

(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
2018年12月6日(06.12.2018)

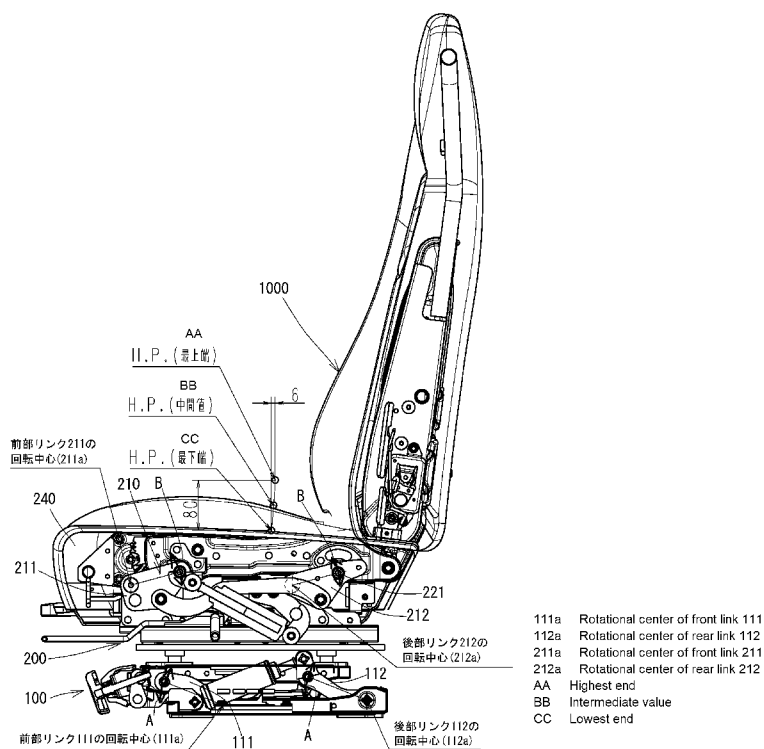


(10) 国際公開番号
WO 2018/221744 A1

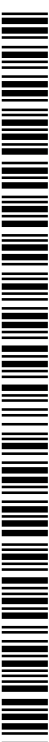
- (51) 国際特許分類:
B60N 2/52 (2006.01) *B60N 2/54* (2006.01) LTD.) [JP/JP]; 〒7360084 広島県広島市安芸区矢野新町一丁目2番10号 Hiroshima (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2018/021287 (72) 発明者: 藤田 悦則(FUJITA Etsunori); 〒7360084 広島県広島市安芸区矢野新町一丁目2番10号株式会社デルタツーリング内 Hiroshima (JP), 小倉 由美(OGURA Yumi); 〒7358501 広島県安芸郡府中町新地1番14号デルタ工業株式会社内 Hiroshima (JP), 小島 重行(KOJIMA Shigeyuki); 〒7358501 広島県安芸郡府中町新地1番14号デルタ工業株式会社内 Hiroshima (JP), 増野 将大(MASHINO Masahiro); 〒7358501 広島県安芸郡府中町新地1番14号デルタ工業株式会社内 Hiroshima (JP).
- (22) 国際出願日: 2018年6月1日(01.06.2018)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2017-110498 2017年6月2日(02.06.2017) JP
- (71) 出願人: デルタ工業株式会社(DELTA KOGYO CO., LTD.) [JP/JP]; 〒7358501 広島県安芸郡府中町新地1番14号 Hiroshima (JP), 株式会社デルタツーリング(DELTA TOOLING CO.,

(54) Title: SUSPENSION MECHANISM

(54) 発明の名称: サスペンション機構



(57) Abstract: A seated person's orientation stability with respect to input vibration can be improved, and vibration-absorbing characteristics, or impact-absorbing characteristics derived from impacting vibration, are improved over the prior art. This suspension mechanism is structured such that two suspension sections (100, 200), in which a movable support part (140) and a seat support part (240) are supported through respective link mechanisms (110, 210), are disposed in two levels, one above the other, and the suspension mechanism is configured such that when the movable support part



WO 2018/221744 A1

(74) 代理人: 麦島 隆 (MUGISHIMA Takashi);
〒1030024 東京都中央区日本橋小舟町 9-15 櫻井ビル5階 Tokyo (JP).

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

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

添付公開書類:

一 国際調査報告 (条約第21条(3))

(140) and the seat support part (240) move vertically relative to each other in accordance with input vibration, the two link mechanisms (110, 210) supporting these parts rotate in mutually opposite directions. Therefore, the hip point position of a person seated in the seat supported on the seat support part (240) shifts in a nearly vertical path, forward-backward shaking is reduced to less than when one link mechanism is used, seated orientation stabilizes, and the ride is smoother.

(57) 要約: 入力振動に対する着座者の姿勢安定性を向上させることができると共に、振動吸収特性、あるいは、衝撃性振動による衝撃吸収特性を従来と比較してより向上させる。可動支持部(140)及びシート支持部(240)をそれぞれリンク機構(110, 210)を介して支持した2つのサスペンション部(100, 200)を上下2段に配置した構造であると共に、可動支持部(140)及びシート支持部(240)が入力振動に応じて相対的に上下動する際、それぞれを支持する2つのリンク機構(110, 210)が互いに逆方向に回転動作する構成である。そのため、シート支持部(240)に支持されるシートに着座した人のヒップポイントの位置が、垂直に近い軌跡で変位することになり、リンク機構が1つの場合と比較して前後揺動が減少し、着座姿勢が安定し、乗り心地がよくなる。

明 細 書

発明の名称 : サスペンション機構

技術分野

[0001] 本発明は、乗物のシートの支持に適するサスペンション機構に関する。

背景技術

[0002] 特許文献 1, 2 には、下部フレームに対して上下動可能に設けられる上部フレームを磁気ばねとトーションバーとにより弾性的に支持したシートサスペンションが開示されている。トーションバーの復元力の作用方向と同方向の復元力が変位量の増加に伴って増加する特性を「正のばね特性（その時のばね定数を「正のばね定数）」とし、トーションバーの復元力の作用方向と同方向の復元力が変位量の増加に拘わらず減少する特性を「負のばね特性（その時のばね定数を「負のばね定数）」とした場合に、所定の変位範囲において磁気ばねが負のばね特性を示すことを利用して、正のばね特性を示すトーションバーとの組み合わせによって、所定の変位範囲における両者を重畳した系全体の変位量に対する荷重値が略一定となる定荷重領域（ばね定数を略ゼロとなる領域）の特性を有するサスペンションが開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2010-179719号公報

特許文献2：特開2010-179720号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 特許文献 1, 2 のサスペンションは、所定の周波数及び振幅の通常振動に対しては、上記の磁気ばねとトーションバーを用いた構成により、両者を重畳したばね定数が略ゼロになる定荷重領域でこれらの振動を吸収し、衝撃性振動によるエネルギーは上部フレーム及び下部フレーム間に掛け渡したダンパーによって吸収する構成となっている。

[0005] 従って、特許文献1, 2のサスペンションは優れた振動吸収特性、衝撃吸収特性を発揮するが、いずれも平行リンク構造を採用しているため、上下動に伴って着座者のヒップポイントが前後に変位し、着座姿勢の安定性の面で改善の余地がある。また、土工機械の運転席などにおいては、大きな凹凸のある路面を走行する機会が多いため、振幅のより大きな衝撃性振動に対する対策の向上が重視されている。

[0006] 本発明は、上記の点に鑑みなされたものであり、入力振動に対する着座者の姿勢安定性を向上させることができると共に、振動吸収特性、あるいは、衝撃性振動による衝撃吸収特性を従来と比較してより向上させることができるサスペンション機構を提供することを課題する。

課題を解決するための手段

[0007] 上記課題を解決するため、本発明のサスペンション機構は、固定部に対して、第1のリンク機構、ばね機構及びダンパーを介して上下動可能に支持される可動支持部を備えてなる第1のサスペンション部と、

前記第1のサスペンション部の上方に配置され、前記可動支持部に対して、第2のリンク機構、ばね機構及びダンパーを介して上下動可能に支持されるシート支持部を備えてなる第2のサスペンション部とを有し、

前記第1のリンク機構及び前記第2のリンク機構の回転方向が、それぞれの回転中心を基準として前後に逆方向となるように設定されていることを特徴とする。

[0008] 前記各ダンパーとして、いずれも伸び側の減衰力が縮み側の減衰力よりも高いものが用いられていることが好ましい。前記各ダンパーとして、伸び側又は縮み側の少なくとも一方の減衰力が異なるものが用いられていることが好ましい。

[0009] 前記第1のサスペンション部又は前記第2のサスペンション部の一方のばね機構は、線形特性を示す線形ばねと、固定磁石と、前記中間フレーム又は前記上部フレームの相対動作に伴って前記固定磁石との相対位置が変位する

可動磁石とを備え、前記固定磁石と前記可動磁石の相対位置に応じてばね定数が変化する非線形特性を示す磁気ばねとを有してなり、所定の変位範囲においてばね定数が略ゼロとなる特性を備えていることが好ましい。

前記第1のサスペンション部又は前記第2のサスペンション部の他方のばね機構は、線形特性を示す線形ばねから構成されることが好ましい。

なお、前記線形ばねとしては、トーションバーが好ましい。

[0010] 前記第1のサスペンション部の上下ストロークと前記第2のサスペンション部の上下ストロークとが同一であることが好ましい。

また、本発明のサスペンション機構は、土工機械の運転席のシートの支持に適している。

発明の効果

[0011] 本発明では、可動支持部及びシート支持部をそれぞれリンク機構を介して支持した2つのサスペンション部を上下2段に配置した構造であると共に、可動支持部及びシート支持部が入力振動に応じて相対的に上下動する際、それぞれを支持する2つのリンク機構が互いに逆方向に回転動作する構成である。そのため、シート支持部に支持されるシートに着座した人のヒップポイントの位置が、垂直に近い軌跡で変位することになり、リンク機構が1つの場合と比較して前後揺動が減少し、着座姿勢が安定し、乗り心地がよくなる。

[0012] また、2つのサスペンション部を用いているため、それぞれにおいて異なる減衰特性のダンパーを採用することにより、サスペンション部が一段の従来の構造と比較し、減衰力がより高い特性の構成としたり、減衰力の小さいものを組み合わせて、微振動に対する振動吸収特性を高めた構成としたり、本発明のサスペンション機構を用いる対象（乗用車、土工機械等）に合わせた特性に設定することが容易である。例えば、上下のサスペンション部のいずれにも減衰力が所定以上のものを採用することで、高い衝撃吸収特性が得られ、凹凸のある路面を走行することの多い土工機械の運転席用に適した構成とすることも容易である。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]図1は、本発明の一の実施形態に係るサスペンション機構及び該サスペンション機構に支持されたシートを示す斜視図である。

