構27を介してアイドル要素28へ伝達されるとき。

(g) 第1連結部材30の回転が第1バリエータ33以外の別の手段（例えばブレーキ機構41）によって固定されることにより、遊星式無段変速機構24が内部ロックアップ状態になっているとき。

(h) 車両が停止しているとき。

(i) 車両が滑走（慣性走行）しているとき。

[0069] エンジン9から第2連結部材31に伝達された動力は、遊星歯車機構29により、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30とアイドル要素28に繋がる第3連結部材32とに分配される。第1連結部材30に分配された動力は、第2クラッチ36、第1バリエータ33、伝達要素35、第2バリエータ34、第3クラッチ37、変速機39を通じ、アイドル要素28に伝達される。第3連結部材32に分配された動力は、アイドル要素28に伝達される。第1連結部材30と第3連結部材32とのトルクの分配比率は、常に一定であり、遊星歯車機構29の形式と歯車の噛み合い半径に依存する。

[0070] ただし、第1連結部材30と第3連結部材32とのトルクの分配比率は、一定となる。このため、常に第1バリエータ33から第2バリエータ34に動力が伝達されるわけではなく、第2バリエータ34から第1バリエータ33へ動力伝達される場合がある。第3連結部材32からアイドル要素28に伝達される動力は、第1連結部材30から第1バリエータ33および第2バリエータ34を経由する動力より損失が小さい。このため、バリエータ33、34と遊星歯車機構29とを組み合わせた遊星式無段変速機構24は、バリエータのみで動力伝達を行う無段階変速装置に比べて動力伝達効率が高い。

[0071] 次に、遊星歯車機構 29 について説明する。図 3 では、遊星歯車機構 29 を四角（ブロック）で示している。ここで、遊星歯車機構 29 は、動力源であるエンジン 9 に繋がる第 1 部材と、第 1 バリエータ 33 に繋がる第 2 部材と、出力軸 23 側となるアイドル要素 28 に繋がる第 3 部材との 3 つの部材（回転部材）を有している。ここで、第 1 の実施形態では、遊星歯車機構 29 は、キャリアと 2 つのサンギヤ（第 1 サンギヤ、第 2 サンギヤ）とにより構成されている。下記の表 4 は、遊星歯車機構 29 の構成要素（キャリア、第 1 サンギヤ、第 2 サンギヤ）の組み合わせを示している。表 4 中の「No1-A」は、遊星式無段変速機構 24 の伝達効率を向上させつつ遊星歯車機構 29 を小型で軽量に構成する面から最も好適である。

[0072]

[表4]

No	動力源に繋がる 第1部材	第1バリエータに繋がる 第2部材	アイドラ要素に繋 がる第3部材	図の番号
1-A	キャリア	第1サンギヤ	第2サンギヤ	図4 (第1の実施の形態) 図26 (第6の変形例)
1-B	第1サンギヤ	キャリア	第2サンギヤ	図24 (第4の変形例)
1-C	第1サンギヤ	第2サンギヤ	キャリア	図25 (第5の変形例)

- [0073] 図4ないし図6に示すように、第1の実施形態（即ち、表4のNo1-A）では、遊星歯車機構29は、第1部材に対応するキャリア29Aと、第2部材に対応する第1サンギヤ29Bと、第3部材に対応する第2サンギヤ29Cと、プラネットギヤ29Dと、バランスギヤ29Eとを備えている。なお、第1サンギヤ29B、第2サンギヤ29C、プラネットギヤ29Dおよびバランスギヤ29Eは、ギヤ（歯車）の噛み合いによる動力伝達でなくともよく、例えば、ローラ（外周面）の摩擦による動力伝達であってもよい。
- [0074] エンジン9は、第2連結部材31を介してキャリア29Aに結合されている。第1サンギヤ29Bは、第1連結部材30を介して第1バリエータ33に接続されている。第2サンギヤ29Cは、第3連結部材32を介してアイドル要素28（アイドルギヤ28B）に接続されている。第1サンギヤ29Bは、プラネットギヤ29Dと噛み合っている。第2サンギヤ29Cは、バランスギヤ29Eと噛み合っている。バランスギヤ29Eは、プラネットギヤ29Dと噛み合っている。
- [0075] プラネットギヤ29Dの自転軸 S_p （図6）およびバランスギヤ29Eの自転軸 S_b （図6）は、キャリア29Aに支持されている。このため、プラネットギヤ29Dおよびバランスギヤ29Eは、遊星歯車機構29の中心軸 S （図6）を中心に公転しながら自転する。プラネットギヤ29Dは、第1サンギヤ29Bと噛み合うギヤ部29D1と、バランスギヤ29Eと噛み合うギヤ部29D2とを備えている。遊星歯車機構29の成立の制約条件は、第1サンギヤ29Bの中心軸 S とプラネットギヤ29Dの自転軸 S_p との間の距離と、第2サンギヤ29Cの中心軸 S とプラネットギヤ29Dの自転軸 S_p との間の距離とが一致することである。このため、第1サンギヤ29B、プラネットギヤ29D、第1サンギヤ29Bと噛み合うギヤ部29D1、第2サンギヤ29C、バランスギヤ29E、および、バランスギヤ29Eと噛み合うギヤ部29D2のそれぞれの歯数、歯車のモジュール、歯車の転位、バランスギヤ29Eの自転中心位置を調整し、前記距離を一致させることが必要である。即ち、前記距離を一致させることができればよく、例えば、

第1サンギヤ29Bと第2サンギヤ29Cの歯数の差を小さくすること、または、同じ歯数にすることが可能である。このため、遊星歯車機構29の減速比を自由に設定できる。

[0076] なお、第1の実施の形態によれば、バランスギヤ29Eは、第2サンギヤ29Cとプラネットギヤ29Dとの間に設けられているが、第1サンギヤ29Bとプラネットギヤ29Dとの間に設けてもよい。ただし、「第2サンギヤ29Cとプラネットギヤ29Dとの間」と「第1サンギヤ29Bとプラネットギヤ29Dとの間」との両方にバランスギヤ29Eを設ける場合、または、両方にバランスギヤ29Eを設けない場合でも、動力伝達を行うことが可能である。ただし、好適には、いずれか一方にバランスギヤを設ける。

[0077] 次に、キャリア29Aと2つのサンギヤ29B、29Cとにより構成される遊星歯車機構29の動作を説明する。以下は、表4の「No1-A」、「No1-B」、「No1-C」の全ての条件で成立する。

[0078] まず、遊星歯車機構29の3つの部材（キャリア29Aと2つのサンギヤ29B、29C）のトルクの分配について説明する。図6は、遊星歯車機構29を動力源側からみた断面図である。キャリア29A、第1サンギヤ29Bおよび第2サンギヤ29Cは、同心に配置されている。即ち、キャリア29A、第1サンギヤ29Bおよび第2サンギヤ29Cの中心軸S（回転中心軸）は一致している。第1サンギヤ29Bは、プラネットギヤ29Dのギヤ部29D1と噛み合う。第2サンギヤ29Cは、バランスギヤ29Eと噛み合う。バランスギヤ29Eは、プラネットギヤ29Dのギヤ部29D2と噛み合う。バランスギヤ29Eとプラネットギヤ29Dは、それぞれの歯車の噛み合いが成立するように、キャリア29Aによって自転方向に自由に回転し、かつ、中心軸Sに対して公転方向に拘束されている。このため、プラネットギヤ29Dは、プラネットギヤ29Dの中心軸である自転軸Spを中心に自転し、かつ、キャリア29Aの中心軸Sを中心に公転する。このため、プラネットギヤ29Dの中心軸（自転軸Sp）の軌跡Cpは、キャリア29Aの中心軸Sを中心とした円となる。バランスギヤ29Eは、バランスギヤ

29Eの中心軸である自転軸Sbを中心に自転し、かつ、キャリア29Aの中心軸Sを中心に公転する。このため、バランスギヤ29Eの中心軸（自転軸Sb）の軌跡Cbは、キャリア29Aの中心軸Sを中心とした円となる。

[0079] 第1サンギヤ29Bの噛み合い半径 r_{s1} は、第1サンギヤ29Bとプラネットギヤ29Dとが噛み合うときの第1サンギヤ29B側の噛み合い半径である。プラネットギヤ29Dのギヤ部29D1の噛み合い半径 r_{p1} は、第1サンギヤ29Bとプラネットギヤ29Dとが噛み合うときのギヤ部29D1側の噛み合い半径である。第2サンギヤ29Cの噛み合い半径 r_{s2} は、第2サンギヤ29Cとバランスギヤ29Eとが噛み合うときの第2サンギヤ29C側の噛み合い半径である。プラネットギヤ29Dのギヤ部29D2の噛み合い半径 r_{p2} は、バランスギヤ29Eとプラネットギヤ29Dとが噛み合うときプラネットギヤ29D側の噛み合い半径である。

[0080] 第1の実施の形態（表4のNo1-A）では、キャリア29Aは、エンジン9に繋がる部材（端子）、即ち、第2連結部材31に接続されているため、キャリア29Aのトルク T_c は、エンジン9が発生することができるトルクである。第1サンギヤ29Bは、第1バリエータ33に繋がる部材（端子）、即ち、第1連結部材30に接続されているため、第1サンギヤ29Bのトルク T_{s1} は、第1バリエータ33が発生することができるトルクである。第2サンギヤ29Cは、アイドル要素28に繋がる部材（端子）、即ち、第3連結部材32に接続されているため、第2サンギヤ29Cのトルク T_{s2} は、アイドルギヤ28Bから受けるトルク反力である。

[0081] 図24に示す第4の変形例（即ち、表4のNo1-B）の変速装置21Dでは、第1サンギヤ29Bは、エンジン9に繋がる部材、即ち、第2連結部材31に接続されているため、第1サンギヤ29Bのトルク T_{s1} は、エンジン9が発生することができるトルクである。キャリア29Aは、第1バリエータ33に繋がる部材、即ち、第1連結部材30に接続されているため、キャリア29Aのトルク T_c は、第1バリエータ33が発生することができるトルクである。第2サンギヤ29Cは、アイドル要素28に繋がる部材、即ち、

第3連結部材32に接続されているため、第2サンギヤ29Cのトルク T_{s2} は、アイドラギヤ28Bから受けるトルク反力である。

[0082] 図25に示す第5の変形例（即ち、表4のNo1-C）の変速装置21Eでは、第1サンギヤ29Bは、エンジン9に繋がる部材、即ち、第2連結部材31に接続されているため、第1サンギヤ29Bのトルク T_{s1} は、エンジン9が発生することができるトルクである。第2サンギヤ29Cは、第1バリエータ33に繋がる部材、即ち、第1連結部材30に接続されているため、第2サンギヤ29Cのトルク T_{s2} は、第1バリエータ33が発生することができるトルクである。キャリア29Aは、アイドラ要素28に繋がる部材、即ち、第3連結部材32に接続されているため、キャリア29Aのトルク T_c は、アイドラギヤ28Bから受けるトルク反力である。

[0083] 次に、第1サンギヤ29Bのトルク T_{s1} 、第2サンギヤ29Cのトルク T_{s2} およびキャリア29Aのトルク T_c の関係性を説明する。まず、第1サンギヤ29Bと第2サンギヤ29Cは、プラネットギヤ29Dとバランスギヤ29Eとを介して噛み合っている。また、バランスギヤ29Eとプラネットギヤ29Dは、キャリア29Aによって自転方向に自由に回転し、かつ、キャリア29Aの中心軸Sに対して公転方向に拘束されている。これらから、作用反作用の関係を求めると、下記の数5式、数6式、数7式が成立する。

[0084] [数5]

$$T_{s1} = \frac{r_{s1} \times r_{p2}}{r_{s1} \times r_{p2} + r_{s2} \times r_{p1}} \times T_c$$

[0085] [数6]

$$T_{s2} = \frac{r_{s2} \times r_{p1}}{r_{s1} \times r_{p2} + r_{s2} \times r_{p1}} \times T_c$$

[0086] [数7]

$$T_c = T_{s1} + T_{s2}$$

[0087] これらの式より、第1サンギヤ29Bのトルク T_{s1} 、第2サンギヤ29

Cのトルク T_{s2} およびキャリア29Aのトルク T_c は、ギヤ部29D2の噛み合い半径 r_{p2} 、第2サンギヤ29Cの噛み合い半径 r_{s2} 、ギヤ部29D1の噛み合い半径 r_{p1} および第1サンギヤ29Bの噛み合い半径 r_{s1} から計算することができる。ギヤ部29D2の噛み合い半径 r_{p2} 、第2サンギヤ29Cの噛み合い半径 r_{s2} 、ギヤ部29D1の噛み合い半径 r_{p1} 、第1サンギヤ29Bの噛み合い半径 r_{s1} は、それぞれの歯車の噛み合い半径で決まるため、遊星式無段変速機構24が動力伝達している間に変更できない。このため、第1サンギヤ29Bのトルク T_{s1} 、第2サンギヤ29Cのトルク T_{s2} およびキャリア29Aのトルク T_c の比率は、遊星式無段変速機構24が動力伝達している間は不変である。

[0088] コントローラ25は、この法則に基づいて、第1バリエータ33を制御する信号を出力し、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30（例えば、第1サンギヤ29B）のトルクを制御する。即ち、コントローラ25は、第1バリエータ33を制御することにより第1連結部材30（例えば、第1サンギヤ29B）のトルクを制御する。これにより、コントローラ25は、エンジン9に繋がる第2連結部材31（例えば、キャリア29A）のトルクとアイドル要素28に繋がる第3連結部材32（例えば、第2サンギヤ29C）のトルクとを間接的に制御する。この結果、エンジン9に繋がる第2連結部材31（例えば、キャリア29A）とアイドル要素28に繋がる第3連結部材32（例えば、第2サンギヤ29C）との間で、伝達トルクを制御することができる。

[0089] 次に、第1サンギヤ29Bの自転速度、第2サンギヤ29Cの自転速度およびキャリア29Aの自転速度の関係性を説明する。まず、第1サンギヤ29Bと第2サンギヤ29Cは、プラネットギヤ29Dとバランスギヤ29Eとを介して噛み合っている。また、バランスギヤ29Eとプラネットギヤ29Dは、キャリア29Aによって自転方向に自由に回転し、かつ、キャリア29Aの中心軸Sに対して公転方向に拘束されている。これらから、回転速度の関係性を求めると、下記の数8式が成立する。なお、数8式中の「 K_a 」

は、数9式の通りである。なお、キャリア29Aの自転速度を「 V_c 」とし、第1サンギヤ29Bの自転速度を「 V_{s1} 」とし、第2サンギヤ29Cの自転速度を「 V_{s2} 」とする。

[0090] [数8]

$$V_{s2}/V_c = -K_a \{V_{s1}/V_c\} + (K_a + 1)$$

[0091] [数9]

$$K_a = \{r_{s1} \times r_{p2}\} / \{r_{s2} \times r_{p1}\}$$

[0092] 図7は、遊星歯車機構29の回転速度の関係を示している。図7中の速度関係線Y1は、数8式を線図で表している。キャリア29Aの自転速度が一定と仮定する。この場合、第2サンギヤ29Cの自転速度を高くすると、第1サンギヤ29Bの自転速度が低くなる。反対に、第2サンギヤ29Cの自転速度を低くすると、第1サンギヤ29Bの自転速度が高くなる。コントローラ25は、この法則に基づいて、第1バリエータ33を制御する信号を出力し、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30（例えば、第1サンギヤ29B）の回転速度を制御する。即ち、コントローラ25は、第1バリエータ33を制御することにより第1連結部材30（例えば、第1サンギヤ29B）の回転速度を制御する。これにより、コントローラ25は、エンジン9に繋がる第2連結部材31（例えば、キャリア29A）の回転速度とアイドラ要素28に繋がる第3連結部材32（例えば、第2サンギヤ29C）の回転速度とを間接的に制御する。この結果、エンジン9に繋がる第2連結部材31（例えば、キャリア29A）とアイドラ要素28に繋がる第3連結部材32（例えば、第2サンギヤ29C）との間で、変速比を制御することができる。

[0093] 前述したように、遊星歯車機構29は、第1サンギヤ29Bの中心軸Sとプラネットギヤ29Dの自転軸 S_p との間の距離と、第2サンギヤ29Cの中心軸Sとプラネットギヤ29Dの自転軸 S_p との間の距離とを一致させる必要がある。即ち、これらの距離を一致させることができればよく、例えば、第1サンギヤ29Bの噛み合い半径 r_{s1} とギヤ部29D1の噛み合い半

径 r_{p1} と第2サンギヤ29Cの噛み合い半径 r_{s2} とギヤ部29D2の噛み合い半径 r_{p2} を自由に設定することができる。従って、遊星歯車機構29は、トルク T_c , T_{s1} , T_{s2} の関係式（数5式、数6式、数7式）および自転速度 V_{s1} , V_{s2} , V_c の関係式（数8式、数9式）から、第1バリエータ33が吸収できるトルクと許容可能な最高回転速度とに応じて、第1サンギヤ29Bの噛み合い半径 r_{s1} とギヤ部29D1の噛み合い半径 r_{p1} と第2サンギヤ29Cの噛み合い半径 r_{s2} とギヤ部29D2の噛み合い半径 r_{p2} とを調整する。これにより、数9式の K_a の値を理想的な値に設定し、図7に示す速度関係線 Y_1 の傾きを理想的な値とすることにより、第1バリエータ33が吸収できるトルクと許容可能な最高回転速度との両方に、遊星歯車機構29のトルクと回転速度を合わせることが可能となる。この結果、小型で廉価な第1バリエータ33を用いることができ、かつ、遊星式無段変速機構24の伝達効率を向上できる。

[0094] なお、第1バリエータ33の大きさおよび価格は、第1バリエータ33が吸収できるトルクの大きさと比例する。このため、第1バリエータ33の吸収トルクは、小さい方が望ましい。第1の実施の形態（即ち、表4のNo1-A）で具体例を挙げて説明する。まず、数9式の K_a の値は、小さくすることが望ましい。さらに、遊星歯車機構29とアイドラ要素28との間の動力の伝達効率を検討する。この場合、第1連結部材30、第1バリエータ33、伝達要素35、第2バリエータ34、変速機39および第3クラッチ37を経由する動力伝達経路の伝達効率は、70～80%程度である。一方、第3連結部材32を経由する動力伝達経路の伝達効率は、99%程度である。このため、第1バリエータ33に分配されるトルクは小さい方が、遊星式無段変速機構24の伝達効率を向上できる。このため、数9式の K_a の値を小さくすることは遊星式無段変速機構24にとって好都合である。

[0095] 一方で、図7に示す速度関係線 Y_1 から、 K_a の値を小さくすると、「第2サンギヤの回転速度／キャリア回転速度（縦軸）」が小さいときの「第1サンギヤの回転速度／キャリアの回転速度（横軸）」が大きくなる。第2サ

ンギヤ29Cは、アイドル要素28、多段変速機構26を介して出力軸23に繋がっているため、「第2サンギヤの回転速度／キャリア回転速度」が小さいときは、動力源（エンジン9）が回転しており車速が低速である状態である。即ち、キャリア29Aの回転速度（動力源の回転速度）が一定のもとで、 K_a を小さくすると、車両が低速のときの第1バリエータ33の回転速度が上昇してしまう。一例として、具体的な例を挙げると、「第2サンギヤの回転速度／キャリア回転速度」が0の時、第2サンギヤ29Cは0回転である。第2サンギヤ29Cは、アイドル要素28、多段変速機構26を介して出力軸23に繋がっているため、第2サンギヤ29Cが 0min^{-1} の場合、車速は 0km/h である。つまり、遊星式無段変速機構24の変速比は無限大である。第1サンギヤ29Bの回転速度の制限は、 6000min^{-1} 程度であり、動力源（エンジン9）をディーゼルエンジンとすると、キャリア29Aの回転速度の制限は、 2000min^{-1} 程度であるため、「第1サンギヤの回転速度／キャリアの回転速度」は、3.0となる。数8式に、「第2サンギヤの回転速度／キャリア回転速度=0」、「第1サンギヤの回転速度／キャリアの回転速度=3」を代入すると、 $K_a=0.5$ となる。つまり、 $K_a=0.5$ 前後が K_a の下限値となる。以上のように、 K_a の値は、第1バリエータ33の許容可能な最高回転速度を越えない範囲で小さくすることが望ましい。そして、キャリアと2つのサンギヤとから構成される遊星歯車機構29は、第1サンギヤ29Bの噛み合い半径 r_{s1} とギヤ部29D1の噛み合い半径 r_{p1} と第2サンギヤ29Cの噛み合い半径 r_{s2} とギヤ部29D2の噛み合い半径 r_{p2} とを自由に設定できることから、 K_a の値を自由に決めることができる。このため、第1バリエータ33の許容可能な最高回転速度まで運転することができる。これにより、小型で廉価な第1バリエータ33を用いることができ、かつ、遊星式無段変速機構24の伝達効率を80～93%まで向上できる。

[0096] このため K_a の値は、第1バリエータ33の許容可能な最高回転速度を越えない範囲で大きくすることが望ましい。そして、上述のように K_a の値を

自由に決めることができるため、第1バリエータ33の許容可能な最高回転速度まで運転することができる。これにより、小型で廉価な第1バリエータ33を用いることができ、かつ、遊星式無段変速機構24の伝達効率を80～93%まで向上できる。

[0097] そして、上述のようにKaの値を自由に決めることができるため、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30の許容可能な最高回転速度まで運転することができる。これにより、第1バリエータ33の伝達トルクが小さくなり、小型で廉価な第1バリエータ33を用いることができる。

[0098] 図4に示す第1の実施の形態（表4のNo1-A）では、第1バリエータ33に繋がる端子（第1連結部材30、端子30ともいう）は、第1サンギヤ29Bに接続されている。前記数5式、数6式、数7式より、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させることで、第1サンギヤ29Bおよびキャリア29Aのトルクを上昇させ、第2サンギヤ29Cに接続されたアイドルギヤ28Bへ繋がる端子（第3連結部材32、端子32ともいう）のトルクを上昇させることができる。アイドルギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドルギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。一方、前記数8式、数9式の関係性を、図7に示す。キャリア29Aの回転速度を一定とした場合、第2サンギヤ29Cの自転速度が低いとき（即ち、車速が低いとき）は、第1サンギヤ29Bの自転速度（回転速度）が高くなる。車速が低いときは、第2バリエータ34の回転速度が小さいため、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させると、第2バリエータ34が受け止められる以上の動力を、第1バリエータ33は伝達要素35に送ってしまう。このため、車両の速度が所定以下の場合、伝達要素35上に設置された動力吸収装置38は、余剰な動力を吸収（処分または貯蔵）する。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0099] 図24に示す第4の変形例（表4のNo1-B）では、第1バリエータ33に繋

がる端子30は、キャリア29Aに接続されている。前記数5式、数6式、数7式より、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させることで、第1サンギヤ29Bおよび第2サンギヤ29Cのトルクを上昇させ、第2サンギヤ29Cに接続されたアイドラギヤ28Bへ繋がる端子32のトルクを上昇させることができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。一方、前記数8式を変形させると、下記の数10式が得られる。

[0100] [数10]

$$V_{s2} / V_{s1} = (K_a + 1) \{V_c / V_{s1}\} - K_a$$

[0101] また、数9式より、 $K_a > 0$ であるので、数10式の切片は、負となる。この関係を、図8に示す。第1サンギヤ29Bの回転速度を一定とした場合、キャリア29Aの自転速度と第2サンギヤ29Cの自転速度は、比例する。例えば、車両の車速が0である場合（第2サンギヤ29Cの自転速度が0である場合）、キャリア29Aは回転をしているため、第1バリエータ33が回転しているのに対して、第2バリエータ34の回転速度が0である。車両の車速が0のときに、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させると、第2バリエータ34が受け止められる以上の動力を、第1バリエータ33は伝達要素35に送ってしまう。このため、車両の速度が所定以下の場合、伝達要素35上に設置された動力吸収装置38は、余剰な動力を吸収（処分または貯蔵）する。これにより、変速装置21Dは、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0102] 図25に示す第5の変形例（表4のNo1-C）では、第1バリエータ33に繋がる端子30は、第2サンギヤ29Cに接続されている。前記数5式、数6式、数7式より、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させることで、第2サンギヤ29Cおよびキャリア29Aのトルクを上昇させ、キャリア29Aに接続されたアイドラギヤ28Bへ繋がる端子32のトルクを上昇させる

ことができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。一方、前記数8式を変形させると、下記の数11式が得られる。

[0103] [数11]

$$V_c / V_{s1} = \{1 / (K_a + 1)\} \{V_{s2} / V_{s1}\} + \{K_a / (K_a + 1)\}$$

[0104] また、数9式より、 $K_a > 0$ であるので、数11式の切片は、正となる。この関係を、図9に示す。第1サンギヤ29Bの回転速度を一定とした場合、キャリア29Aの回転速度が低いとき（即ち、車速が低いとき）は、キャリア29Aの回転速度と第2サンギヤ29Cの回転速度は、比例する。例えば、車両の車速が0である場合（キャリア29Aの回転速度が0である場合）、第2サンギヤ29Cは回転をしているため、第1バリエータ33が回転しているのに対して、第2バリエータ34の回転速度が0である。車両の車速が0のときに、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させると、第2バリエータ34が受け止められる以上の動力を、第1バリエータ33は伝達要素35に送ってしまう。このため、車両の速度が所定以下の場合、伝達要素35上に設置された動力吸収装置38は、余剰な動力を吸収（処分または貯蔵）する。これにより、変速装置21Eは、車速が0～5km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。このため、廉価で小さな出力トルクの小さい第2バリエータ34を用いても、牽引力が高く掘削性能が高いホイールローダ1を提供することができる。

[0105] 次に、図10に示すトルク線図を用いて、トルクブーストの効果をより詳しく説明する。以下、表4の「No1-A」～「No1-C」および後述する表6の「No2-A」～「No2-F」で共通している。図10中の横軸は、遊星式無段変速機構24の変速比であり、縦軸は、遊星歯車機構29に接続される回転要素のトルク（アイドラギヤ28Bのトルク）である。遊星式無段変速機構24の変速比 l_p は、アイドラギヤ28Bに繋がる端子32の回転速度を「 V_a 」と

し、動力源（エンジン 9）の回転速度を「 V_b 」とした場合、次の数 12 式となる。

[0106] [数12]

$$I_p = V_a / V_b$$

[0107] アイドラギヤ 28 B のトルク T_i は、第 2 バリエータ 34 のトルクを「 T_v 」とし、変速機 39 の変速比を「 I_a 」とし、アイドラギヤ 28 B に繋がる端子 32 のトルクを「 T_a 」とし、第 1 バリエータ 33 に繋がる端子 30 とアイドラギヤ 28 B に繋がる端子 32 との間の減速比を「 R_a 」とした場合、次の数 13 式となる。

[0108] [数13]

$$T_i = T_v \times I_a + T_a \times R_a$$

[0109] 「変速機 39 の変速比 I_a 」および「第 1 バリエータ 33 に繋がる端子 30 とアイドラギヤ 28 B に繋がる端子 32 との間の減速比 R_a 」は、歯車の噛合等による動力伝達における減速比である。前記数 5 式、数 6 式、数 7 式、および、表 4 の組み合わせにより、アイドラギヤ 28 B に繋がる端子 32 のトルク T_a は、第 1 バリエータ 33 に繋がる端子 30 のトルクと比例する。このため、第 1 バリエータ 33 に繋がる端子 30 のトルクを上昇させれば、アイドラギヤ 28 B に繋がる端子 32 のトルク T_a を上昇させることができる。しかし、第 1 バリエータ 33 と第 2 バリエータ 34 は、互いに動力を伝達し合う。このため、後述のトルクブースト制御を行わない場合、「一方が他方に送る動力」と「他方が一方から受け取る動力」は、同じである必要がある。第 2 バリエータ 34 の回転速度は、アイドラギヤ 28 B に繋がる端子 32 と第 1 バリエータ 33 に繋がる端子 30 との間の減速比で同期しており、変速比が低い場合は、第 2 バリエータ 34 の回転速度も低下する。このため、変速比が低い場合（0.5 未満の場合）に、第 1 バリエータ 33 が発生する動力として、第 2 バリエータ 34 が受け止めきれぬ動力を供給するように制御すると、図 10 に特性線 101 で示すように、第 1 バリエータ 33 のトルクが低下する。特性線 101 は、トルクブーストを行わない場合の第

1 バリエータ 3 3 のトルクに対応する。

[0110] 第1バリエータ33のトルク（特性線101）が低下すると、前記数5式、数6式、数7式、および、表4の組み合わせにより、アイドルギヤ28Bに繋がる端子32のトルク（特性線104）も低下する。特性線104は、トルクブーストを行わない場合のアイドルギヤ28Bに繋がる端子32のトルクに対応する。アイドルギヤ28Bに繋がる端子32のトルク（特性線104）が低下すると、前記数13式より、アイドルギヤ28Bのトルク（特性線105）も低下する。特性線105は、トルクブーストを行わない場合のアイドルギヤ28Bのトルクに対応する。以上の作用により、変速比が低い場合（0.5未満の場合）は、アイドルギヤ28Bのトルクが低下する。アイドルギヤ28Bに繋がる端子32は、アイドルギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクが低下してしまう。これにより、トルクブーストを行わない場合、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクが低下し、ホイールローダ1の牽引力、掘削能力が低下する。

[0111] これに対して、トルクブースト制御を行う場合は、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間に動力吸収装置38が設けられているため、「一方が他方に送る動力」と「他方が一方から受け取る動力」とが同じである必要性がない。第2バリエータ34の回転速度は、アイドルギヤ28Bに繋がる端子32と第1バリエータ33に繋がる端子30との間の減速比で同期しており、変速比が低い場合は、第2バリエータ34の回転速度も低下する。変速比が低い場合（0.5未満の場合）に、第1バリエータ33が発生する動力として、第2バリエータ34が受け止めきれない以上の動力を供給しても、動力吸収装置38が設けられているため、図10中に特性線103で示すように、第1バリエータ33のトルクの低下を抑制できる。特性線103は、トルクブースト時の第1バリエータ33のトルクに対応する。

[0112] 第1バリエータ33のトルク（特性線103）の低下を抑制できるので、前記数5式、数6式、数7式、および、表4の組み合わせにより、アイドル

ギヤ28Bに繋がる端子32のトルク（特性線106）の低下も抑制できる。特性線106は、トルクブースト時のアイドルギヤ28Bに繋がる端子32のトルクに対応する。アイドルギヤ28Bに繋がる端子32のトルク（特性線106）の低下を抑制できるので、前記数13式より、アイドルギヤ28Bのトルク（特性線107）の低下も抑制できる。特性線107は、トルクブースト時のアイドルギヤ28Bのトルクに対応する。以上の作用により、変速比が低い場合（0.5未満の場合）であっても、トルクブースト制御を行うことにより、アイドルギヤ28Bのトルクが低下することを抑制できる。アイドルギヤ28Bに繋がる端子32は、アイドルギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクが低下することを抑制できる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときであっても、ホイールローダ1の牽引力の低下を抑制でき、掘削能力を向上できる。

[0113] なお、図10では、変速比0.5以上では、第1バリエータ33のトルクは、一定値としている。これは、第1バリエータ33のトルク制限、または、動力源（エンジン9）から供給されるトルクの制限によって一定値となっているためである。動力源が供給可能なトルクは、動力源の回転速度および荷役作業機7を動かすための負荷によって変化するので、第1バリエータ33のトルクは、必ずしも一定である必要はない。

[0114] また、トルクブースト制御が介入する変速比は、第1バリエータ33が発生する動力を第2バリエータ34が受け止めきれない場合であり、第1バリエータ33および第1バリエータ33のトルク容量、遊星歯車機構29の歯車の速比、第1バリエータ33に繋がる端子30とアイドルギヤ28Bに繋がる端子32との間の減速比、変速機39の変速比によって変化する。即ち、変速比は、0.5であるとは限らず、0.1～2.0の範囲となる。

[0115] 図4に示す第1の実施の形態（表4のNo1-A）では、第1バリエータ33のトルクを上昇させると、第1バリエータ33に繋がる端子30のトルクが上昇し、第1サンギヤ29Bのトルクが上昇する。第1サンギヤ29Bのトル

クに比例して、第2サンギヤ29C（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクと、キャリア29A（エンジン9に繋がる第2連結部材31、動力源に繋がる端子31ともいう）のトルクが上昇する。例えば、変速比0.5（車速2～5 km/hに相当）において、第1バリエータ33が第2バリエータ34に対して、第2バリエータ34が受け止められるだけの動力を考慮し動力吸収装置38を構成する。

[0116] 変速比0.5未満では、第1バリエータ33のトルクを所定以上に上昇させると、第2バリエータ34の出力トルクが最大値であるため、第1バリエータ33が出力した動力を、第2バリエータ34が全て受け止めることができない。このため、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間に動力吸収装置38を設け、第1バリエータ33のトルクを上昇させられるように動力吸収分を考慮し動力吸収装置38の容量や仕様を設定することで、第2サンギヤ29C（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクを上昇させることができるようになる。これにより、前記数13式より、変速比0.5未満（車速2～5 km/hに相当）におけるアイドラギヤ28Bのトルクを上昇することができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力を上昇することができる。

[0117] 図24に示す第4の変形例（表4のNo1-B）では、第1バリエータ33のトルクを上昇させると、第1バリエータ33に繋がる端子30のトルクが上昇し、キャリア29Aのトルクが上昇する。キャリア29Aのトルクに比例して、第2サンギヤ29C（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクと、第1サンギヤ29B（エンジン9に繋がる端子31）のトルクが上昇する。例えば、変速比0.5（車速2～5 km/hに相当）において、第1バリエータ33と第2バリエータ34のいずれか一方のトルクが、吸収可能または出力可能な最大値に基づいて動力吸収装置38を構成する。

- [0118] 変速比0.5未満では、第1バリエータ33または第2バリエータ34のトルクが最大値であるため、これ以上に第1バリエータ33のトルクを高くすることができない。このため、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間に動力吸収装置38を設け、第1バリエータ33のトルクを高くさせられるようにすることで、第2サンギヤ29C（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクを上昇させることができる。これにより、前記数13式より、変速比0.5未満（車速2～5 km/hに相当）におけるアイドラギヤ28Bのトルクを上昇することができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。
- [0119] 図25に示す第5の変形例（表4のNo1-C）では、第1バリエータ33のトルクを上昇させると、第1バリエータ33に繋がる端子30のトルクが上昇し、第2サンギヤ29Cのトルクが上昇する。第2サンギヤ29Cのトルクに比例して、キャリア29A（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクと、第1サンギヤ29B（エンジン9に繋がる端子31）のトルクが上昇する。例えば、変速比0.5（車速2～5 km/hに相当）において、第1バリエータ33が第2バリエータ34に対して、第2バリエータ34が受け止められるだけの動力を考慮し動力吸収装置38を構成する。
- [0120] 変速比0.5未満では、第1バリエータ33のトルクを所定以上に上昇させると、第2バリエータ34の出力トルクが最大値であるため、第1バリエータ33が送った動力を、第2バリエータ34が全て受け止めることができない。このため、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間の動力吸収装置38により、第1バリエータ33のトルクを上昇させることで、キャリア29A（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクを上昇させることができる。これにより、前記数13式より、変速比0.5未満（車速2～5 km/hに相当）におけるアイドラギヤ28Bのトルクを上昇することができ

きる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0121] 次に、動力貯蔵源（動力貯蔵装置）および／または動力処分装置となる動力吸収装置38について説明する。以下、表4の「No1-A」、「No1-B」、「No1-C」、後述する表6の「No2-A」、「No2-B」、「No2-C」、「No2-D」、「No2-E」、「No2-F」で共通する。即ち、動力吸収装置38の構成については、後述する第2の実施の形態、各変形例の場合も同様である。

[0122] 第1バリエータ33および第2バリエータ34が電動モータ・ジェネレータ（電動モータ、電動ジェネレータ）である場合、動力吸収装置38は、蓄電装置と電力制御装置とにより構成できる。図11は、その概要を示している。第1バリエータ33と第2バリエータ34は、電気配線となる伝達要素35により接続されている。第1バリエータ33と第2バリエータ34との間には、動力吸収装置38が設けられている。動力吸収装置38は、電力制御装置38Aおよび蓄電装置38Bを備えている。電力制御装置38Aは、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間で電力を双方向に伝達する。第1バリエータ33から電力制御装置38Aに送られた電力が、第2バリエータ34が吸収可能な電力より大きい場合、電力制御装置38Aは、電力の一部を蓄電装置38Bに供給する。なお、動力吸収装置38は、蓄電装置38Bに代えて抵抗装置（電気抵抗）を備える構成、または、蓄電装置38Bと抵抗装置（電気抵抗）との両方を備える構成としてもよい。

[0123] 第1バリエータ33および第2バリエータ34が油圧ポンプ・モータ（油圧ポンプ、油圧モータ）である場合、動力吸収装置38は、リリーフバルブまたはアキュムレータにより構成できる。図12は、動力吸収装置38をリリーフバルブ38C、38Dにより構成した場合を示している。第1バリエータ33と第2バリエータ34は、伝達要素35となる一对の主管路35

A, 35 Bにより接続されている。一对のリリーフバルブ38 C, 38 Dは、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間を接続する一对の主管路35 A, 35 Bを接続する位置に設けられている。即ち、一方の主管路35 Aと他方の主管路35 Bとの間は、接続管路35 Cにより接続されており、リリーフバルブ38 C, 38 Dは、接続管路35 Cに逆止弁35 D, 35 Eと共に設けられている。リリーフバルブ38 C, 38 Dと逆止弁35 D, 35 Eは、主管路35 A, 35 B間で双方向にリリーフが可能となるように、互いに対向して2つ設けられている。一方の主管路35 A側のリリーフバルブ38 Cがリリーフすると、対向する逆止弁35 Eを通り、反対側となる他方の主管路35 Bに作動油が流れる。リリーフバルブ38 C, 38 Dのリリーフ圧は、固定またはコントローラ25からの信号により変更が可能である。リリーフバルブ38 C, 38 Dのリリーフ開始圧が変更可能な構成の場合の効果について説明をする。