[図2]図2は、図1の正面図である。

[図3]図3は、図1の側面図である。

[図4]図4は、図2のA-A線断面図であって、可動支持部及びシート支持部が下限に位置している状態を示した図である。

[図5]図5は、図2のA-A線断面図であって、可動支持部及びシート支持部が上限に位置している状態を示した図である。

[図6]図6は、第1のサスペンション部を示す斜視図である。

[図7]図7は、図6の平面図である。

[図8]図8は、図6の側面図である。

[図9]図9は、図7のB-B線断面図である。

[図10]図10は、図7のC-C線断面図である。

[図11]図11は、第2のサスペンション部を示す斜視図である。

[図12]図12は、第1のサスペンション部のみが上下動した場合の着座者のヒップポイント（H. P.）の軌跡を示した図である。

[図13]図13は、第2のサスペンション部のみが上下動した場合の着座者のヒップポイント（H. P.）の軌跡を示した図である。

[図14]図14は、第1のサスペンション部及び第2のサスペンション部の両者が上下動した場合の着座者のヒップポイント（H. P.）の軌跡を示した図である。

[図15]図15は、ばね機構、トーションバー及び磁気ばねの荷重-たわみ特性の一例を示した図である。

[図16]図16は、第1のダンパー又は第2のダンパーとして採用可能な3つのダンパーの減衰力特性を示した図である。

[図17]図17は、速度0.3 m/s時の各種ダンパーの減衰力を示した図である。

[図18]図18は、第1のダンパーとして「VEP」ダンパーを用いた第1のサスペンション部合の荷重-たわみ特性を示した図である。

[図19]図19は、第1のダンパーとして「B-3」ダンパーを用いた第1のサスペンション部合の荷重-たわみ特性を示した図である。

[図20]図20は、第1のサスペンション部の振動伝達率の測定結果を示した図である。

[図21]図21は、第2のサスペンション部の荷重-たわみ特性を示した図である。

[図22]図22は、第2のサスペンション部の減衰比を示した図である。

[図23]図23は、振幅32mm (p-p) で加振した場合のサスペンション機構の振動伝達率の測定結果を示した図である。

発明を実施するための形態

[0014] 以下、図面に示した実施形態に基づき本発明をさらに詳細に説明する。図1～図14は、本発明の一の実施形態に係るサスペンション機構1を、乗用車、トラック、バス、フォークリフト等の乗物用のシート1000の支持に適用した例を示したものである。これらの図に示したように、本実施形態のサスペンション機構1は、第1のサスペンション部100と第2のサスペンション部200とを有してなる。

[0015] 第1のサスペンション部100は、車体フロアに一体に固定された固定部101に対して、第1のリンク機構110、ばね機構120及びダンパー130を介して上下動可能に支持される可動支持部140を備えてなる。第1のリンク機構110は、左右一対の前部リンク111, 111と、左右一対の後部リンク112, 112とを有してなる。前部リンク111, 111は、各下部111a, 111aが、固定部101の側縁部101aの前方寄りに回転可能に軸支され、各上部111b, 111bが、略方形板状の可動支持部140の前部フレーム141に連結されている。後部リンク112, 112は、各下部112a, 112aが、固定部101の側縁部101aの後方寄りに回転可能に軸支され、各上部112b, 112bが、可動支持部1

40の後部フレーム142に連結されている。これにより、可動支持部140は、固定部101に対して上下動可能に、より正確には、第1のリンク機構110が前部リンク111, 111と後部リンク112, 112とを備えた平行リンク構造からなるため、前部リンク111, 111及び後部リンク112, 112の回転軌道に沿って上下動する。すなわち、各下部111a, 111a, 112a, 112aを回転中心とする前部リンク111, 111及び後部リンク112, 112の回転方向（図14のA方向）に沿って、つまり、前部リンク111, 111及び後部リンク112, 112が前方に倒れて下限位置に向かう方向とその反対に戻って上限位置に向かう方向に沿って変位し、可動支持部140は上下動する。

[0016] 前部フレーム141及び後部フレーム142は、本実施形態ではいずれもパイプ材から形成され、それぞれ、トーションバー121, 121が挿入されている（図9, 図10参照）。本実施形態では、このトーションバー121, 121が、荷重-たわみ特性においてほぼ線形に近い変化となる線形特性を示す線形ばねであり（図15参照）、後述する磁気ばね122と共にばね機構（以下、「第1のばね機構」という）120を構成する。トーションバー121, 121の一端は、前部フレーム141及び後部フレーム142に対してそれぞれ相対回転しないように設けられ、トーションバー121, 121は、可動支持部140を固定部101に対して相対的に離間させる方向、すなわち、上方向に付勢する弾性力を発揮するように設定される。トーションバー121, 121の他端は、初期位置調整部材125のプレート部材125c, 125dにそれぞれ接続されている（図7参照）。

[0017] 初期位置調整部材125は、調整用ダイヤル125bを回転させると、それによって調整用シャフト125aが回転し、その回転によって、前部リンク111, 111側のトーションバー121に接続されたプレート部材125cが回転し、さらに、このプレート部材125cに連結版125eを介して連結された後部リンク112, 112側のトーションバー121に接続されたプレート部材125dが回転する。従って、調整用ダイヤル125bを

回転操作すると、トーションバー121, 121がいずれかの方向にねじられ、トーションバー121, 121の初期弾性力が調整され、着座者の体重にかかわらず、可動支持部140を所定の位置（例えば中立位置）に調整できるようになっている。また、可動支持部140を固定部101に対して相対的に離間する方向に付勢する線形ばねとしては、トーションバー121, 121に限らず、コイルスプリング等を用いることも可能である。但し、可動支持部140のストロークが短い範囲で線形性の高い正のばね定数を得るためには、本実施形態のように、前部リンク111, 111及び後部リンク112, 112の回転軸部に組み込むことができるトーションバー121, 121を用いることが構造の簡易化、コンパクト化、軽量化等の点で有利である。

[0018] 磁気ばね122は、図7及び図9に示したように、固定マグネットユニット1220と可動マグネットユニット1221とを備えてなる。固定マグネットユニット1220は、第1のサスペンション部100の幅方向に沿って所定間隔をおいて配設される2つの固定側支持フレーム1220a, 1220aを有している。各固定側支持フレーム1220a, 1220aは、固定部101に固定され、それぞれに固定磁石1220b, 1220bが取り付けられている。所定間隔をおいて対向する固定磁石1220b, 1220bは、二極磁石が用いられ、それぞれ垂直方向に異極が隣接し、所定間隔を隔てて同極同士が対面する姿勢で各固定側支持フレーム1220a, 1220aに取り付けられる。

[0019] 可動マグネットユニット1221は、所定間隔をおいて対向配置される固定磁石1220b, 1220bの間隙に配置される可動磁石1221bを備えてなる。可動磁石1221bは、可動支持部140から下方に突出させた磁石取り付けブラケット1221aによって支持されており、可動支持部140が固定部101に対して相対的に上下動すると、該可動支持部140と共に、固定磁石1220b, 1220b間の間隙を上下動する。可動磁石1221bは、この上下動方向に沿って着磁されている。

[0020] 磁気ばね122は、可動磁石1221bが固定磁石1220b, 1220bの間隙を移動することにより発揮されるばね特性が、可動磁石1221bと固定磁石1220b, 1220bとの相対位置によって変化し、図15に示したように、荷重-たわみ特性が非線形特性を示す。より具体的には、磁気ばね122は、荷重-たわみ特性において、線形ばねであるトーションバー121, 121の弾性力(復元力)の作用方向すなわち可動支持部140を固定部101に対して離間させる方向に復元力が増加する特性を正のばね特性とした場合に、所定の変位量範囲では、当該方向への復元力が減少する負のばね特性を示す。すなわち、異極同士が垂直方向に隣接する2つの固定磁石1220b, 1220bのN, S極の境界を横切る位置付近の所定の上下動範囲(図15の例では符号U1の範囲)において負のばね特性を発揮する。

[0021] この結果、磁気ばね122と上記したトーションバー121, 121とを備えてなる本実施形態の第1のばね機構120は、磁気ばね122における負のばね特性が機能する範囲(図15の例では符号U1の範囲)においては、トーションバー121, 121の正のばね特性のばね定数(正のばね定数)と磁気ばね122の負のばね特性範囲のばね定数(負のばね定数)とがほぼ同じになるように調整することで、両者を重畳した第1のばね機構120全体として、変位量が増加しても負荷荷重が変化しない定荷重領域すなわちばね定数が略ゼロ(好ましくは、約-10N/mm~約10N/mmの範囲)になる領域を有することになる。このばね定数が実質的に略ゼロになる領域をできるだけ有効利用するためには、可動支持部140の上下方向ストロークの中立位置において、可動マグネットユニット1221の可動磁石1221bは、その中央位置が、異極同士が隣接する2つの固定磁石1220b, 1220bの境界に略一致するようにセットされることが好ましい。

[0022] なお、本実施形態では磁気ばね122を、可動磁石1221bが固定磁石1220b, 1220b間を上下方向に移動する姿勢(縦置き)で設置しているが、固定磁石1220b, 1220bを固定部101に略水平姿勢(横置

き)で設置し、可動磁石1221bを略水平方向に移動させる構成とすることもできる。横置きにした場合には、磁気ばね122を配置した際の上下方向スペースを縦置きよりも小さくでき、サスペンション機構1をより薄型にしやすいものの、可動支持部140の上下方向の動きを可動磁石1221bの略水平方向の動きに変換するためのリンク機構が必要となる。このため、可動磁石1221bを動作させる際に、そのリンク機構の動きに伴う摩擦減衰が生じ、動的ばね定数の増加に影響する。これに対し、本実施形態のような縦置きにした場合、可動磁石1221bを可動支持部140に固定するだけで支持でき、リンク機構を設けることに伴う摩擦減衰の影響がない。

[0023] ここで図15は、第1のサスペンション部100で用いたトーションバー121、121、磁気ばね122及び第1のばね機構120の荷重-たわみ特性を示した図である。本実施形態のシートサスペンション1のストロークは最大40mmであり、その中立位置が20mmである。中立位置をゼロに設定して示した特性が図15であり、符号「-」の範囲が中立位置から上限位置までの範囲で、符号「+」の範囲が中立位置から下限位置までの範囲を示す。この図に示したように、本実施形態では、約-10mmから約+10mmの範囲において、磁気ばね122が負のばね特性を示している。本実施形態ではさらに約-10mmから0mmまでのばね定数と、0mmから約+10mmまでのばね定数とを比較すると前者の方が大きなばね定数で設定され、トーションバー121、121のばね定数と重畳すると、約-10mmから0mmまでの範囲で定荷重領域が形成されている。また、0mmから約+10mmまでの範囲も極めて低いばね定数となっている。

[0024] 次に、第1のサスペンション部100で用いられるダンパー（第1のダンパー）130について説明する。第1のダンパー130は、ピストンロッド131と、このピストンロッド131に取り付けられたピストンが内部を往復動作するシリンダ132とを有する伸縮式ダンパーである。ピストンロッド131の端部131aは、可動支持部140の後方寄りに幅方向に掛け渡された後部フレーム142に取り付けた取り付けブラケット131bに軸支

されている。シリンダ132の端部132aは、固定部101に設けた取り付けブラケット132bに軸支されている（図7，図10参照）。これにより、可動支持部140が固定部101に対して上下動すると、第1のダンパー130も伸縮動作する。

[0025] 第1のダンパー130としては、例えば、第2のサスペンション部200で用いられる第2のダンパー230との比較で、相対的に減衰力の低いものを用いることができる。これにより、微振動に対してもより敏感に伸縮動作できるため、振動吸収特性に優れたサスペンション機構1とすることができる。この場合、第1のダンパー130は、ピストン速度0.3m/sでの減衰力が、伸び側及び縮み側のいずれも500N以下のものが好ましく、100N～500Nの範囲のものがより好ましい。第1のダンパー130は、減衰力がこのように低いものであれば、オイルダンパー、摩擦ダンパー等適宜の種類のもので採用できる。また、本願の一部の発明者が加わってなされた発明である特願2016-153526号において提案されているダンパーで、ピストンの外周に線状部材を巻き付け、この線状部材にグリース等の粘性流体を付着させ、摩擦減衰力と粘性減衰力との両者が機能する構造のダンパー（「VEP」ダンパー）を採用することもできる。図17は、各種ダンパーにおける0.3m/sでの減衰力の例を示したものであるが、このうち、「VEP」ダンパー、「B-3」ダンパーが、第1のダンパー130の上記要件を満たしている。

[0026] その一方、第1のダンパー130として、より減衰力の高いものを用いることもできる。この場合、後述の第2のダンパー230としても減衰力の高いものを用いることで、第1のサスペンション部100及び第2のサスペンション部200のいずれもが減衰特性を重視した構造となり、土工機械の運転席を支持するサスペンション機構1に適している。土工機械における大振幅の入力に対する衝撃を吸収するものとしては、ダンパー130は、伸び側の減衰力（速度0.3m/s）が500Nを超え、かつ、縮み側の減衰力に対して伸び側の減衰力が1.5倍以上の特性を有するものが好ましい。より

好ましくは、伸び側の減衰力が速度 0.3 m/s で $1000 \sim 1500 \text{ N}$ の範囲のものである。例えば、図 17 において、「B-1」、「A-1」の記号のダンパーが相当する。このような特性を有する第 1 のダンパー 130 を用いることにより、可動支持部 140 の上方向動作時において衝撃エネルギーがより多く吸収され、その結果として下方向動作時に生じる力が小さくなり、下方向動作時の底付き感を抑制できる。大きな衝撃力を吸収しようとして、縮み側の減衰力が 1000 N 以上のものを採用した場合（図 17 の「D-1」、「D-2」のダンパー）、底付き感が大きくなるが、上記のような条件の第 1 のダンパー 230 を採用することにより、下方向動作時には、減衰力が小さく、ばね機構 120 の弾性力により衝撃を緩和して底付き感を抑制できる。

[0027] 次に、第 2 のサスペンション部 200 について説明する。第 2 のサスペンション部 200 は、第 1 のサスペンション部 100 の可動支持部 140 に対して、第 2 のリンク機構 210、ばね機構 220 及びダンパー 230 を介して上下動可能に支持されるシート支持部 240 を備えてなる（図 4、図 11 等参照）。

[0028] 本実施形態では、シート 1000 のシートクッション部 1100 を支持するクッションフレームがシート支持部 240 を構成しており、サイドフレーム 241、241、前縁フレーム 242、後縁フレーム 243 等を有している。クッションフレームからなるシート支持部 240 は、スライダ 250 のアッパーレール 252 に支持されるが、ロアレール 251 が可動支持部 140 に取り付け板 143 を介して固定されており（図 4 参照）、スライダ 250 は、可動支持部 140 と共に上下動する。

[0029] シート支持部 240 は、図 11 及び図 14 に示したように、アッパーレール 252 に、第 2 のリンク機構 210 を介して支持される。第 2 のリンク機構 210 は、左右一対の前部リンク 211、211 と、左右一対の後部リンク 212、212 と、左右それぞれにおいて、前部リンク 211 及び後部リンク 212 同士を連結する連結リンク 213、213 とを有してなる。

- [0030] 前部リンク211, 211は、略台形に形成され（図14参照）、前端付近の上部が、アッパーレール252の前部ブラケット252aに軸部材211aにより軸支され、後端付近の上部がシート支持部240のサイドフレーム241, 241間において、図11に示したように平面視で軸部材211aより後方に掛け渡した前部側補強パイプ244に相対回転可能に連結されている。
- [0031] 後部リンク212, 212は、図11及び図14に示したように頂部を下側とした略三角形に形成され、前端付近の上部が、アッパーレール252の後部ブラケット252bに軸部材212aにより軸支され、後端付近の上部がシート支持部240のサイドフレーム241, 241間において、平面視で軸部材212aより後方に掛け渡した後部側補強パイプ245に相対回転可能に連結されている。従って、第2のリンク機構210の前部リンク211, 211及び後部リンク212, 212は、それぞれ軸部材211a, 212aを回転中心として図14のB方向に回転し、シート支持部240はその回転軌道に沿って、上限位置と下限位置との間を上下動する。すなわち、第1のサスペンション100の第1のリンク機構110によって支持される可動支持部140と、第2サスペンション部200の第2のリンク機構220によって支持されるシート支持部240とは、図14の矢印A方向、B方向で示したように、上下動する際の側面から見た動作方向が前後に逆方向となる。従って、上下動時において、第1のサスペンション部100のみによってシート1000が支持されていると仮定した場合には、着座者のヒップポイント（H. P.）の上下動の軌跡は図12に示したとおり、上限位置に近づくほど後方になり、下限位置に近づくほど前方になる軌跡となり、第2のサスペンション部200のみによってシート1000が支持されていると仮定した場合には、着座者のヒップポイント（H. P.）の上下動の軌跡は、図13に示したとおり、上限位置に近づくほど前方になり、下限位置に近づくほど後方になる。この結果、第1サスペンション部100及び第2サスペンション部200が積層された両者を合わせた本実施形態のサスペンシ

ン機構 1 における着座者のヒップポイント (H. P.) の上下動時の軌跡は、図 14 に示したとおり、ほぼ垂直方向 (「ほぼ垂直」とは、好ましくは、前後への最大変位量が 8 mm 以下、より好ましくは 6 mm 以下である) の軌跡となる。よって、本実施形態のサスペンション機構 1 によれば、上下振動に対して、着座者はほぼ垂直に相対変位し、前方又は後方への変位が少なく、姿勢の安定性が高い。

[0032] 第 2 のサスペンション部 200 のばね機構 (以下、「第 2 のばね機構」という) 220 は、荷重-たわみ特性においてほぼ線形に近い変化となる線形特性を示す線形ばねから構成される。具体的には、前部側補強パイプ 244 及び後部側補強パイプ 245 にそれぞれ挿通されたトーションバー 221, 221 から構成される (図 4, 図 14 等参照)。各トーションバー 221, 221 は、一端が一方のサイドフレーム 241 に固定され、他端が他方のサイドフレーム 241 を貫通して自由端となっており、シート支持部 240 を上方に付勢するように配設される。これにより、人が着座した状態で、シート支持部 240 が相対的に下方に変位した際には、着座位置に復帰させようとするばね力が働く。

[0033] ダンパー 230 は、上記のように、第 1 のサスペンション部 100 の第 1 のダンパー 130 として、減衰力の小さいものを採用した場合には、相対的に伸び側の減衰力が高いものが用いられる。また、第 1 のダンパー 130 として減衰力の高いものを用い、さらに第 2 のダンパー 230 としても減衰力の高いものを用いることができることも上記のとおりである。これにより、より大きな衝撃性振動に対応できる構成とすることができる。但し、いずれの場合も、伸び側の減衰力が縮み側の減衰力より大きなものが好ましく、さらには、縮み側に対して伸び側の減衰力が 1.5 倍以上の特性を有するものが好ましいことも上記のとおりである。

[0034] なお、第 2 のダンパー 230 は、ピストンロッド 231 の先端を前部側補強パイプ 244 に係合させ、シリンダ 232 の底部をスライダ 250 のアッパーレール 252, 252 間に掛け渡した後部側下部パイプ 253 に係合さ

せて配置している（図11等参照）。

[0035] ここで、第1のサスペンション部100と第2のサスペンション部200は、上下ストロークがそれぞれ同一となるように設定することが好ましい。それにより、上記のようにシート1000に着座している人のヒップポイントの位置が安定する。この場合、運転席に適用した場合、その操縦、操作中の違和感が少なくなることから、サスペンション機構1全体の上下ストロークとして80mm以内となるように設定することがより好ましい。その一方、第1のダンパー130として、減衰力が500N以下の小さなものを採用した構成とした場合には、第1のサスペンション部100の上下ストロークを、第2のサスペンション部200の上下ストロークより長い設定とすることもできる。上下ストロークを長くすることで振動吸収特性、衝撃吸収特性の対応領域が広がる。但し、あまり長くすると着座時の違和感にもつながるので、最長でも第2のサスペンション部200の上下ストロークの2倍以内（例えば、第2のサスペンション部200の上下ストロークを40mmとした場合、第1のサスペンション部100の上下ストロークは80mm以内とすることが好ましい。なお、上下ストロークの調整は、第1のリンク機構110及び第2のリンク機構210の長さの調整、ダンパー130、230の長さや伸縮量の調整、取り付け角度の調整等により行うことができる。

[0036] 本実施形態によれば、第1のダンパー130として減衰力500N以下の小さなものを採用した場合、車体フロアを介して入力される通常領域の振動に対しては、第1のダンパー130が伸縮動作しやすいため、第1のばね機構120の弾性力が有効に作用し、第1のサスペンション部100の上下動によって効果的に振動吸収することができる。特に、本実施形態によれば、第1のばね機構120が正のばね特性を備えたトーションバー121、121と負のばね特性を備えた磁気ばね122との組み合わせからなり、ある変位範囲（通常、第1のサスペンション部100の中立位置付近に設定）においては重畳したばね定数が略ゼロとなる定荷重領域を有している。そのため、振動吸収特性はより高い。また、第1のダンパー130の減衰力が小さい

ため、微振動でもシリンダ132内のピストンの往復運動が円滑に行われ、エネルギー吸収能力も高い。

[0037] また、路面の大きな凹凸等により、振幅の大きな衝撃性振動が入力された場合には、第1のサスペンション部100の第1のダンパー130ではそれに見合う減衰力を発揮できないが、第2のダンパー230が伸縮動作するため、第2のサスペンション部200の減衰力が大きく作用する。そのため、本実施形態では、衝撃性振動も効率よく吸収することができる。

その一方、第1のサスペンション部100の第1のダンパー130としても、第2のダンパー230と同様に減衰力の高いものを採用した場合には、振幅の大きな衝撃性振動に対して高い減衰効果を発揮できる。

[0038] (減衰力の小さい第1のダンパー130を取り付けた第1のサスペンション部100の特性)

第1のダンパー130として減衰力の小さなものを採用した第1のサスペンション部100単体の特性を調べた。その際、第2のサスペンション部200の第2のリンク機構210の動きを固定して試験を行った。使用したばね機構120、並びにばね機構120を構成するトーションバー121、121及び磁気ばね122の特性は、図15に示したとおりであった。第1のダンパー130は、上記のピストンに線状部材を巻き付けた摩擦減衰力と粘性減衰力が作用するダンパー(図16及び図17の記号「VEP」)とオイルダンパー(図16及び図17の記号「B-3」、0.3m/sの伸び側減衰力400N、縮み側減衰力200N)をそれぞれ取り付けて測定した。

[0039] ・静荷重特性

図18及び図19は、上記の第1のサスペンション部100を可動にし、第2のサスペンション部200を機能しないように設置したサスペンション機構1の荷重-たわみ特性を示す。いずれも、加圧具を50mm/minの速度で動作させ、中立位置(「VEP」ダンパーを用いたものは、使用した「VEP」ダンパーの最大ストロークの関係で20mm、その他は25mm)における負荷質量が加荷工程において1250Nとなるように設定して測