[0124] 先ず、図13は、リリーフバルブ38 C, 38 Dのリリーフ開始圧を固定とした場合における、高圧側の主管路35 Aの圧力（特性線111）と、リリーフバルブ38 Cのリリーフ開始圧（特性線112）と、第1バリエータ33、第2バリエータ34または主管路35 A, 35 Bの耐圧（特性線113）の関係を示している。また、図13中、特性線114は、第1バリエータ33（油圧ポンプ・モータ）の理論吐出容積に対応し、特性線115は、第2バリエータ34（油圧ポンプ・モータ）の理論吐出容積に対応する。コントローラ25は、第1バリエータ33の吐出容積を上昇させ、第1バリエータ33によって第2バリエータ34が受け止められる以上の流量を供給すると、一方の主管路35 Aがリリーフ開始圧力以上に上昇し、リリーフバルブ38 Cが動作する。これにより、他方の主管路35 Bに作動油が流れる。このとき、一方の主管路35 Aの圧力は、リリーフ開始圧力以上に一時的に上昇（サージ）してしまう。これは、リリーフバルブ38 Cの動作応答に所定の時間がかかるためである。第1バリエータ33、第2バリエータ34または主管路35 A, 35 Bの耐圧には上限があるため、リリーフバルブ38 C

、38Dのリリーフ開始圧は、サージを見込んで低めに設定する必要がある。このため、耐圧上限の80%~85%程度にリリーフバルブ38C、38Dのリリーフ開始圧を設定する必要がある、第2バリエータ34の最大出力トルクが低下する可能性がある。

[0125] そこで、実施形態では、リリーフバルブ38C、38Dのリリーフ開始圧を変更可能に構成している。図14は、リリーフバルブ38C、38Dのリリーフ開始圧が変更可能な場合における、高圧側の主管路35Aの圧力（特性線116）と、リリーフバルブ38C、38Dのリリーフ開始圧（特性線117）と、第1バリエータ33、第2バリエータ34または主管路35A、35Bの耐圧（特性線113）の関係を示している。コントローラ25は、リリーフバルブ38C、38Dが動作する前に、リリーフバルブ38C、38Dのリリーフ開始圧力を、耐圧の80%~85%程度に設定しておく。このリリーフ開始圧力を、第1リリーフ開始圧力とする。その後、第1バリエータ33の吐出容積を上昇させ、第1バリエータ33によって第2バリエータ34が受け止められる以上の流量を供給すると、一方の主管路35Aが第1リリーフ開始圧力以上に上昇し、リリーフバルブ38Cが動作することで、他方の主管路35Bに作動油が流れる。このとき、一方の主管路35Aの圧力は、第1リリーフ開始圧力以上に一時的に上昇（サージ）するが、リリーフバルブ38Cの第1リリーフ開始圧力は耐圧上限の80%~85%程度に低く抑えられているため、耐圧を超えることがないように制御することができる。

[0126] コントローラ25は、リリーフバルブ38Cのリリーフ開始後に、リリーフバルブ38Cの設定圧が高くなるように、リリーフバルブ38Cにリリーフ開始圧力を上昇させる信号を送る。このリリーフ開始圧力を、第2リリーフ開始圧力とする。コントローラ25は、リリーフバルブ38Cのリリーフ開始を、主管路35A、35Bの液圧（圧力）を検出する圧力検出器35F、35G（以下、圧力センサ35F、35Gという）の値（検出値）、または、第1バリエータ33と第2バリエータ34の理論吐出容積と回転速度と

の関係から検出する。即ち、コントローラ 25 は、掘削等による負荷が上昇し（変速装置 21 の出力トルクが上昇し）、主管路 35 A の圧力が上昇することにより、リリーフバルブ 38 C がリリーフ動作を開始したことを、圧力センサ 35 F の検出値等から検出する。

[0127] また、コントローラ 25 は、掘削等による負荷が低下し（変速装置 21 の出力トルクが低下し）、主管路 35 A の圧力が低下することにより、リリーフバルブ 38 C のリリーフが停止したことを、圧力センサ 35 F の検出値等から検出する。コントローラ 25 は、リリーフバルブ 38 C のリリーフ動作終了を検出した後は、リリーフバルブ 38 C のリリーフ設定圧を第 2 リリーフ開始圧力から直ちに低下させる。これにより、変速装置 21 の出力トルクが変動した場合であっても、耐圧の範囲内で変速装置 21 の出力トルクの最大値を高めることができる。以上の制御により、第 2 バリエータ 34 を耐圧の限界内で使用することが可能となり、第 2 バリエータ 34 の出力トルクを上昇させることで、ホイールローダ 1 の牽引力を上昇させることができる。

[0128] 次に、図 15 は、動力吸収装置 38 をアキュムレータ 38 E, 38 F により構成した場合を示している。動力吸収装置 38 は、2 つアキュムレータ 38 E, 38 F、即ち、高圧側アキュムレータ 38 E と、低圧側アキュムレータ 38 F とを備えている。各アキュムレータ 38 E, 38 F と各主管路 35 A, 35 B との間には、それぞれの主管路 35 A, 35 B との間で接続（連通）と遮断（切断）とを切替える蓄圧用の切換弁 38 G, 38 H が設けられている。高圧側アキュムレータ 38 E は、動力を吸収する側のアキュムレータである。高圧側アキュムレータ 38 E は、動力を貯蔵し、かつ、貯蔵した動力を放出する。高圧側アキュムレータ 38 E の蓄圧開始圧力は、例えば、25 MPa から 45 MPa の範囲である。

[0129] 低圧側アキュムレータ 38 F は、高圧側アキュムレータ 38 E に出し入れを行う作動液のリザーバの役割をもっている。低圧側アキュムレータ 38 F の蓄圧開始圧力は、例えば、2.0 MPa から 3.0 MPa の範囲である。高圧側アキュムレータ 38 E に蓄圧をする際は、低圧側アキュム

レータ 38F より主管路 35A (35B) に作動油が供給されるので、第 1 バリエータ 33 を通過する作動油の流量は、第 2 バリエータ 34 を通過する作動油に比べて小さくなる。

[0130] 図 15 において、一对の主管路 35A, 35B のうち、一方 (図 15 で上方) の主管路 35A の動力を貯蔵する際は、一方 (図 15 で上方) の切換弁 38G のスプールを左側に動かし、高圧側アキュムレータ 38E と一方の主管路 35A とを連通させる。これにより、一方の主管路 35A から高圧側アキュムレータ 38E に作動油が流れる。その間、他方 (図 15 で下方) の切換弁 38H は、スプールが左側に動くことにより、低圧側アキュムレータ 38F と他方 (図 15 で下方) の主管路 35B とが連通する。これにより、一方の切換弁 38G を介して一方の主管路 35A から高圧側アキュムレータ 38E に作動油が流れ、低圧側アキュムレータ 38F からは他方の切換弁 38H を介して、他方の主管路 35B に作動油が供給される。

[0131] 高圧側アキュムレータ 38E が蓄圧した圧力を一方の主管路 35A に放出する場合は、一方の切換弁 38G のスプールを左側に動かし、高圧側アキュムレータ 38E と一方の主管路 35A とを連通させる。これにより、高圧側アキュムレータ 38E から一方の主管路 35A に作動油が流れる。その間、他方の切換弁 38H は、スプールが左側に動くことにより、低圧側アキュムレータ 38F と他方の主管路 35B とを連通する。これにより、低圧側アキュムレータ 38F には、他方の切換弁 38H を介して、他方の主管路 35B より作動油が供給される。

[0132] 他方の主管路 35B の動力を貯蔵する際は、一方の切換弁 38G のスプールを右側に動かし、高圧側アキュムレータ 38E と他方の主管路 35B とを連通させる。これにより、他方の主管路 35B から高圧側アキュムレータ 38E に作動油が流れる。その間、他方の切換弁 38H は、スプールが右側に動くことにより、低圧側アキュムレータ 38F と一方の主管路 35A とが連通する。これにより、一方の切換弁 38G を介して他方の主管路 35B から高圧側アキュムレータ 38E に作動油が流れ、低圧側アキュムレ

ータ 38 F からは他方の切換弁 38 H を介して、一方の主管路 35 A に作動油が供給される。

[0133] 高圧側アキュムレータ 38 E が蓄圧した圧力を他方の主管路 35 B に放出する場合は、一方の切換弁 38 G のスプールを右側に動かし、高圧側アキュムレータ 38 E と他方の主管路 35 B とを連通させる。これにより、高圧側アキュムレータ 38 E から他方の主管路 35 B に作動油が流れる。その間、他方の切換弁 38 H は、スプールが右側に動くことにより、低圧側アキュムレータ 38 F と一方の主管路 35 A とを連通する。これにより、低圧側アキュムレータ 38 F には、他方の切換弁 38 H を介して、一方の主管路 35 A より作動油が供給される。これらの動作により、第 1 バリエータ 33 および第 2 バリエータ 34 の間において、動力の貯蔵と放出が可能となる。

[0134] 次に、遊星式無段変速機構 24 の内部ロックアップ動作について説明する。遊星式無段変速機構 24 は、動力伝達効率が 80~93% であり、無段階変速機としては伝達効率が高い。これに対して、例えば、一对の歯車同士の噛み合いによる歯車変速機の動力伝達効率は、99% 程度である。このため、遊星式無段変速機構 24 は、一对の歯車同士の噛み合いによる変速機よりも動力伝達効率が低い。この理由を、図 3 を参照しつつ説明する。

[0135] 即ち、遊星歯車機構 29 とアイドル要素 28 (アイドルギヤ 28 B) との間の動力の伝達効率を考える。ここで、第 1 連結部材 30、第 1 バリエータ 33、伝達要素 35、第 2 バリエータ 34、変速機 39 および第 3 クラッチ 37 を経由する動力伝達経路の伝達効率は、70~80% 程度である。これに対して、第 3 連結部材 32 を経由する動力伝達経路の伝達効率は、99% 程度である。このため、伝達効率を高めるためには、第 1 バリエータ 33 に繋がる第 1 連結部材 30 の回転を停止させ、第 1 バリエータ 33 と第 2 バリエータ 34 との間で動力伝達を行なわないようにすればよい。これにより、エンジン 9 から第 2 連結部材 31 を通じて遊星歯車機構 29 に供給された動力は、第 1 バリエータ 33 に繋がる第 1 連結部材 30 に分配されずに、アイ

ドラ要素 28 (アイドラギヤ 28 B) に繋がる第 3 連結部材 32 に全て伝達される。

[0136] 第 3 連結部材 32 とアイドラギヤ 28 B は、歯車同士の噛み合いで動力が伝達されるため、エンジン 9 から第 2 連結部材 31 を通じて遊星歯車機構 29 に供給された動力は、高い効率でアイドラギヤ 28 B に伝達できる。これにより、遊星式無段変速機構 24 の動力伝達効率が 97% 程度まで向上し、変速装置 21 の伝達効率を向上できる。この結果、ホイールローダ 1 を省燃費にできる。

[0137] 遊星式無段変速機構 24 が内部ロックアップ動作している場合、遊星式無段変速機構 24 は固定変速比となる。ここで内部ロックアップ変速比を I_n とすると、内部ロックアップ変速比 I_n は、次の数 14 式で表すことができる。なお、第 3 連結部材 32 の回転速度を「 V_{32} 」とし、第 2 連結部材 31 の回転速度を「 V_{31} 」とし、第 1 連結部材 30 の回転速度を「 V_{30} 」とする。

[0138] [数14]

$$I_n = \frac{V_{32}}{V_{31}}$$

[0139] 内部ロックアップ動作時においても、前述の数 8 式は成立する。このため、数 8 式に第 1 バリエータ 33 に繋がる第 1 連結部材 30 の回転速度を 0 として代入することにより、内部ロックアップ変速比 I_n を計算できる。例えば、第 1 の実施の形態 (表 4 の No1-A) では、数 8 式に、第 1 連結部材 30 に接続された第 1 サングヤ 29 B の自転速度 V_{s1} を 0 として代入する。即ち、内部ロックアップ変速比 I_n は、次の数 15 式となる。

[0140] [数15]

$$V_{s2} / V_c = K_a + 1$$

よって、

$$I_n = K_a + 1$$

[0141] 図 24 に示す第 4 の変形例 (表 4 の No1-B) では、数 8 式を変形すると共に、第 1 連結部材 30 に接続されたキャリア 29 A の自転速度 V_c を 0 として

代入する。即ち、内部ロックアップ変速比 I_n は、次の数 16 式となる。

[0142] [数16]

$$V_{s2} / V_{s1} = -K_a$$

よって、

$$I_n = -K_a$$

[0143] 図 25 に示す第 5 の変形例（表 4 の No1-C）では、数 8 式に、第 1 連結部材 30 に接続された第 2 サンギヤ 29C の自転速度 V_{s2} を 0 として代入する。即ち、内部ロックアップ変速比 I_n は、次の数 17 式となる。

[0144] [数17]

$$V_c / V_{s1} = K_a / (K_a + 1)$$

よって、

$$I_n = K_a / (K_a + 1)$$

[0145] このように、内部ロックアップ変速比 I_n は、遊星歯車機構 29 の歯車の組み合わせと、 K_a に依存する。遊星式無段変速機構 24 を内部ロックアップの状態とするためには、遊星歯車機構 29 に繋がる 3 つの連結部材 30, 31, 32 のうちの第 1 バリエータ 33 に繋がる第 1 連結部材 30 の回転を停止させればよい。第 1 バリエータ 33 および第 2 バリエータ 34 が油圧ポンプ・モータである場合、コントローラ 25 は、第 1 バリエータ 33 の油圧ポンプ・モータの容積を所定以上（好適には最大容積の 10% 以上）に保持し、第 2 バリエータ 34 の油圧ポンプ・モータの容積を 0 に制御する。

[0146] また、第 1 連結部材 30 の回転を停止させるために、例えば、図 19 に示す第 1 の変形例のように、第 1 バリエータ 33 と第 2 バリエータ 34 との間で動力伝達を行う伝達要素 35 にブロック機構 40 を設ける構成を採用してもよい。ブロック機構 40 は、コントローラ 25 によって制御されることにより、第 1 バリエータ 33 と第 2 バリエータ 34 との間の動力伝達を遮断する。

[0147] 例えば、伝達要素 35 の動力伝達が油圧によって行われる場合、ブロック機構 40 は、油圧バルブにより構成できる。コントローラ 25 は、ブロック機構 40 に信号を送り、第 1 バリエータ 33 と第 2 バリエータ 34 と間の油

の流れを遮断する。また、第1バリエータ33と第2バリエータ34間の動力伝達が電力で行われる場合、ブロック機構40は、インバータ・コンバータにより構成できる。この場合、インバータ・コンバータは、電力線間に擬似的な抵抗を与え、電力線間の電圧を上昇させる。また、ブロック機構40としては、マグネットコンタクタにより電力の流れを遮断する構成、抵抗器で電力線間に抵抗を与える構成を採用してもよい。いずれの場合も、コントローラ25は、ブロック機構40に動力の伝達と遮断の信号を送り、ブロック機構40を制御する。

[0148] また、内部ロックアップ状態は、第1バリエータ33の回転軸を非回転部に固定し、第1バリエータ33の回転を止めることにより実現してもよい。例えば、図20に示す第2の変形例および図21に示す第3の変形例のように、第1連結部材30を非回転部（例えば、変速装置21のケース）にブレーキ機構41で固定することにより、内部ロックアップ状態を実現してもよい。ブレーキ機構41は、摩擦結合または機械的な噛み合い結合により、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30を非回転部に固定する構成を採用できる。特に、第1バリエータ33が発電機である場合には、内部ロックアップの動作時であっても第1バリエータ33（発電機）に電流を流す必要がある。このため、動力損出の観点からは、第1連結部材30を非回転部にブレーキ機構41で固定することが望ましい。即ち、第1バリエータ33が発電機である場合には、動力損出の観点から、第1連結部材30を非回転部にブレーキ機構41で固定することが望ましい。これにより、内部ロックアップ時の遊星式無段変速機構24の動力伝達を向上でき、ホイールローダ1を省燃費にできる。

[0149] なお、図19ないし図21に示す第1ないし第3の変形例の変速装置21A、21B、21Cは、遊星式無段変速機構24の内部ロックアップ動作を行うことができるが、外部ロックアップ機構（直結機構27）を備えていない。このような変速装置21A、21B、21Cの場合、発進時および掘削時は、遊星式無段変速機構24を無段階変速させて動力伝達を行い、運搬時

および回送時は、遊星式無段変速機構 24 を内部ロックアップさせて動力伝達を行う。これにより、無段階変速が必要な発進時および掘削時(車速 0 ~ 7 km/h)は、遊星式無段変速機構 24 による無段階変動で動力伝達効率を高めることができる。一方、無段階変速が不要な運搬時および回送時(車速 7 km/h 以上)は、遊星式無段変速機構 24 を内部ロックアップ動作させ、無段階変速よりもさらに伝達効率を高めることができる。これにより、ホイールローダ 1 を省燃費にできる。

[0150] 次に、外部ロックアップ機構である直結機構 27 について、図 3 を参照しつつ説明する。直結機構 27 は、エンジン 9 から供給された動力を、遊星式無段変速機構 24 を介さずに歯車同士の噛み合いによりアイドルギヤ 28 B に伝達する。直結機構 27 の動力伝達効率は、99%程度であるため、変速装置 21 の伝達効率が向上し、ホイールローダ 1 を省燃費にできる。直結機構 27 は、入力軸 22 に設けられたインプットギヤ 27 A と、インプットギヤ 27 A と噛合するロックアップギヤ 27 B と、第 1 クラッチ 27 C とを備えている。ロックアップギヤ 27 B が設けられた回転軸 27 B 1 は、第 1 クラッチ 27 C を介してアイドル要素 28 のアイドル軸 28 A と接続される。第 1 クラッチ 27 C は、例えば、摩擦接合によるクラッチ(摩擦板)、ドグクラッチまたはシンクロメッシュ付ドグクラッチにより構成されている。第 1 クラッチ 27 C は、ロックアップギヤ 27 B とアイドルギヤ 28 B との間の機械的な結合(接続)と解放とを行うものである。第 2 クラッチ 36 を解放し、第 1 クラッチ 27 C を結合することにより、入力軸 22 から入力された動力は、インプットギヤ 27 A、ロックアップギヤ 27 B、第 1 クラッチ 27 C を経由し、アイドルギヤ 28 B に伝達される。これにより、エンジン 9 から供給された動力は、遊星式無段変速機構 24 を経由せずに、外部ロックアップ機構である直結機構 27 を経由してアイドルギヤ 28 B に伝達できる。

[0151] 遊星式無段変速機構 24 は、図 7 に示す速度関係線 Y1 の遊星歯車機構 29 の特性により、動力源(エンジン 9)に繋がる第 2 連結部材 31 に対して

アイドラギヤ28Bに繋がる第3連結部材32を増速できる。遊星式無段変速機構24の増速の範囲を有効に使うために、直結機構27を経由する動力伝達は、増速した方が好ましい。ここで、遊星歯車機構29に繋がる3つの連結部材30, 31, 32のうち、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30とアイドラギヤ28Bに繋がる第3連結部材32との回転速度が同じとき、エンジン9に繋がる第2連結部材31とアイドラギヤ28Bに繋がる第3連結部材32との回転速度が同じになる。

[0152] このときのアイドラギヤ28Bの回転速度は、次の数18式となる。なお、アイドラギヤ28Bの回転速度を「V28B」とし、エンジン9に繋がる第2連結部材31の回転速度を「V31」とし、アイドラギヤ28Bに繋がる第3連結部材32の歯数を「N32」とし、アイドラギヤ28Bの歯数を「N28B」とする。

[0153] [数18]

$$V_{28B} = V_{31} \times (N_{32} / N_{28B})$$

[0154] ここで、同期回転速度比I_dを次の数19式のように定義する。なお、第3連結部材32の歯数を「N32」とし、アイドラギヤ28Bの歯数を「N28B」とする。

[0155] [数19]

$$I_d = N_{32} / N_{28B}$$

[0156] また、外部ロックアップ回転速度比I_rを次の数20式のように定義する。なお、インプットギヤ27Aの歯数を「N27A」とし、ロックアップギヤ27Bの歯数を「N27B」とする。

[0157] [数20]

$$I_r = N_{27A} / N_{27B}$$

[0158] この場合、外部ロックアップ回転速度比I_rを、同期回転速度比I_dより大きくすることにより、遊星式無段変速機構24の増速範囲を有効に使うことができる。例えば、外部ロックアップを備えるが内部ロックアップ動作を行わない変速装置21の場合は、次のように動力伝達を行う。即ち、無段階

変速が必要な発進時および掘削時(車速0~7 km/h)は、遊星式無段変速機構24を経由して動力伝達を行う。無段階変速が必要ない運搬時および回送時(車速7 km/h以上)は、外部ロックアップ機構(直結機構27)を経由して動力伝達を行う。

[0159] 一方、外部ロックアップ機構(直結機構27)を備え、かつ、内部ロックアップ動作を行う変速装置21の場合は、外部ロックアップ回転速度比 I_r が下記の数21式の関係を満たすことが好ましい。

[0160] [数21]

$$I_r > I_n \times I_d$$

[0161] これにより、無段階変速が必要な発進時および掘削時(車速0~7 km/h)は、遊星式無段変速機構24を経由して無段階変速をさせながら動力伝達を行う。無段階変速が必要ない運搬時および回送時(車速7 km/h以上)は、遊星式無段変速機構24を経由して内部ロックアップを動作させながら動力伝達を行う。無段階変速が必要ない運搬時および回送時(車速10 km/h以上)は、外部ロックアップ機構(直結機構27)を経由して動力伝達を行う。これにより、変速装置21は、掘削、発進、運搬、回送の全ての動作時に、最も動力伝達効率の高い動力伝達経路を選択することができる。この結果、ホイールローダ1を省燃費にできる。

[0162] 次に、多段変速機構26について説明する。多段変速機構26は、歯車の噛み合い、クラッチの切換え、および、ブレーキの切換えにより変速する変速機構である。多段変速機構26は、例えば、遊星変速機、カウンターシャフト型変速機、マニュアルトランスミッション、オートメーティッドマニュアルトランスミッション、デュアルクラッチトランスミッション等に相当する。第1の実施形態では、多段変速機構26は、前進4段変速、後進1段変速のデュアルクラッチトランスミッションにより構成されている。これに対して、図19に示す第1の変形例、図20に示す第2の変形例、図21に示す第3変形例では、多段変速機構26Aは、前進5段変速、後進2段変速のデュアルクラッチトランスミッションにより構成されている。なお、多段変

速機構 26, 26A は、これらの構成に限定されず、例えば、前進は 1 段変速から 16 段変速まで想定でき、後進は 1 段変速から 8 段変速まで想定できる。

[0163] デュアルクラッチトランスミッションである多段変速機構 26 について、図 16 を参照しつつ説明する。多段変速機構 26 は、奇数軸 51 と、偶数軸 52 と、出力軸 53 と、カウンタギヤ 54 とを備えている。多段変速機構 26 の出力軸 53 は、変速装置 21 の出力軸 23 にも対応する。奇数軸 51 は、奇数段ギヤ 55 と、前進 1 速ギヤ 56 と、前進 3 速ギヤ 57 と、第 1 出力クラッチとしての第 4 クラッチ 58 と、第 6 クラッチ 59 と、第 8 クラッチ 60 と、奇数段シャフト 61 とを含んで構成されている。偶数軸 52 は、偶数段ギヤ 62 と、前進 2 速ギヤ 63 と、前進 4 速ギヤ 64 と、後進 1 速ギヤ 65 と、第 2 出力クラッチとしての第 5 クラッチ 66 と、第 7 クラッチ 67 と、第 10 クラッチ 68 と、第 9 クラッチ 69 と、偶数段シャフト 70 とを含んで構成されている。

[0164] カウンタギヤ 54 は、出力軸 53 の回転方向を逆転させるためのギヤである。出力軸 53 は、前進 1 速出力ギヤ 71 と、前進 2 速出力ギヤ 72 と、前進 3 速出力ギヤ 73 と、前進 4 速出力ギヤ 74 と、後進 1 速出力ギヤ 75 とを含んで構成されている。偶数段ギヤ 62 および奇数段ギヤ 55 は、アイドルギヤ 28B と常時噛合しており、アイドルギヤ 28B と共に回転する。また、前進 1 速ギヤ 56 と前進 1 速出力ギヤ 71、前進 2 速ギヤ 63 と前進 2 速出力ギヤ 72、前進 3 速ギヤ 57 と前進 3 速出力ギヤ 73、前進 4 速ギヤ 64 と前進 4 速出力ギヤ 74 は、それぞれ常時噛合している。また、後進 1 速ギヤ 65 とカウンタギヤ 54 と後進 1 速出力ギヤ 75 も、常時噛合している。第 4 クラッチ 58 は、奇数段ギヤ 55 と奇数段シャフト 61 との結合（締結）と解放とを行う。第 4 クラッチ 58 により、奇数段ギヤ 55 と奇数段シャフト 61 とが結合されることで、アイドルギヤ 28B と奇数段シャフト 61 との間で動力伝達が可能となる。第 5 クラッチ 66 は、偶数段ギヤ 62 と偶数段シャフト 70 との結合（締結）と解放とを行う。第 5 クラッチ 66

により、偶数段ギヤ62と偶数段シャフト70とが結合されることで、アイドラギヤ28Bと偶数段シャフト70との間で動力伝達が可能となる。

[0165] 第6クラッチ59は、前進1速ギヤ56と奇数段シャフト61との結合（締結）と解放とを行う。第6クラッチ59により、前進1速ギヤ56と奇数段シャフト61とが結合されることで、出力軸53と奇数段シャフト61との間で動力伝達が可能となる。第8クラッチ60により、前進3速ギヤ57と奇数段シャフト61とが結合されることで、出力軸53と奇数段シャフト61との間で動力伝達が可能となる。第7クラッチ67により、前進2速ギヤ63と偶数段シャフト70とが結合されることで、出力軸53と偶数段シャフト70との間で動力伝達が可能となる。第10クラッチ68により、前進4速ギヤ64と偶数段シャフト70とが結合されることで、出力軸53と偶数段シャフト70との間で動力伝達が可能となる。第9クラッチ69により、後進1速ギヤ65と偶数段シャフト70とが結合されることで、出力軸53と偶数段シャフト70との間で動力伝達が可能となる。なお、第6クラッチ59、第7クラッチ67、第8クラッチ60、第9クラッチ69、第10クラッチ68は、ドグクラッチまたはシンクロメッシュ付ドグクラッチにより構成されている。

[0166] 次に、多段変速機構26の動作を説明する。アイドラギヤ28Bに入力された動力を前進1速で出力軸53に伝達するためには、第4クラッチ58を結合し、第5クラッチ66を解放し、第6クラッチ59を結合し、第8クラッチ60を解放する。この状態で、第7クラッチ67と第10クラッチ68と第9クラッチ69とのうちのいずれか2つ以上のクラッチを解放する。前進1速は、後述の表5のNo1からNo4に相当する。

[0167] 前進2速で出力軸53に動力伝達するためには、第5クラッチ66および第7クラッチ67を結合し、第4クラッチ58、第10クラッチ68および第9クラッチ69を解放する。この状態で、第6クラッチ59と第8クラッチ60とのうちのいずれか一方または両方を解放する。前進2速は、後述の表5のNo9からNo11に相当する。

- [0168] 前進3速で出力軸53に動力伝達するためには、第4クラッチ58および第8クラッチ60を結合し、第5クラッチ66および第6クラッチ59を解放する。この状態で、第7クラッチ67と第10クラッチ68と第9クラッチ69とのうちのいずれか2つ以上を解放する。前進3速は、後述の表5のNo5からNo8に相当する。
- [0169] 前進4速で出力軸53に動力伝達するためには、第5クラッチ66および第10クラッチ68を結合し、第4クラッチ58、第7クラッチ67および第9クラッチ69を解放する。この状態で、第6クラッチ59と第8クラッチ60とのうちのいずれか一方または両方を解放する。前進4速は、後述の表5のNo12からNo14に相当する。
- [0170] 後進1速で出力軸53に動力伝達するためには、第5クラッチ66および第9クラッチ69を結合し、第4クラッチ58、第7クラッチ67および第10クラッチ68を解放する。この状態で、第6クラッチ59と第8クラッチ60とのうちのいずれか一方または両方を解放する。後進1速は、後述の表5のNo15からNo17に相当する。
- [0171] アイドラギヤ28Bから奇数軸51を通じで出力軸53に動力を伝達しているときは、第7クラッチ67、第10クラッチ68および第9クラッチ69の結合と解放との切換えを行うことができる。これにより、前進2速ギヤ63、前進4速ギヤ64または後進1速ギヤ65のいずれかを、偶数段シャフト70に予め結合しておくことができる。同様に、イドラギヤ28Bから偶数軸52を通じて出力軸53に動力を伝達しているときは、第6クラッチ59および第8クラッチ60の結合と解放との切換えを行うことができる。これにより、前進1速ギヤ56または前進3速ギヤ57のいずれかを、奇数段シャフト61と予め結合しておくことができる。
- [0172] アイドラギヤ28Bから出力軸53への動力伝達は、第4クラッチ58を結合して第5クラッチ66を解放している状態から第4クラッチ58を解放して第5クラッチ66を結合することにより、奇数段シャフト61経由から偶数段シャフト70経由に切換えることができる。同様に、イドラギヤ2

8 Bから出力軸5 3への動力伝達は、第4クラッチ5 8を解放して第5クラッチ6 6を結合している状態から第4クラッチ5 8を結合して第5クラッチ6 6を解放することにより、偶数段シャフト7 0経由から奇数段シャフト6 1経由に切換えることができる。

[0173] ただし、第4クラッチ5 8と第5クラッチ6 6との結合の切換えは、必ずしも交互に行う必要はない。例えば、下記の表5中に示す、No1~4からNo5~8への切換え、No5~8からNo1~4への切換えがある。この場合、第4クラッチ5 8を解放した後に、第6クラッチ5 9と第8クラッチ6 0とを結合または解放する。その後、解放している第4クラッチ5 8を結合させる。また、No9~11からNo12~14への切換え、No12~14からNo9~11への切換え、No9~11からNo15~17への切換え、No15~17からNo9~11への切換え、No12~14からNo15~17への切換え、No15~17からNo12~14への切換えがある。この場合、第5クラッチ6 6を解放した後に、第7クラッチ6 7と第10クラッチ6 8と第9クラッチ6 9とを結合または解放する。その後、解放している第5クラッチ6 6を結合させる。

[0174]

[表5]

NO	状態名	第4 クラッチ	第5 クラッチ	第6 クラッチ	第7 クラッチ	第8 クラッチ	第10 クラッチ	第9 クラッチ
1	前進1速/前進2速準備	締結	解放	締結	締結	解放	解放	解放
2	前進1速/前進4速準備	締結	解放	締結	解放	解放	締結	解放
3	前進1速/後進1速準備	締結	解放	締結	解放	解放	解放	締結
4	前進1速/準備無し2	締結	解放	締結	解放	解放	解放	解放
5	前進3速/前進2速準備	締結	解放	解放	締結	締結	解放	解放
6	前進3速/前進4速準備	締結	解放	解放	解放	締結	締結	解放
7	前進3速/後進1速準備	締結	解放	解放	解放	締結	解放	締結
8	前進3速/準備無し2	締結	解放	解放	解放	締結	解放	解放
9	前進2速/前進1速準備	解放	締結	締結	締結	解放	解放	解放
10	前進2速/前進3速準備	解放	締結	解放	締結	締結	解放	解放
11	前進2速/準備無し	解放	締結	解放	締結	解放	解放	解放
12	前進4速/前進1速準備	解放	締結	締結	解放	解放	締結	解放
13	前進4速/前進3速準備	解放	締結	解放	解放	締結	締結	解放
14	前進4速/準備無し	解放	締結	解放	解放	解放	締結	解放
15	後進1速/前進3速準備	解放	締結	解放	解放	締結	解放	締結
16	後進1速/前進1速準備	解放	締結	締結	解放	解放	解放	締結
17	後進1速/準備無し	解放	締結	解放	解放	解放	解放	締結

[0175] なお、ホイールローダ1が砂利等のダンプ積み作業を主体としたVサイクルを行う場合、車両を前進させて砂利等の掘削を行い、その後、車両を後退させてダンプに向けて移動する。このとき、第1の実施の形態（即ち、表4のNo1-A）での具体例を挙げて説明する。遊星式無段変速機構24は、図7に示す遊星歯車機構29の速度関係線Y1の関係より、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30の回転速度を制御することで、アイドラギヤ28Bに繋がる第3連結部材32の回転方向を反転することができる。しかし、第1サンギヤ29Bの回転方向に対して第2サンギヤ29Cの回転方向を逆転させようとした場合（即ち、図7の右下の方向に制御する場合）、第1サンギヤ29Bの回転速度が高くなる。同様に、第2サンギヤ29Cの回転方向に対して第1サンギヤ29Bの回転方向を逆転させようとした場合（図7の左上の方向に制御する場合）、第2サンギヤ29Cの回転速度が高くなる。

[0176] このような場合、第1連結部材30に接続される第1バリエータ33は、最高回転速度の制限がより高いものを採用しなければならなくなる。このため、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30を高速に回転させ、アイドラギヤ28Bに繋がる第3連結部材32の回転方向を正転から逆転することは、最高回転速度の高い高価な第1バリエータ33を採用することになる。これにより、遊星式無段変速機構24の原価が増大する可能性がある。このため、ホイールローダ1が後進するときは、多段変速機構26を用い、出力軸53（出力軸23）の回転方向を前進方向から後進方向に逆転をさせることが望ましい。これにより、逆転時に接続される第1バリエータ33の回転速度を低下させることが可能となり、廉価な第1バリエータ33を用いることができる。なお、第1の実施の形態（即ち、表4のNo1-A）を例に挙げたが、第4の変形例（即ち、表4のNo1-B）、第5の変形例（即ち、表4のNo1-C）の場合は、同様に、多段変速機構26を用い、出力軸53の回転方向を切換えることで、前進方向と後進方向を切換えた方が、逆転時に接続される第1バリエータ33の回転速度を低下させることが可能となり、廉価な第1バリエータ33を用いることができる。

[0177] 以上のように、第1の実施の形態によれば、変速装置21は、動力源（エンジン9）に繋がる入力軸22（入力部材）と、負荷（フロントアクスル12、リヤアクスル13）に繋がる出力軸23（出力部材）と、入力軸22と出力軸23との間に設けられた遊星歯車機構29（遊星機構）と、遊星歯車機構29に接続された第1バリエータ33と、第1バリエータ33とは別に設けられた第2バリエータ34と、第1バリエータ33の回転速度を変更するコントローラ25とを備えている。そして、遊星歯車機構29は、キャリア29Aと、キャリア29Aの回転中心軸を中心として自転する第1サンギヤ29B（第1サン部材）と、キャリア29Aの回転中心軸を中心として自転する第2サンギヤ29C（第2サン部材）との3つの部材（回転部材）を含んで構成されている。

[0178] この場合、例えば、図4および図5に示すように、3つの部材のうちの第1部材となるキャリア29Aは、入力軸22に第2連結部材31（他の部材）を介して接続されている。キャリア29Aとは別の第2部材となる第1サンギヤ29Bは、第1バリエータ33に第1連結部材30、第2クラッチ36（いずれも他の部材）を介して接続されている。キャリア29Aおよび第1サンギヤ29Bとは別の第3部材となる第2サンギヤ29Cは、出力軸23に第3連結部材32、アイドル要素28、多段変速機構26（いずれも他の部材）を介して接続されている。なお、キャリア29A（第1部材）は、入力軸22に直接接続してもよい。第1サンギヤ29B（第2部材）は、第1バリエータ33に直接接続してもよい。第2サンギヤ29C（第3部材）は、出力軸23に直接接続してもよい。

[0179] ここで、キャリア29Aには、キャリア29Aの回転中心軸Sを中心に公転しつつ第1サンギヤ29Bと第2サンギヤ29Cと回転しながら動力伝達を行うプラネットギヤ29D（プラネット部材）およびカウンタギヤとなるバランスギヤ29E（バランス部材）が支持されている。そして、遊星歯車機構29は、エンジン9から遊星歯車機構29のキャリア29A（第1部材）に伝達されたトルクを第1サンギヤ29B（第2部材）と第2サンギヤ2

9C（第3部材）とに分配する。遊星歯車機構29は、キャリア29Aと第1サンギヤ29Bと第2サンギヤ29Cとの間で2自由度の回転運動をする。第2バリエータ34は、第1バリエータ33から伝達された動力を負荷（出力軸23）または動力源（入力軸22）に伝達し、または、負荷（出力軸23）または動力源（入力軸22）から伝達された動力を第1バリエータ33に伝達する。そして、コントローラ25は、第1バリエータ33の回転速度を変更することにより、入力軸22の回転速度に対する出力軸23の回転速度を変更する。

[0180] 即ち、第1の実施形態の変速装置21は、遊星歯車機構29により無段階に変速を行い、動力源（入力軸22）からの動力を負荷（出力軸23）に、または、負荷（出力軸23）からの動力を動力源（入力軸22）に伝達する。この場合、変速装置21は、入力軸22と出力軸23との間に設けられた遊星歯車機構29と、遊星歯車機構29に接続された第1バリエータ33と、第1バリエータ33から伝達された動力を負荷または動力源に伝達する第2バリエータ34とを備えている。そして、遊星歯車機構29は、入力軸22に接続されると共にプラネットギヤ29Dおよびバランスギヤ29Eが支持されたキャリア29Aと、第1バリエータ33に接続された第1サンギヤ29Bと、アイドル要素28および多段変速機構26を介して出力軸23に接続された第2サンギヤ29Cとを備えている。さらに、変速装置21は、内部ロックアップと外部ロックアップ（直結機構27）とのうちの少なくとも一方のロックアップを備えている。そして、変速装置21は、遊星式無段階変速機構24による動力伝達とロックアップによる動力伝達との切換えを行うことができる。