定した。中立位置を中心とした $\pm 5\text{ mm}$ の範囲の加荷工程におけるばね定数 k_1 、加荷工程において中立位置から 10 mm 下方に変位した位置を中心とした $\pm 2.5\text{ mm}$ の範囲のばね定数 k_2 、中立位置のヒステリシスロス、それぞれ各図に示したとおりであった。

[0040] ・振動実験

第1のサスペンション部100のシート1000を含めた負荷質量が 50 kg 、 78 kg 、 98 kg となるように錘を載せて調整し、これを上下方向1軸加振機にセットし、振幅 $\pm 5\text{ mm}$ の正弦波掃引波形（ $1\sim 6.5\text{ Hz}$ ）の入力振動で加振し、その振動伝達率を測定した。結果を図20に示す。

[0041] この図に示したように「VEP」ダンパーを用いたものは、共振点が 2 Hz 付近で振動伝達率は 1.1 以下であった。また、共振点より高周波領域では振動伝達率はさらに低下しており、負荷質量 78 kg 、 98 kg の場合の 4 Hz の振動伝達率は 0.6 以下であった。「B-3」ダンパーを用いたものは、共振点が 3 Hz 近傍で振動伝達率は 1.2 以下であり、また、共振点より高周波領域の振動伝達率も徐々に低くなっており、負荷質量 78 kg 、 98 kg の場合の 4 Hz の振動伝達率は 0.8 以下であった。

[0042] （第2のサスペンション部200の特性）

・静荷重特性

第2のサスペンション部200で用いる第2のダンパー230として、上記の「A-1」ダンパーを採用し、第1のサスペンション部100が動きを固定して静荷重特性を測定した。加圧具を $50\text{ mm}/\text{min}$ の速度で動作させ、中立位置（ 20 mm ：平衡点）における負荷質量が加荷工程において 110 kg 、 75 kg 、 30 kg となるように設定して測定した。図21にその結果を示す。

[0043] 負荷質量 75 kg の場合で、中立位置（平衡点）付近（加荷工程の $17.5\sim 22.5\text{ mm}$ ）の静的ばね定数 $k_0 = 25000\text{ N}/\text{m}$ で、中立位置におけるヒステリシスロスが 88.8 N であった。なお、加荷工程の $1.2\sim 2.2\text{ mm}$ の静的ばね定数 $k_4 = 309000\text{ N}/\text{m}$ 、 $10\sim 15\text{ mm}$ の静

的ばね定数 $k_3 = 15900 \text{ N/m}$ 、 $25 \sim 30 \text{ mm}$ の静的ばね定数 $k_1 = 43800 \text{ N/m}$ 、 $35 \sim 40 \text{ mm}$ の静的ばね定数 $k_2 = 160000 \text{ N/m}$ であった。

[0044] ・減衰比

図22は、負荷質量 75 kg の静荷重特性から求めた動的ばね定数と、 0.3 m/s の減衰力とを用いて計算により求めた第2のサスペンション部200の減衰比である。この図に示したように、縮み側では、減衰比が 0.15 以下となっているが、伸び側はそれよりも大きく、特に、シート支持部240が上昇する際の中立位置以降は減衰比が約 $0.4 \sim 0.5$ となっており、高い減衰特性を備えていることがわかる。なお、図22に示した「Magnetor-SUS」の減衰比は、第1のサスペンション部100において、第1のダンパー130として「A-1」のダンパーを用いた場合のデータであり、この場合も伸び側において高い減衰比が得られている。また、「Rubber-SUS」は、第1のサスペンション部100からトーションバー121を取り外し、可動支持部140と固定部101との対向位置にラバーを取り付けた構造のサスペンションのデータであるが、この場合には、ダンパーの伸び側の減衰比が低く 0.15 付近で一定であった。

[0045] (サスペンション機構1の振動特性)

第1のサスペンション部100において上記の「B-3」のダンパーを第1のダンパー130として用い、第2のサスペンション部200において上記の「A-1」のダンパーを第2のダンパー230として用いたサスペンション機構1について振動実験を行った。具体的には、上記のサスペンション機構1を備えたシート1000を加振機にセットして、JIS A 8304:2001 (ISO 7096:2000)に基づいて、SEAT値 (Seat Effective Amplitude Transmissibility factor) を求めた。「 $50,000 \text{ kg}$ 以下のクローラ式トラクタドーザ」の基準である入力スペクトルクラスEM6 (励振中心周波数 7.6 Hz 、PSDの最高値 $0.34 \text{ (m/s}^2\text{)}^2/\text{Hz}$)で、体重 57 kg の被験者が着座して試験を行った。その結果、得

られたSEAT値の平均値は、0.68であった。EM6のSEAT値の基準が0.7未満であるため、基準を満たしていた。

[0046] 比較のため、第1のダンパー130は「B-3」のままとし、第2のダンパー230として図17の「B-1」のダンパー（伸び側減衰力1370N、縮み側減衰力760N）を採用したサスペンション機構1について、同じ被験者で同様の試験を行ったところ、SEAT値の平均値は、0.74で基準を満たさなかった。また、第1のダンパー130として、図17の「A-2」のダンパー（伸び側減衰力900N、縮み側減衰力250N）を採用し、第2のダンパー230として、「A-1」のダンパーを採用した場合と「B-1」のダンパーを採用した場合のそれぞれについて、同じ被験者で同様の試験を行った。SEAT値の平均値は、いずれも0.77であり、基準を満たさなかった。

[0047]（第1のダンパー130として所定以上の減衰力のものを採用した場合のサスペンション機構1の特性）

第1のダンパー130として、「A-1」のダンパーを採用し、第2のダンパー230として、図17の「B-1」のダンパー（伸び側減衰力1370N、縮み側減衰力760N）を採用した。2つのダンパーの減衰力は伸び側では同じであるが、縮み側においては、第2のダンパー230の方が第1のダンパー230よりも大きい。

[0048] 上記のサスペンション機構1を備えたシート1000を加振機にセットして、振動実験を行った。具体的には、JIS A 8304:2001 (ISO 7096:2000) に基づいて、SEAT値 (Seat Effective Amplitude Transmissibility factor) を求めた。「50,000kg以下のクローラ式トラクタドーザ」の基準である入力スペクトルクラスEM6（励振中心周波数7.6Hz、PSDの最高値0.34 (m/s²)²/Hz) で、体重99kgの被験者が着座して試験を行った。その結果、得られたSEAT値の平均値は、0.56であった。EM6のSEAT値の基準が0.7未満であるため、基準を満たしていた。

また、「4, 500 kg以下のコンパクトローダ」の基準である入力スペクトルクラスEM8（励振中心周波数3.3 Hz、PSDの最高値0.4 (m/s^2)²/Hz)で、上記と同じ体重99 kgの被験者が着座して行った試験では、SEAT値は0.76であった。EM8のSEAT値の基準が0.8未満であるため、基準を満たしていた。

[0049] (大振幅の衝撃性振動に関する試験)

次に、上記と同じ体重99 kgの被験者が着座した状態で、全振幅 (p-p) 32 mmで振動実験を行った。結果を図23に示す。

図23から明らかなように、共振周波数は2.05 Hzと低く抑えられ、その際の振動伝達率も1.47であった。また、3 Hzより高い周波数領域でも振動伝達率は0.8以下となっており、衝撃性振動の吸収特性に優れていることがわかった。よって、第1のダンパー130として減衰力が所定以上のものを採用することで、大振幅の振動入力に対して効果の高いサスペンション機構1を提供することができる。

符号の説明

- [0050] 1 サスペンション機構
- 100 第1のサスペンション部
 - 110 リンク機構
 - 111 前部リンク
 - 112 後部リンク
 - 120 ばね機構
 - 121 トーションバー
 - 122 磁気ばね
 - 130 第1のダンパー
 - 140 可動支持部
 - 200 第2のサスペンション部
 - 210 リンク機構
 - 211 前部リンク

- 2 1 2 後部リンク
- 2 2 0 ばね機構
- 2 2 1 トーションバー
- 2 3 0 第2のダンパー
- 2 4 0 シート支持部

請求の範囲

- [請求項1] 固定部に対して、第1のリンク機構、ばね機構及びダンパーを介して上下動可能に支持される可動支持部を備えてなる第1のサスペンション部と、
- 前記第1のサスペンション部の上方に配置され、前記可動支持部に対して、第2のリンク機構、ばね機構及びダンパーを介して上下動可能に支持されるシート支持部を備えてなる第2のサスペンション部とを有し、
- 前記第1のリンク機構及び前記第2のリンク機構の回転方向が、それぞれの回転中心を基準として前後に逆方向となるように設定されているサスペンション機構。
- [請求項2] 前記各ダンパーとして、いずれも伸び側の減衰力が縮み側の減衰力よりも高いものが用いられている請求項1記載のサスペンション機構。
- [請求項3] 前記各ダンパーとして、伸び側又は縮み側の少なくとも一方の減衰力が異なるものが用いられている請求項2記載のサスペンション機構。
- [請求項4] 前記第1のサスペンション部又は前記第2のサスペンション部の一方のばね機構は、
- 線形特性を示す線形ばねと、
- 固定磁石と、前記中間フレーム又は前記上部フレームの相対動作に伴って前記固定磁石との相対位置が変位する可動磁石とを備え、前記固定磁石と前記可動磁石の相対位置に応じてばね定数が変化する非線形特性を示す磁気ばね
- とを有してなり、
- 所定の変位範囲においてばね定数が略ゼロとなる特性を備えている請求項1～3のいずれか1に記載のサスペンション機構。
- [請求項5] 前記第1のサスペンション部又は前記第2のサスペンション部の他

方のばね機構は、

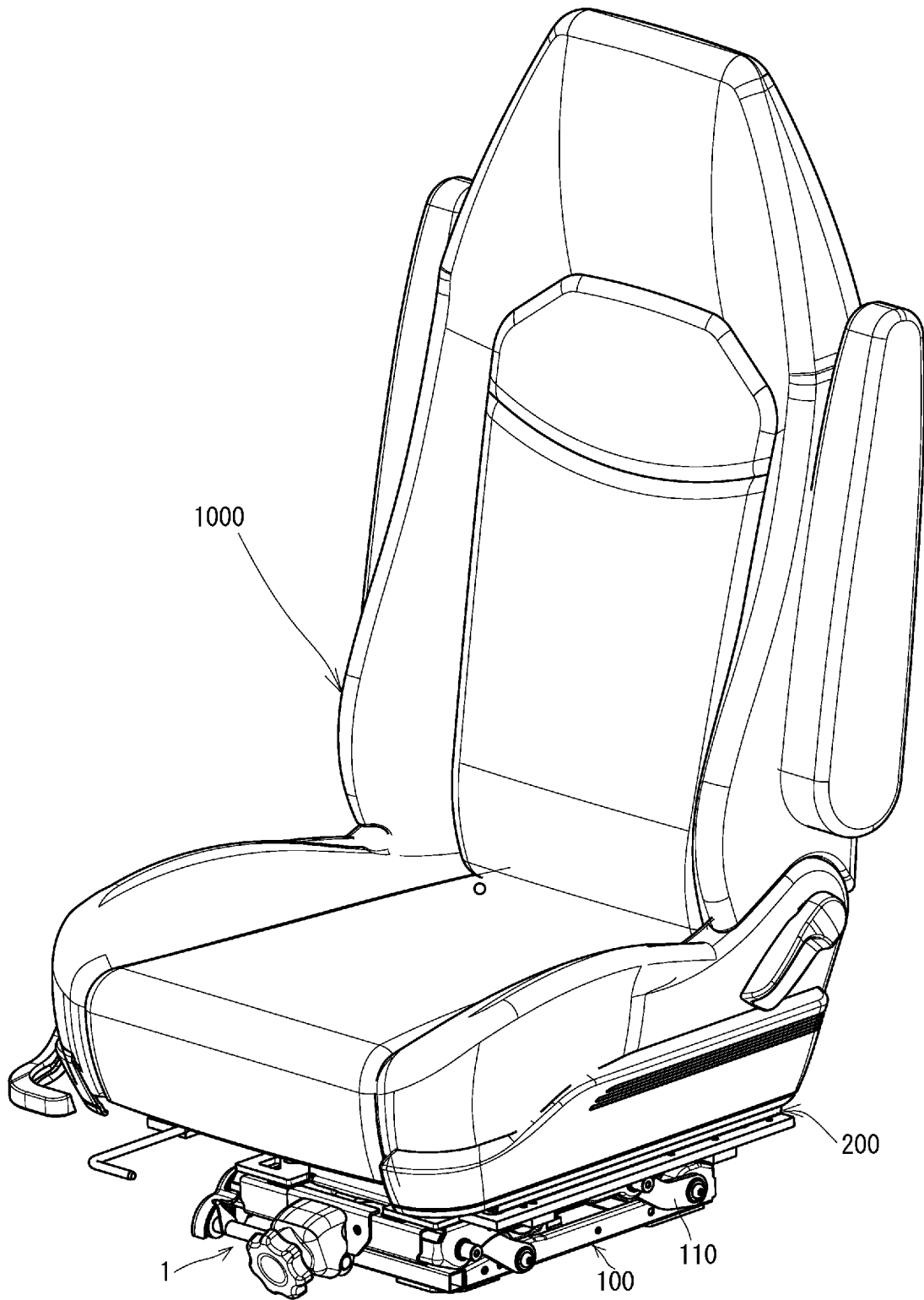
線形特性を示す線形ばねから構成される請求項4記載のサスペンション機構。

[請求項6] 前記線形ばねが、トーションバーである請求項4又は5記載のサスペンション機構。

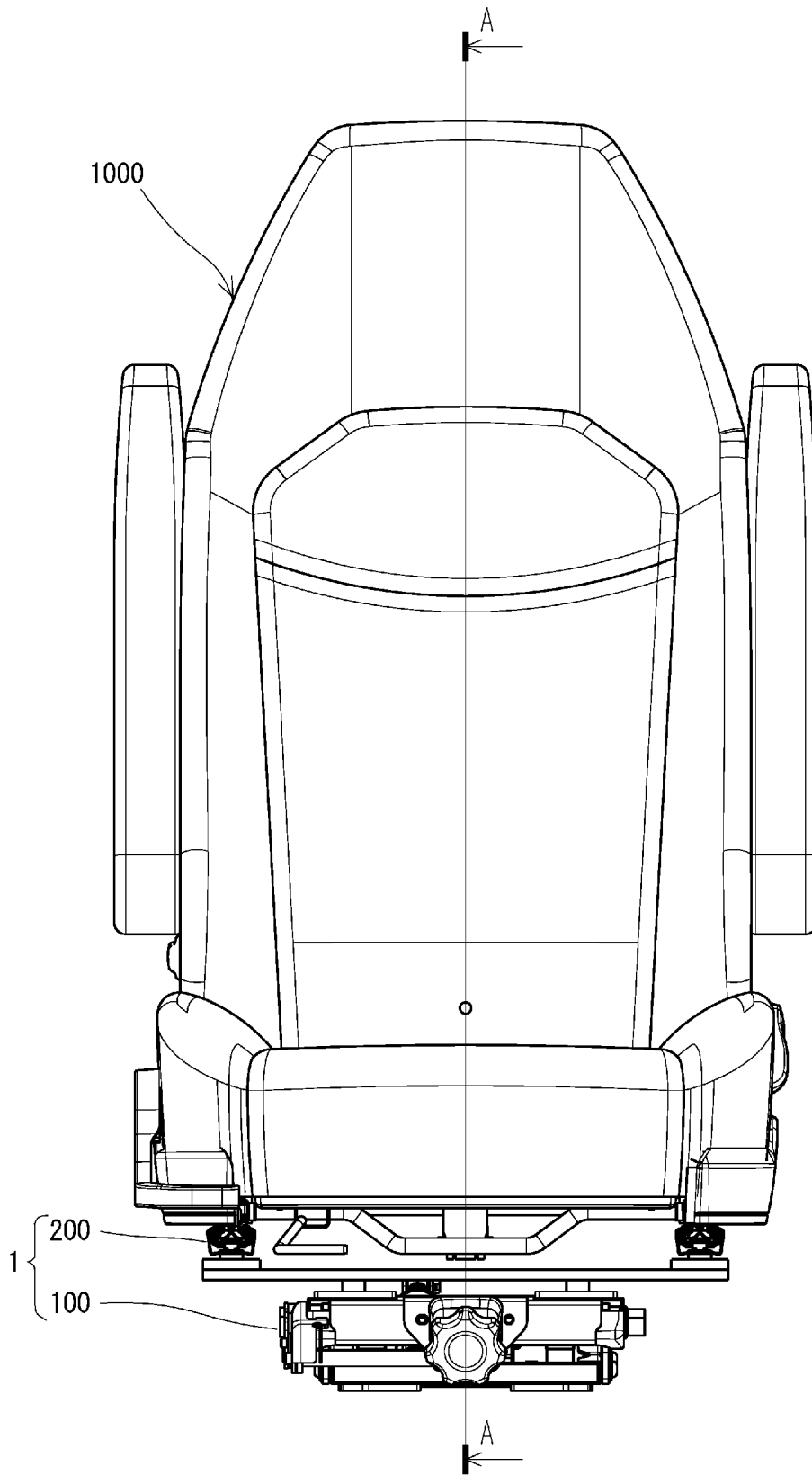
[請求項7] 前記第1のサスペンション部の上下ストロークと前記第2のサスペンション部の上下ストロークとが同一である請求項1～6のいずれか1に記載のサスペンション機構。

[請求項8] 土工機械の運転席のシートの支持に用いられる請求項1～7のいずれか1に記載のサスペンション機構。

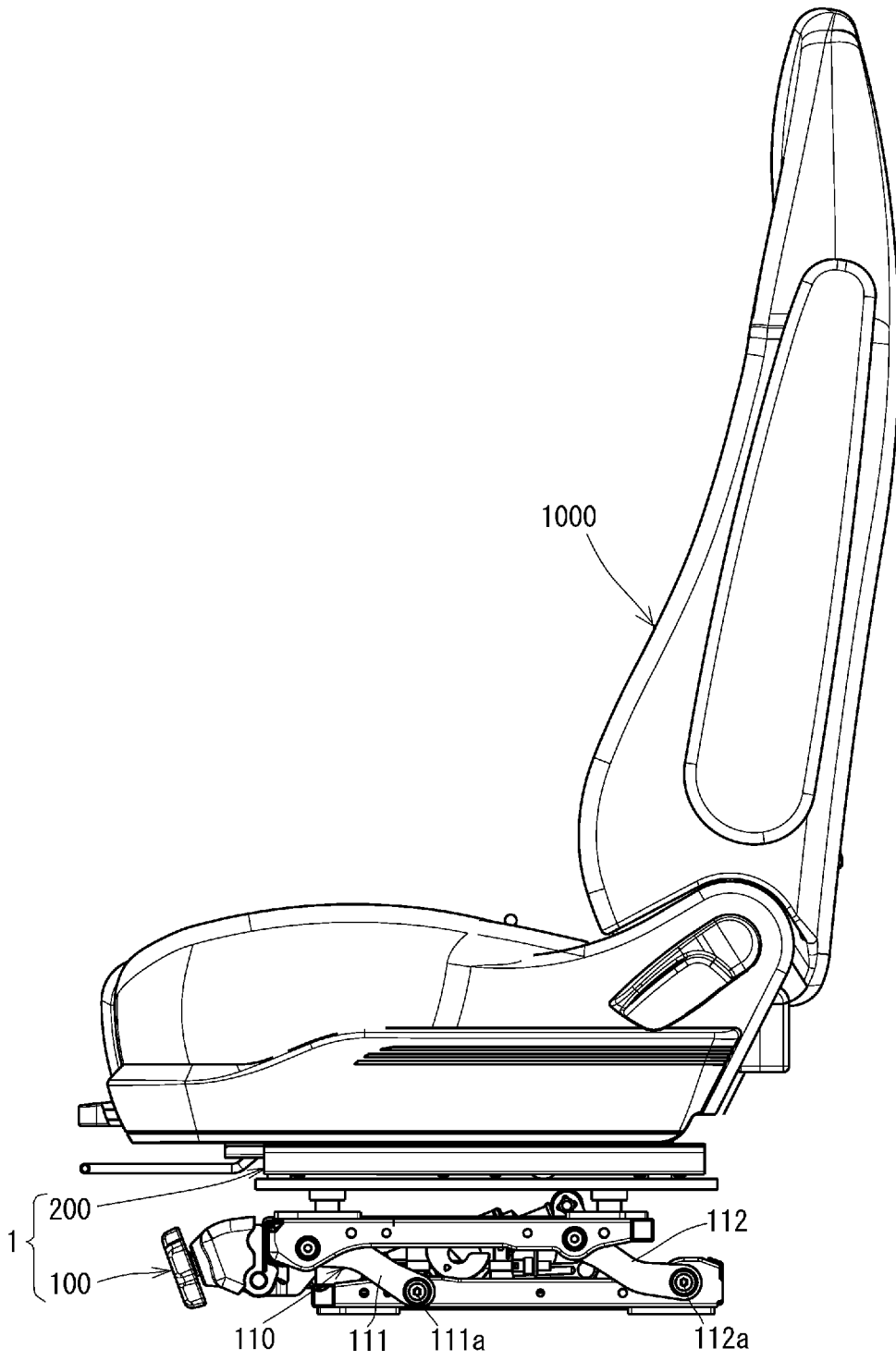
[図1]