[0181] さらに、第1の実施形態の変速装置21は、第2バリエータ34と第1バリエータ33との間には、これらの間で動力を吸収する動力吸収装置38が設けられている。動力吸収装置38は、コントローラ25によって第1バリエータ33の吸収トルクを変更し、第2バリエータ34で吸収できる以上の動力を発生させたときに、動力を吸収することにより、出力部材となる出力

軸 2 3 のトルクを上昇させる。このため、第 1 バリエータ 3 3 が発生した動力のうち、第 2 バリエータ 3 4 で受け止めきれぬ以上の動力を動力吸収装置 3 8 で吸収（処分または貯蓄）することにより、出力軸 2 3 のトルクを上昇させるトルクブースト制御を行うことができる。これにより、最大出力トルクの小さい小型で廉価な第 2 バリエータ 3 4 を用いても、出力軸 2 3 から十分なトルクを出力することができる。即ち、第 2 バリエータ 3 4 が最大出力トルクの小さい小型で廉価なものであっても、低い車速で走行している場合に、出力軸 2 3 から十分なトルクを出力することができる。この結果、ホイールローダ 1 の掘削に必要な牽引力を十分に高めることができ、掘削を効率的に行うことができる。

[0182] 第 1 の実施形態によれば、第 1 バリエータ 3 3 と第 2 バリエータ 3 4 は、油圧ポンプ・モータにより構成されている。また、動力吸収装置 3 8 は、リリーフバルブ 3 8 C、3 8 D とアキュムレータ 3 8 E、3 8 F とのうちの少なくとも一方により構成されている。なお、第 1 バリエータ 3 3 と第 2 バリエータ 3 4 を電動モータ・ジェネレータにより構成した場合には、バッテリー等の蓄電装置 3 8 B と、抵抗器等の電気抵抗装置とのうちの少なくとも一方により動力吸収装置 3 8 を構成してもよい。いずれの場合も、第 1 バリエータ 3 3 が発生した動力のうち、第 2 バリエータ 3 4 で受け止めきれぬ以上の動力を動力吸収装置 3 8 で吸収（処分または貯蓄）することにより、出力軸 2 3 のトルクを上昇させることができる。

[0183] 第 1 の実施形態によれば、リリーフバルブ 3 8 C、3 8 D は、コントローラ 2 5 からの信号により、リリーフ開始圧力を可変可能となっている。そして、コントローラ 2 5 は、第 2 バリエータ 3 4 が吸収できる以上の動力の発生を第 1 バリエータ 3 3 に送る前に、第 1 リリーフ開始圧の信号をリリーフバルブ 3 8 C に送る。この場合、第 1 リリーフ開始圧は、耐圧上限に対して余裕をもった値（例えば、耐圧上限の 80%～85%程度の値）に低く抑えている。このため、第 2 バリエータ 3 4 が吸収できる以上の動力の発生を第 1 バリエータ 3 3 に送ったときに、リリーフバルブ 3 8 C が動

作することにより第1リリース開始圧以上に圧力が一時的に上昇（サージ）しても、この圧力が耐圧を超えることを抑制できる。

[0184] 第1の実施形態によれば、コントローラ25は、第2バリエータ34が吸収できる以上の動力の発生を第1バリエータ33に送った後に、第1リリース開始圧より高圧な第2リリース開始圧の信号をリリースバルブ38Cに送る。これにより、第2バリエータ34の最大出力トルクが低下することを抑制できる。さらに、コントローラ25は、第2バリエータ34が第1バリエータ33に送る動力が低下した際に、リリース開始圧の信号を第2リリース圧以下（または、第1リリース圧以下）に低下させる。これにより、変速装置21の出力トルクが変動した場合であっても、耐圧の範囲内で変速装置21の出力トルクの最大値を高めることができる。

[0185] 第1の実施形態によれば、変速装置21には、副変速機構である多段変速機構26が設けられている。そして、第2バリエータ34は、遊星歯車機構29と多段変速機構26との間に設けられたアイドル要素（具体的には、回転要素となるアイドルギヤ28B）に接続されている。なお、図26に示す第6の変形例のように、第2バリエータ34は、出力軸23（出力部材）に接続してもよい。即ち、後述する図41ないし図50に示すように、第2バリエータ34は、入力軸22（入力部材）と駆動源（エンジン9）との間に設けられた回転要素、多段変速機構26を構成する回転要素、多段変速機構26と出力軸23（出力部材）との間に設けられた回転要素、出力軸23（出力部材）、または、出力軸23と負荷との間に設けられた回転要素に接続する構成としてもよい。

[0186] 次に、図27ないし図30は、第2の実施の形態を示している。第2の実施の形態の特徴は、遊星歯車機構をキャリアとサンギヤとリングギヤとにより構成したことにある。なお、第2の実施形態では、第1の実施形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略する。

[0187] 第1の実施の形態では、遊星式無段変速機構24の遊星歯車機構29をキャリアと2つのサンギヤとにより構成した場合を例に挙げて説明した。これ

に対して、第2の実施の形態では、遊星式無段変速機構24の遊星歯車機構81を、キャリア81Aと、サンギヤ81Bと、リングギヤ81Cとにより構成している。下記の表6は、遊星歯車機構81の構成要素（キャリア、サンギヤ、リングギヤ）の組み合わせを示している。いずれの場合も、動力伝達が可能である。表6中の「No2-A」は、遊星式無段変速機構24の伝達効率を向上でき、第1バリエータ33の最大吸収トルクを小さくでき、かつ、遊星式無段変速機構24全体を小型で軽量に構成できる面から最も好適である。

[0188]

[表6]

No	動力源に繋がる第1部材	第1バリエータに繋がる第2部材	アイドラ要素に繋がる第3部材	図の番号
2-A	キャリア	サンギヤ	リングギヤ	図27 (第2の実施の形態)
2-B	リングギヤ	キャリア	サンギヤ	図36 (第7の変形例)
2-C	キャリア	リングギヤ	サンギヤ	図37 (第8の変形例)
2-D	リングギヤ	サンギヤ	キャリア	図38 (第9の変形例)
2-E	サンギヤ	リングギヤ	キャリア	図39 (第10の変形例)
2-F	サンギヤ	キャリア	リングギヤ	図40 (第11の変形例)

- [0189] 図27および図28に示すように、第2の実施形態（即ち、表6のNo2-A）では、遊星歯車機構81は、第1部材に対応するキャリア81Aと、第2部材に対応するサンギヤ81Bと、第3部材に対応するリングギヤ81Cと、プラネットギヤ81Dとを備えている。なお、サンギヤ81B、リングギヤ81C、プラネットギヤ81Dは、ギヤ（歯車）の噛み合いによる動力伝達でなくともよく、例えば、ローラ（外周面）の摩擦による動力伝達であってもよい。
- [0190] エンジン9は、第2連結部材31を介してキャリア81Aに結合されている。サンギヤ81Bは、第1連結部材30を介して第1バリエータ33に接続されている。リングギヤ81Cは、第3連結部材32を介してアイドル要素28（アイドルギヤ28B）に接続されている。サンギヤ81Bは、プラネットギヤ81Dと噛み合っている。また、プラネットギヤ81Dは、リングギヤ81Cと噛み合っている。プラネットギヤ81Dの自転軸Sp（図29）は、キャリア81Aに支持されている。このため、プラネットギヤ81Dは、遊星歯車機構81の中心軸S（図29）を中心に公転しながら自転する。
- [0191] 次に、キャリア81Aとサンギヤ81Bとリングギヤ81Cとにより構成される遊星歯車機構81の動作を説明する。以下は、表6の「No2-A」、「No2-B」、「No2-C」、「No2-D」、「No2-E」、「No2-F」の全ての条件で成立する。
- [0192] まず、遊星歯車機構81の3つの部材（キャリア81A、サンギヤ81B、リングギヤ81C）のトルクの分配について説明する。図29は、遊星歯車機構81を動力源側からみた断面図である。キャリア81A、サンギヤ81Bおよびリングギヤ81Cは、同心に配置されている。即ち、キャリア81A、サンギヤ81Bおよびリングギヤ81Cの中心軸S（回転中心軸）は一致している。プラネットギヤ81Dは、サンギヤ81Bの外周とリングギヤ81Cの内周に接するように配置されている。プラネットギヤ81Dは、サンギヤ81Bおよびリングギヤ81Cと噛み合う。キャリア81A、サン

ギヤ81Bおよびリングギヤ81Cは、それぞれの歯車の噛み合いが成立するように、中心軸Sを中心に自転可能に、かつ、他方向に動けないように、遊星式無段変速機構24のケーシングによって支持されている。プラネットギヤ81Dは、プラネットギヤ81Dの中心軸である自転軸Spを中心に自転可能に、かつ、他方向に動けないように、キャリア81Aによって支持されている。プラネットギヤ81Dは、キャリア81Aの中心軸Sを中心に公転しながらプラネットギヤ81Dの中心軸Spを中心に自転する。

[0193] 遊星歯車機構81の制約条件は、図29に示すように、サンギヤ81Bとリングギヤ81Cとプラネットギヤ81Dとが噛み合う必要があることである。また、歯車の強度を確保するためには、プラネットギヤ81Dの直径を大きくする必要がある。即ち、遊星歯車機構81の制約条件は、サンギヤ81Bの噛み合い半径 r_s は、リングギヤ81Cの噛み合い半径 r_r より大幅に小さくなることである。

[0194] 表6の「No2-A」の構成は、キャリア81Aがエンジン9（動力源）に繋がる第2連結部材31に接続されている。このため、キャリア81Aのトルク T_c は、エンジン9が発生できるトルクである。サンギヤ81Bは、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30に接続されている。このため、サンギヤ81Bのトルク T_s は、第1バリエータ33が発生できるトルクである。リングギヤ81Cは、アイドル要素28に繋がる第3連結部材32に接続されている。このため、リングギヤ81Cのトルク T_r は、アイドルギヤ28Bから受けるトルク反力である。

[0195] 表6の「No2-B」の構成は、リングギヤ81Cが第2連結部材31に接続されている。このため、リングギヤ81Cのトルク T_r は、エンジン9が発生できるトルクである。キャリア81Aは、第1連結部材30に接続されている。このため、キャリア81Aのトルク T_c は、第1バリエータ33が発生できるトルクである。サンギヤ81Bは、第3連結部材32に接続されている。このため、サンギヤ81Bのトルク T_s は、アイドルギヤ28Bから受けるトルク反力である。

[0196] 表6の「No2-C」の構成は、キャリア81Aが第2連結部材31に接続されており、リングギヤ81Cが第1連結部材30に接続されており、サンギヤ81Bが第3連結部材32に接続されている。表6の「No2-D」の構成は、リングギヤ81Cが第2連結部材31に接続されており、サンギヤ81Bが第1連結部材30に接続されており、キャリア81Aが第3連結部材32に接続されている。表6の「No2-E」の構成は、サンギヤ81Bが第2連結部材31に接続されており、リングギヤ81Cが第1連結部材30に接続されており、キャリア81Aが第3連結部材32に接続されている。表6の「No2-F」の構成は、サンギヤ81Bが第2連結部材31に接続されており、キャリア81Aが第1連結部材30に接続されており、リングギヤ81Cが第3連結部材32に接続されている。

[0197] 次に、サンギヤ81Bのトルク T_s 、リングギヤ81Cのトルク T_r およびキャリア81Aのトルク T_c の関係性を説明する。サンギヤ81Bとリングギヤ81Cは、プラネットギヤ81Dを介して噛み合っている。このため、サンギヤ81Bとプラネットギヤ81Dの噛み合い接線力と、プラネットギヤ81Dとリングギヤ81Cの噛み合い接線力は等しい。即ち、下記の数22式および数23式が得られる。

[0198] [数22]

$$T_s = r_s / (r_s + r_r) \times T_c$$

[0199] [数23]

$$T_r = r_r / (r_s + r_r) \times T_c$$

[0200] 作用反作用の関係により、下記の数24式が得られる。

[0201] [数24]

$$T_c = T_s + T_r$$

[0202] これら数22式、数23式、数24式より、サンギヤ81Bのトルク T_s 、リングギヤ81Cのトルク T_r およびキャリア81Aのトルク T_c は、リングギヤ81Cの噛み合い半径 r_r およびサンギヤ81Bの噛み合い半径 r_s より計算できる。リングギヤ81Cの噛み合い半径 r_r およびサンギヤ8

1 Bの噛み合い半径 r_s は、それぞれの歯車の噛み合い半径で決まるため、遊星式無段変速機構 24 が動力伝達している間に変更できない。このため、サンギヤ 81 B のトルク T_s 、リングギヤ 81 C のトルク T_r およびキャリア 81 A のトルク T_c の比率は、遊星式無段変速機構 24 が動力伝達している間は不変である。

[0203] コントローラ 25 は、この法則に基づいて、第 1 バリエータ 33 を制御する信号を出力し、第 1 バリエータ 33 に繋がる第 1 連結部材 30 (例えば、サンギヤ 81 B) のトルクを制御する。即ち、コントローラ 25 は、第 1 バリエータ 33 を制御することにより第 1 連結部材 30 (例えば、サンギヤ 81 B) のトルクを制御する。これにより、コントローラ 25 は、エンジン 9 に繋がる第 2 連結部材 31 (例えば、キャリア 81 A) のトルクとアイドル要素 28 に繋がる第 3 連結部材 32 (例えば、リングギヤ 81 C) のトルクとを間接的に制御する。この結果、エンジン 9 に繋がる第 2 連結部材 31 (例えば、キャリア 81 A) とアイドル要素 28 に繋がる第 3 連結部材 32 (例えば、リングギヤ 81 C) との間で、伝達トルクを制御することができる。

[0204] 次に、サンギヤ 81 B の自転速度、リングギヤ 81 C の自転速度およびキャリア 81 A の自転速度の関係性を説明する。まず、サンギヤ 81 B とリングギヤ 81 C は、プラネットギヤ 81 D を介して噛み合っている。サンギヤ 81 B とリングギヤ 81 C は、中心軸 S を中心に自転する。プラネットギヤ 81 D は、キャリア 81 A によって自転方向に自由に回転し、かつ、キャリア 29 A の中心軸 S に対して公転方向に拘束されている。これらから、回転速度の関係を求めると、下記の数 25 式が成立する。なお、数 25 式中の「 K_b 」は、数 26 式の通りである。なお、キャリア 81 A の自転速度を「 V_c 」とし、サンギヤ 81 B の自転速度を「 V_s 」とし、リングギヤ 81 C の自転速度を「 V_r 」とする。

[0205] [数25]

$$V_r / V_c = -K_b \{V_s / V_c\} + (K_b + 1)$$

[0206] [数26]

$$K_b = (r_s / r_r)$$

[0207] 図30は、遊星歯車機構81の回転速度の関係を示している。図30中の速度関係線Y2は、数25式を線図で表している。キャリア81Aの回転速度が一定と仮定する。この場合、リングギヤ81Cの回転速度を高くすると、サンギヤ81Bの回転速度が低くなる。反対に、リングギヤ81Cの回転速度を低くすると、サンギヤ81Bの回転速度が高くなる。コントローラ25は、この法則に基づいて、第1バリエータ33を制御する信号を出力し、第1バリエータ33に繋がる第1連結部材30（例えば、サンギヤ81B）の回転速度を制御する。即ち、コントローラ25は、第1バリエータ33を制御することにより第1連結部材30（例えば、サンギヤ81B）の回転速度を制御する。これにより、コントローラ25は、エンジン9に繋がる第2連結部材31（例えば、キャリア81A）の回転速度とアイドル要素28に繋がる第3連結部材32（例えば、リングギヤ81C）の回転速度とを間接的に制御する。この結果、エンジン9に繋がる第2連結部材31（例えば、キャリア81A）とアイドル要素28に繋がる第3連結部材32（例えば、リングギヤ81C）との間で、変速比を制御することができる。

[0208] 前述したように、遊星歯車機構81は、サンギヤ81Bとリングギヤ81Cとプラネットギヤ81Dとが噛み合う必要がある。また、歯車の強度を確保するために、プラネットギヤ81Dの直径を大きくする必要がある。しかし、プラネットギヤ81Dの直径を大きくすると、遊星歯車機構81が大型化する。即ち、遊星歯車機構81の構造的制約は、遊星歯車機構81を小型に設計しようとする、サンギヤ81Bの噛み合い半径 r_s はリングギヤ81Cの噛み合い半径 r_r より大幅に小さくなることである。このため、遊星歯車機構81は、 K_b の値を0.3よりも大きくすることが難しく、理想的な K_b の値よりも小さくなり過ぎる可能性がある。

[0209] この構造的制約より、遊星歯車機構81は、トルク T_c 、 T_s 、 T_r の関係式（数22式、数23式、数24式）および回転速度 V_s 、 V_r 、 V_c の

関係式（数25式、数26式）から、第1バリエータ33が吸収できるトルクと許容可能な最高回転速度とに応じて、サンギヤ81Bの噛み合い半径 r_s とリングギヤ81Cの噛み合い半径 r_r とを調整する。これにより、数26式の K_b の値を理想的な値に設定し、図30に示す速度関係線Y2の傾きを理想的な値とすることにより、第1バリエータ33が吸収できるトルクと許容可能な最高回転速度との両方を低減できるようにする。しかし、このようにすると、 K_b の値が小さくなり過ぎ、両立することが難しい。即ち、第2の実施の形態は、第1の実施の形態と比較して、第1バリエータ33の吸収できるトルクと許容可能な最高回転速度との両方が最適化された遊星歯車機構81の配列を提供する点で不利になる可能性がある。即ち、第2の実施の形態は、第1の実施の形態と比較して、第1バリエータ33が高価になる傾向があり、かつ、遊星式無段変速機構24の伝達効率が低下する可能性がある。

[0210] なお、第1バリエータ33の大きさおよび価格は、吸収できるトルクの大きさに比例する。このため、第1バリエータ33の吸収トルクは、小さい方が望ましい。第2の実施の形態（即ち、表6のNo2-A）で具体例を挙げて説明する。まず、数26式の K_b の値は、小さくすることが望ましい。また、第1バリエータ33に分配されるトルクは小さい方が、遊星式無段変速機構24の伝達効率を向上できる。このため、数26式の K_b の値を小さくすることは遊星式無段変速機構24にとって好都合である。

[0211] 一方で、図30に示す速度関係線Y2から、 K_b の値を小さくすると、第1バリエータ33の回転速度が上昇してしまう。このため、 K_b の値は、第1バリエータ33の許容可能な最高回転速度を越えない範囲で小さくすることが望ましい。サンギヤとリングギヤとキャリアとから構成される遊星歯車機構81は、遊星歯車機構81を小型に設計しようとする、サンギヤ81Bの噛み合い半径 r_s は、リングギヤ81Cの噛み合い半径 r_r より大幅に小さくなる構造的制約を持っている。このため、遊星歯車機構81を小型に設計しようとする、 K_b の値が小さくなり過ぎる。この結果、第1バリエ

ータ 33 の回転速度が高くなり、第 1 バリエータ 33 の許容可能な最高回転速度を超える可能性がある。このため、高回転で運転可能な遊星歯車機構 81 が必要になる。即ち、第 1 バリエータ 33 は、高回転に対応できる高価なものになり、遊星歯車機構 81 は大型のものとなり、かつ、遊星式無段変速機構 24 の伝達効率が低下する可能性がある。

[0212] 第 2 の実施の形態（表 6 の No2-A）では、第 1 バリエータ 33 に繋がる端子 30 は、サンギヤ 81 B に接続されている。前記数 22 式、数 23 式、数 24 式より、第 1 バリエータ 33 の吸収トルクを上昇させることで、キャリア 81 A およびリングギヤ 81 C のトルクを上昇させ、リングギヤ 81 C に接続されたイドラギヤ 28 B へ繋がる端子 32 のトルクを上昇させることができる。イドラギヤ 28 B へ繋がる端子 32 は、イドラギヤ 28 B および多段変速機構 26 を介して出力軸 23 に接続されているので、出力軸 23 のトルクを上昇させることができる。

[0213] また、前記数 26 式より、 $K_b > 0$ であるので、数 25 式の切片は、正となる。この関係性を、図 30 に示す。キャリア 81 A の回転速度を一定とした場合、リングギヤ 81 C の自転速度が低いとき（即ち、車速が低いとき）は、サンギヤ 81 B の自転速度（回転速度）が高くなる。例えば、車両の車速が 0 である場合（リングギヤ 81 C の自転速度が 0 である場合）、サンギヤ 81 B は回転をしているため、第 1 バリエータ 33 が回転しているのに対して、第 2 バリエータ 34 の回転速度が 0 である。車両の車速が 0 のときに、第 1 バリエータ 33 の吸収トルクを上昇させると、第 2 バリエータ 34 が受け止められる以上の動力を、第 1 バリエータ 33 は伝達要素 35 に送ってしまう。このため、車両の速度が所定以下の場合、伝達要素 35 上に設置された動力吸収装置 38 は、余剰な動力を吸収（処分または貯蔵）する。これにより、変速装置 21 は、車速が 0 ~ 5 km/h のときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ 1 の牽引力が上昇する。

[0214] 図 36 に示す第 7 の変形例（表 6 の No2-B）では、第 1 バリエータ 33 に繋がる端子 30 は、キャリア 81 A に接続されている。前記数 22 式、数 23

式、数24式より、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させることで、サンギヤ81Bおよびリングギヤ81Cのトルクを上昇させ、サンギヤ81Bに接続されたアイドラギヤ28Bへ繋がる端子32のトルクを上昇させることができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。一方、前記数25式を変形させると、下記の数27式が得られる。

[0215] [数27]

$$V_c / V_r = \{ 1 / (K_b + 1) \} \{ V_s / V_r \} + \{ K_b / (K_b + 1) \}$$

[0216] また、数26式より、 $K_b > 0$ であるので、数27式の切片は、正となる。この関係を、図31に示す。リングギヤ81Cの回転速度を一定とした場合、サンギヤ81Bの自転速度とキャリア81Aの自転速度は、比例する。例えば、車両の車速が0である場合（サンギヤ81Bの自転速度が0である場合）、キャリア81Aは回転をしているため、第1バリエータ33が回転しているのに対して、第2バリエータ34の回転速度が0である。車両の車速が0のときに、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させると、第2バリエータ34が受け止められる以上の動力を、第1バリエータ33は伝達要素35に送ってしまう。このため、車両の速度が所定以下の場合、伝達要素35上に設置された動力吸収装置38は、余剰な動力を吸収（処分または貯蔵）する。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0217] 図37に示す第8の変形例（表6のNo2-C）では、第1バリエータ33に繋がる端子30は、リングギヤ81Cに接続されている。前記数22式、数23式、数24式より、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させることで、サンギヤ81Bおよびキャリア81Aのトルクを上昇させ、サンギヤ81Bに接続されたアイドラギヤ28Bへ繋がる端子32のトルクを上昇させることができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28

Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。一方、前記数25式を変形させると、下記の数28式が得られる。

[0218] [数28]

$$V_r / V_c = \{-1 / K_b\} \{V_s / V_c\} + (K_b + 1)$$

[0219] また、数26式より、 $K_b > 0$ であるので、数28式の傾きは負となる。この関係を、図32に示す。キャリア81Aの回転速度を一定とした場合、サンギヤ81Bの自転速度とリングギヤ81Cの自転速度は、比例する。例えば、車両の車速が0である場合（サンギヤ81Bの自転速度が0である場合）、リングギヤ81Cは回転をしているため、第1バリエータ33が回転しているのに対して、第2バリエータ34の回転速度が0である。車両の車速が0のときに、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させると、第2バリエータ34が受け止められる以上の動力を、第1バリエータ33は伝達要素35に送ってしまう。このため、車両の速度が所定以下の場合、伝達要素35上に設置された動力吸収装置38は、余剰な動力を吸収（処分または貯蔵）する。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0220] 図38に示す第9の変形例（表6のNo2-D）では、第1バリエータ33に繋がる端子30は、サンギヤ81Bに接続されている。前記数22式、数23式、数24式より、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させることで、リングギヤ81Cおよびキャリア81Aのトルクを上昇させ、キャリア81Aに接続されたイドラギヤ28Bへ繋がる端子32のトルクを上昇させることができる。イドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、イドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。一方、前記数25式を変形させると、下記の数29式が得られる。

[0221] [数29]

$$V_s / V_r = (K_b + 1) \{V_c / V_r\} - K_b$$

[0222] また、数26式より、 $K_b > 0$ であるので、数29式の傾きは正となる。この関係を、図33に示す。リングギヤ81Cの回転速度を一定とした場合、サンギヤ81Bの自転速度とキャリア81Aの自転速度は、比例する。例えば、車両の車速が0である場合（キャリア81Aの自転速度が0である場合）、サンギヤ81Bは回転をしているため、第1バリエータ33が回転しているのに対して、第2バリエータ34の回転速度が0である。このため、車両の車速が0のときに、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させると、第2バリエータ34が受け止められる以上の動力を、第1バリエータ33は伝達要素35に送ってしまう。このため、車両の速度が所定以下の場合、伝達要素35上に設置された動力吸収装置38は、余剰な動力を吸収（処分または貯蔵）する。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0223] 図39に示す第10の変形例（表6のNo2-E）では、第1バリエータ33に繋がる端子30は、リングギヤ81Cに接続されている。前記数22式、数23式、数24式より、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させることで、サンギヤ81Bおよびキャリア81Aのトルクを上昇させ、キャリア81Aに接続されたイドラギヤ28Bへ繋がる端子32のトルクを上昇させることができる。イドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、イドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。一方、前記数25式を変形させると、下記の数30式が得られる。

[0224] [数30]

$$V_r / V_s = \{ (K_b + 1) / K_b \} \{ V_c / V_s \} + (1 / K_b)$$

[0225] また、数26式より、 $K_b > 0$ であるので、数30式の傾きは正となる。この関係を、図34に示す。サンギヤ81Bの回転速度を一定とした場合、リングギヤ81Cの自転速度とキャリア81Aの自転速度は、比例する。例えば、車両の車速が0である場合（キャリア81Aの自転速度が0である場

合)、リングギヤ81Cは回転をしているため、第1バリエータ33が回転しているのに対して、第2バリエータ34の回転速度が0である。このため、車両の車速が0のときに、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させると、第2バリエータ34が受け止められる以上の動力を、第1バリエータ33は伝達要素35に送ってしまう。このため、車両の速度が所定以下の場合、伝達要素35上に設置された動力吸収装置38は、余剰な動力を吸収(処分または貯蔵)する。これにより、変速装置21は、車速が0~5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0226] 図40に示す第11の変形例(表6のNo2-F)では、第1バリエータ33に繋がる端子30は、キャリア81Aに接続されている。前記数22式、数23式、数24式より、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させることで、リングギヤ81Cおよびサンギヤ81Bのトルクを上昇させ、リングギヤ81Cに接続されたアイドラギヤ28Bへ繋がる端子32のトルクを上昇させることができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。一方、前記数25式を変形させると、下記の数31式が得られる。

[0227] [数31]

$$V_c / V_s = \{K_b / (K_b + 1)\} \{V_r / V_s\} + \{1 / (K_b + 1)\}$$

[0228] また、数26式より、 $K_b > 0$ であるので、数31式の傾きは正となる。この関係を、図35に示す。サンギヤ81Bの回転速度を一定とした場合、リングギヤ81Cの自転速度とキャリア81Aの自転速度は、比例する。例えば、車両の車速が0である場合(リングギヤ81Cの自転速度が0である場合)、キャリア81Aは回転をしているため、第1バリエータ33が回転しているのに対して、第2バリエータ34の回転速度が0である。このため、車両の車速が0のときに、第1バリエータ33の吸収トルクを上昇させる

と、第2バリエータ34が受け止められる以上の動力を、第1バリエータ33は伝達要素35に送ってしまう。このため、車両の速度が所定以下の場合、伝達要素35上に設置された動力吸収装置38は、余剰な動力を吸収（処分または貯蔵）する。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0229] 図27の第2の実施の形態（表6のNo2-A）では、第1バリエータ33のトルクを上昇させると、第1バリエータ33に繋がる端子30のトルクが上昇し、サンギヤ81Bのトルクが上昇する。サンギヤ81Bのトルクに比例して、リングギヤ81C（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクと、キャリア81A（動力源に繋がる端子31）のトルクが上昇する。例えば、変速比0.5（車速2～5 km/hに相当）において、第1バリエータ33が第2バリエータ34に対して、第2バリエータ34が受け止められるだけの動力を考慮し動力吸収装置38を構成する。

[0230] 変速比0.5未満では、第1バリエータ33のトルクを所定以上に上昇させると、第2バリエータ34の出力トルクが最大値であるため、第1バリエータ33が送った動力を、第2バリエータ34が全て受け止めることができない。このため、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間の動力吸収装置38により、第1バリエータ33のトルクを上昇させることで、リングギヤ81C（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクを上昇させることができる。これにより、前記数13式より、変速比0.5未満（車速2～5 km/hに相当）におけるアイドラギヤ28Bのトルクを上昇することができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0231] 図36の第7の変形例（表6のNo2-B）では、第1バリエータ33のトルク

を上昇させると、第1バリエータ33に繋がる端子30のトルクが上昇し、キャリア81Aのトルクが上昇する。キャリア81Aのトルクに比例して、サンギヤ81B（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクと、リングギヤ81C（動力源に繋がる端子31）のトルクが上昇する。例えば、変速比0.5（車速2～5 km/hに相当）において、第1バリエータ33と第2バリエータ34のいずれか一方のトルクが、吸収可能または出力可能な最大値に基づいて動力吸収装置38を構成する。

[0232] 変速比0.5未満では、第1バリエータ33または第2バリエータ34のトルクが最大値であるため、これ以上に第1バリエータ33のトルクを高くすることができない。このため、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間の動力吸収装置38により、第1バリエータ33のトルクを高くすることで、サンギヤ81B（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクを上昇させることができる。これにより、前記数13式より、変速比0.5未満（車速2～5 km/hに相当）におけるアイドラギヤ28Bのトルクを上昇することができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0233] 図37の第8の変形例（表6のNo2-C）では、第1バリエータ33のトルクを上昇させると、第1バリエータ33に繋がる端子30のトルクが上昇し、リングギヤ81Cのトルクが上昇する。リングギヤ81Cのトルクに比例して、サンギヤ81B（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクと、キャリア81A（動力源に繋がる端子31）のトルクが上昇する。例えば、変速比0.5（車速2～5 km/hに相当）において、第1バリエータ33が第2バリエータ34に対して、第2バリエータ34が受け止められるだけの動力を考慮し動力吸収装置38を構成する。

[0234] 変速比0.5未満では、第1バリエータ33のトルクを所定以上に上昇さ

せると、第2バリエータ34の出力トルクが最大値であるため、第1バリエータ33が送った動力を、第2バリエータ34が全て受け止めることができない。このため、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間の動力吸収装置38により、第1バリエータ33のトルクを上昇させることで、サンギヤ81B（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクを上昇させることができる。これにより、前記数13式より、変速比0.5未満（車速2～5 km/hに相当）におけるアイドラギヤ28Bのトルクを上昇することができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0235] 図38の第9の変形例（表6のNo2-D）では、第1バリエータ33のトルクを上昇させると、第1バリエータ33に繋がる端子30のトルクが上昇し、サンギヤ81Bのトルクが上昇する。サンギヤ81Bのトルクに比例して、キャリア81A（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクと、リングギヤ81C（動力源に繋がる端子31）のトルクが上昇する。例えば、変速比0.5（車速2～5 km/hに相当）において、第1バリエータ33が第2バリエータ34に対して、第2バリエータ34が受け止められるだけの動力を考慮し動力吸収装置38を構成する。

[0236] 変速比0.5未満では、第1バリエータ33のトルクを所定以上に上昇させると、第2バリエータ34の出力トルクが最大値であるため、第1バリエータ33が送った動力を、第2バリエータ34が全て受け止めることができない。このため、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間の動力吸収装置38により、第1バリエータ33のトルクを上昇させることで、キャリア81A（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクを上昇させることができる。これにより、前記数13式より、変速比0.5未満（車速2～5 km/hに相当）におけるアイドラギヤ28Bのトルクを上昇することがで

きる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0237] 図39の第10の変形例(表6のNo2-E)では、第1バリエータ33のトルクを上昇させると、第1バリエータ33に繋がる端子30のトルクが上昇し、リングギヤ81Cのトルクが上昇する。リングギヤ81Cのトルクに比例して、キャリア81A(アイドラギヤ28Bに繋がる端子32)のトルクと、サンギヤ81B(動力源に繋がる端子31)のトルクが上昇する。例えば、変速比0.5(車速2～5 km/hに相当)において、第1バリエータ33が第2バリエータ34に対して、第2バリエータ34が受け止められるだけの動力を考慮し動力吸収装置38を構成する。

[0238] 変速比0.5未満では、第1バリエータ33のトルクを所定以上に上昇させると、第2バリエータ34の出力トルクが最大値であるため、第1バリエータ33が送った動力を、第2バリエータ34が全て受け止めることができない。このため、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間の動力吸収装置38により、第1バリエータ33のトルクを上昇させることで、キャリア81A(アイドラギヤ28Bに繋がる端子32)のトルクを上昇させることができる。これにより、前記数13式より、変速比0.5未満(車速2～5 km/hに相当)におけるアイドラギヤ28Bのトルクを上昇することができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0239] 図40の第11の変形例(表6のNo2-F)では、第1バリエータ33のトルクを上昇させると、第1バリエータ33に繋がる端子30のトルクが上昇し

、キャリア81Aのトルクが上昇する。キャリア81Aのトルクに比例して、リングギヤ81C（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクと、サンギヤ81B（動力源に繋がる端子31）のトルクが上昇する。例えば、変速比0.5（車速2～5 km/hに相当）において、第1バリエータ33が第2バリエータ34に対して、第2バリエータ34が受け止められるだけの動力を考慮し動力吸収装置38を構成する。

[0240] 変速比0.5未満では、第1バリエータ33のトルクを所定以上に上昇させると、第2バリエータ34の出力トルクが最大値であるため、第1バリエータ33が送った動力を、第2バリエータ34が全て受け止めることができない。このため、第1バリエータ33と第2バリエータ34との間の動力吸収装置38により、第1バリエータ33のトルクを上昇させることで、リングギヤ81C（アイドラギヤ28Bに繋がる端子32）のトルクを上昇させることができる。これにより、前記数13式より、変速比0.5未満（車速2～5 km/hに相当）におけるアイドラギヤ28Bのトルクを上昇することができる。アイドラギヤ28Bへ繋がる端子32は、アイドラギヤ28Bおよび多段変速機構26を介して出力軸23に接続されているので、出力軸23のトルクを上昇させることができる。これにより、変速装置21は、車速が0～5 km/hのときの出力トルクを上昇させることができ、ホイールローダ1の牽引力が上昇する。

[0241] 次に、第1の実施の形態の遊星歯車機構29と第2の実施の形態の遊星歯車機構81とを比較する。即ち、これらの2つの遊星歯車機構29, 81は、それぞれ特徴があり、一概にどちらが優れているとは断言できない。即ち、第1バリエータ33が吸収できるトルクと第1バリエータ33の許容可能な最高回転速度とを自由に設定できる場合は、構造的に簡易な遊星歯車機構81を採用することが好ましい。これにより、遊星歯車機構81のサンギヤ81Bの噛み合い半径 r_s とリングギヤ81Cの噛み合い半径 r_r の構造的制約(K_b の値)に合わせて、第1バリエータ33を設計することにより、小型で廉価な第1バリエータ33を用いることができる。この結果、遊星歯車

機構 81 を簡易にでき、かつ、遊星式無段変速機構 24 の伝達効率を向上させることができる。

[0242] 一方で、第 1 バリエータ 33 が吸収できるトルクと許容可能な最高回転速度を自由に設定できない場合には、第 1 の実施の形態の遊星歯車機構 29 を採用することが好ましい。この場合、 K_a の値を理想的な値に設定し、図 7 に示す速度関係線 Y_1 の傾きを理想的な値とすることにより、第 1 バリエータ 33 が吸収できるトルクと許容可能な最高回転速度とを全て使用できるようにすることが望ましい。これにより、小型で廉価な第 1 バリエータ 33 を用いることができ、かつ、遊星式無段変速機構 24 の伝達効率を向上できる。

[0243] 次に、第 2 の実施の形態による遊星式無段変速機構 24 の内部ロックアップ変速比 l_n について説明する。内部ロックアップ動作時は、前述の数 25 式に第 1 バリエータ 33 に繋がる第 1 連結部材 30 の回転速度を 0 として代入することにより、内部ロックアップ変速比 l_n を計算できる。例えば、第 2 の実施の形態（表 6 の No2-A）では、数 25 式に、第 1 連結部材 30 と接続されたサンギヤ 81 B の自転速度 V_s を 0 として代入する。即ち、内部ロックアップ変速比 l_n は、次の数 32 式となる。

[0244] [数32]

$$V_r / V_c = K_b + 1$$

よって、

$$l_n = K_b + 1$$

[0245] 図 36 に示す第 7 の変形例（表 6 の No2-B）では、数 25 式を変形すると共に、第 1 連結部材 30 に接続されたキャリア 81 A の自転速度 V_c を 0 として代入する。即ち、内部ロックアップ変速比 l_n は、次の数 33 式となる。

[0246] [数33]

$$V_s / V_r = -\frac{1}{K_b}$$

よって、

$$l_n = -\frac{1}{K_b}$$

[0247] 図37に示す第8の変形例(表6のNo2-C)では、数25式に、第1連結部材30に接続されたリングギヤ81Cの自転速度 V_r を0として代入する。即ち、内部ロックアップ変速比 I_n は、次の数34式となる。

[0248] [数34]

$$V_s / V_c = \frac{K_b + 1}{K_b}$$

よって、

$$I_n = \frac{K_b + 1}{K_b}$$

[0249] 図38に示す第9の変形例(表6のNo2-D)では、数25式に、第1連結部材30に接続されたサンギヤ81Bの自転速度 V_s を0として代入する。即ち、内部ロックアップ変速比 I_n は、次の数35式となる。