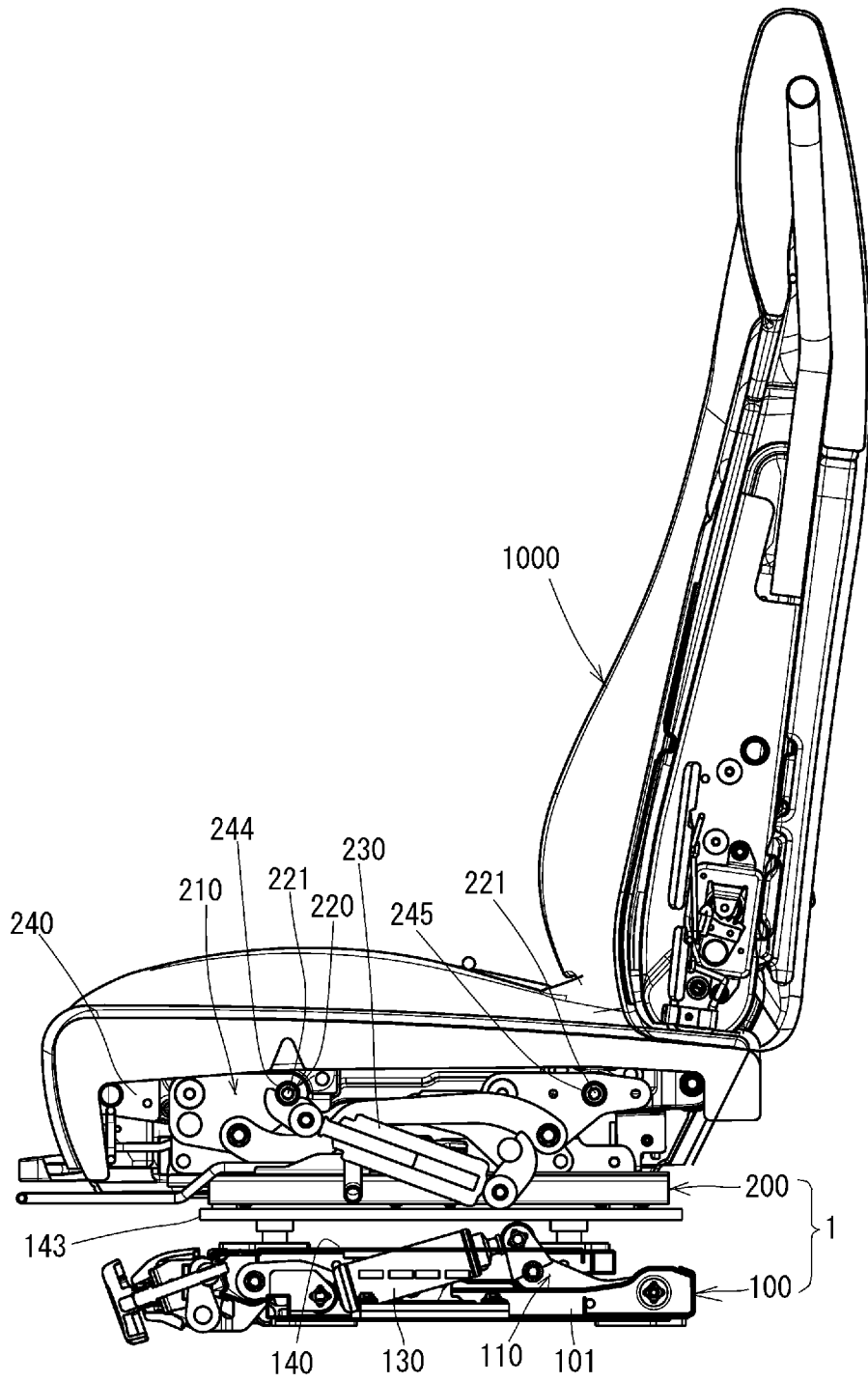
[図2]



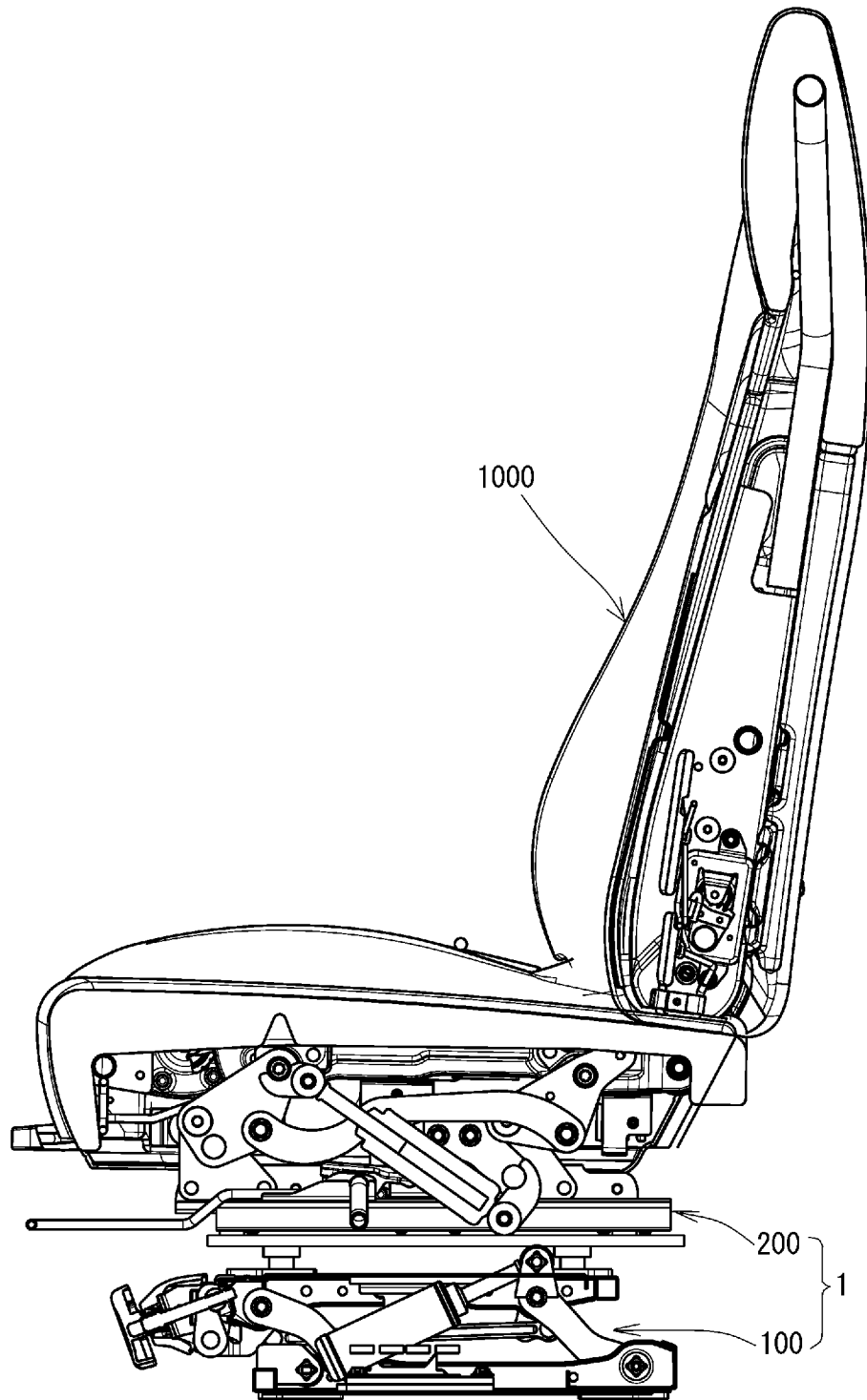
[図3]



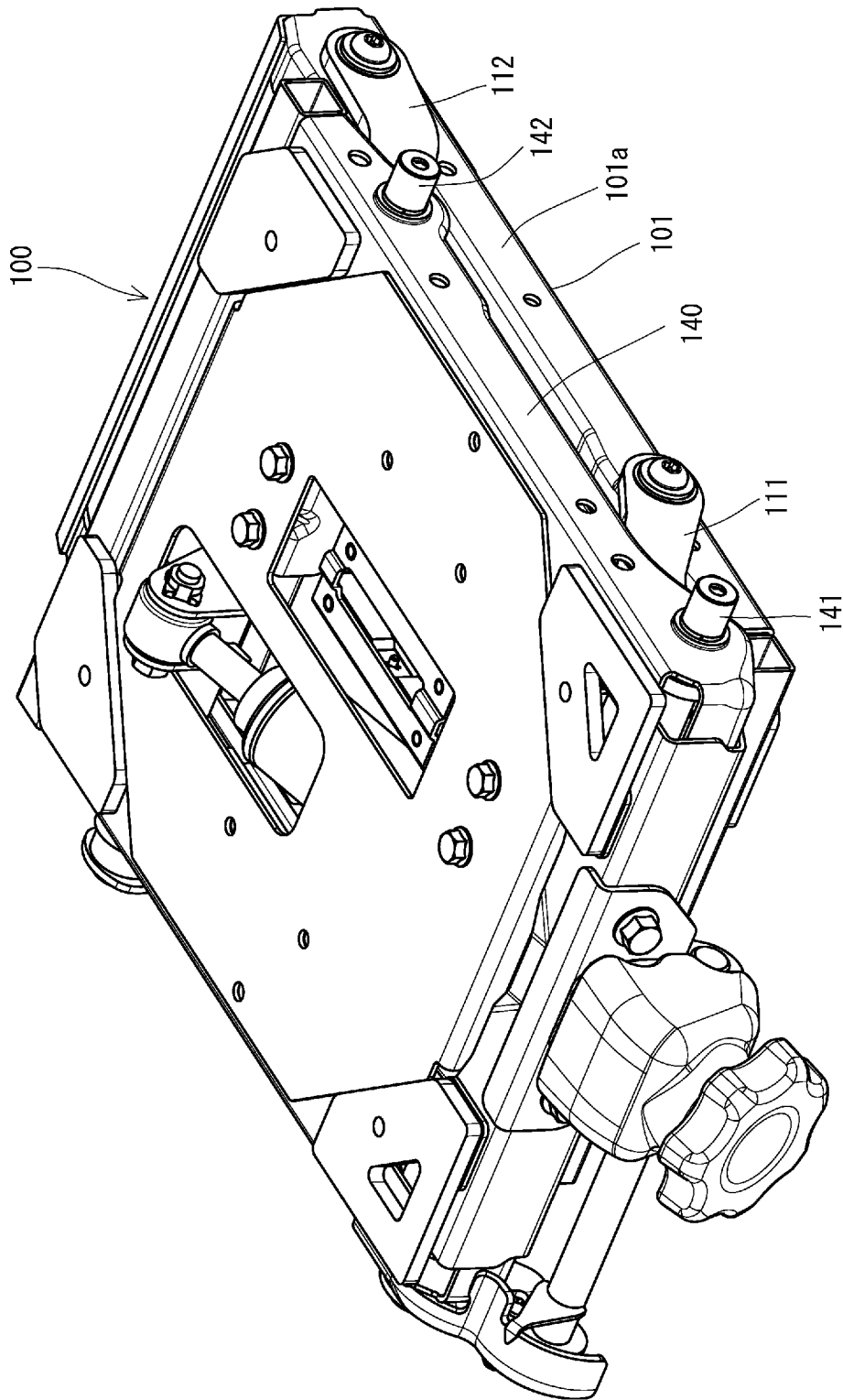
[図4]



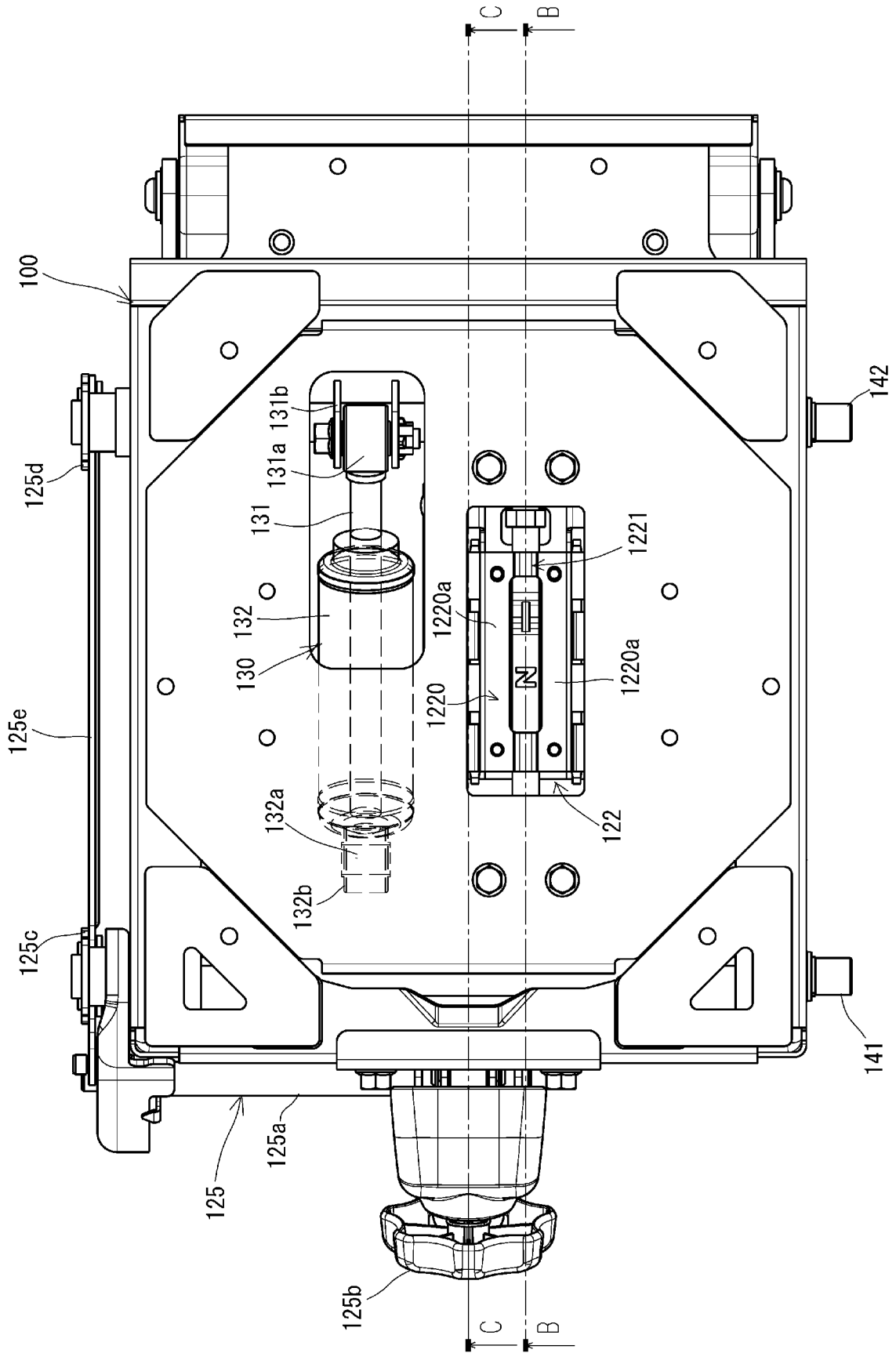
[図5]



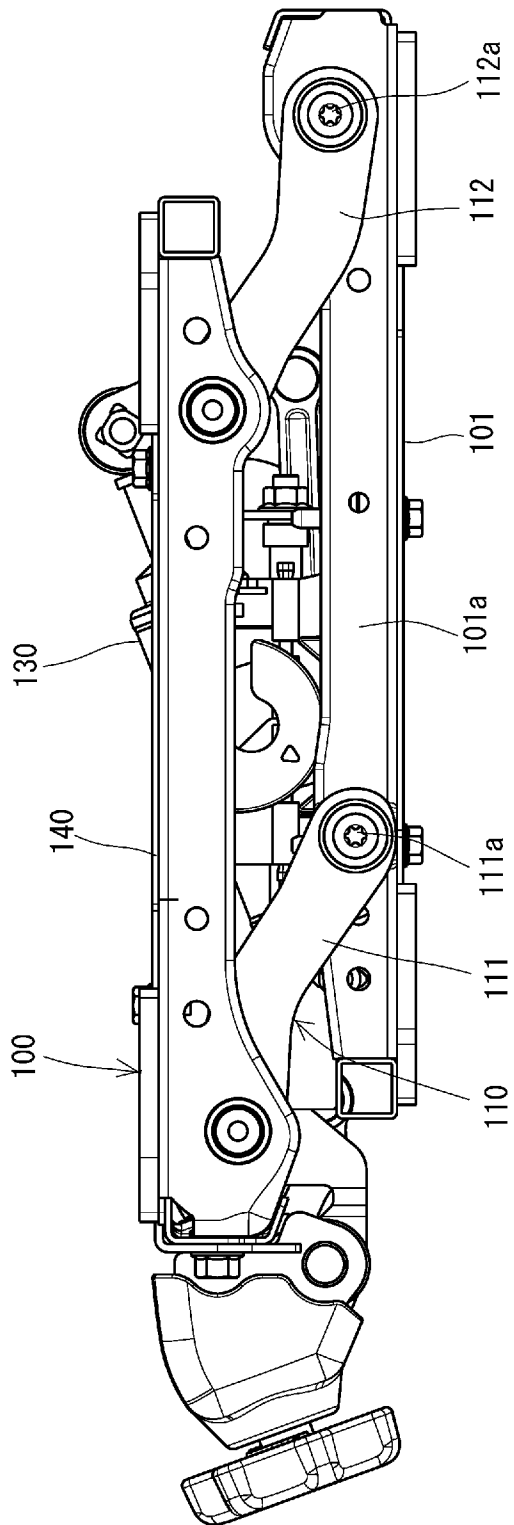
[図6]



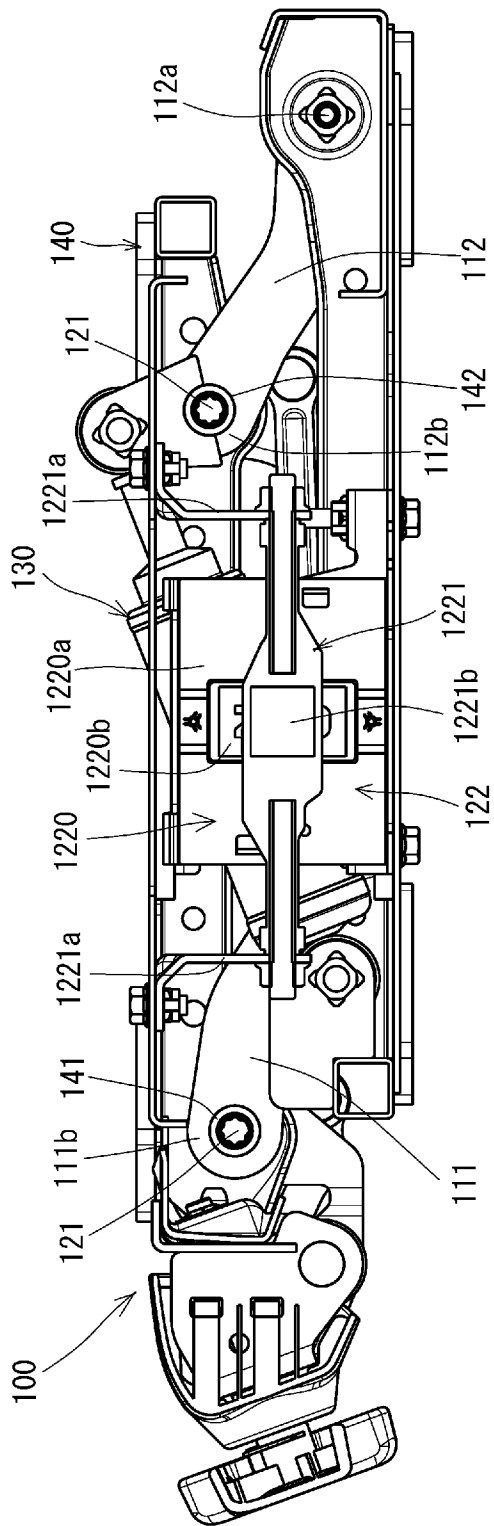
[7]



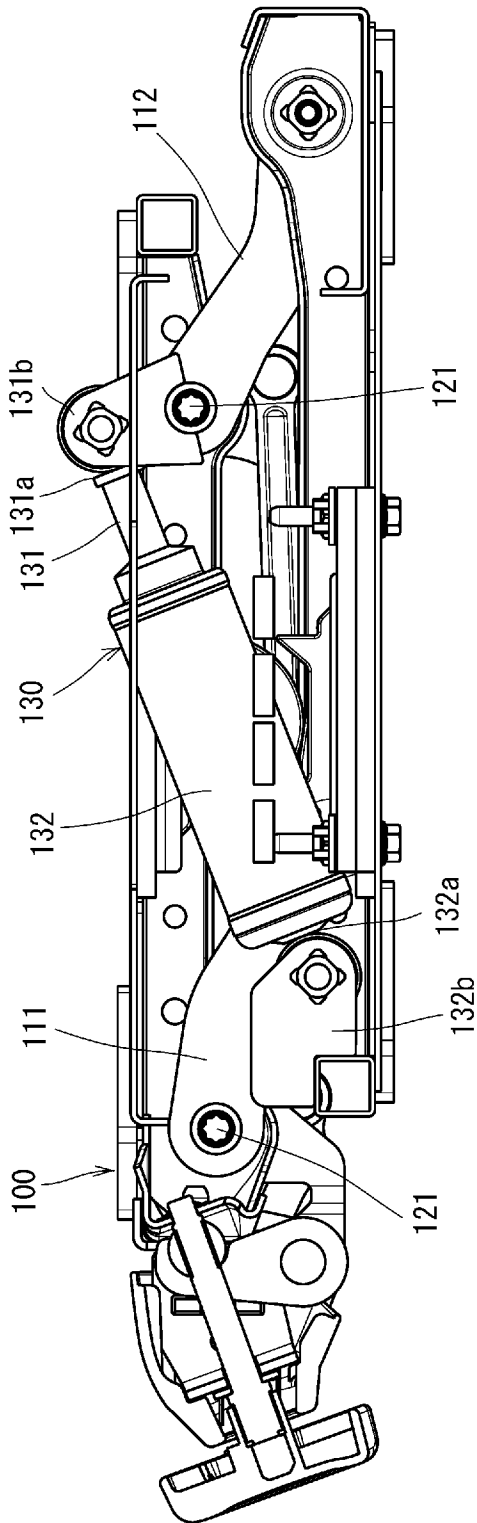
[図8]