[0250] [数35]

$$V_c / V_r = -\frac{1}{K_b + 1}$$

よって、

$$I_n = -\frac{1}{K_b + 1}$$

[0251] 図39に示す第10の変形例(表6のNo2-E)では、数25式に、第1連結部材30に接続されたリングギヤ81Cの自転速度 V_r を0として代入する。即ち、内部ロックアップ変速比 I_n は、次の数36式となる。

[0252] [数36]

$$V_c / V_s = \frac{K_b}{K_b + 1}$$

よって、

$$I_n = V_c / V_s = \frac{K_b}{K_b + 1}$$

[0253] 図40に示す第11の変形例(表6のNo2-F)では、数25式を変形し、第1連結部材30に接続されたキャリア81Aの自転速度 V_c を0として代入する。即ち、内部ロックアップ変速比 I_n は、次の数37式となる。

[0254]

[数37]

$$V_r / V_s = -K_b$$

よって、

$$I_n = V_r / V_s = -K_b$$

[0255] このように、第2の実施の形態による遊星式無段変速機構24の内部ロックアップ変速比 I_n は、遊星歯車機構81の歯車の組み合わせと、 K_b に依存する。

[0256] 以上のように、第2の実施の形態によれば、変速装置21は、入力軸22（入力部材）と、出力軸23（出力部材）と、遊星歯車機構81（遊星機構）と、第1バリエータ33と、第2バリエータ34と、コントローラ25とを備えている。そして、遊星歯車機構81は、キャリア81Aと、キャリア81Aの回転中心軸を中心として自転するサンギヤ81B（サン部材）と、サンギヤ81Bよりも径方向外側に位置してキャリア81Aの回転中心軸を中心として自転するリングギヤ81C（リング部材）との3つの部材（回転部材）を含んで構成されている。

[0257] この場合、例えば、図27および図28に示すように、3つの部材のうち第1部材となるキャリア81Aは、入力軸22に第2連結部材31（他の部材）を介して接続されている。キャリア81Aとは別の第2部材となるサンギヤ81Bは、第1バリエータ33に第1連結部材30、第2クラッチ36（いずれも他の部材）を介して接続されている。キャリア81Aおよびサンギヤ81Bとは別の第3部材となるリングギヤ81Cは、出力軸23に第3連結部材32、アイドル要素28、多段変速機構26（いずれも他の部材）を介して接続されている。なお、キャリア81A（第1部材）は、入力軸22に直接接続してもよい。サンギヤ81B（第2部材）は、第1バリエータ33に直接接続してもよい。リングギヤ81C（第3部材）は、出力軸23に直接接続してもよい。

[0258] ここで、キャリア81Aには、キャリア81Aの回転中心軸Sを中心公転しつつサンギヤ81Bとリングギヤ81Cと回転しながら動力伝達を行う

プラネットギヤ81D（プラネット部材）が支持されている。そして、遊星歯車機構81は、エンジン9から遊星歯車機構81のキャリア81A（第1部材）に伝達されたトルクをサンギヤ81B（第2部材）とリングギヤ81C（第3部材）とに分配する。遊星歯車機構81は、キャリア81Aとサンギヤ81Bとリングギヤ81Cとの間で2自由度の回転運動をする。第2バリエータ34は、第1バリエータ33から伝達された動力を負荷（出力軸23）または動力源（入力軸22）に伝達し、または、負荷（出力軸23）または動力源（入力軸22）から伝達された動力を第1バリエータ33に伝達する。そして、コントローラ25は、第1バリエータ33の回転速度を変更することにより、入力軸22の回転速度に対する出力軸23の回転速度を変更する。

[0259] 即ち、第2の実施形態の変速装置21は、遊星歯車機構81により無段階に変速を行い、動力源（入力軸22）からの動力を負荷（出力軸23）に、または、負荷（出力軸23）からの動力を動力源（入力軸22）に伝達する。この場合、変速装置21は、入力軸22と出力軸23との間に設けられた遊星歯車機構81と、遊星歯車機構81に接続された第1バリエータ33と、第1バリエータ33から伝達された動力を負荷または動力源に伝達する第2バリエータ34とを備えている。そして、遊星歯車機構81は、入力軸22に接続されると共にプラネットギヤ81Dが支持されたキャリア29Aと、第1バリエータ33に接続されたサンギヤ81Bと、アイドル要素28および多段変速機構26を介して出力軸23に接続されたリングギヤ81Cとを備えている。さらに、変速装置21は、内部ロックアップと外部ロックアップ（直結機構27）とのうちの少なくとも一方のロックアップを備えている。そして、変速装置21は、遊星式無段変速機構24による動力伝達とロックアップによる動力伝達との切り換えを行うことができる。

[0260] さらに、第2の実施形態の変速装置21は、第1の実施形態と同様に、第2バリエータ34と第1バリエータ33の間には、これらの間で動力を吸収する動力吸収装置38が設けられている。動力吸収装置38は、コントロ

ーラ25によって第1バリエータ33の吸収トルクを変更し、第2バリエータ34で吸収できる以上の動力を発生させたときに、動力を吸収することにより、出力部材となる出力軸23のトルクを上昇させる。このため、第2の実施の形態も第1の実施の形態と同様の作用効果を奏することができる。

[0261] 第2の実施形態によれば、第1の実施形態と同様に、第2バリエータ34は、遊星歯車機構81と多段変速機構26との間に設けられたイドラ要素28（具体的には、回転要素となるイドラギヤ28B）に接続されている。なお、図41ないし図50に示すように、第2バリエータ34は、入力軸22（入力部材）と駆動源（エンジン9）との間に設けられた回転要素、多段変速機構26を構成する回転要素、多段変速機構26と出力軸23（出力部材）との間に設けられた回転要素、出力軸23（出力部材）、または、出力軸23と負荷との間に設けられた回転要素に接続する構成としてもよい。

[0262] 即ち、第1の実施形態および第2の実施形態では、第2バリエータ34を遊星歯車機構29よりも出力軸23（出力部材）側に接続する構成、即ち、第2バリエータ34を遊星歯車機構29と出力軸23との間に接続する構成としている。これに対して、図41は、第12の変形例を示している。第12の変形例では、第2バリエータ34は、入力軸22に設けられた直結機構27のインプットギヤ27Aに接続されている。即ち、第2バリエータ34は、遊星歯車機構29と入力軸22（入力部材）との間に接続されている。このように、第2バリエータ34は、遊星歯車機構29よりもエンジン9側（駆動源側）に接続する構成としてもよい。なお、図示は省略するが、第2バリエータ34を直結機構27のロックアップギヤ27Bに接続してもよい。

[0263] 図42は、第13の変形例を示している。第13の変形例では、第2バリエータ34は、イドラ要素28に繋がる第3連結部材32に接続されている。図43は、第14の変形例を示している。第14の変形例では、第2バリエータ34は、多段変速機構26の奇数段ギヤ55に接続されている。なお、図示は省略するが、第2バリエータ34を多段変速機構26の偶数段ギ

ヤ62に接続してもよい。図44は、第15の変形例を示している。第15の変形例では、第2バリエータ34は、多段変速機構26の前進1速ギヤ56に接続されている。図45は、第16の変形例を示しており、第2バリエータ34は、多段変速機構26の前進3速ギヤ57に接続されている。図46は、第17の変形例を示しており、第2バリエータ34は、多段変速機構26の前進2速ギヤ63に接続されている。図47は、第18の変形例を示しており、第2バリエータ34は、多段変速機構26の前進4速ギヤ64に接続されている。図48は、第19の変形例を示しており、第2バリエータ34は、多段変速機構26の後進1速ギヤ65に接続されている。なお、図示は省略するが、第2バリエータ34を多段変速機構26のカウンタギヤ54に接続してもよい。

[0264] 図49は、第20の変形例を示しており、第2バリエータ34は、多段変速機構26の出力軸53（変速装置21の出力軸23）に接続されている。なお、図示は省略するが、第2バリエータ34を多段変速機構26の1速出力ギヤ71、2速出力ギヤ72、3速出力ギヤ73、4速出力ギヤ74または後進1速出力ギヤ75に接続してもよい。図50は、第21の変形例を示しており、第2バリエータ34は、変速装置21の出力軸23よりも負荷側（フロントアクスル12側、リヤアクスル13側）に接続されている。なお、図示は省略するが、第2バリエータ34をフロントアクスル12、リヤアクスル13、前プロペラシャフト14または後プロペラシャフト15に接続してもよい。これらの変形例、例えば、図44ないし図50に示す第15ないし第21の変形例によれば、第2バリエータ34をアイドルギヤ28Bよりも出力軸53側に接続することにより、アイドル要素28（アイドルギヤ28B）および多段変速機構26を小型にできる。これにより、変速装置21を廉価に製造できる。

[0265] なお、第1の実施の形態では、多段変速機構26を備えた変速装置21を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、変速装置21は、多段変速機構26を省略してもよい。この場合、例えば、第3連結部材32に出力軸2

3の出力ギヤを螺合することにより、遊星式無段変速機構24の遊星歯車機構29と出力軸23（出力部材）とを接続することができる。また、この場合に、第2バリエータ34は、遊星歯車機構29よりも出力軸23側（出力部材側）に接続してもよいし、遊星歯車機構29よりも入力軸22側（入力部材側）に接続してもよい。さらに、第1の実施の形態では、外部ロックアップ機構としての直結機構27を備えた変速装置21を例に挙げて説明したが、直結機構27を省略してもよい。これらのことは、第2の実施の形態および各変形例についても同様である。

[0266] 第1の実施の形態では、変速装置21をホイールローダ1に搭載した場合を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、変速装置21は、例えば、油圧ショベル、油圧クレーン、ダンプトラック、フォークリフト等のホイールローダ以外の作業車両（建設機械）に搭載してもよい。また、作業車両に限らず、自動車、鉄道車両等の各種の車両、または、各種の産業機械、一般機械に組み込まれる変速装置として、広く適用することができる。このことは、第2の実施の形態および各変形例についても同様である。

[0267] また、上述した各実施の形態および各変形例は例示であり、異なる実施の形態および変形例で示した構成の部分的な置換または組み合わせが可能であることは言うまでもない。

符号の説明

- [0268] 1 ホイールローダ（作業車両）
21, 21A, 21B, 21C, 21D, 21E 変速装置
22 入力軸（入力部材）
23, 23A, 23B 出力軸（出力部材）
24 遊星式無段変速機構（第1動力伝達経路）
25 コントローラ
26 多段変速機構（副変速機構）
27 直結機構（外部ロックアップ機構、第2動力伝達経路）
27C 第1クラッチ

- 28 アイドラ要素
- 29 遊星歯車機構（遊星機構）
 - 29A キャリア（第1部材、第2部材、第3部材）
 - 29B 第1サンギヤ（第1サン部材、第1部材、第2部材、第3部材）
 - 29C 第2サンギヤ（第2サン部材、第1部材、第2部材、第3部材）
- 33 第1バリエータ
- 34 第2バリエータ
- 36 第2クラッチ
- 38 動力吸収装置
- 58 第4クラッチ（第1出力クラッチ）
- 66 第5クラッチ（第2出力クラッチ）
- 69 第9クラッチ（第2出力クラッチ）
- 81 遊星歯車機構（遊星機構）
 - 81A キャリア（第1部材、第2部材、第3部材）
 - 81B サンギヤ（サン部材、第1部材、第2部材、第3部材）
 - 81C リングギヤ（リング部材、第1部材、第2部材、第3部材）

請求の範囲

[請求項1]

動力源に繋がる入力部材と、負荷に繋がる出力部材と、前記入力部材と前記出力部材との間に設けられた遊星機構と、前記遊星機構に接続された第1バリエータと、前記第1バリエータとは別に設けられた第2バリエータと、前記第1バリエータの回転速度を変更するコントローラとを備え、

前記遊星機構は、キャリアと、前記キャリアの回転中心軸を中心として自転する第1サン部材と、前記キャリアの回転中心軸を中心として自転する第2サン部材とを含んで構成され、

前記遊星機構を構成する部材のうちの第1部材は、前記入力部材に直接または他の部材を介して接続され、

前記遊星機構を構成する部材のうちの前記第1部材とは別の第2部材は、前記第1バリエータに直接または他の部材を介して接続され、

前記遊星機構を構成する部材のうちの前記第1部材および前記第2部材とは別の第3部材は、前記出力部材に直接または他の部材を介して接続され、

前記遊星機構の前記キャリアには、前記キャリアの回転中心軸を中心に公転しつつ前記第1サン部材と前記第2サン部材と回転しながら動力伝達を行うプラネット部材およびバランス部材が支持され、

前記遊星機構は、前記動力源から前記遊星機構に伝達されたトルクを前記第2部材と前記第3部材とに分配可能に構成され、

前記第2バリエータは、前記第1バリエータから伝達された動力を前記負荷または前記動力源に伝達し、または、前記負荷または前記動力源から伝達された動力を前記第1バリエータに伝達可能に構成され、

前記第2バリエータと前記第1バリエータとの間に動力を吸収する動力吸収装置が設けられ、

前記コントローラは、前記第1バリエータの回転速度を変更するこ

とにより、前記入力部材の回転速度に対する前記出力部材の回転速度を変更し、

前記第1バリエータの吸収トルクを変更して、前記第2バリエータで吸収できる以上の動力を発生させたときに、前記動力吸収装置によって前記動力を吸収することにより、前記出力部材のトルクを上昇させることを特徴とする変速装置。

[請求項2]

動力源に繋がる入力部材と、負荷に繋がる出力部材と、前記入力部材と前記出力部材との間に設けられた遊星機構と、前記遊星機構に接続された第1バリエータと、前記第1バリエータとは別に設けられた第2バリエータと、前記第1バリエータの回転速度を変更するコントローラとを備え、

前記遊星機構は、キャリアと、前記キャリアの回転中心軸を中心として自転するサン部材と、前記サン部材よりも径方向外側に位置して前記キャリアの回転中心軸を中心として自転するリング部材との3つの部材を含んで構成され、

前記遊星機構の前記3つの部材のうちの第1部材は、前記入力部材に直接または他の部材を介して接続され、

前記遊星機構の前記3つの部材のうちの前記第1部材とは別の第2部材は、前記第1バリエータに直接または他の部材を介して接続され、

前記遊星機構の前記3つの部材のうちの前記第1部材および前記第2部材とは別の第3部材は、前記出力部材に直接または他の部材を介して接続され、

前記遊星機構の前記キャリアには、前記キャリアの回転中心軸を中心に公転しつつ前記サン部材と前記リング部材と回転しながら動力伝達を行うプラネット部材が支持され、

前記遊星機構は、前記動力源から伝達されたトルクを前記第2部材と前記第3部材とに分配可能に構成され、

前記第2バリエータは、前記第1バリエータから伝達された動力を前記負荷または前記動力源に伝達し、または、前記負荷または前記動力源から伝達された動力を前記第1バリエータに伝達可能に構成され、

前記第2バリエータと前記第1バリエータとの間に動力を吸収する動力吸収装置が設けられ、

前記コントローラは、前記第1バリエータの回転速度を変更することにより、前記入力部材の回転速度に対する前記出力部材の回転速度を変更し、

前記第1バリエータの吸収トルクを変更して、前記第2バリエータで吸収できる以上の動力を発生させたときに、前記動力吸収装置によって前記動力を吸収することにより、前記出力部材のトルクを上昇させることを特徴とする変速装置。

[請求項3]

請求項1に記載の変速装置において、

前記第1バリエータと前記第2バリエータは、油圧ポンプ・モータであり、

前記動力吸収装置は、リリーフバルブとアキュムレータとのうちの少なくとも一方であることを特徴とする変速装置。

[請求項4]

請求項2に記載の変速装置において、

前記第1バリエータと前記第2バリエータは、油圧ポンプ・モータであり、

前記動力吸収装置は、リリーフバルブとアキュムレータとのうちの少なくとも一方であることを特徴とする変速装置。

[請求項5]

請求項1に記載の変速装置において、

前記第1バリエータと前記第2バリエータは、電動モータ・ジェネレータであり、

前記動力吸収装置は、電気抵抗装置と蓄電装置とのうちの少なくとも一方であることを特徴とする変速装置。

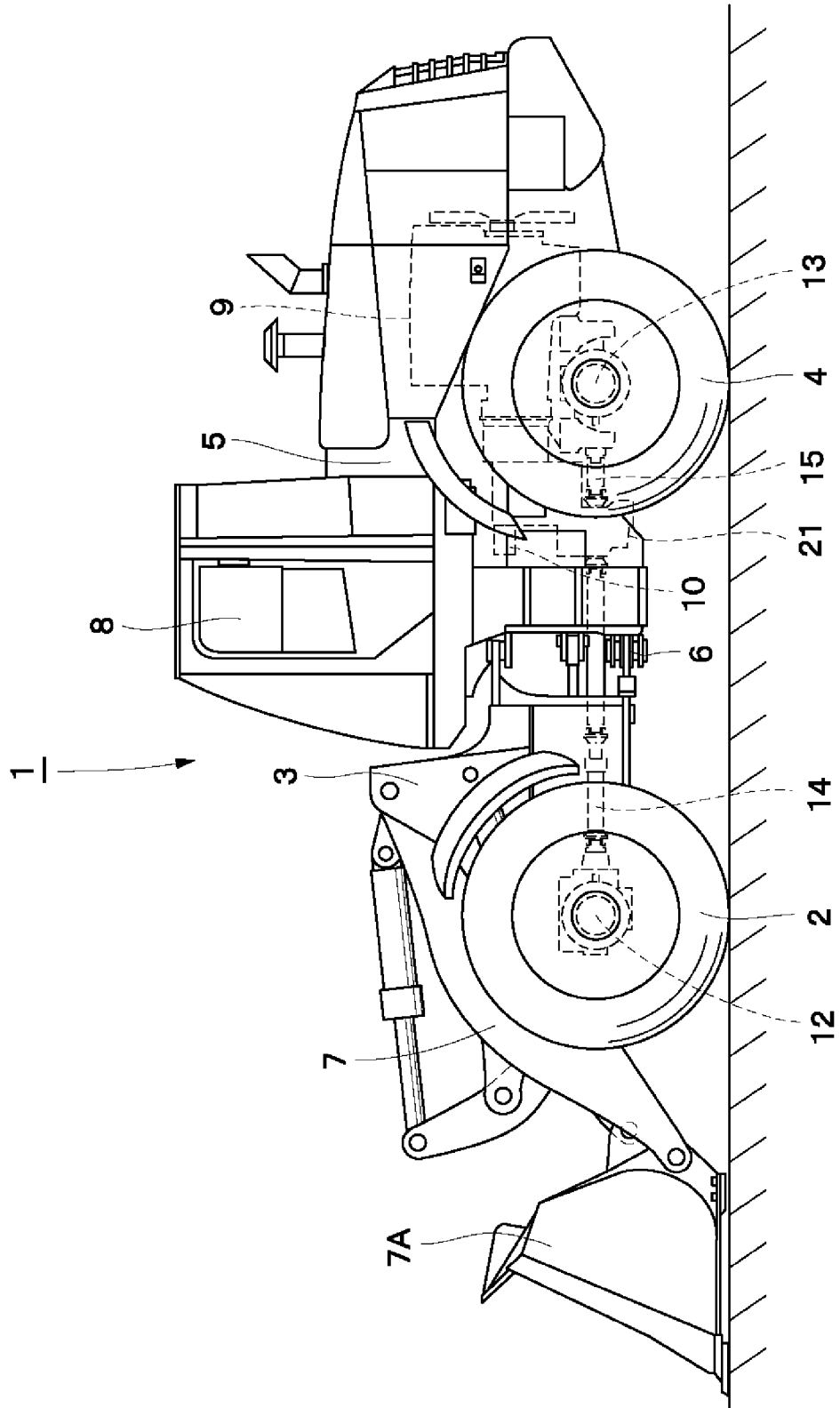
[請求項6]

請求項2に記載の変速装置において、

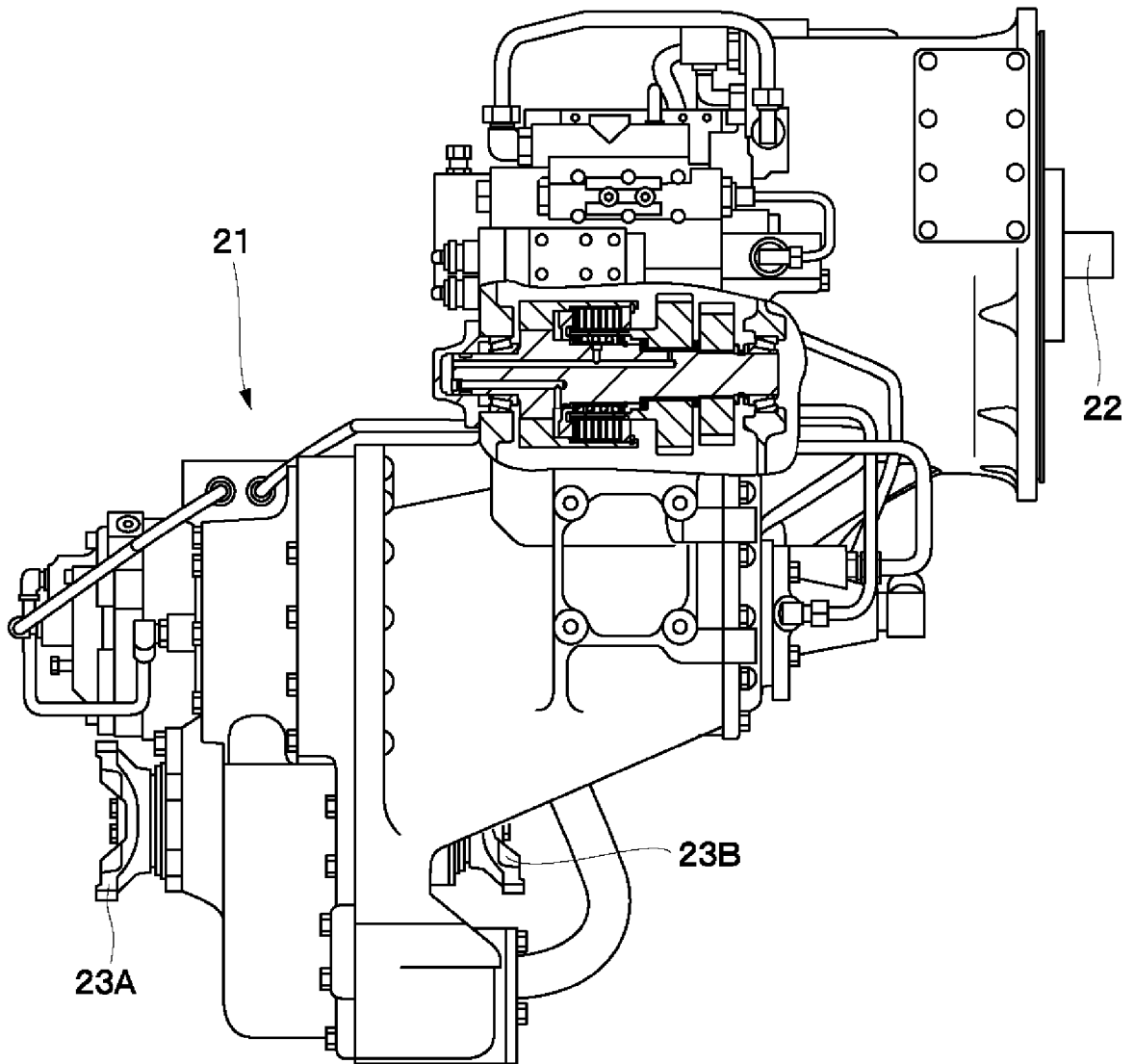
前記第1バリエータと前記第2バリエータは、電動モータ・ジェネレータであり、

前記動力吸収装置は、電気抵抗装置と蓄電装置とのうちの少なくとも一方であることを特徴とする変速装置。

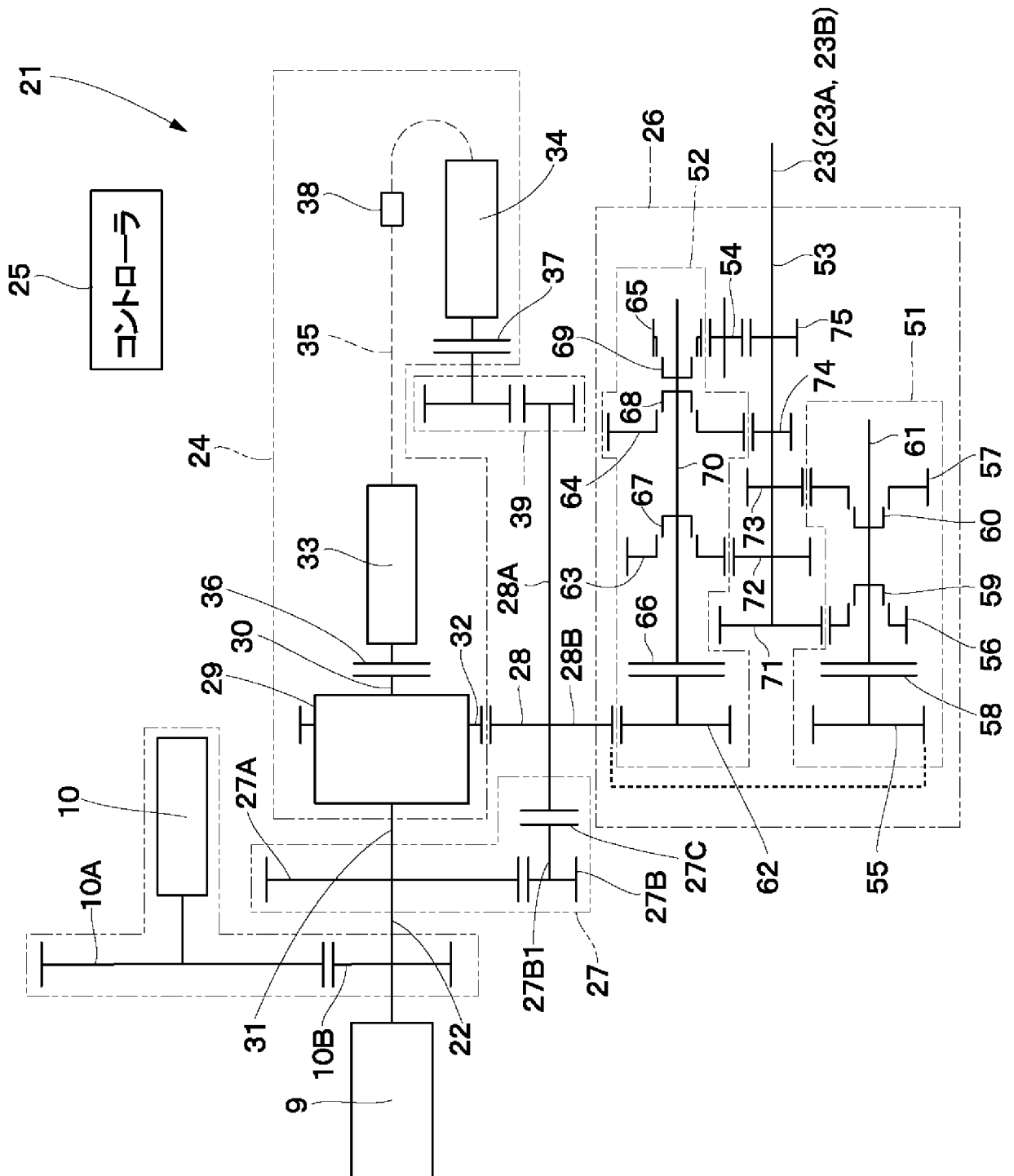
[図1]



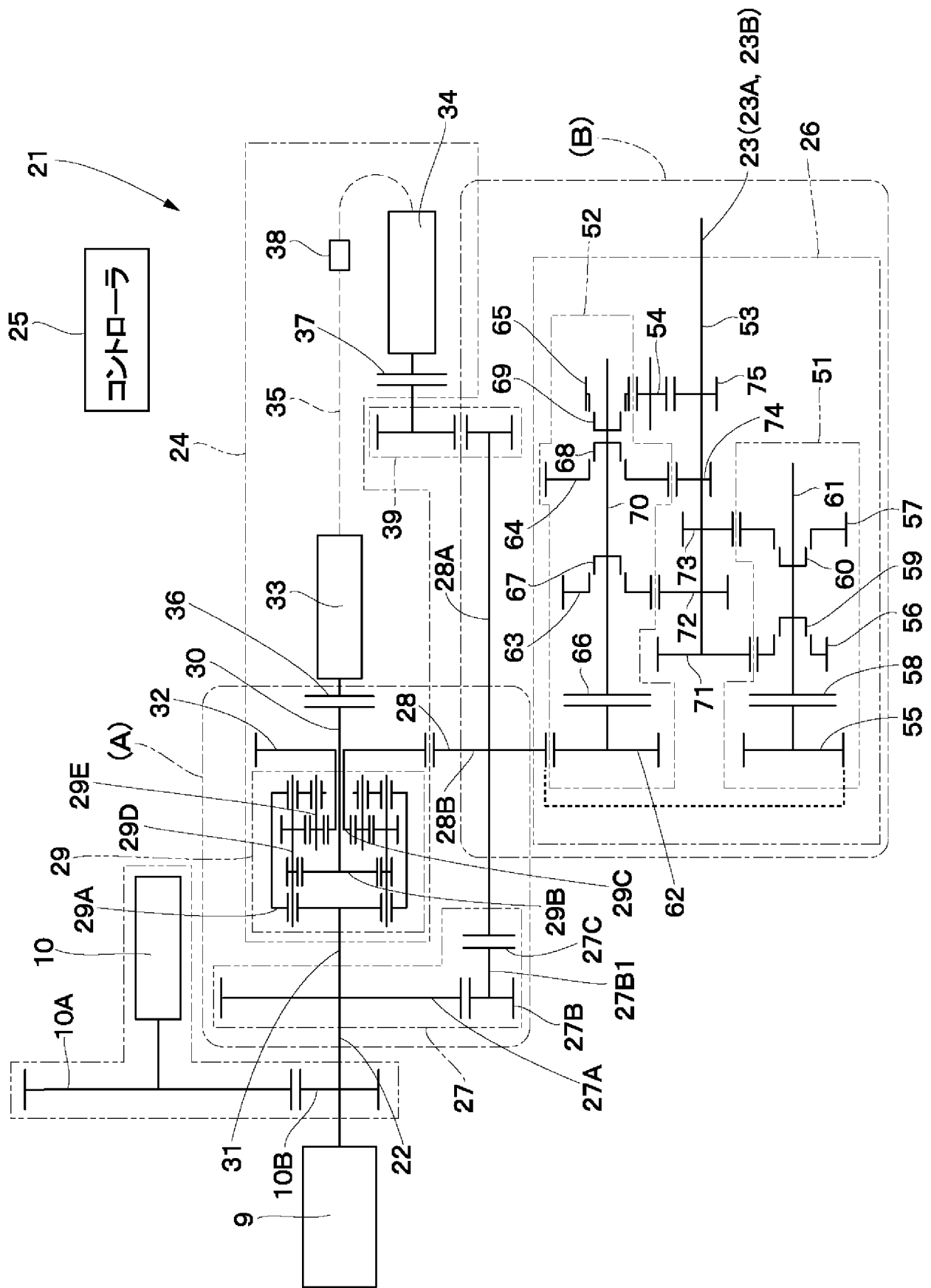
[図2]



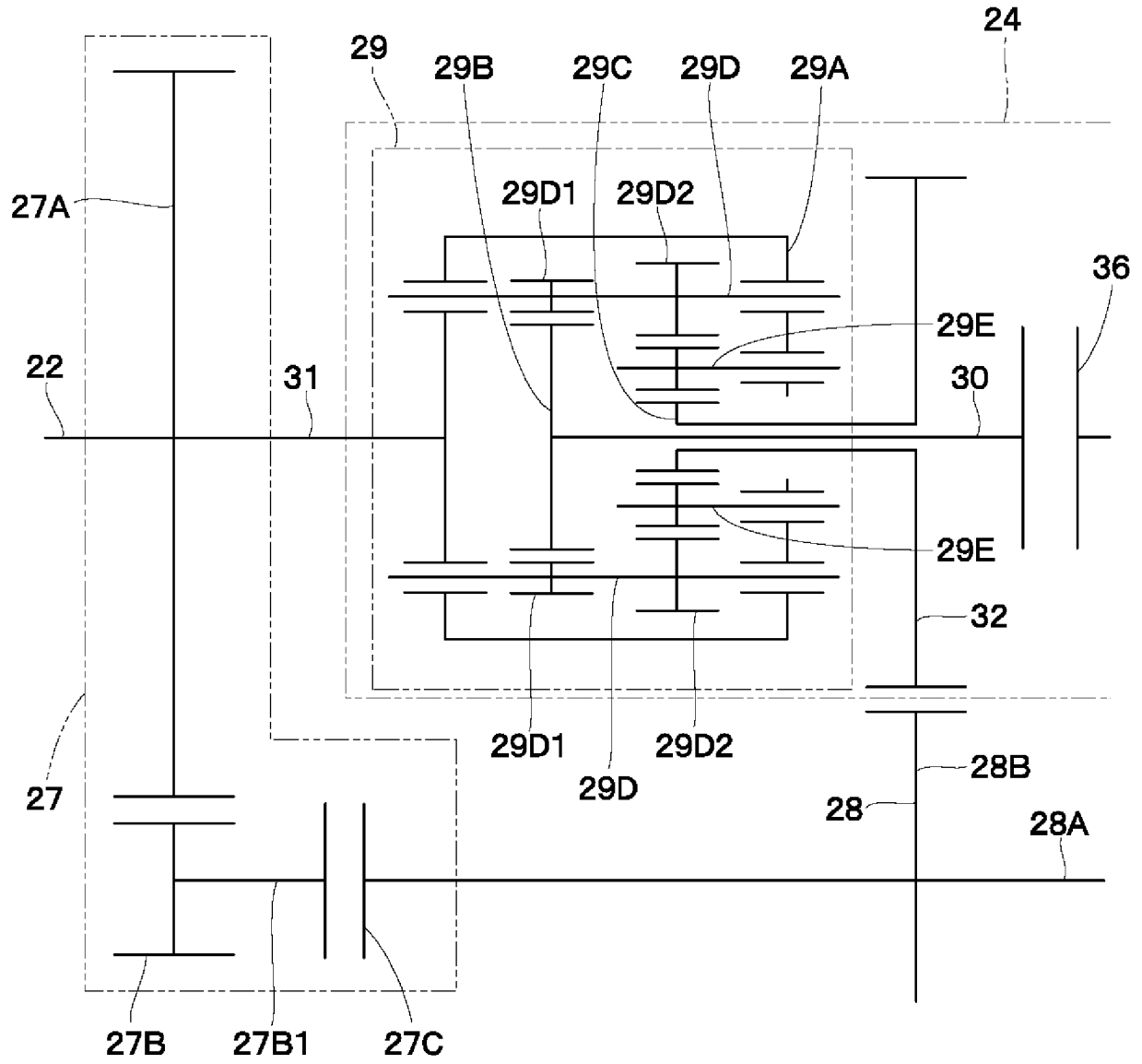
[図3]



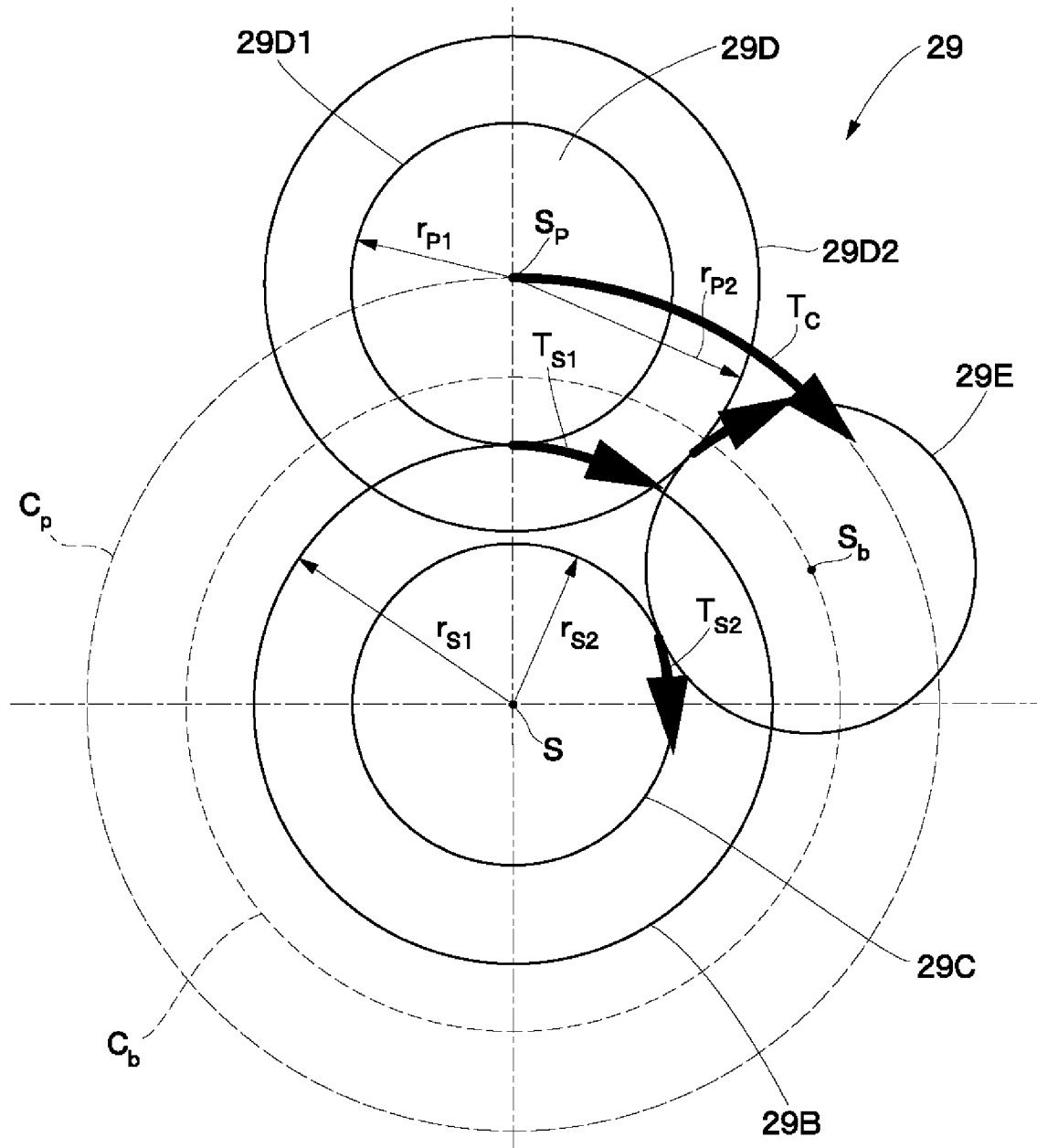
[図4]



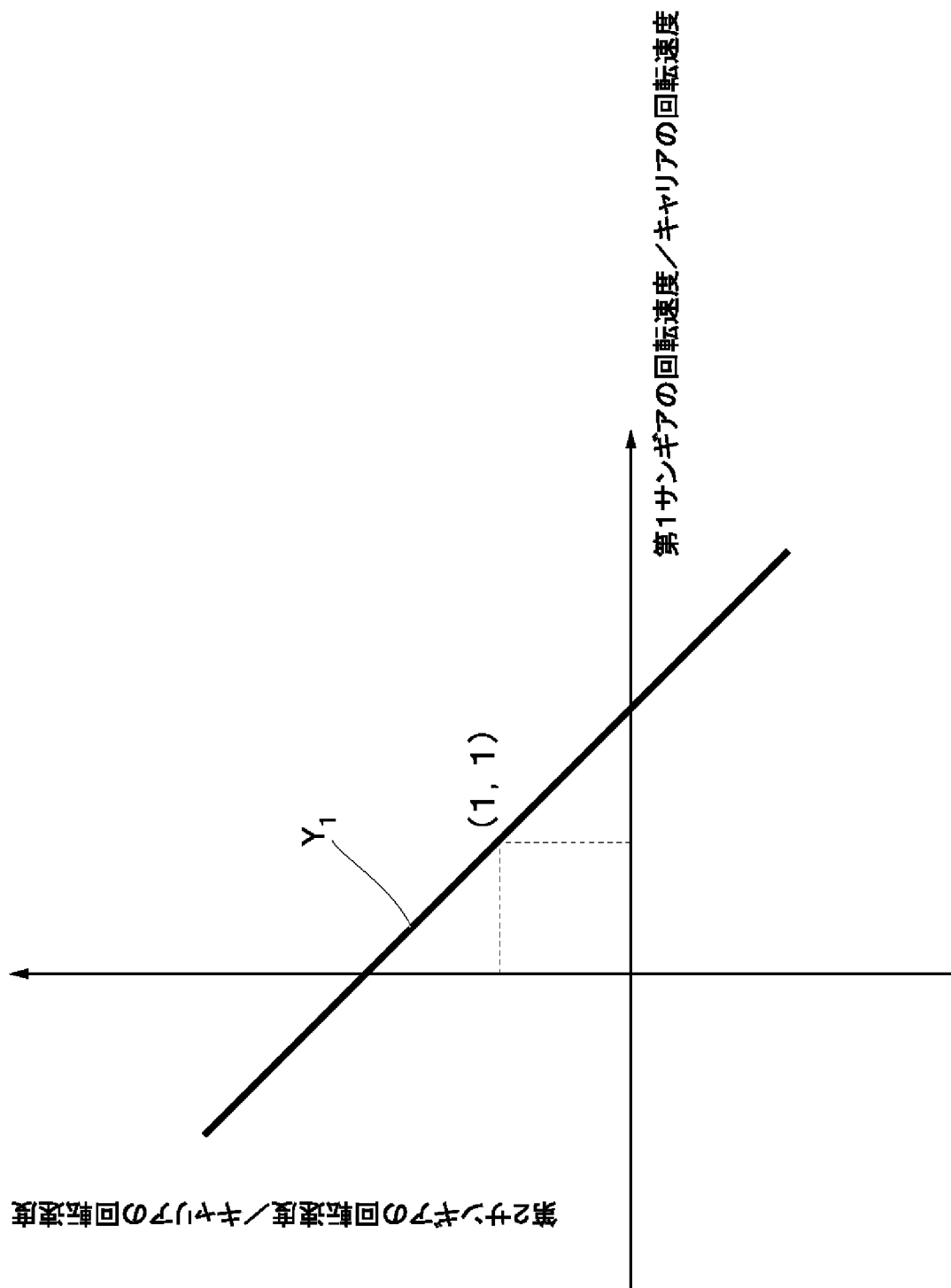
[図5]



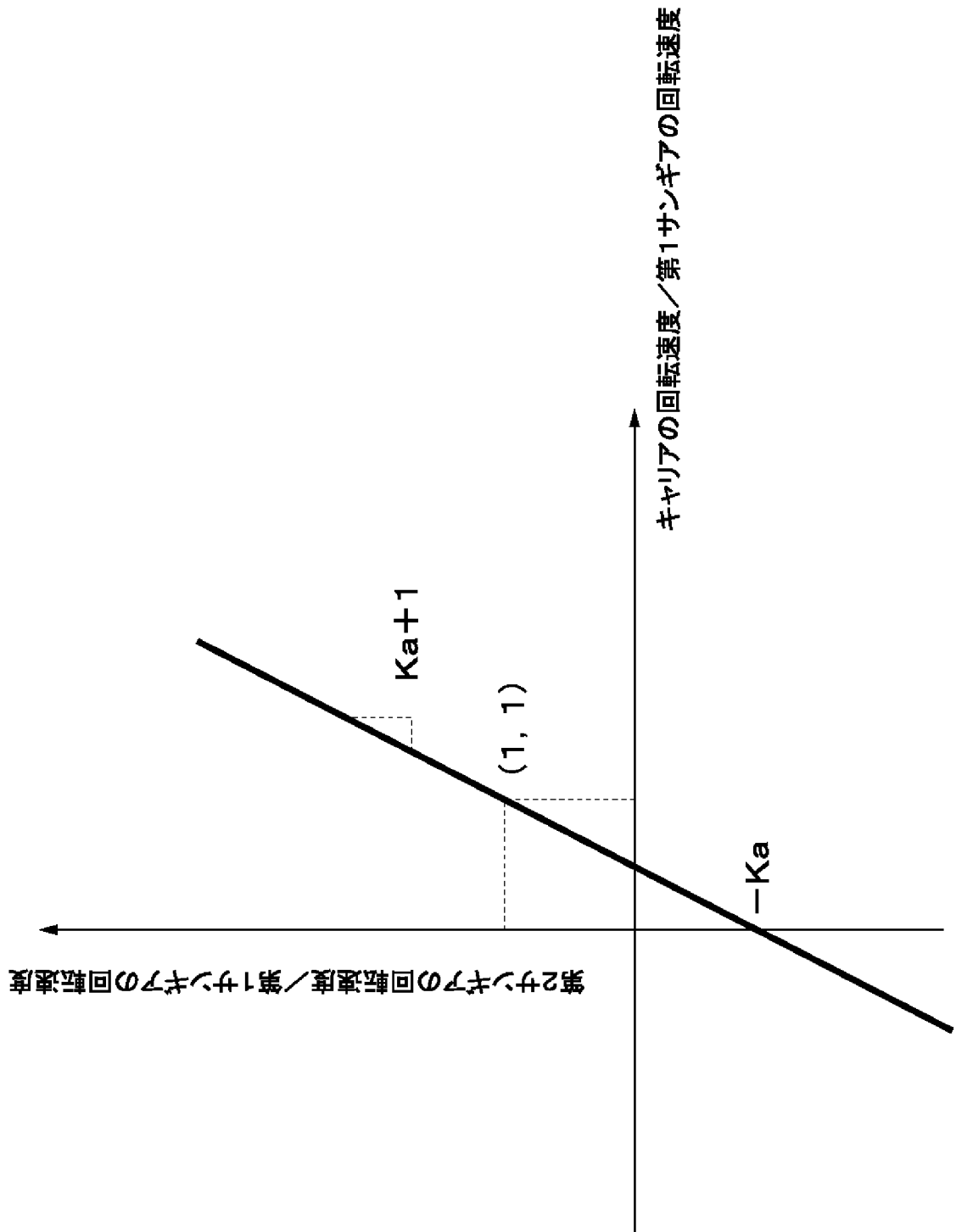
[図6]



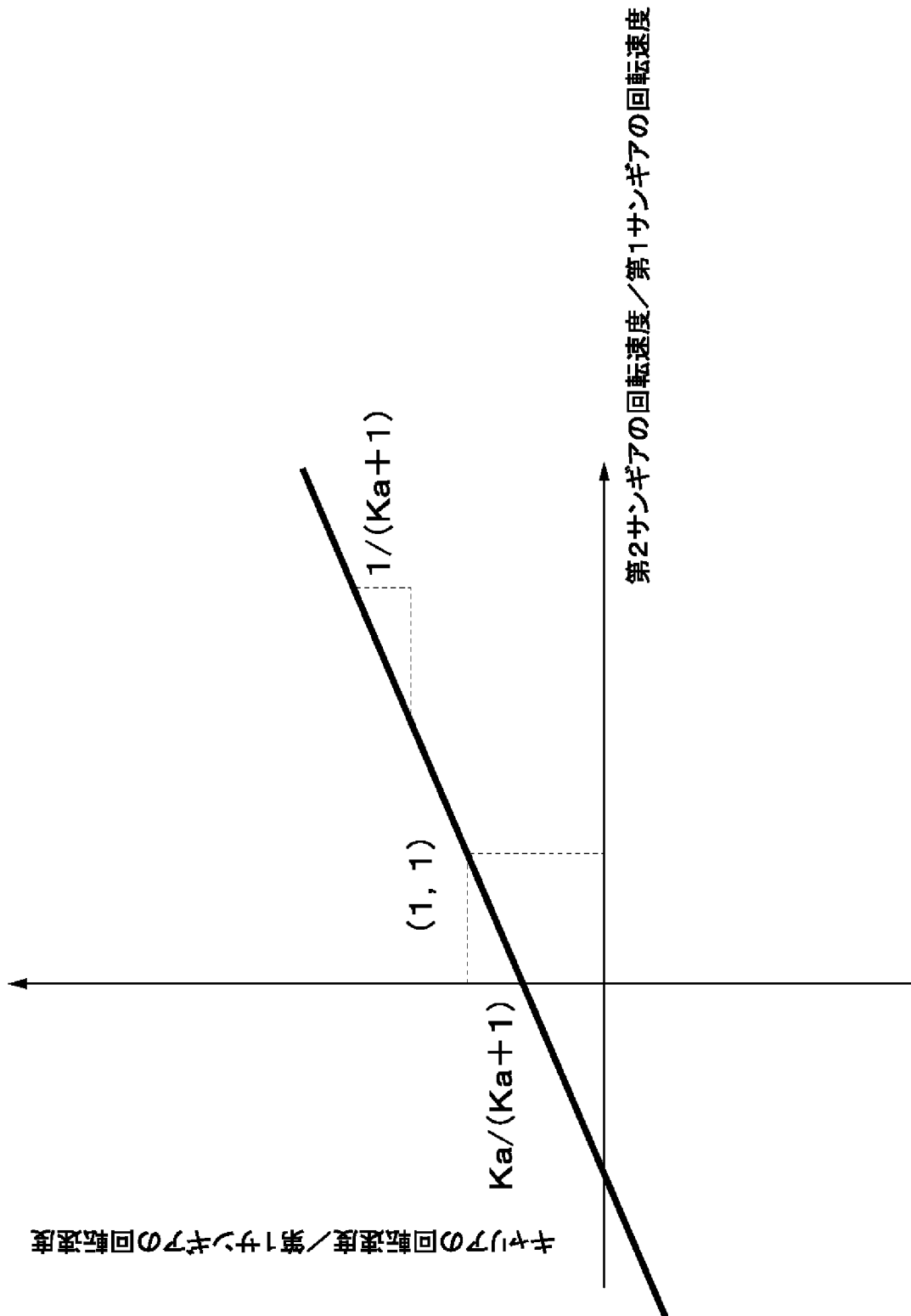
[図7]



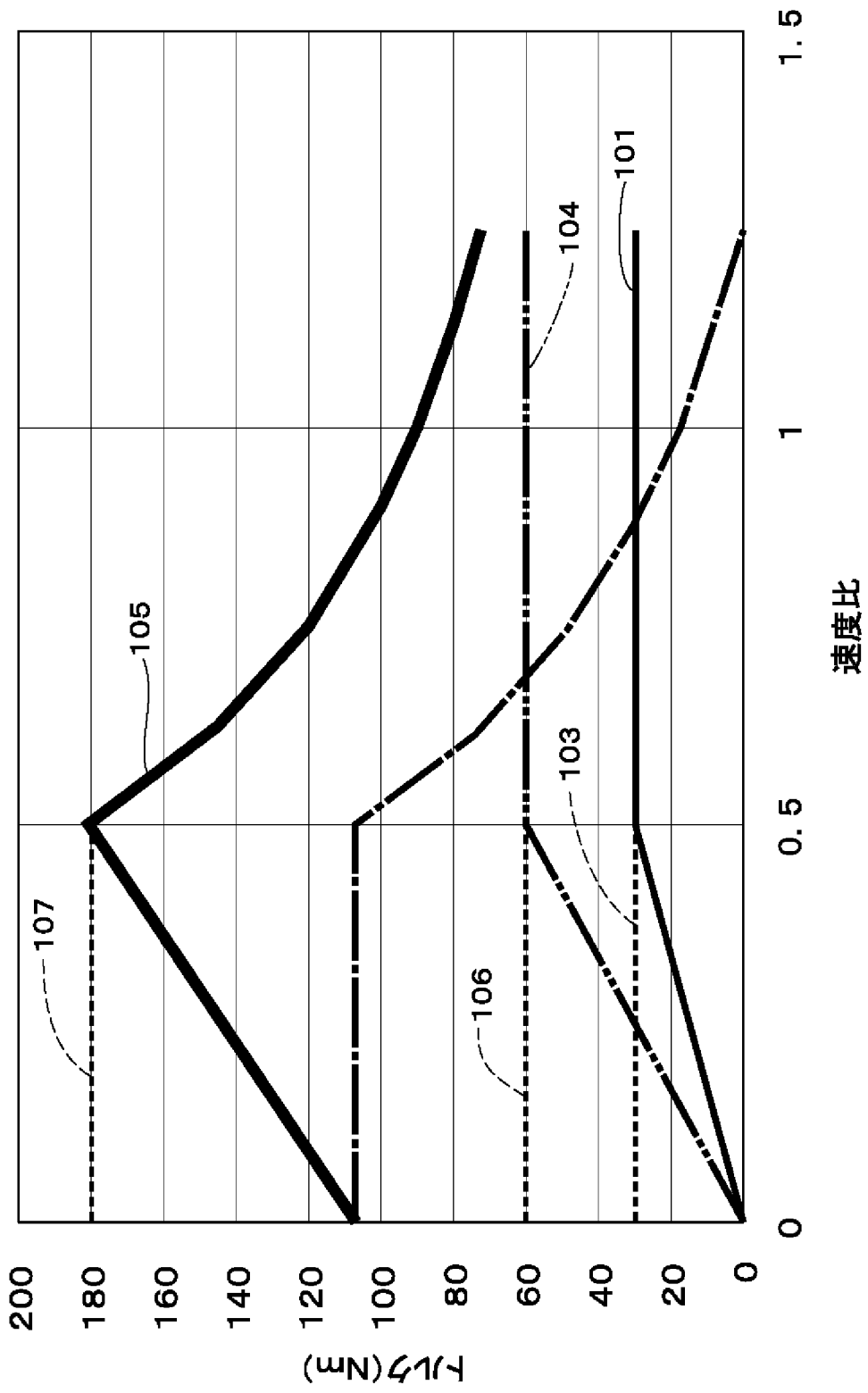
[図8]



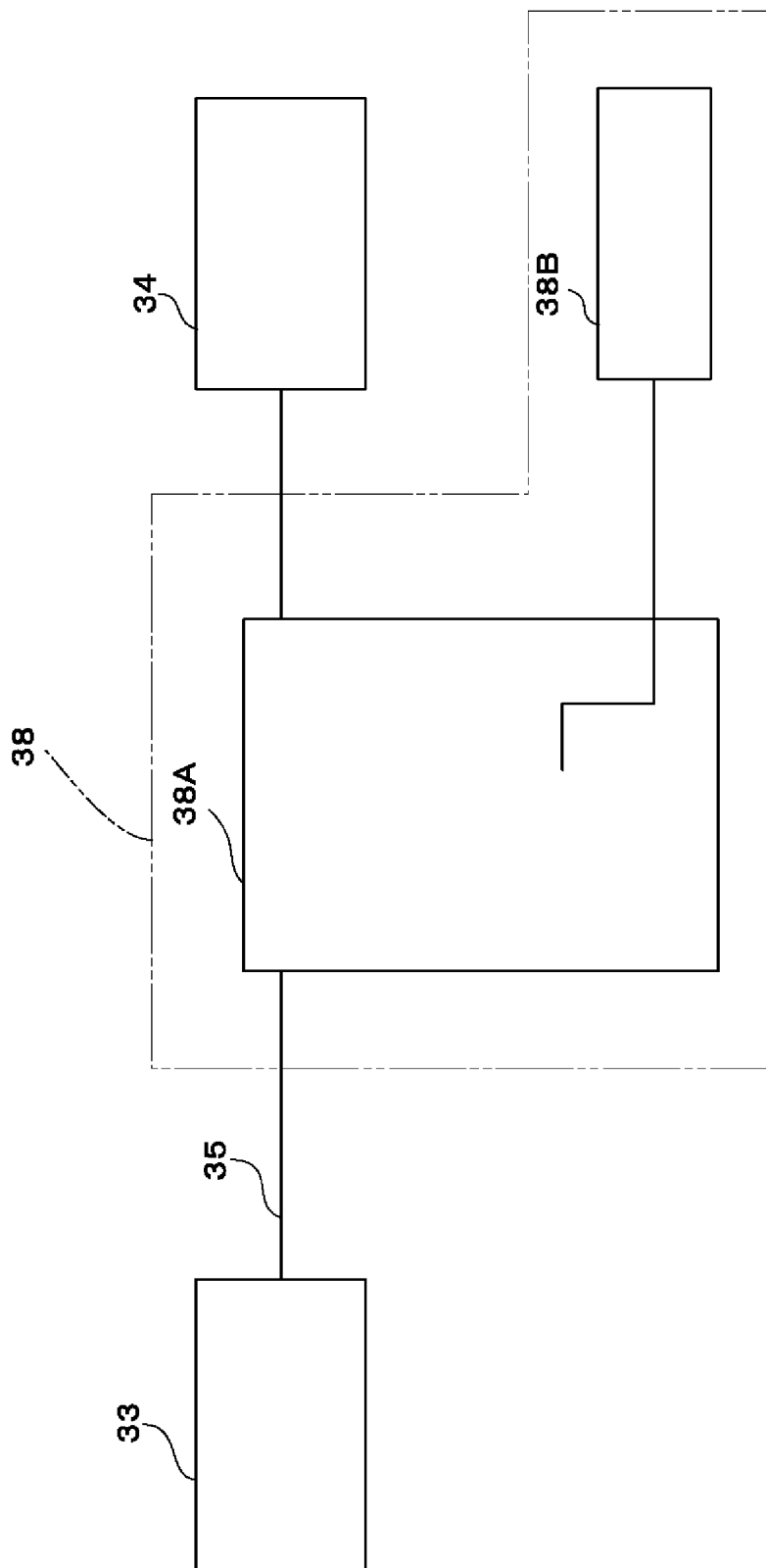
[図9]



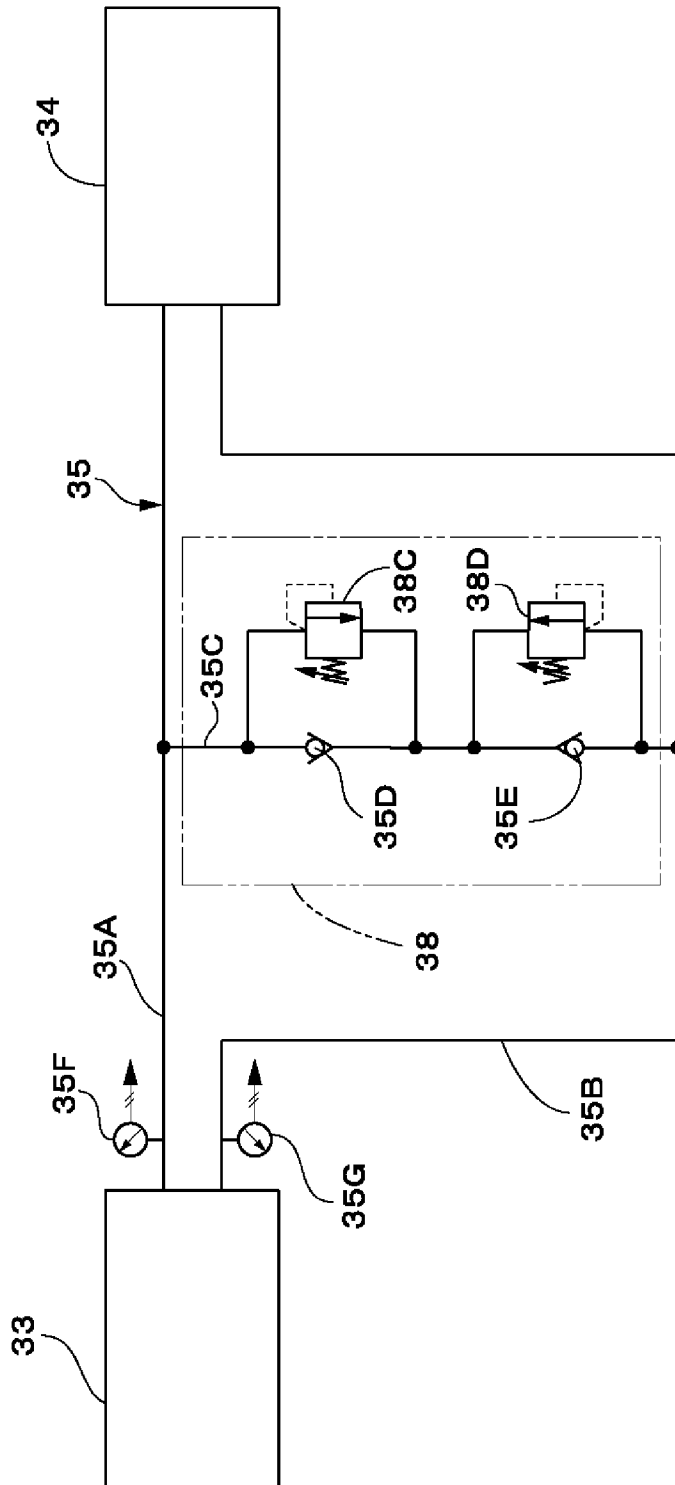
[図10]



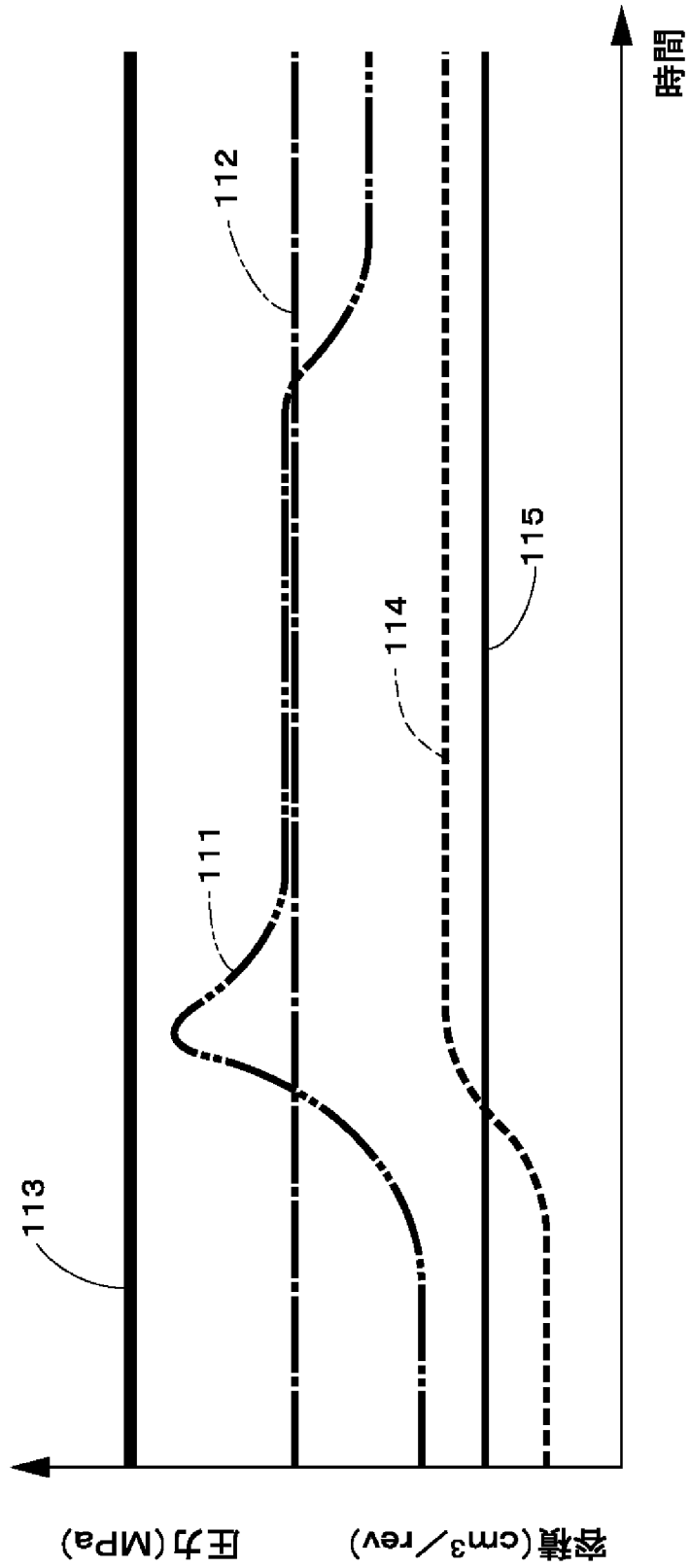
[図11]



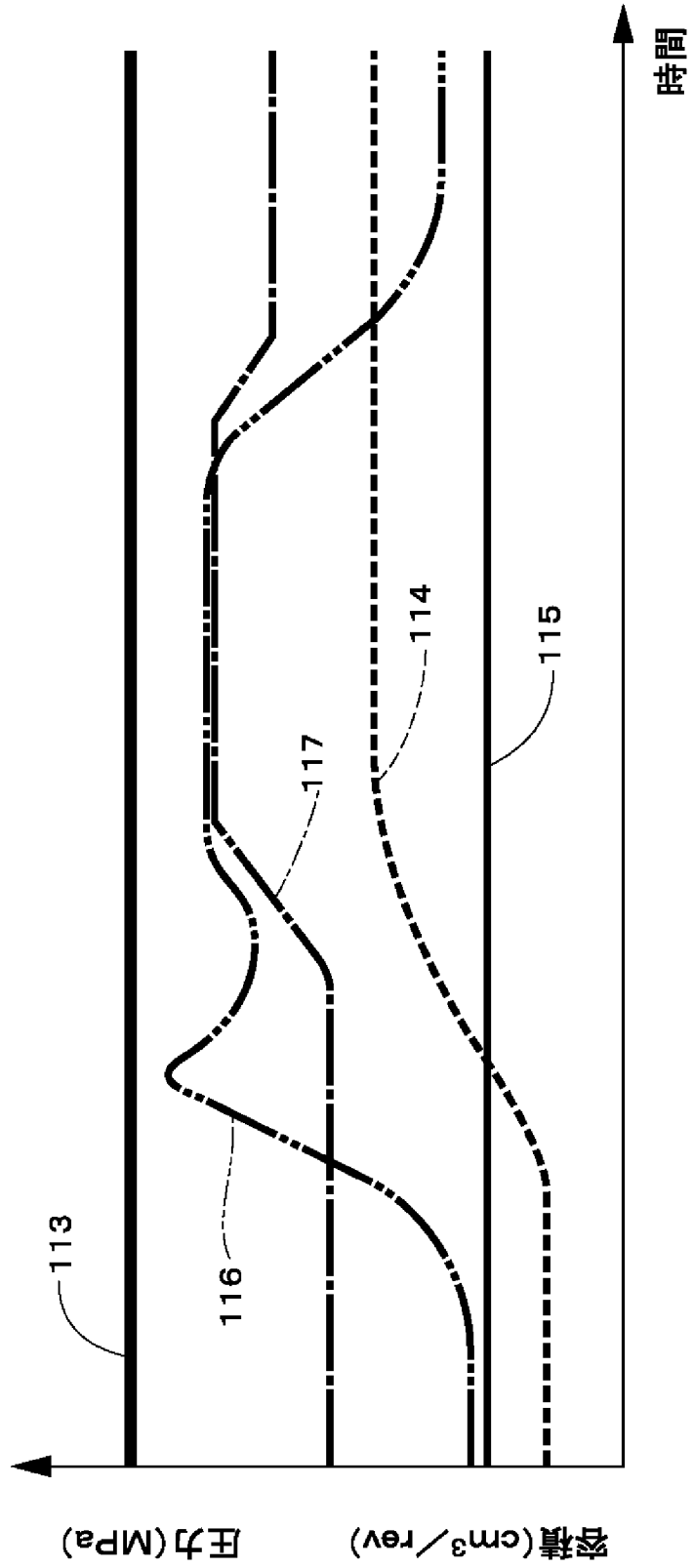
[図12]



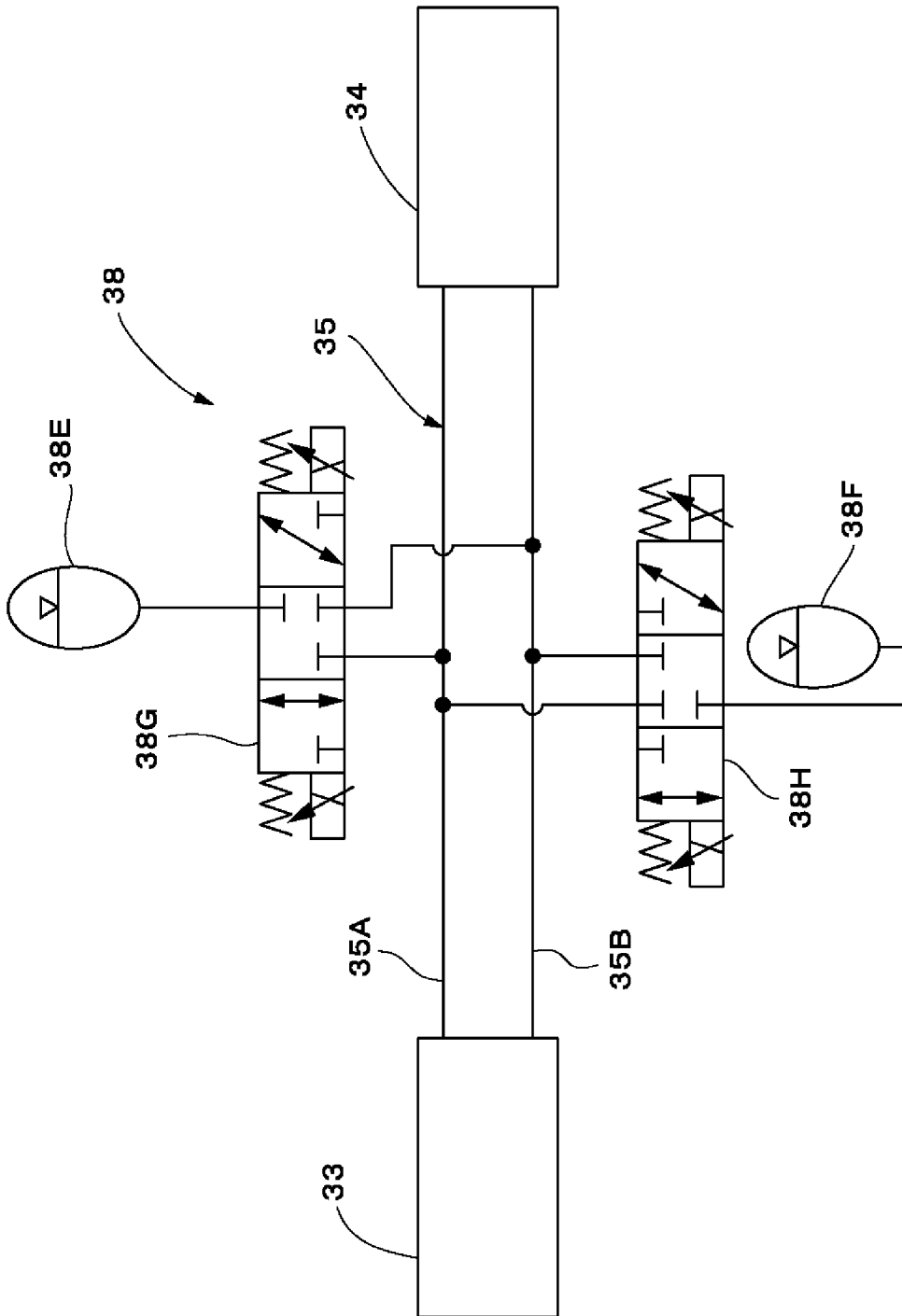
[図13]



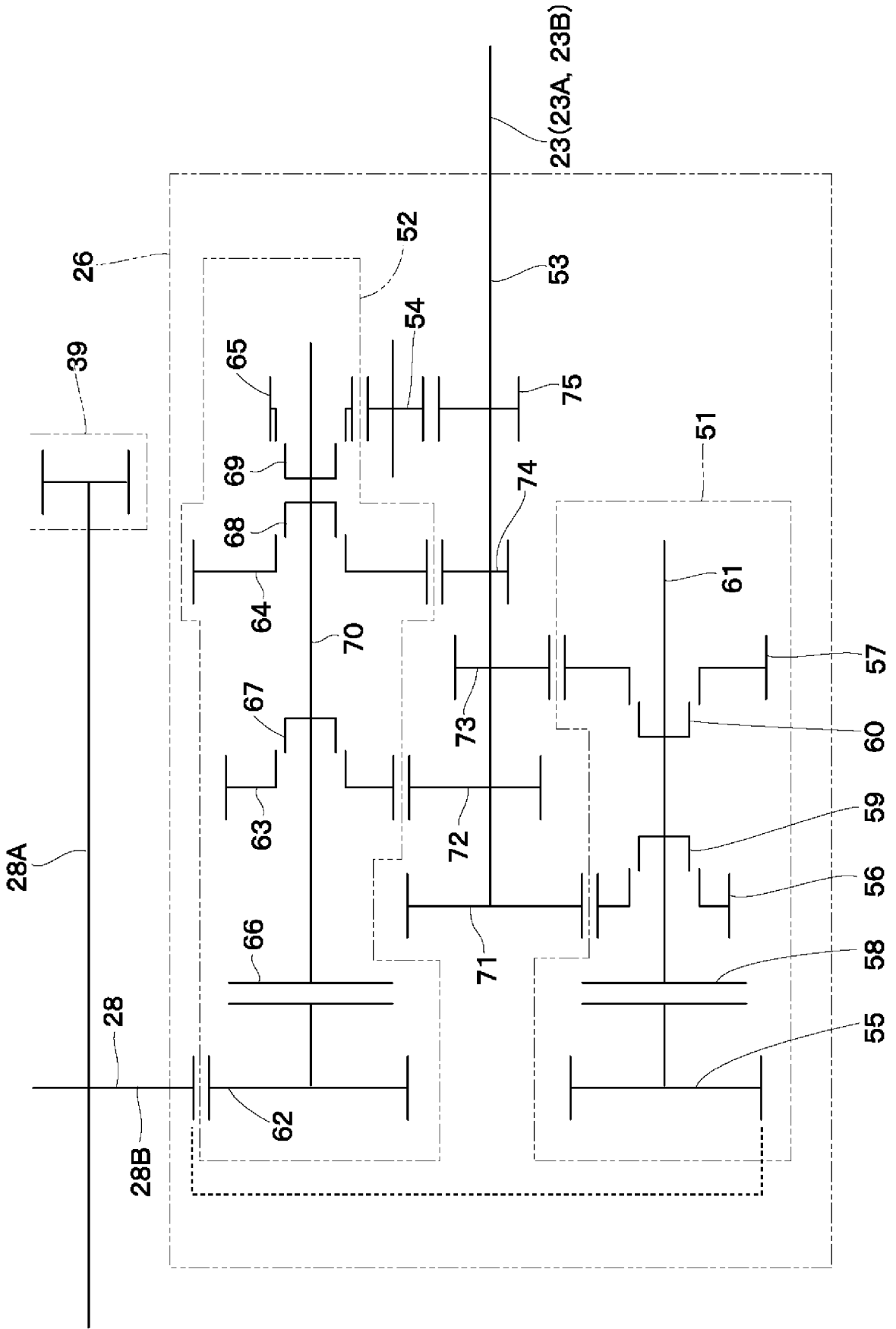
[図14]



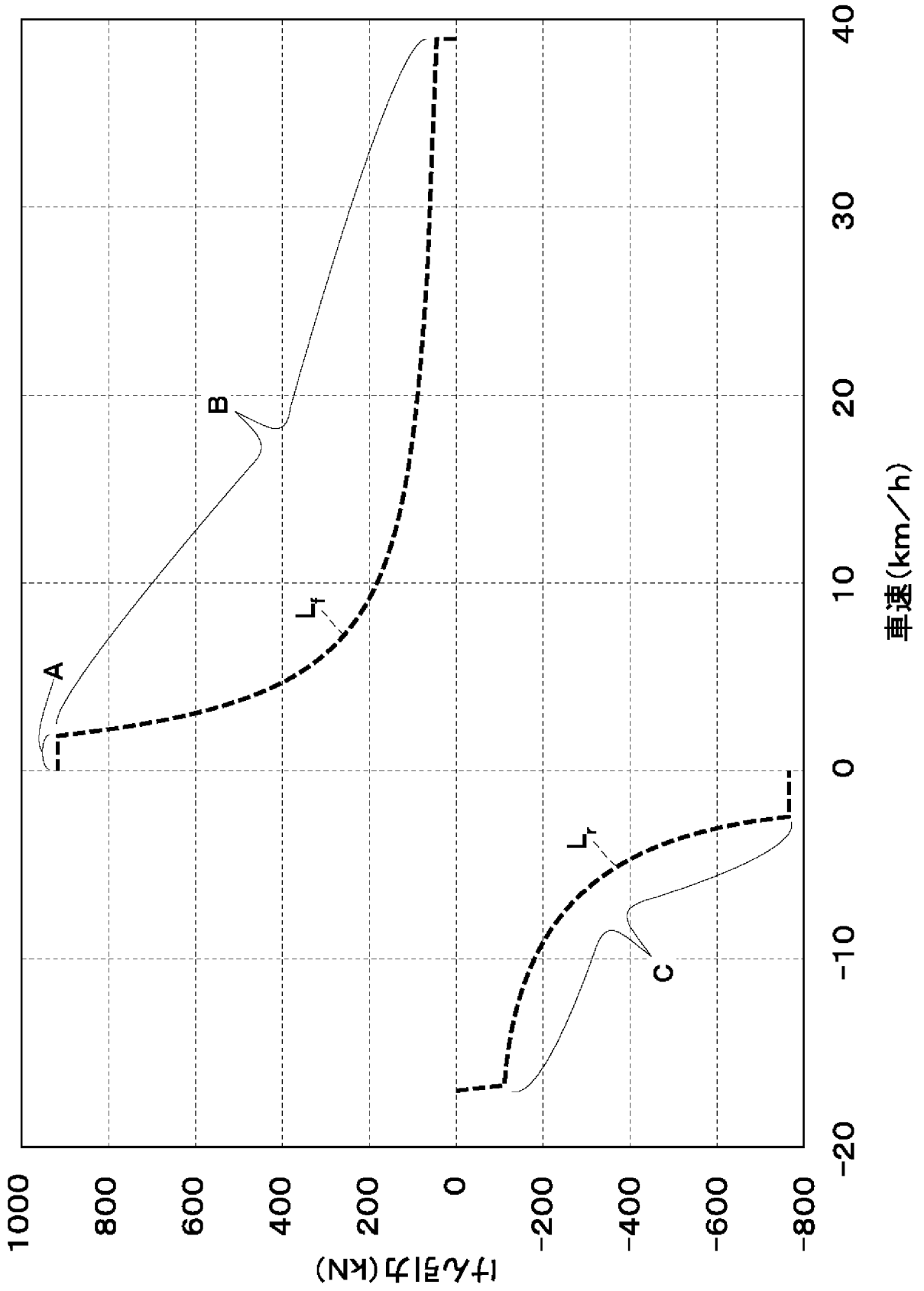
[図15]



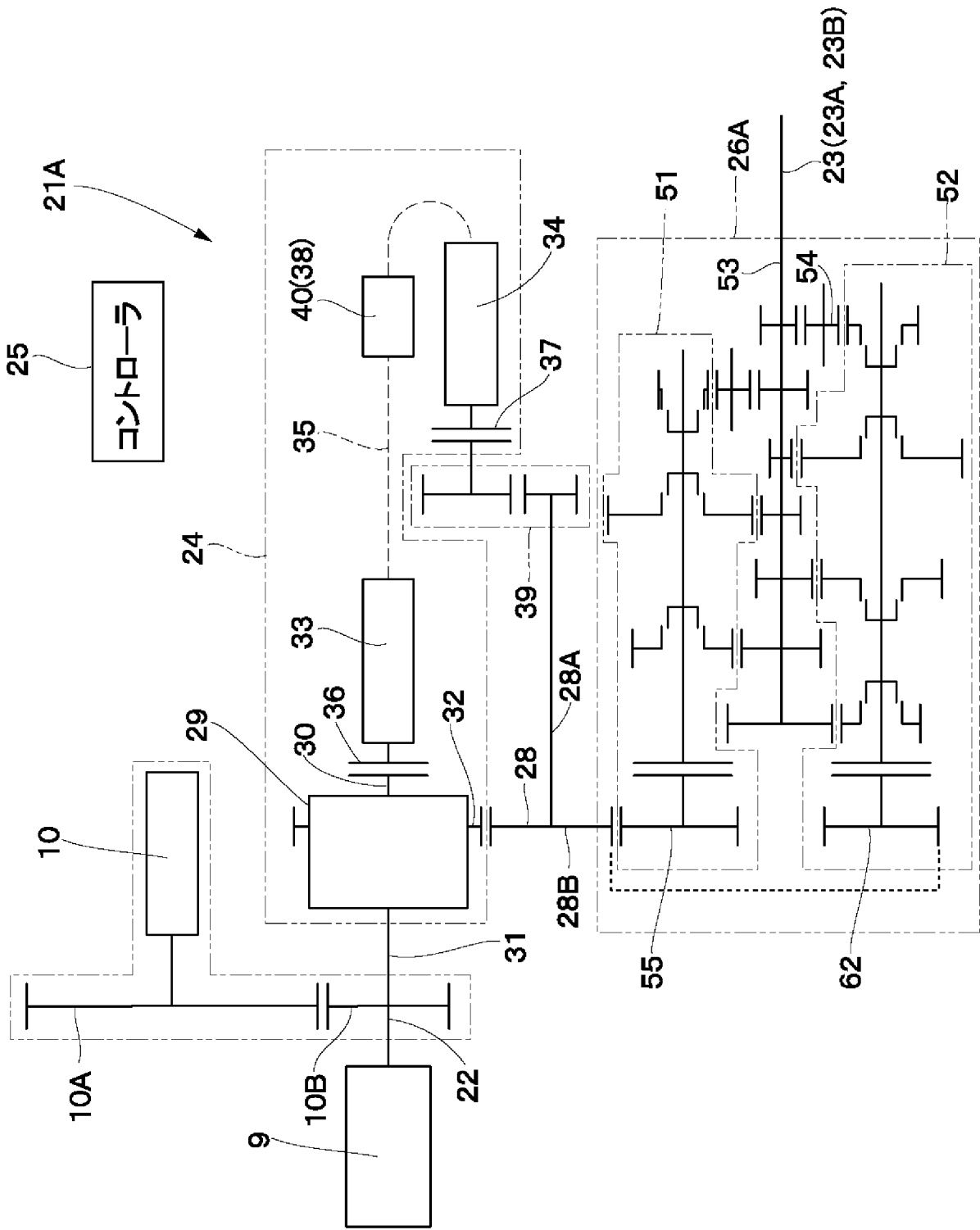
[図16]



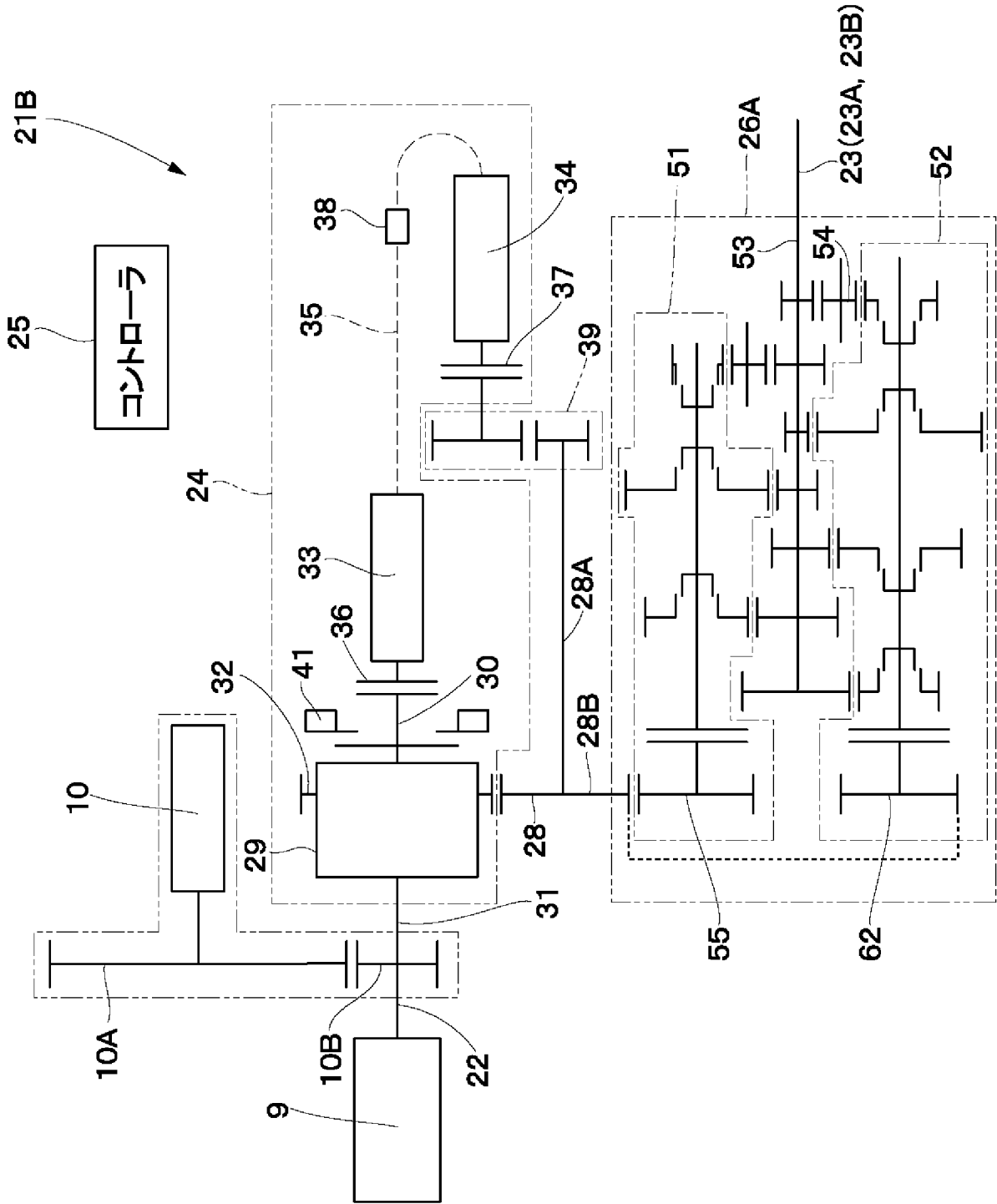
[図17]



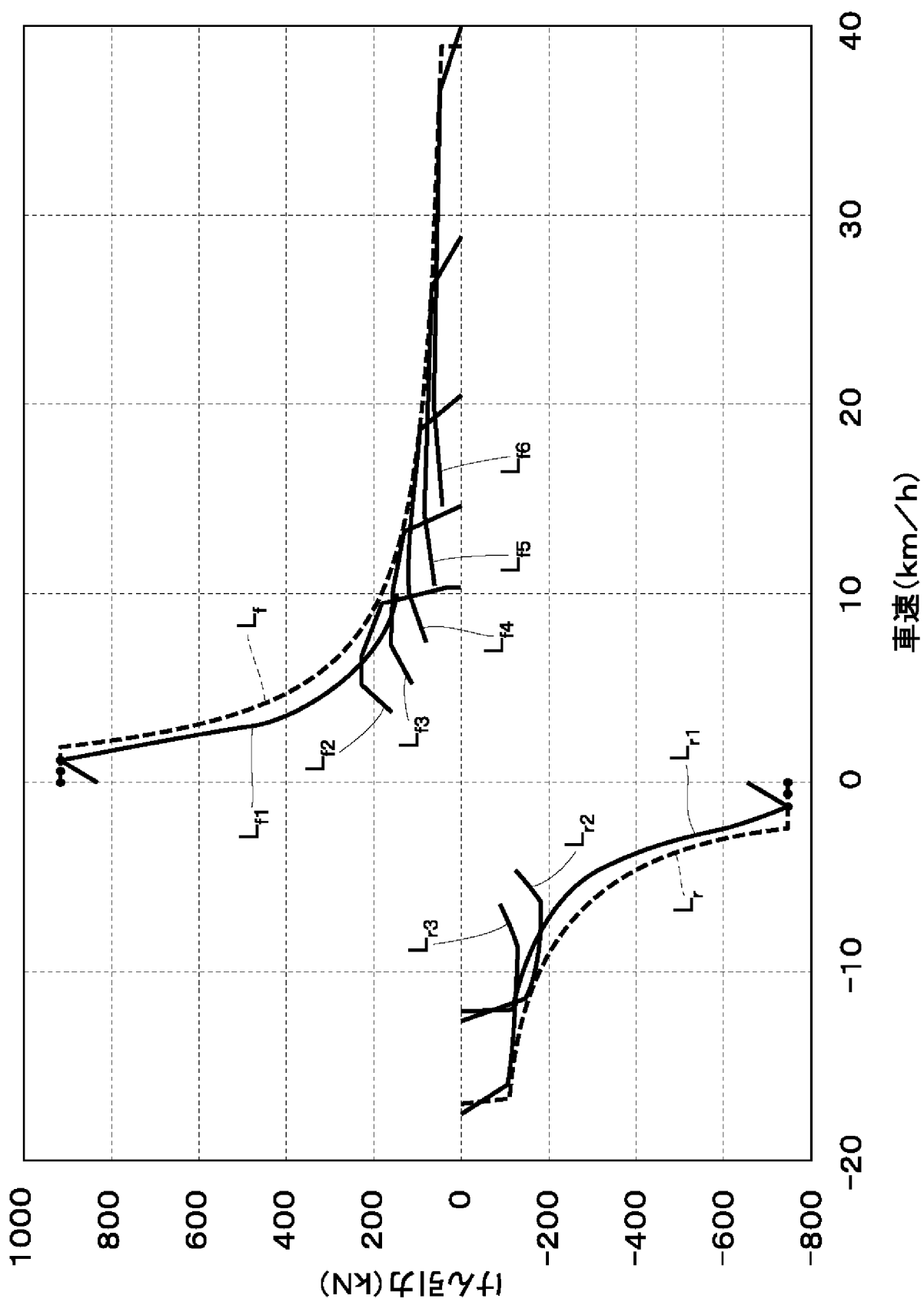
[図19]



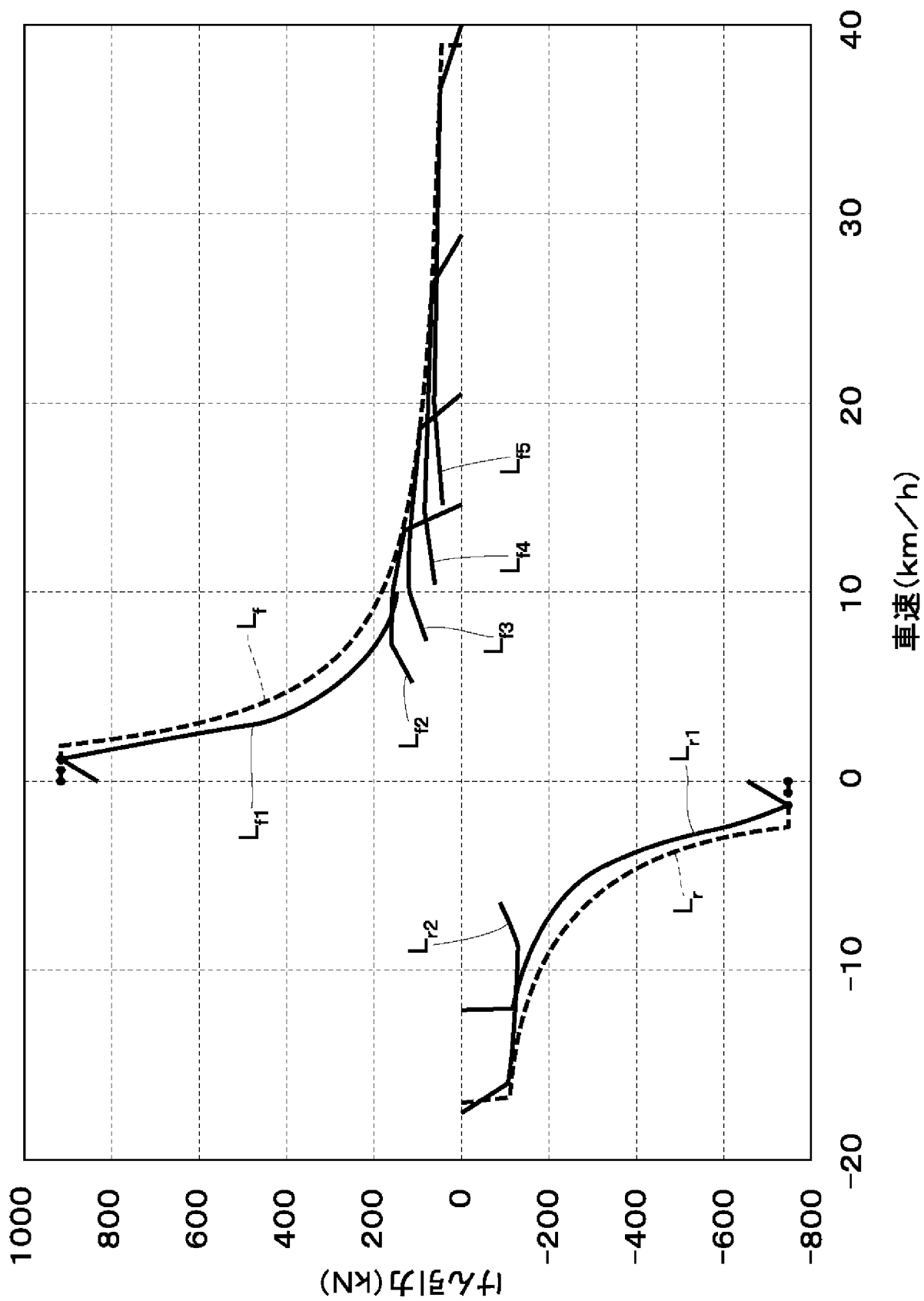
[図20]



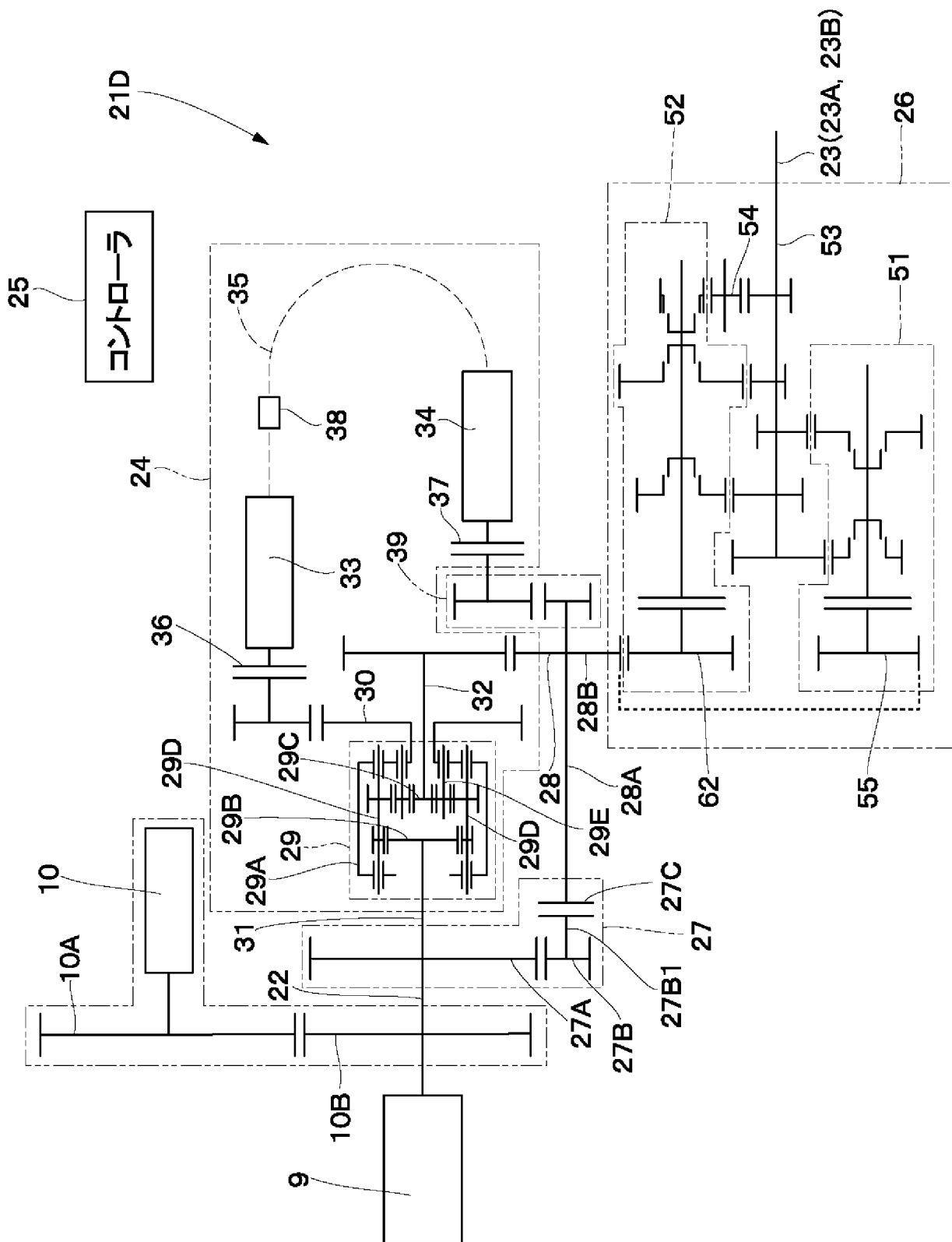
[図22]



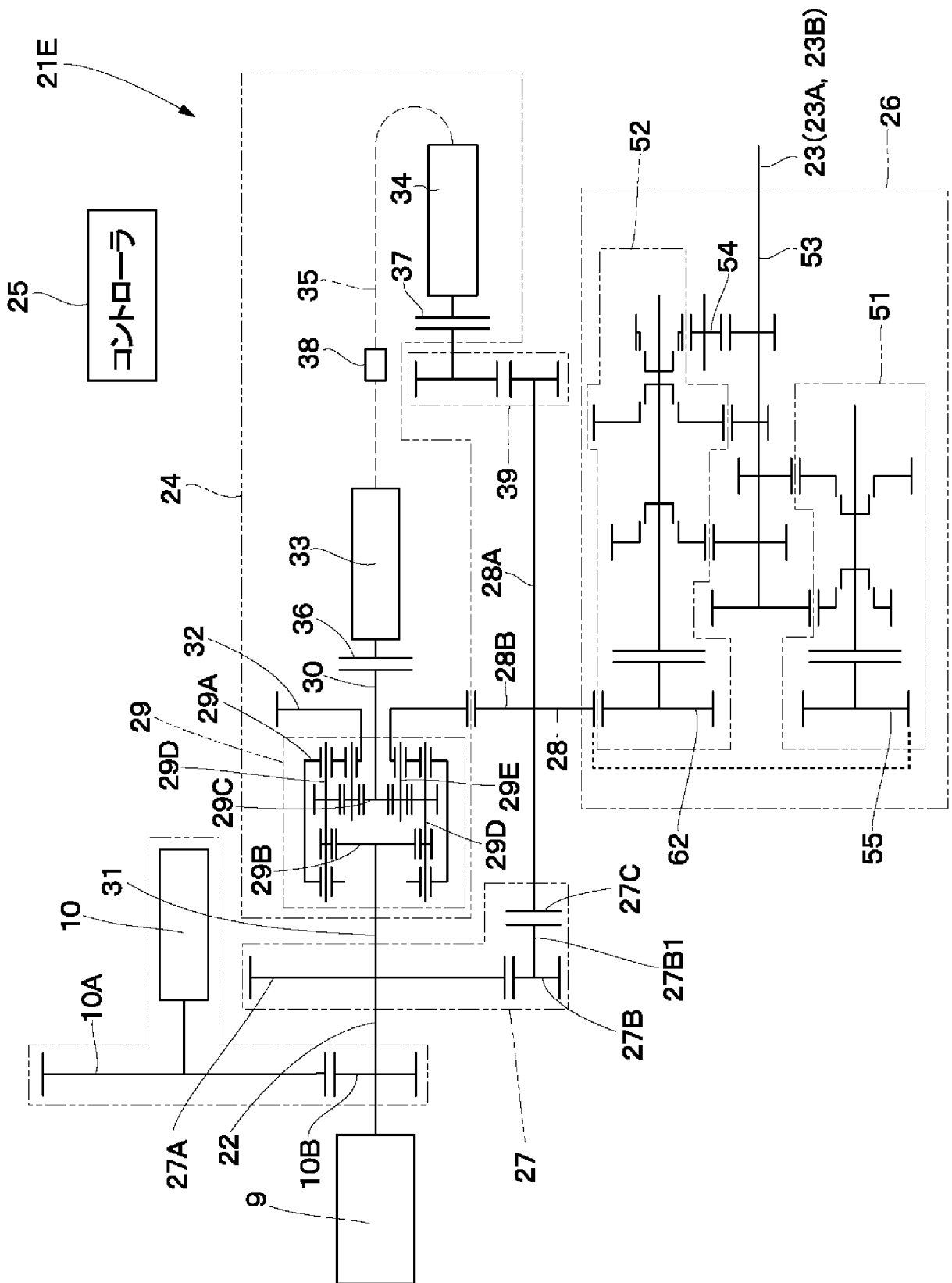
[図23]



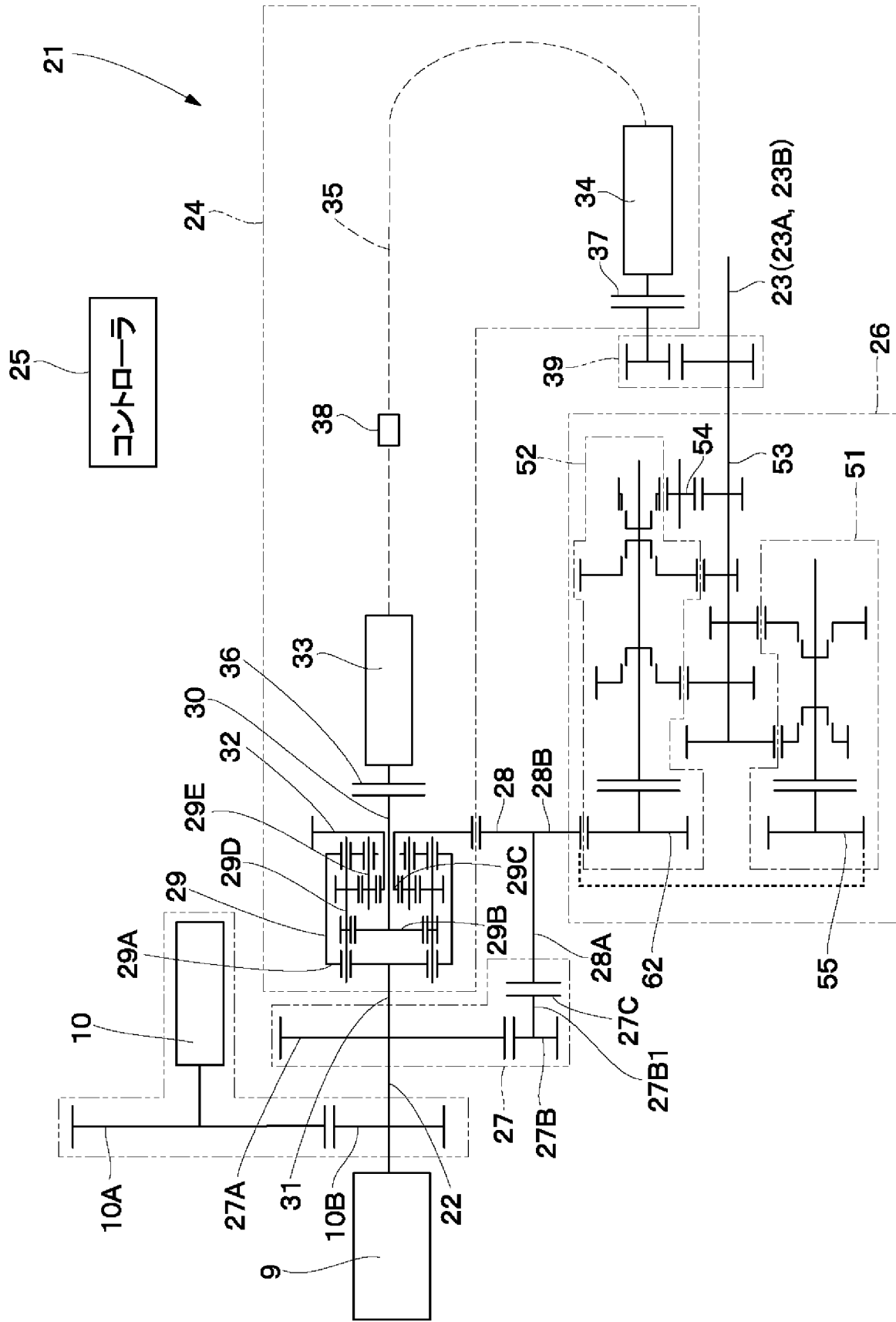
[図24]



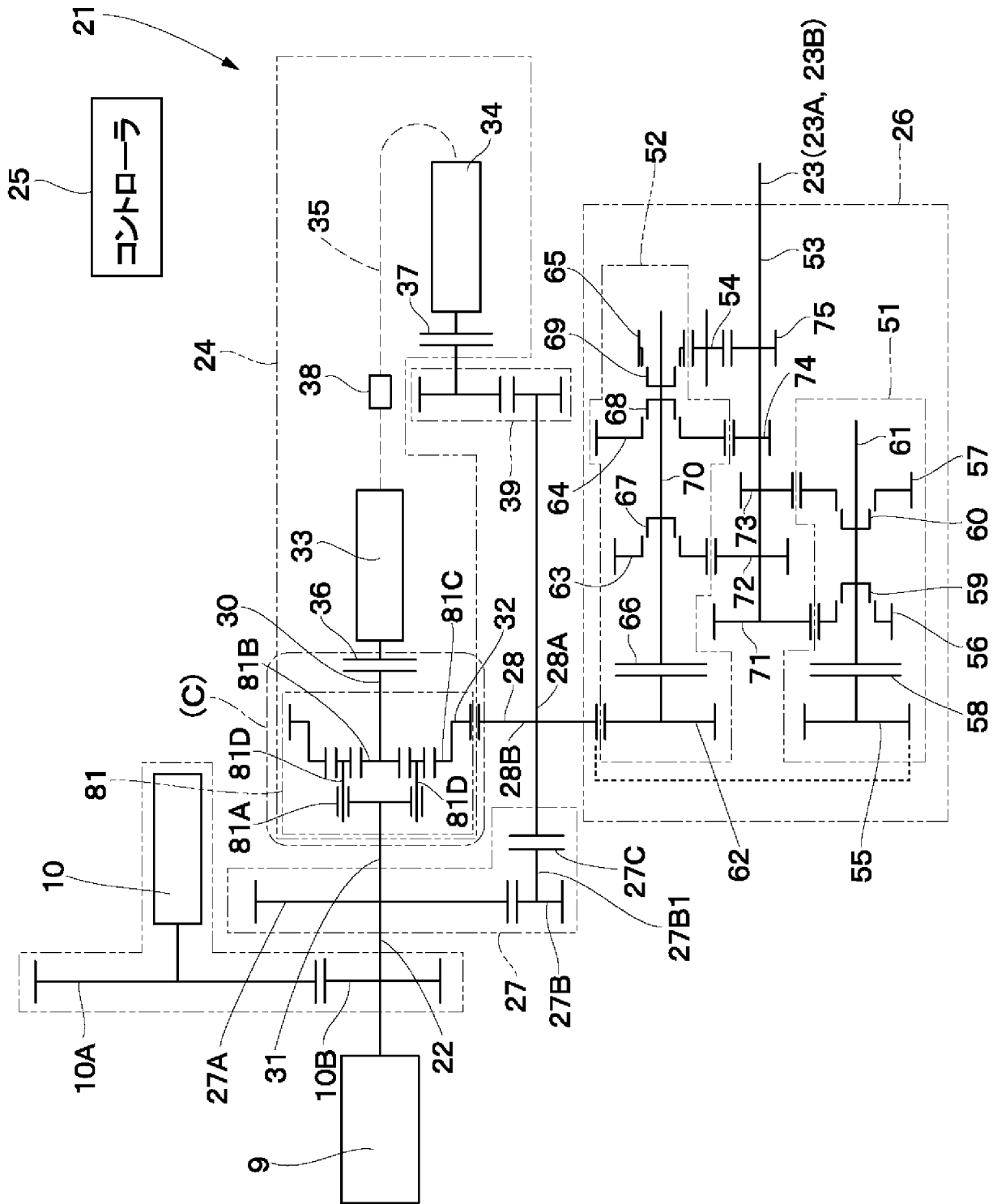
[図25]



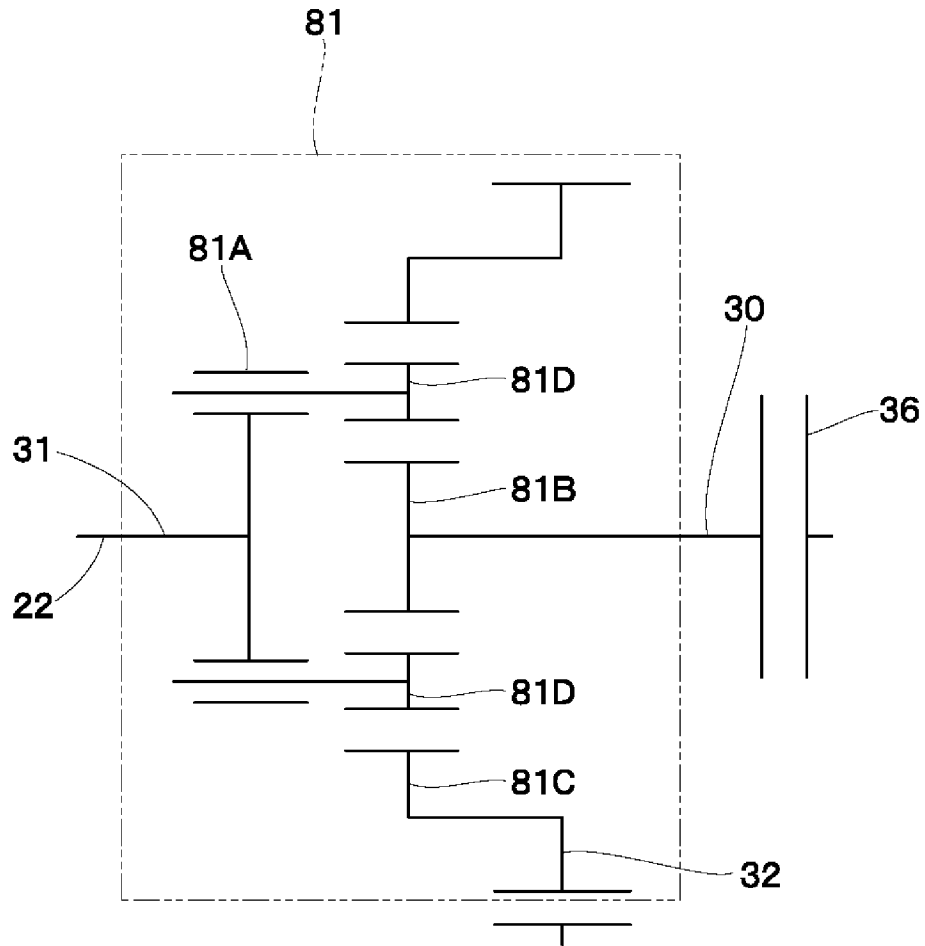
[図26]



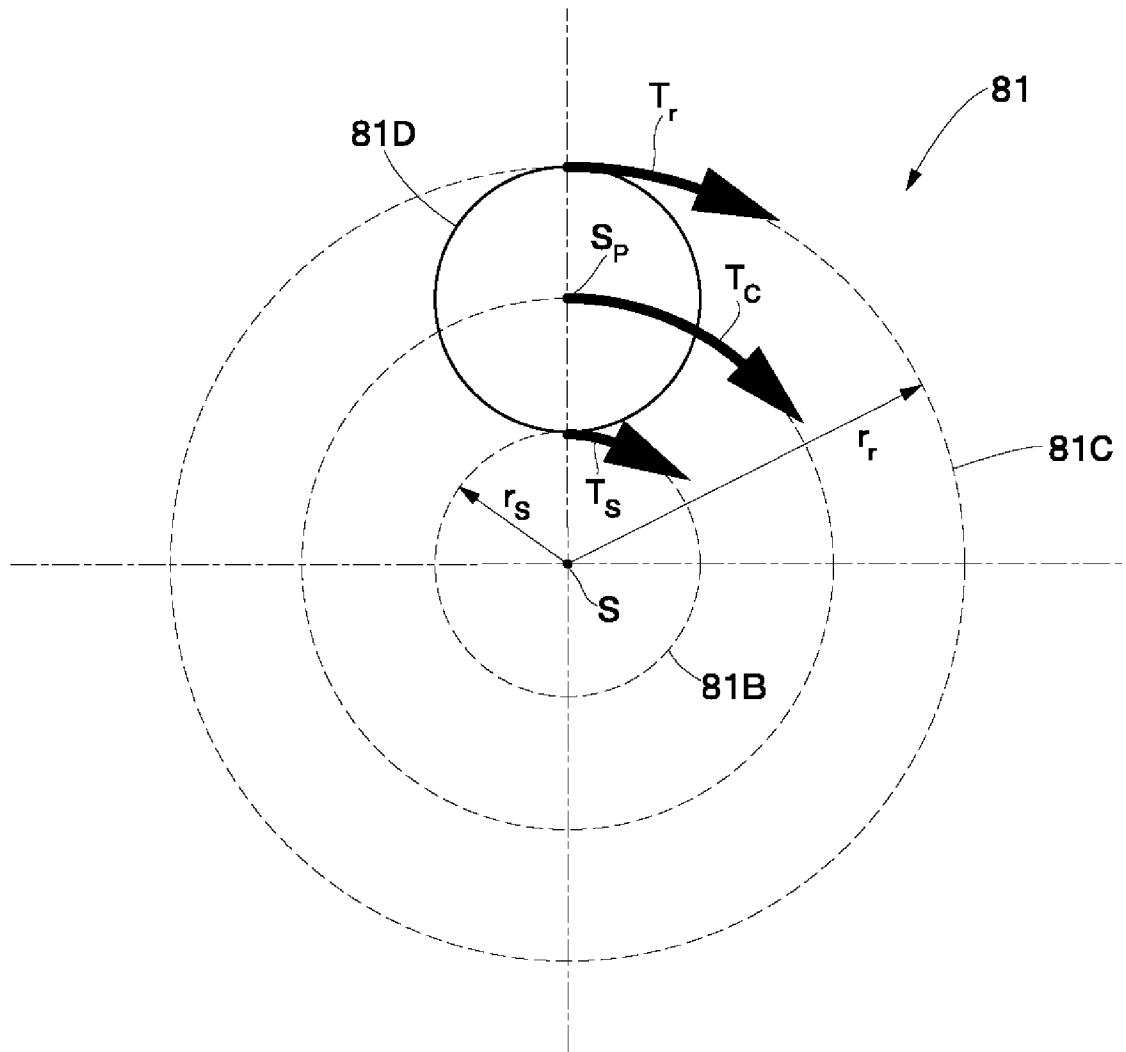
[図27]



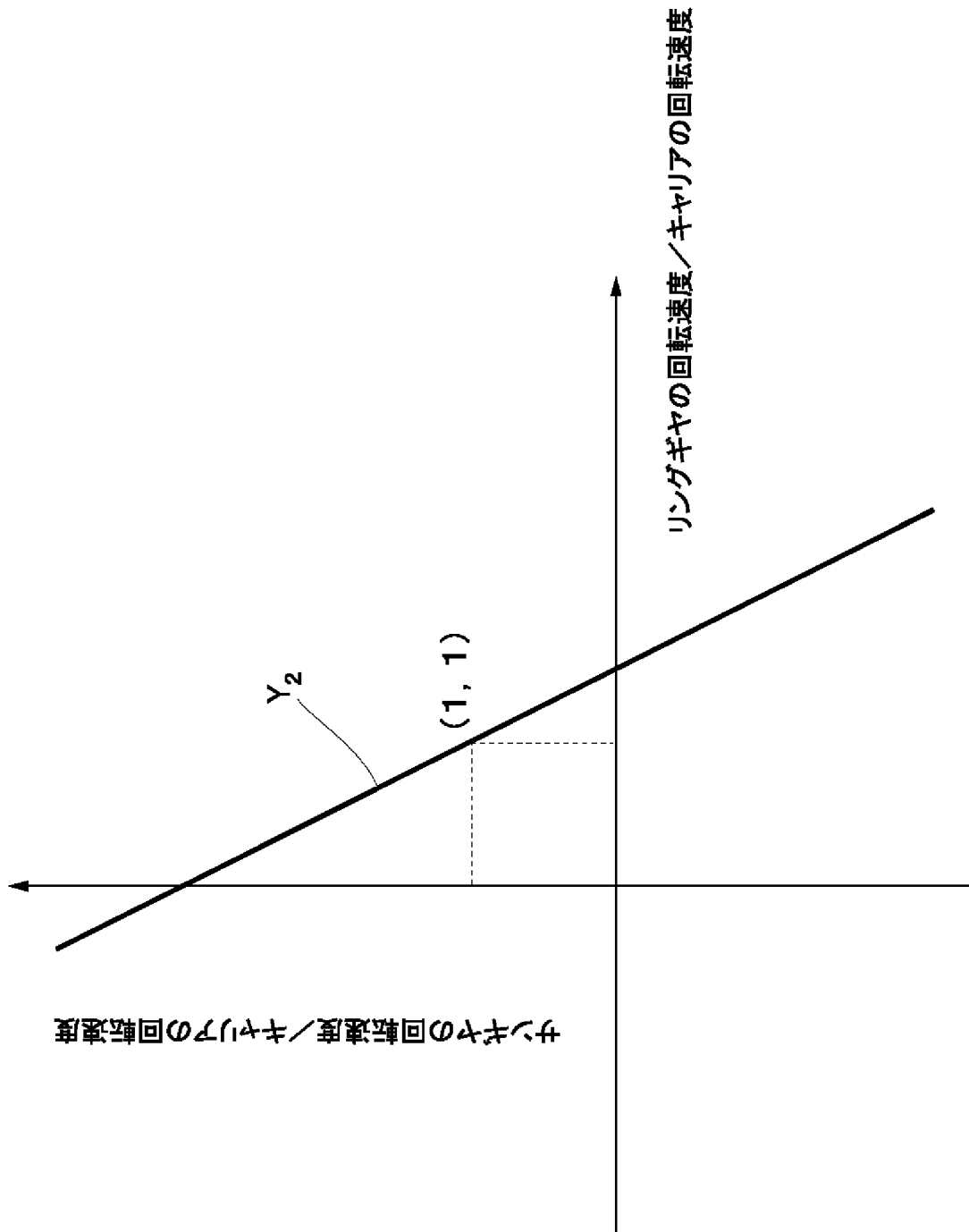
[図28]



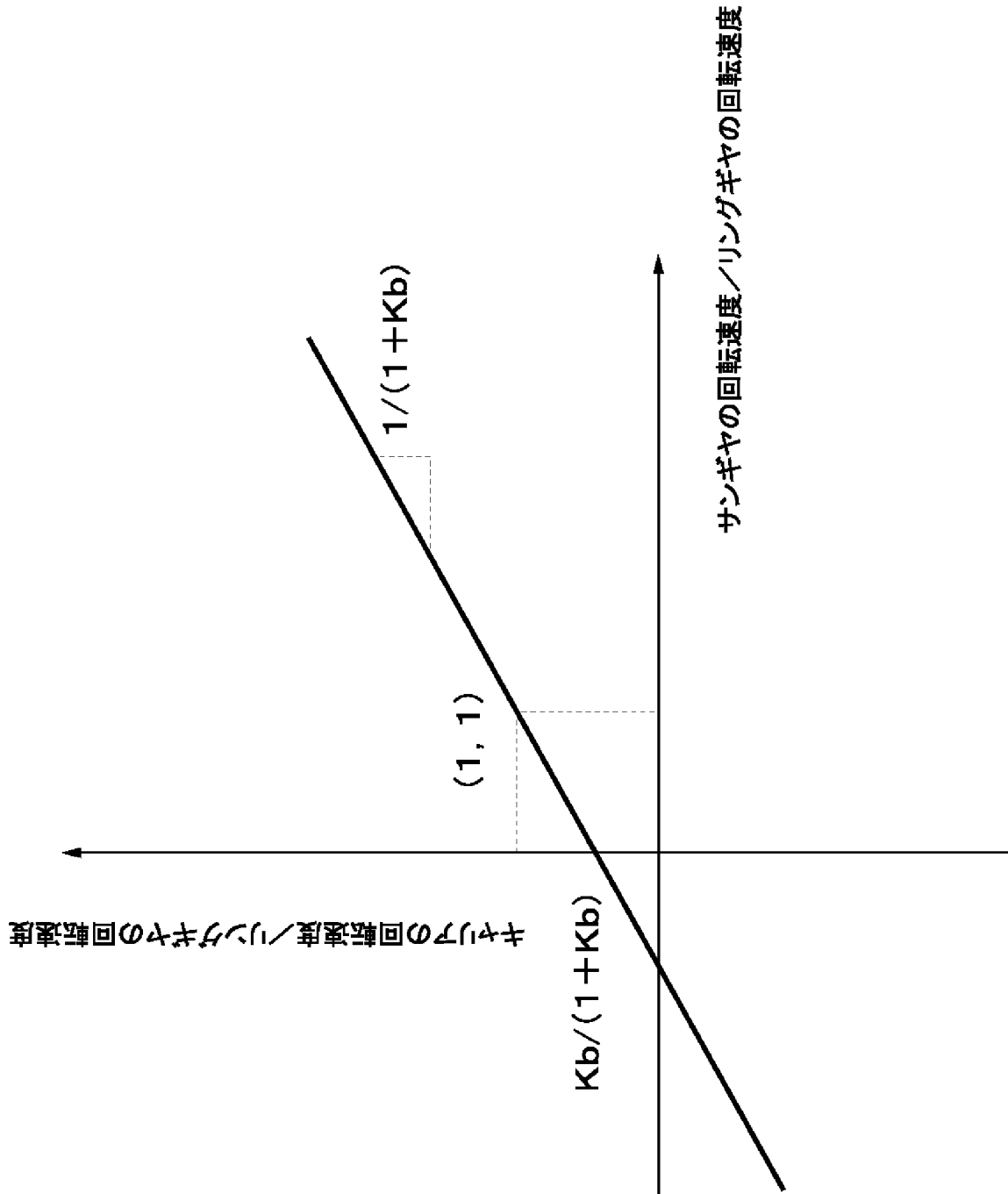
[図29]



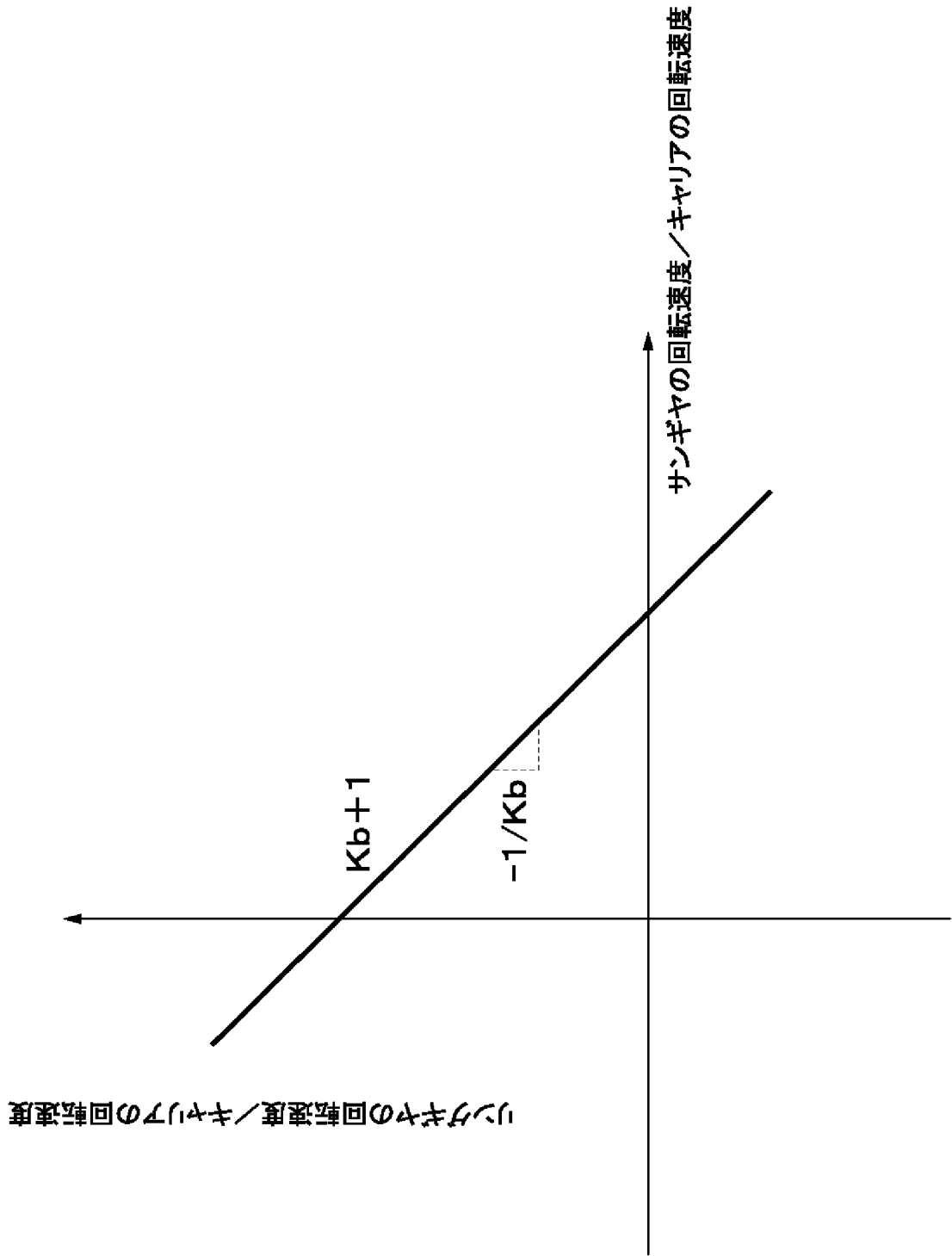
[図30]



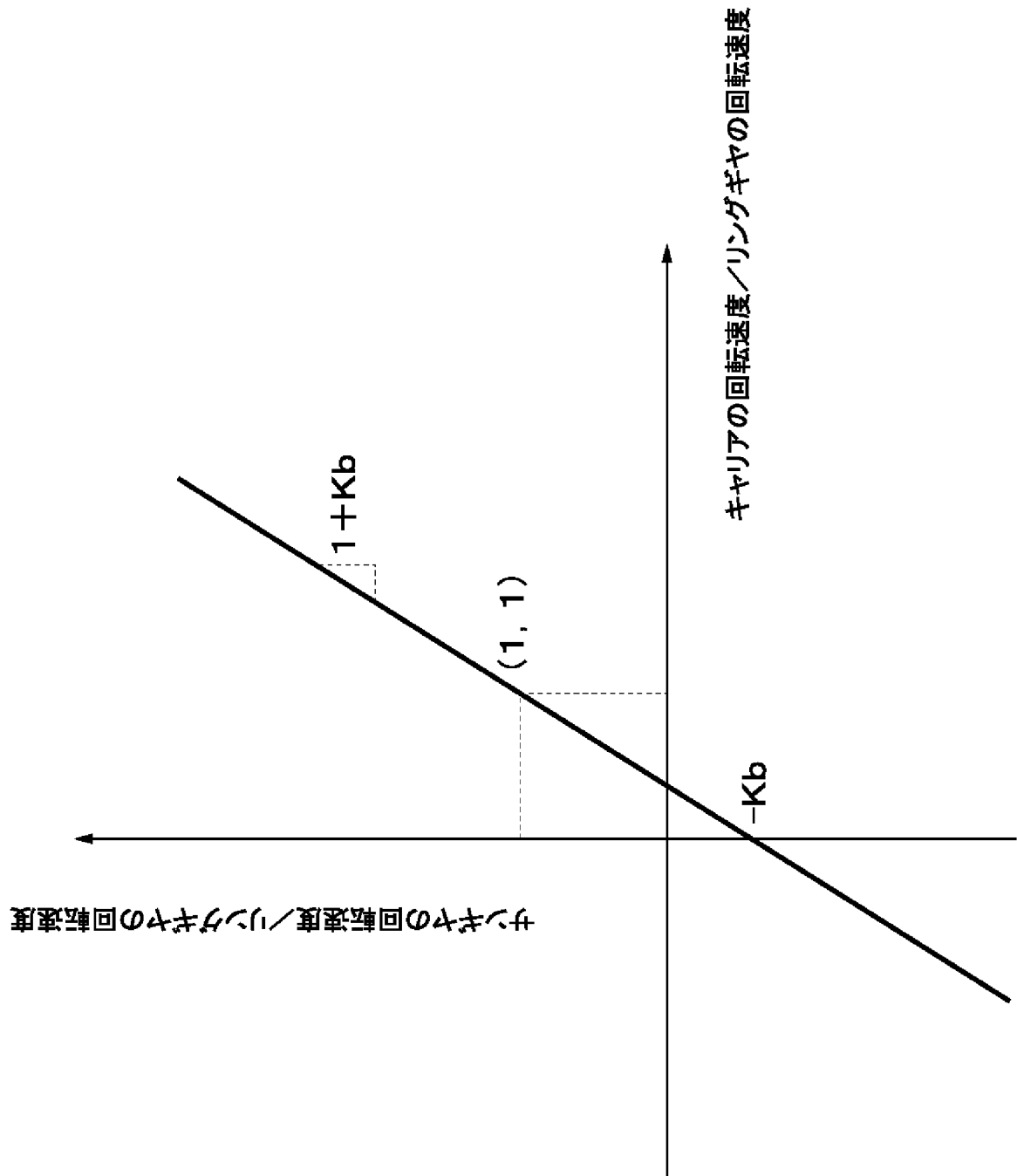
[図31]



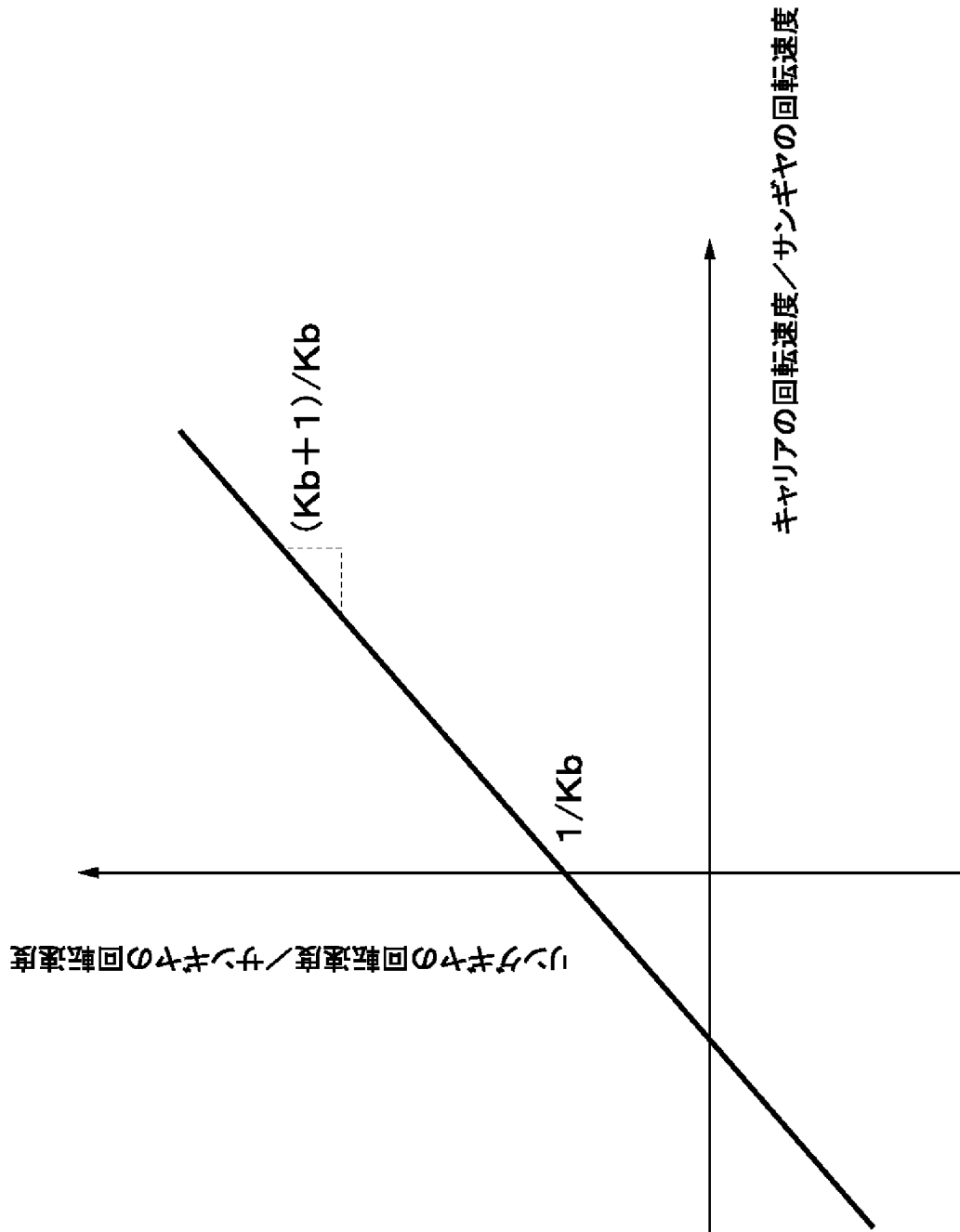
[図32]



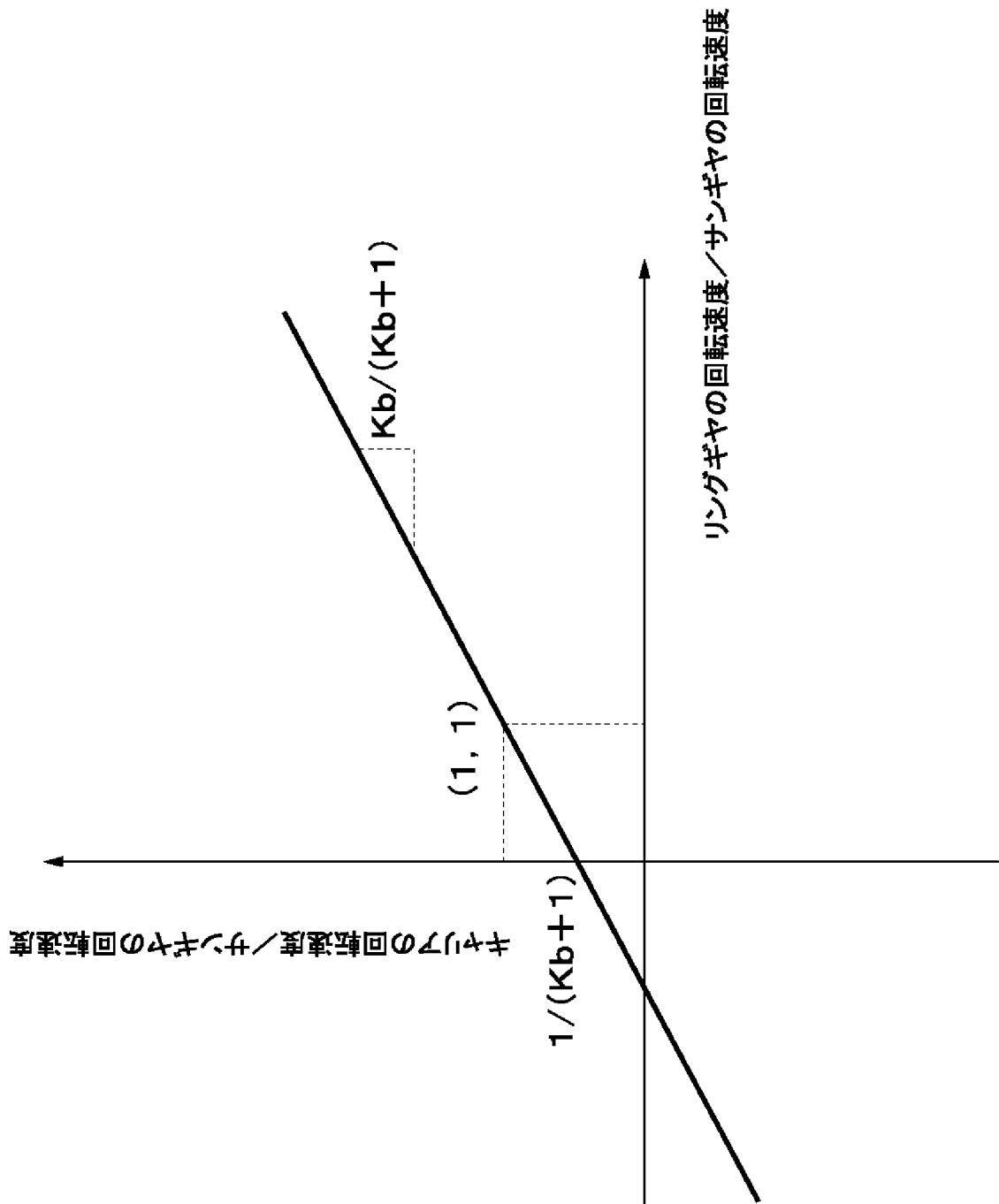
[図33]



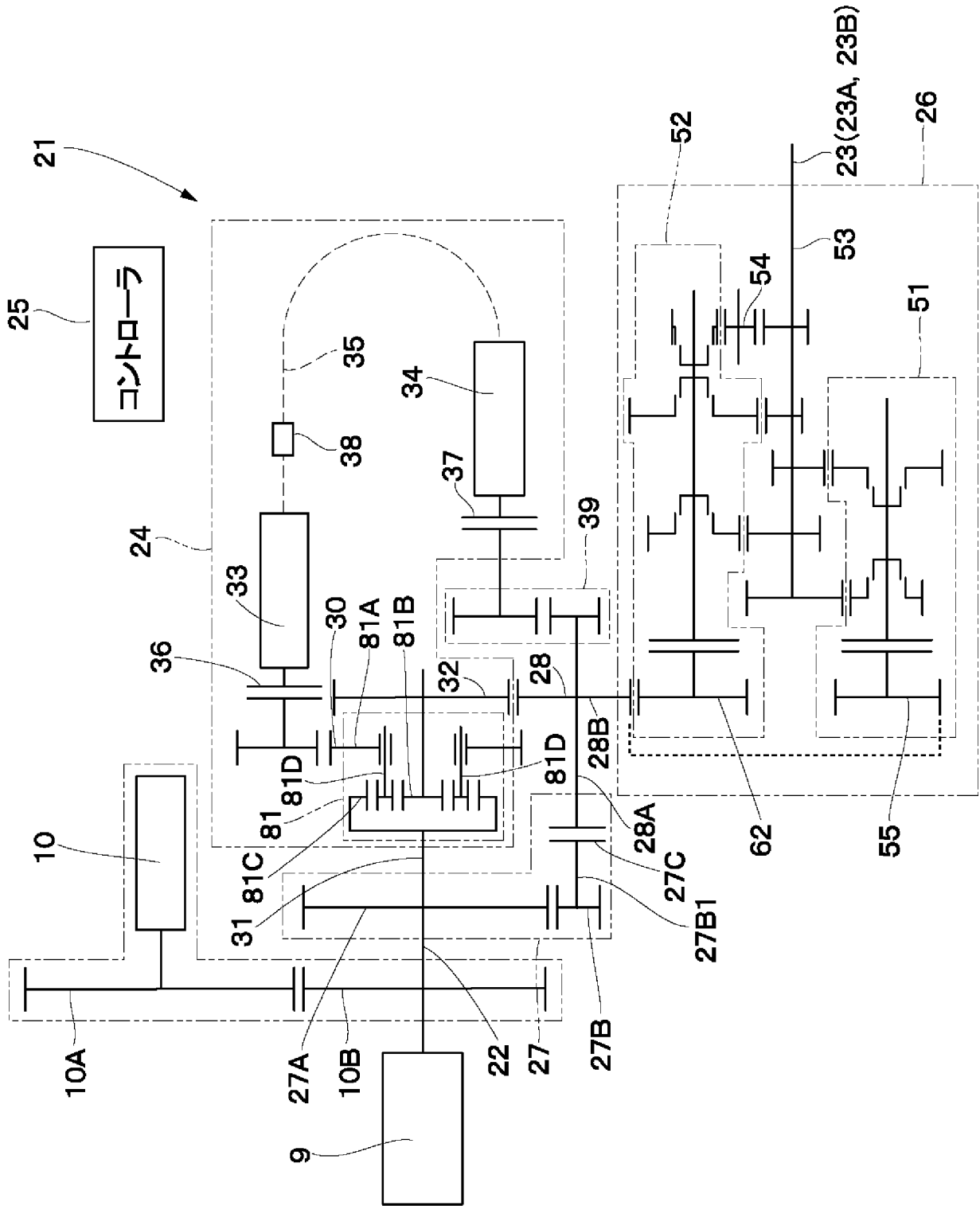
[図34]



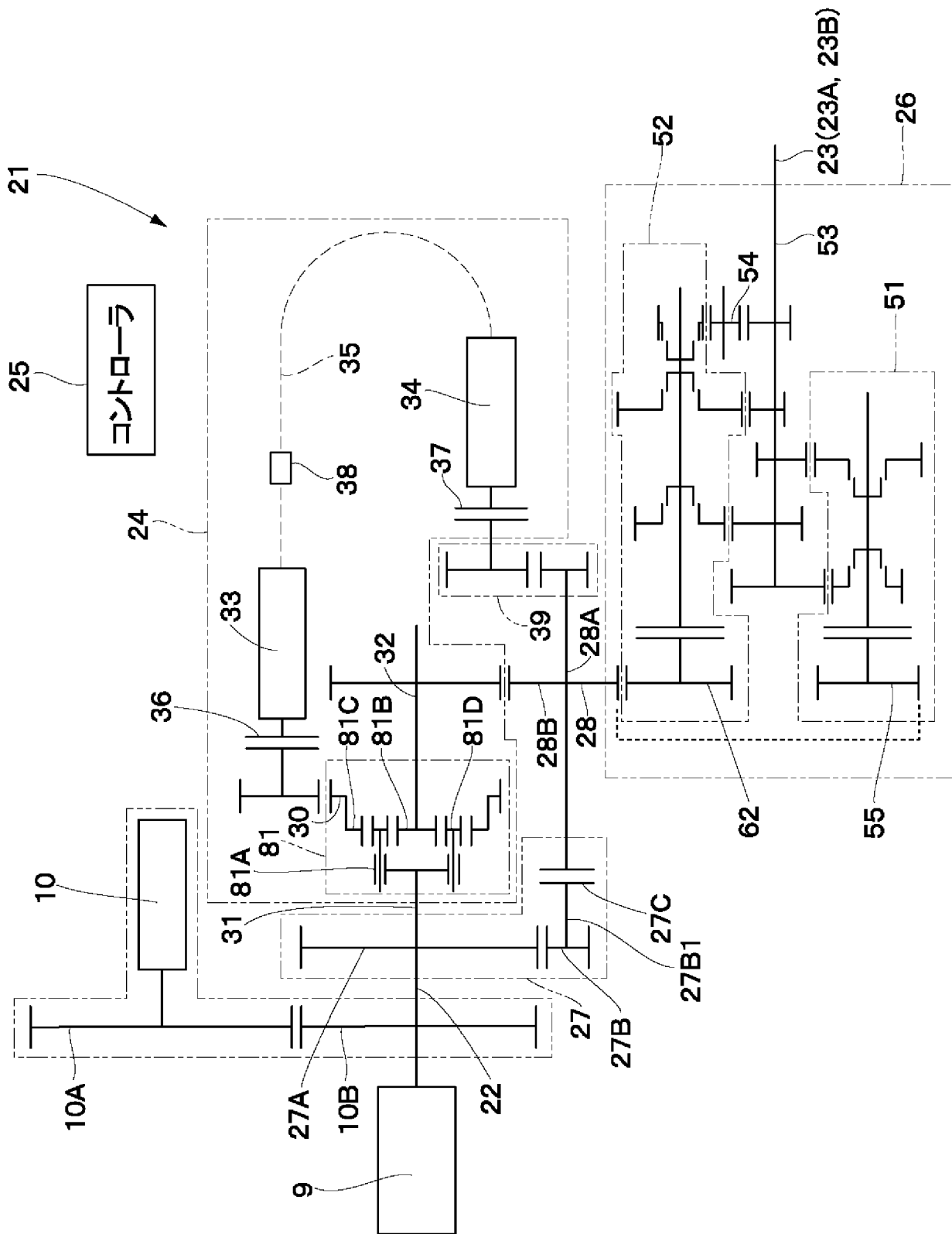
[図35]



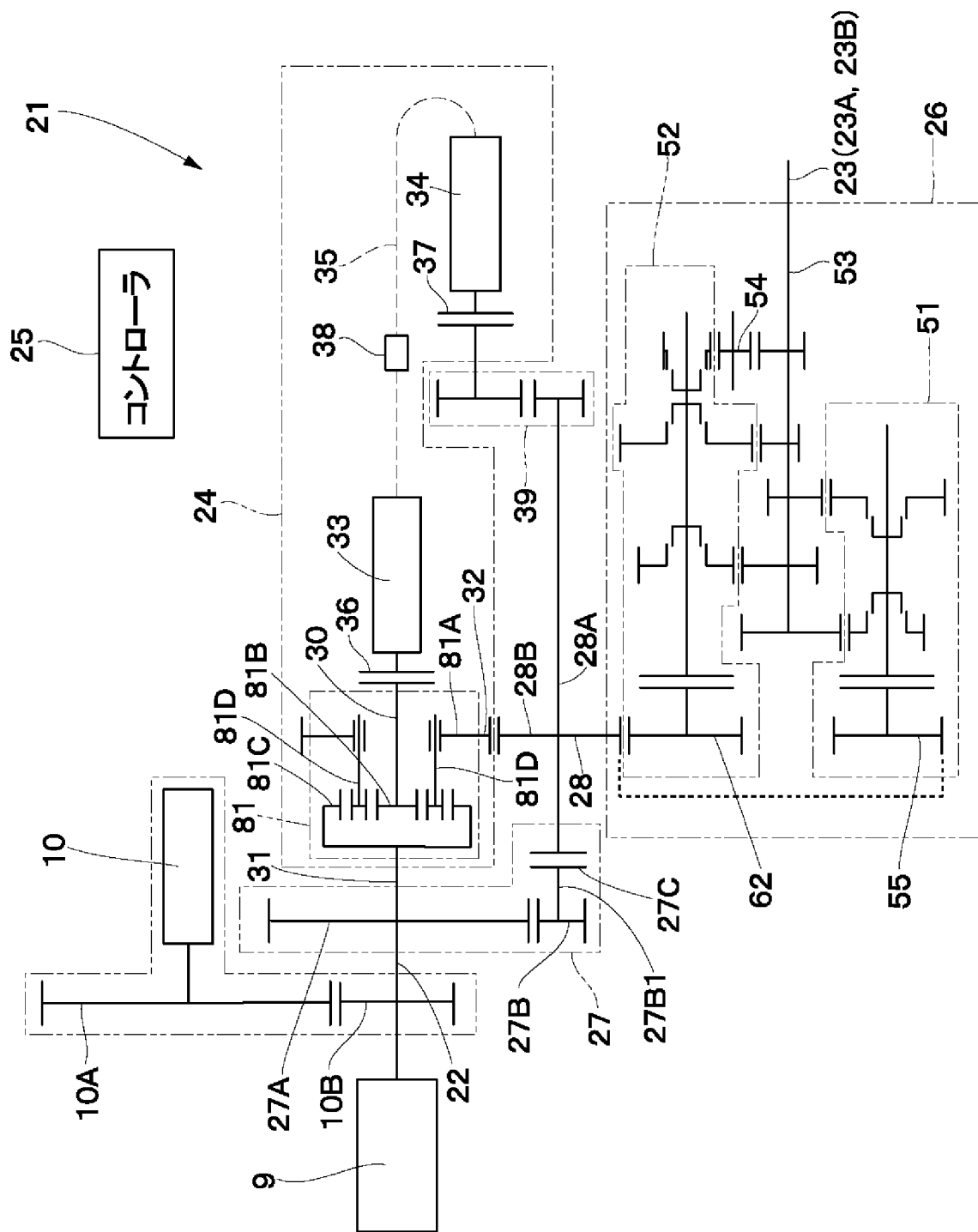
[図36]



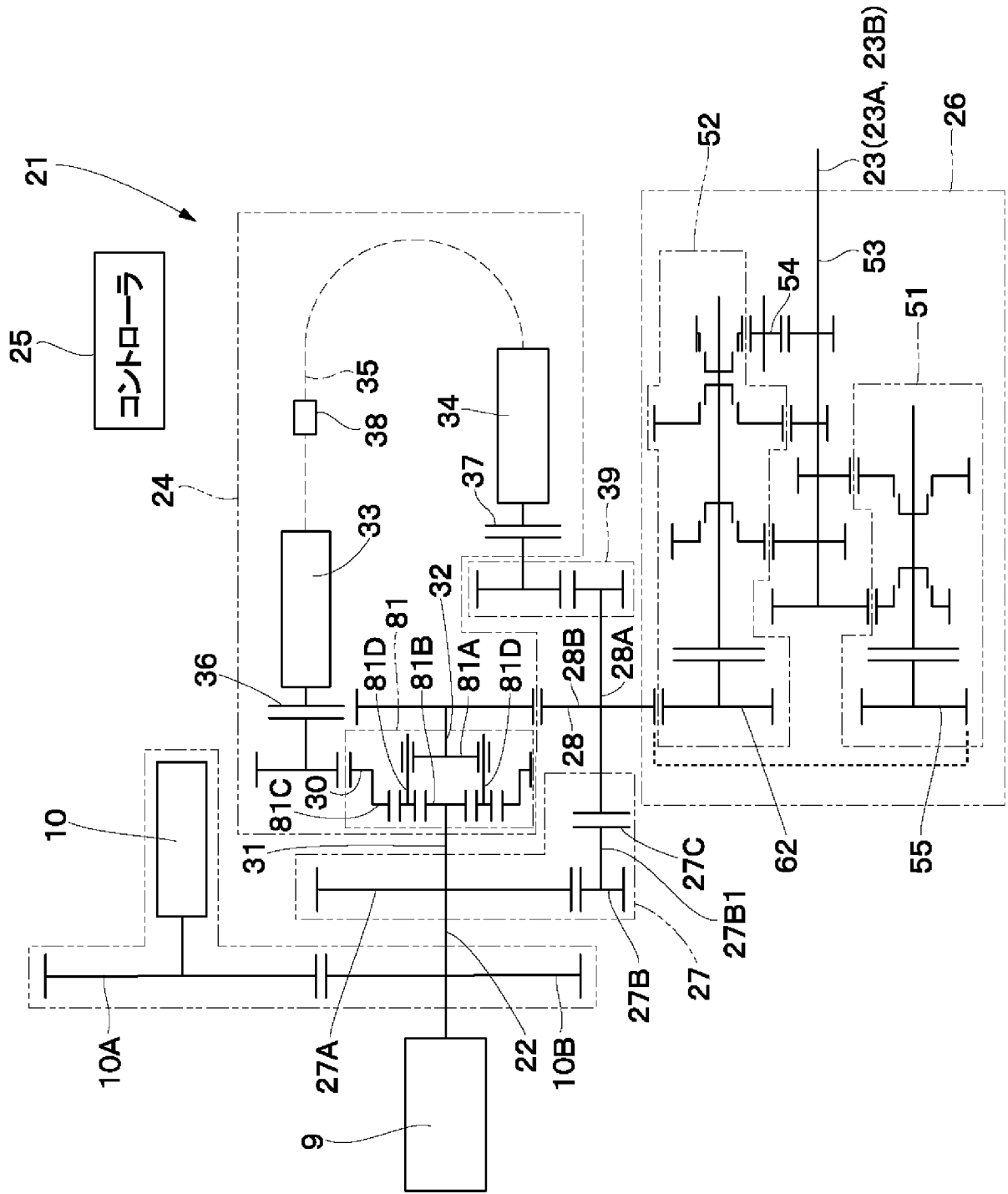
[図37]



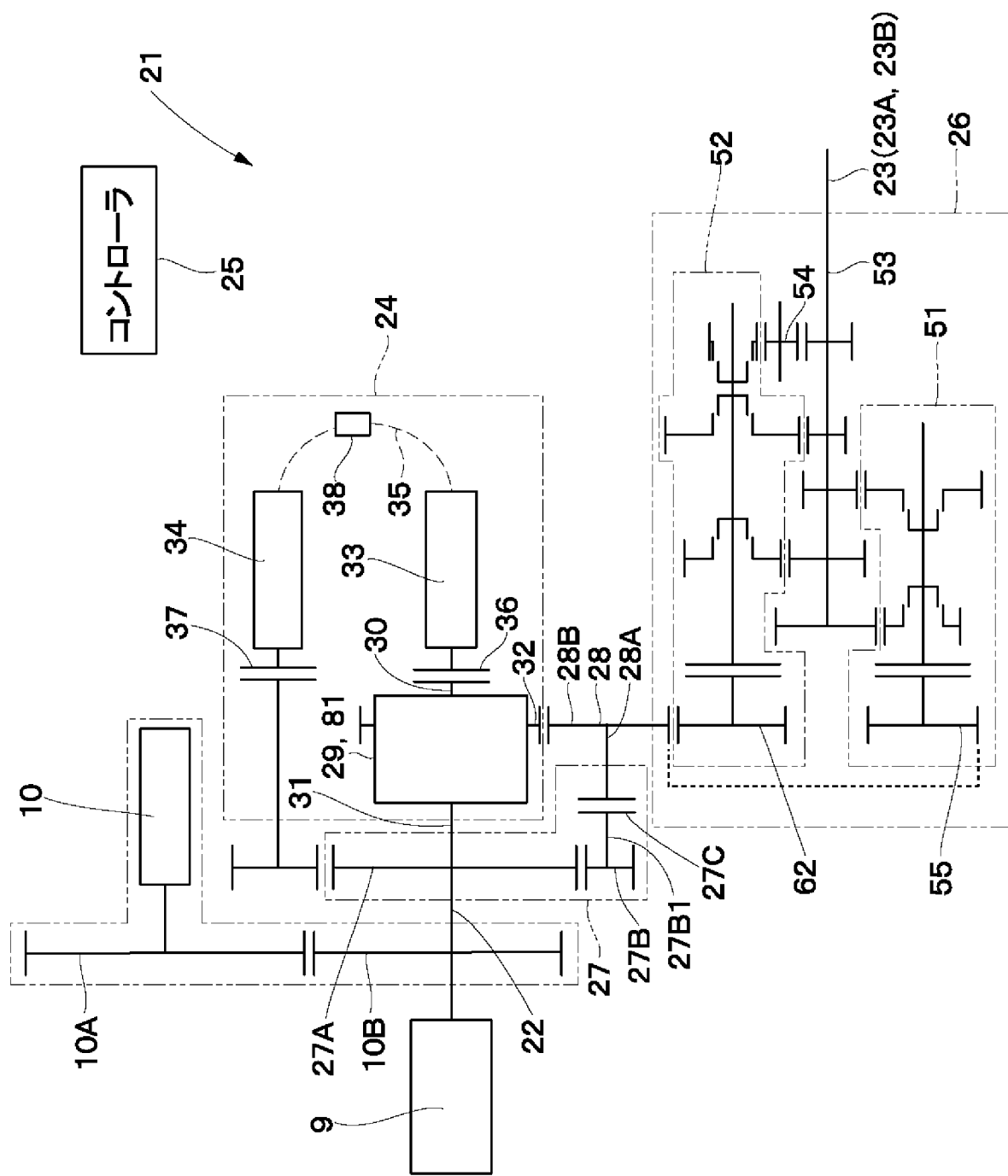
[図38]



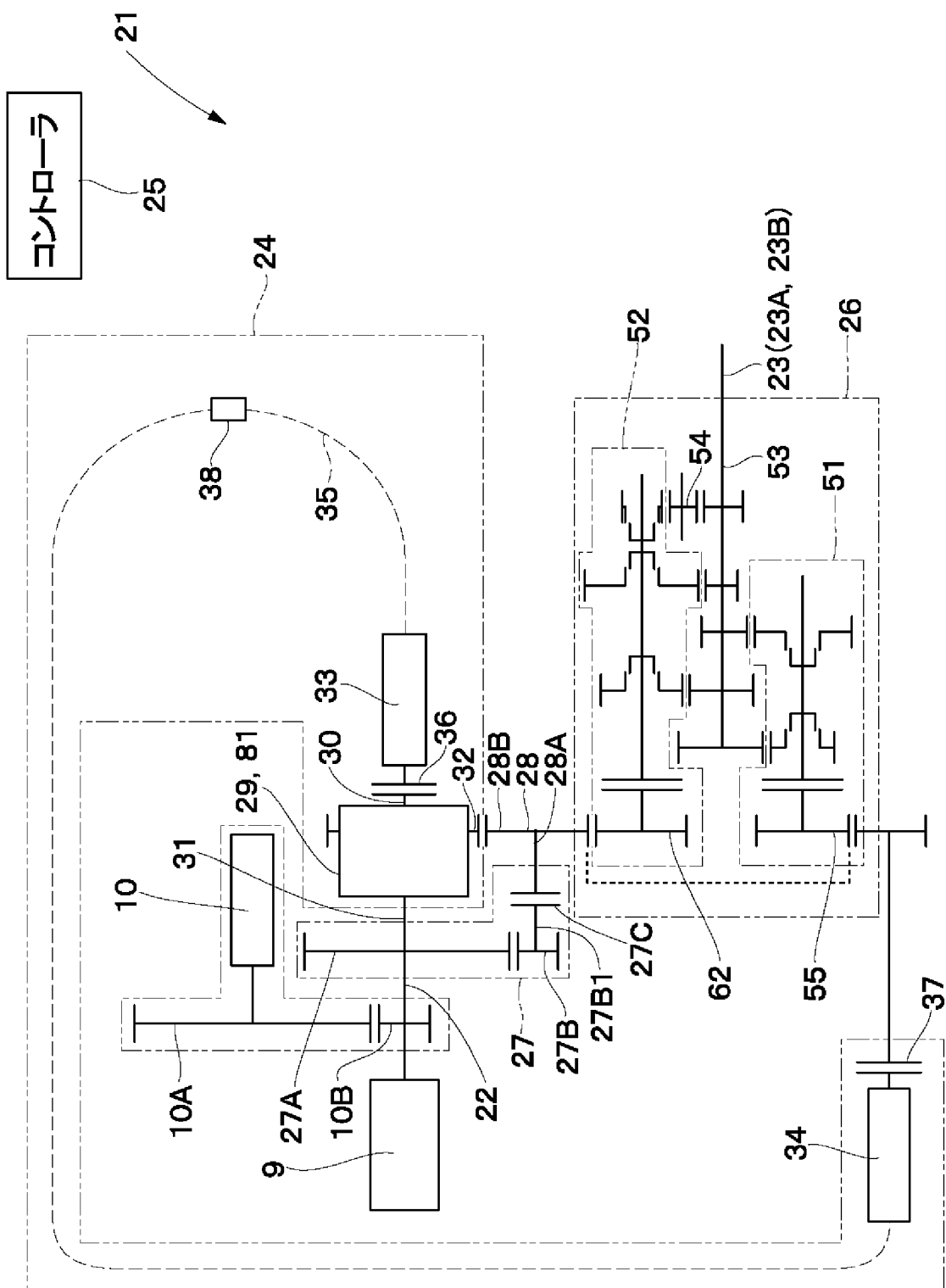
[図39]



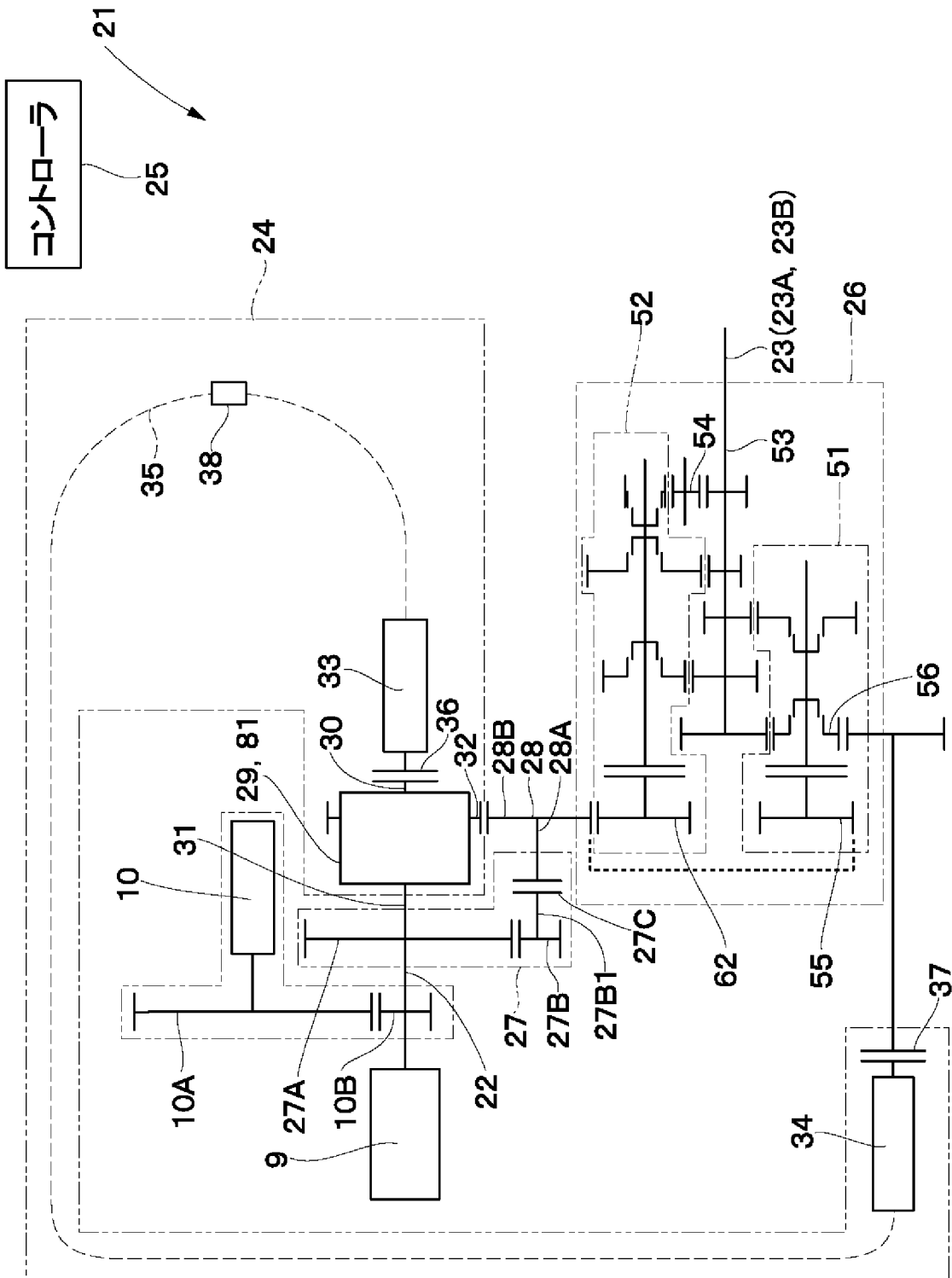
[図41]



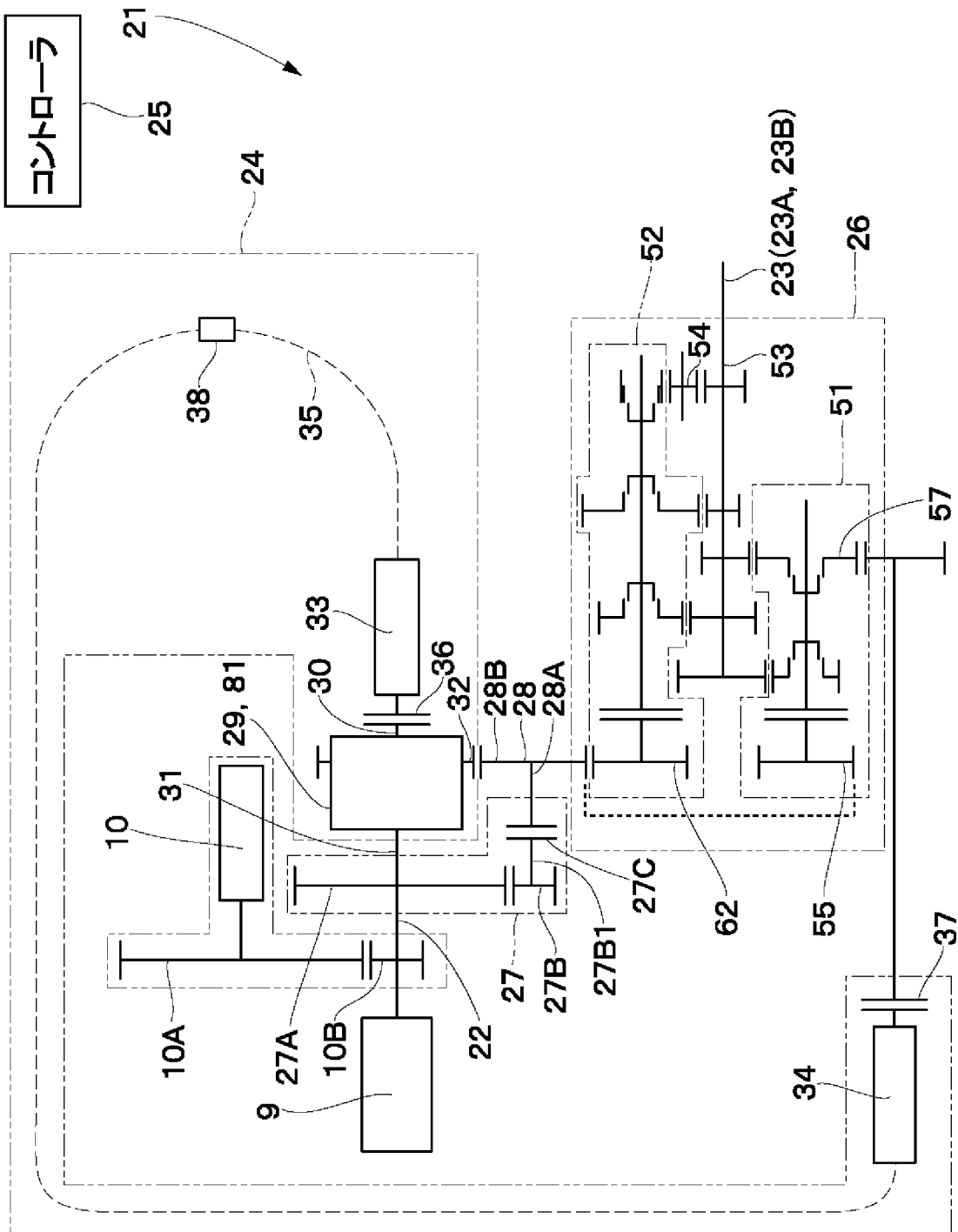
[図43]



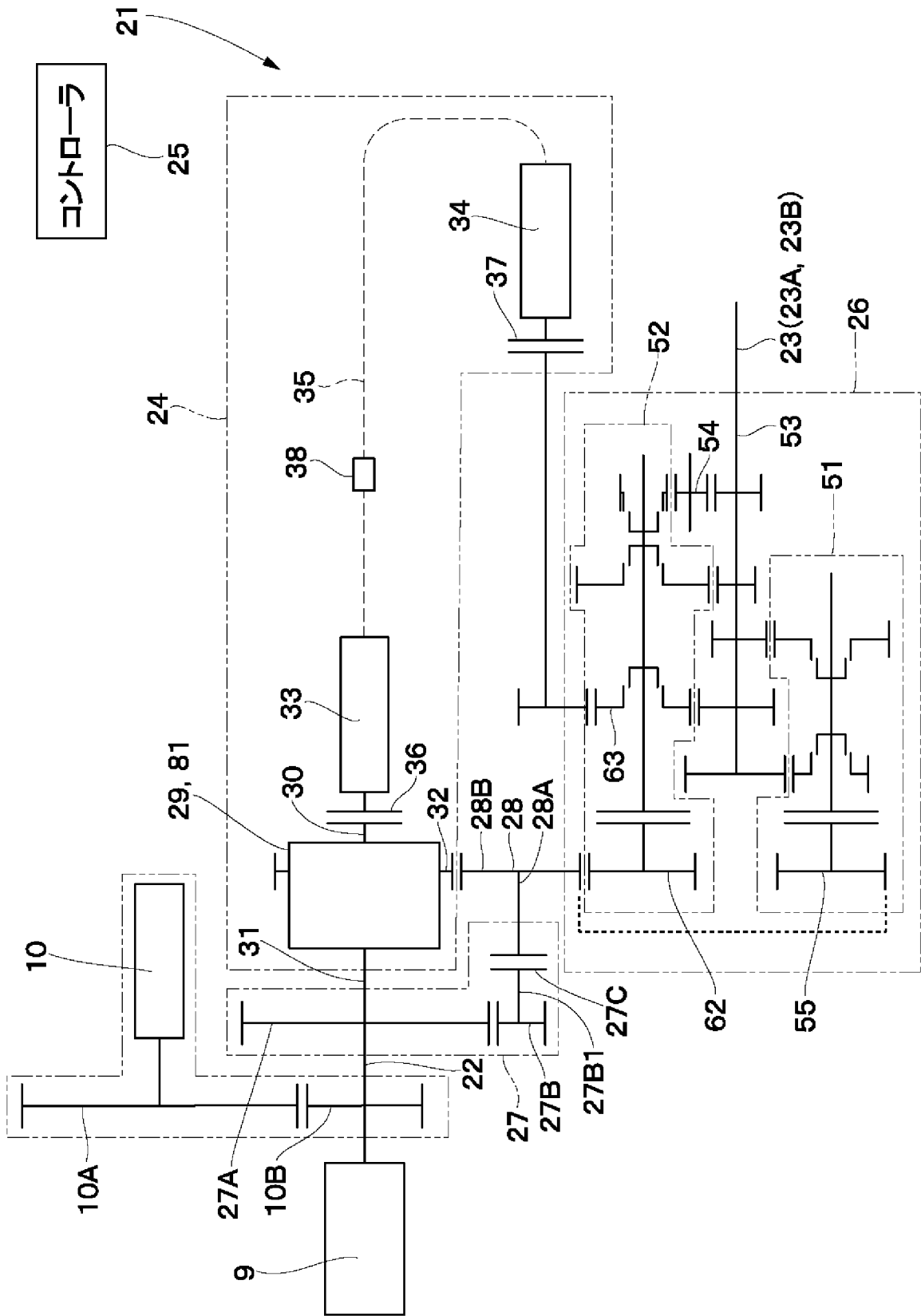
[図44]



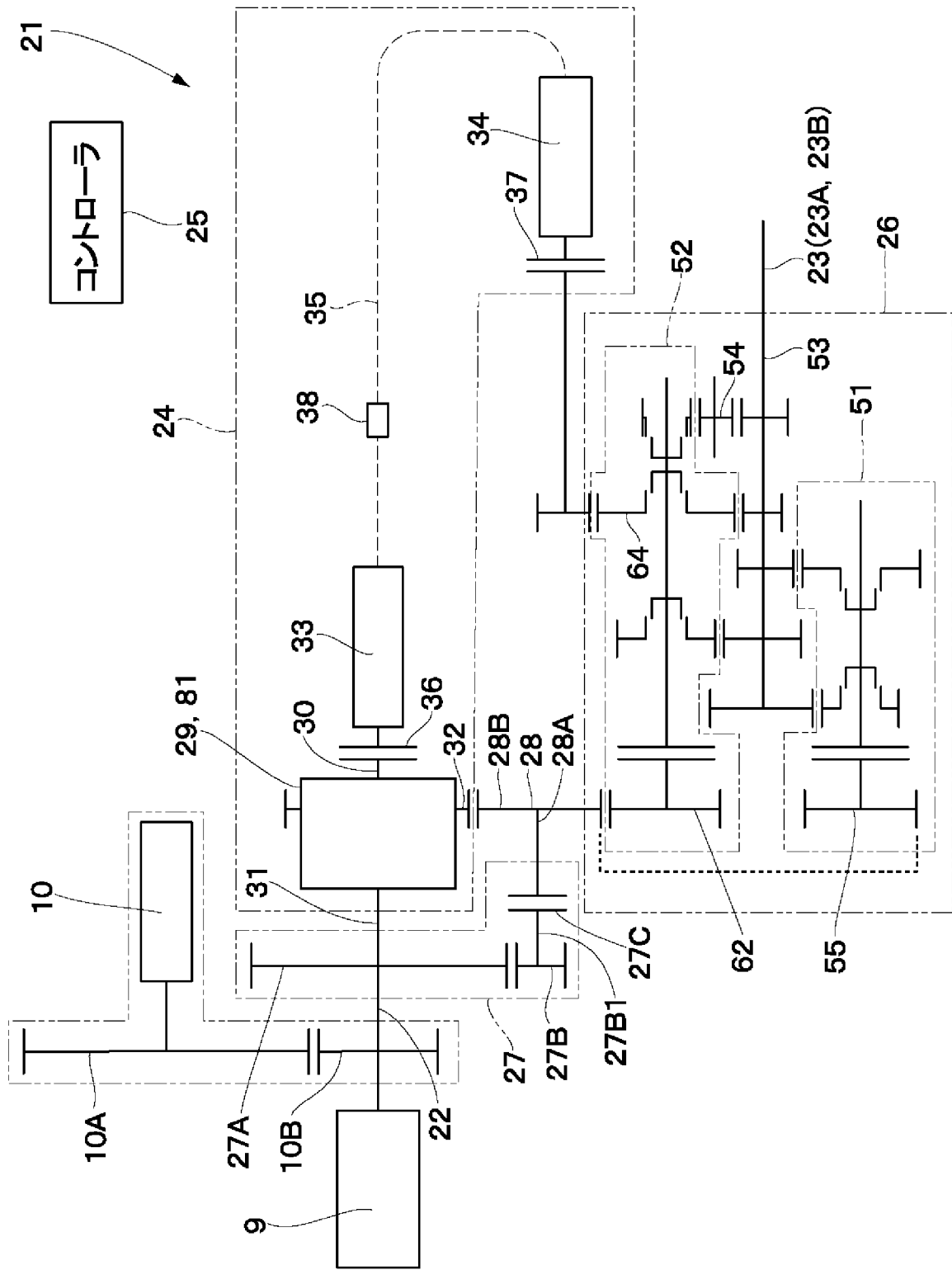
[図45]



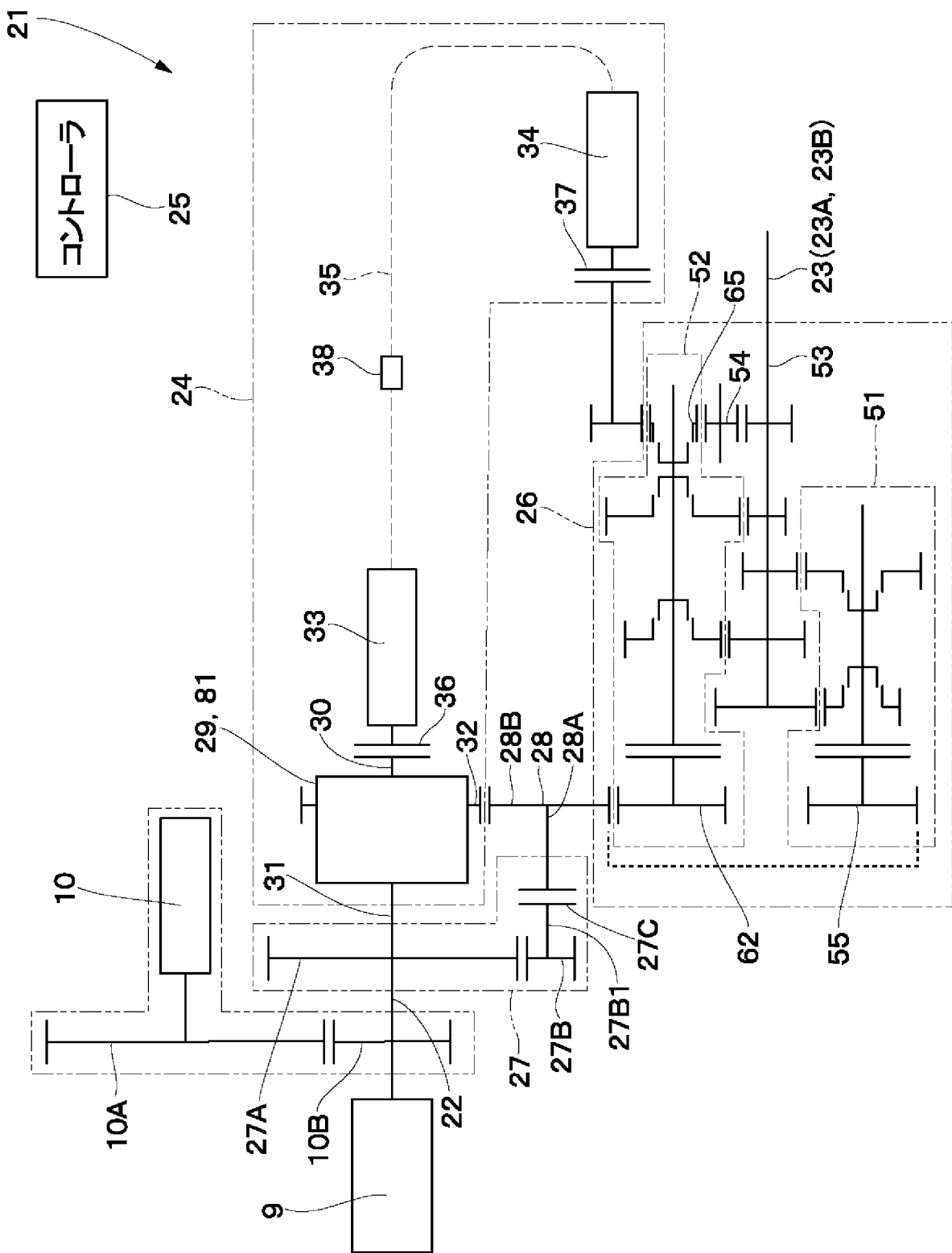
[図46]



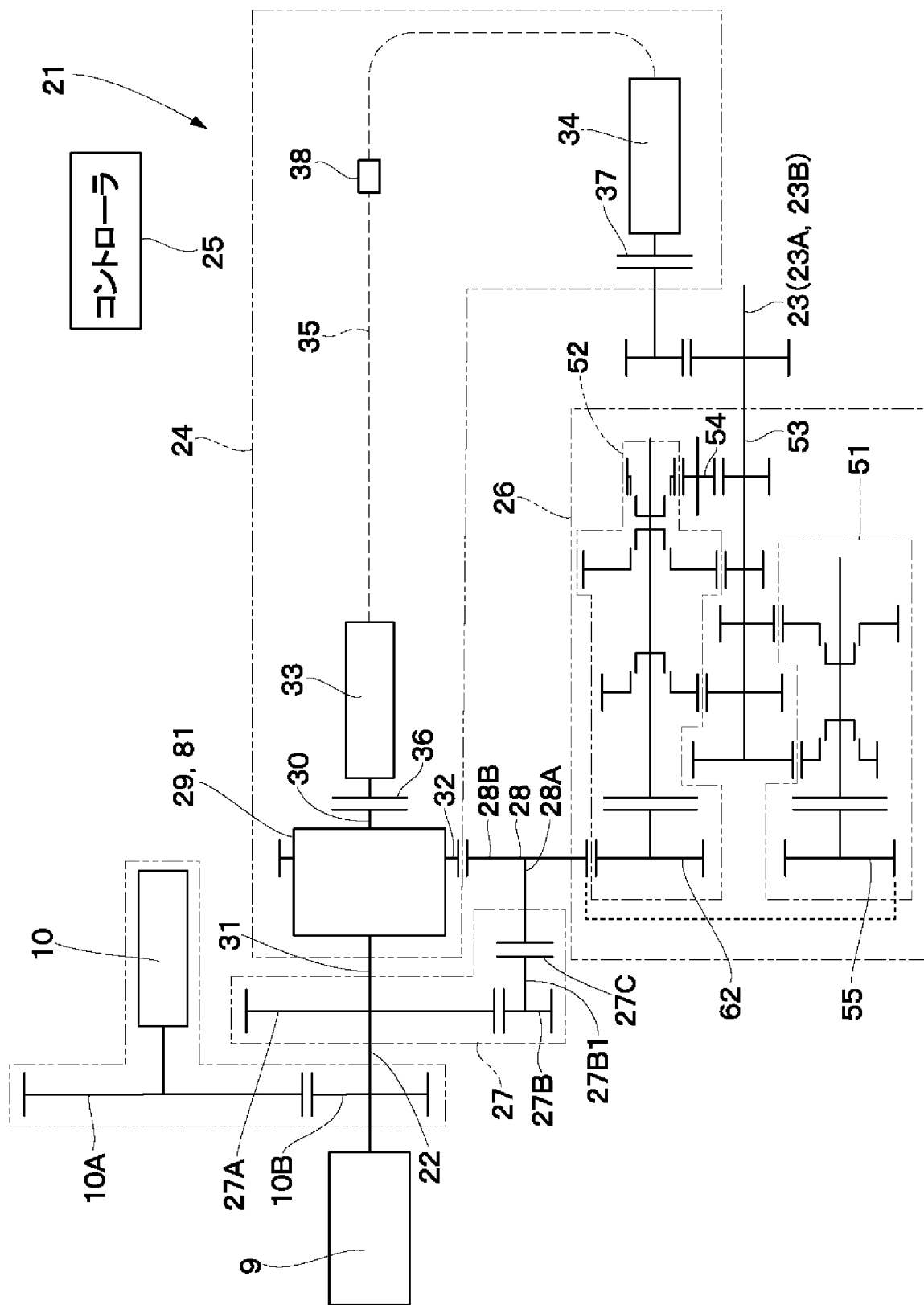
[図47]



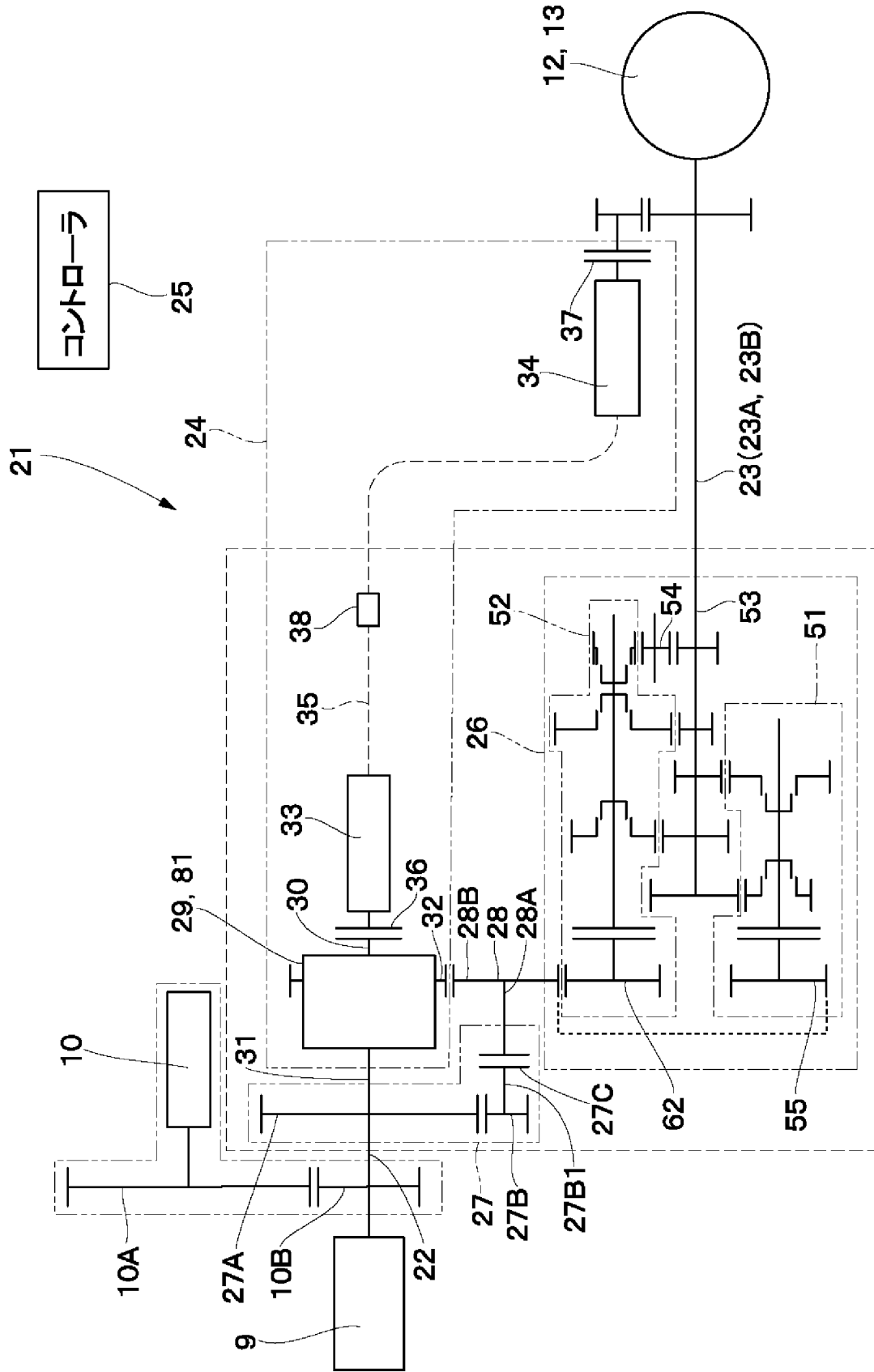
[図48]



[図49]



[図50]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2022/012641

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
<i>F16H 61/02</i> (2006.01)i; <i>F16H 61/472</i> (2010.01)i FI: F16H61/472; F16H61/02		
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) F16H61/02; F16H61/472		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Published examined utility model applications of Japan 1922-1996 Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2022 Registered utility model specifications of Japan 1996-2022 Published registered utility model applications of Japan 1994-2022		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2020-204351 A (KOMATSU LTD.) 24 December 2020 (2020-12-24) paragraphs [0023]-[0028], [0069]-[0074], fig. 3, 6	2, 4, 6
Y		1, 3, 5
Y	JP 2019-74166 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) 16 May 2019 (2019-05-16) paragraphs [0046], [0047], fig. 2	1, 3, 5
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> 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 19 May 2022		Date of mailing of the international search report 31 May 2022
Name and mailing address of the ISA/JP Japan Patent Office (ISA/JP) 3-4-3 Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915 Japan		Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2022/012641

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
JP	2020-204351	A	24 December 2020	WO	2020/250845	A1	
				paragraphs [0023]-[0028], [0069]-[0074], fig. 3, 6			
JP	2019-74166	A	16 May 2019	US	2019/0113107	A1	
				paragraphs [0050], [0051], fig. 3			
				EP	3473887	A2	
				CN	109681587	A	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） F16H 61/02(2006.01)i; F16H 61/472(2010.01)i FI: F16H61/472; F16H61/02		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC）） F16H61/02; F16H61/472 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2022年 日本国実用新案登録公報 1996-2022年 日本国登録実用新案公報 1994-2022年		
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	JP 2020-204351 A (株式会社小松製作所) 24.12.2020 (2020-12-24) 段落0023-0028, 0069-0074, 図3, 6	2, 4, 6
Y		1, 3, 5
Y	JP 2019-74166 A (トヨタ自動車株式会社) 16.05.2019 (2019-05-16) 段落0046-0047, 図2	1, 3, 5
<input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input checked="" type="checkbox"/> 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	“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抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの “A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な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	
国際調査を完了した日	19.05.2022	国際調査報告の発送日 31.05.2022
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	権限のある職員（特許庁審査官） 藤村 聖子 3J 9425 電話番号 03-3581-1101 内線 3328	

国際調査報告
パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2022/012641

引用文献	公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP 2020-204351 A	24.12.2020	WO 2020/250845 A1 段落0023-0028, 0069-0074, 図 3, 6	
JP 2019-74166 A	16.05.2019	US 2019/0113107 A1 段落0050-0051, 図3 EP 3473887 A2 CN 109681587 A	