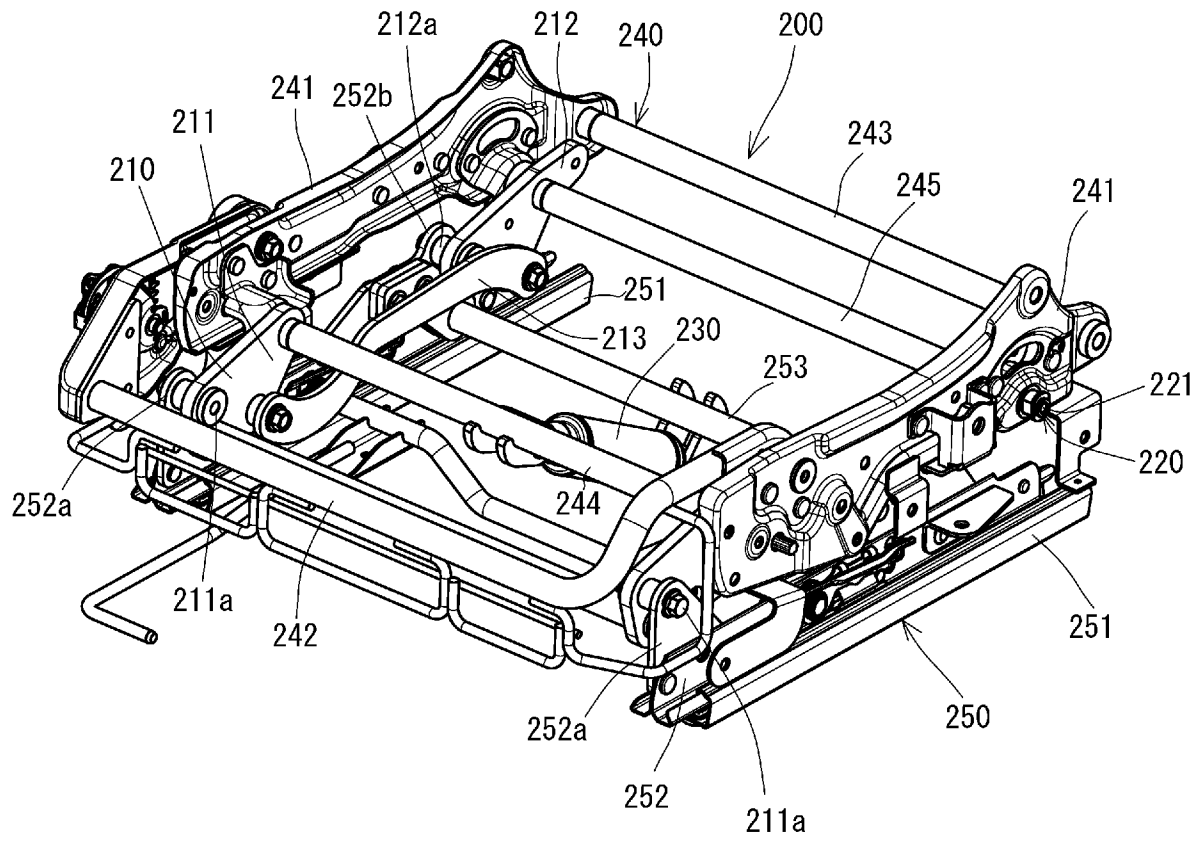
[9]



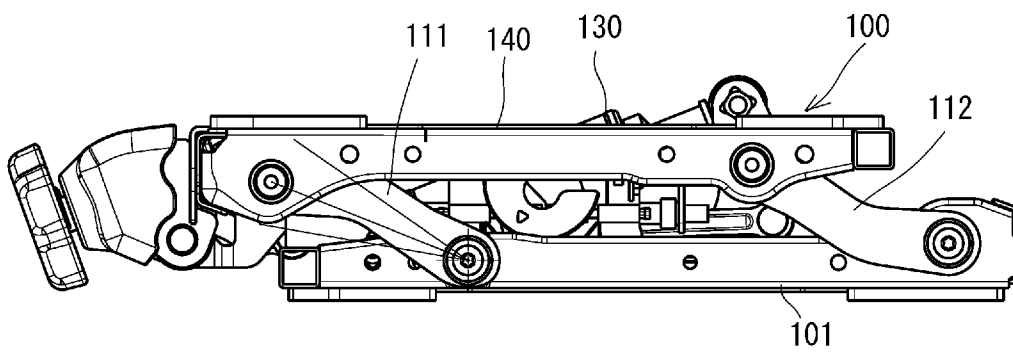
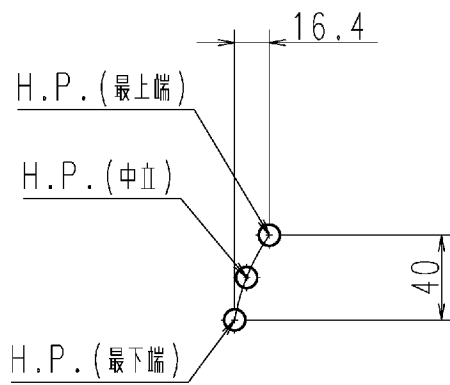
[図10]



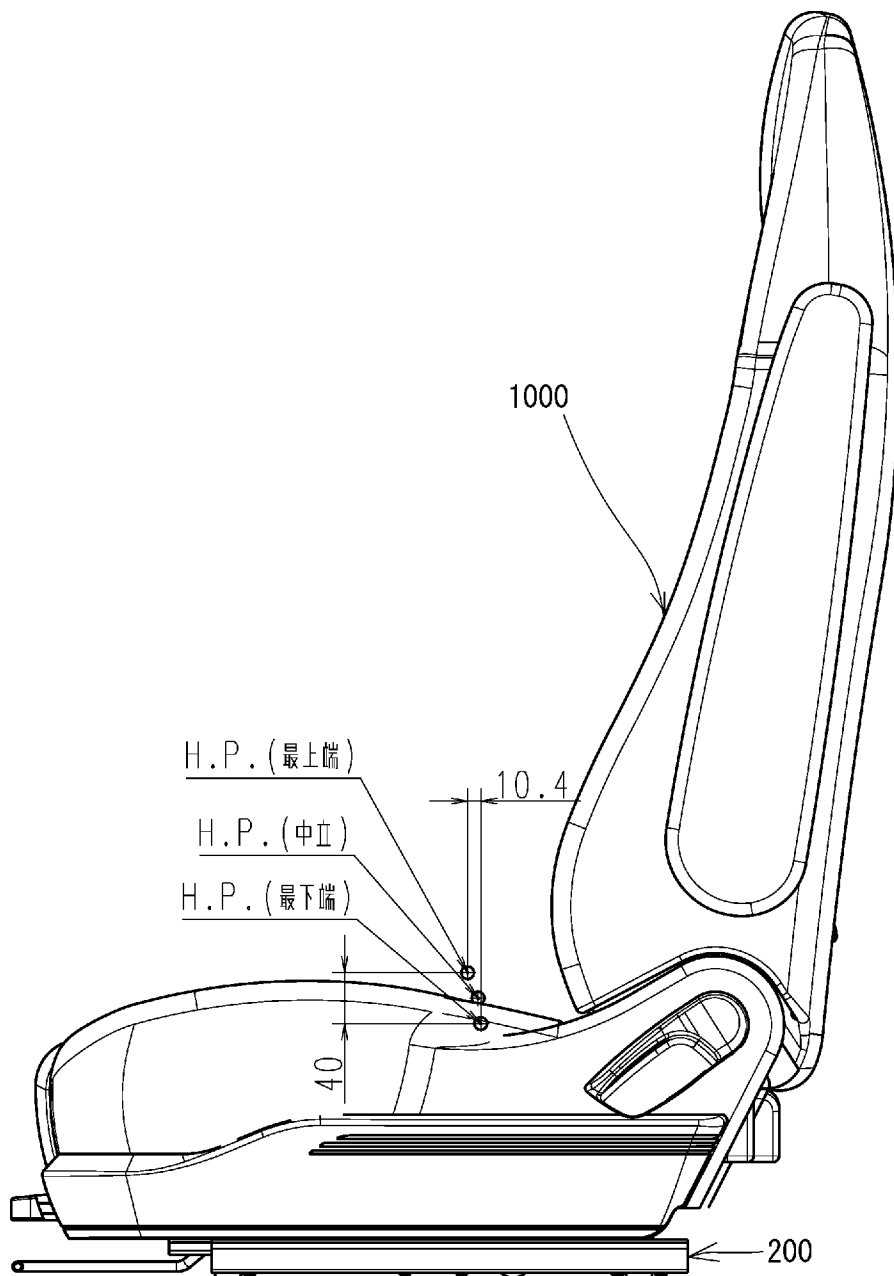
[図11]



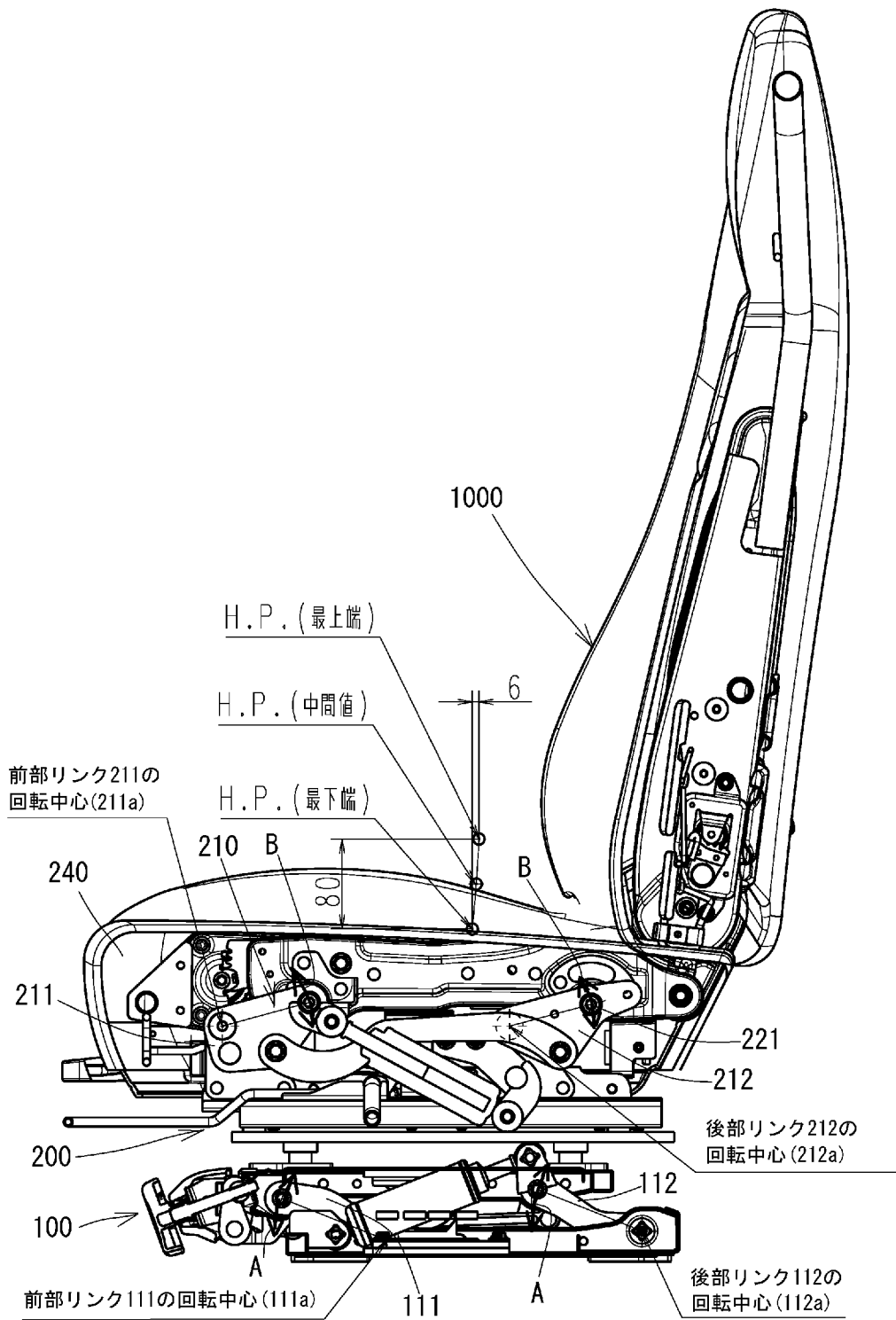
[図12]



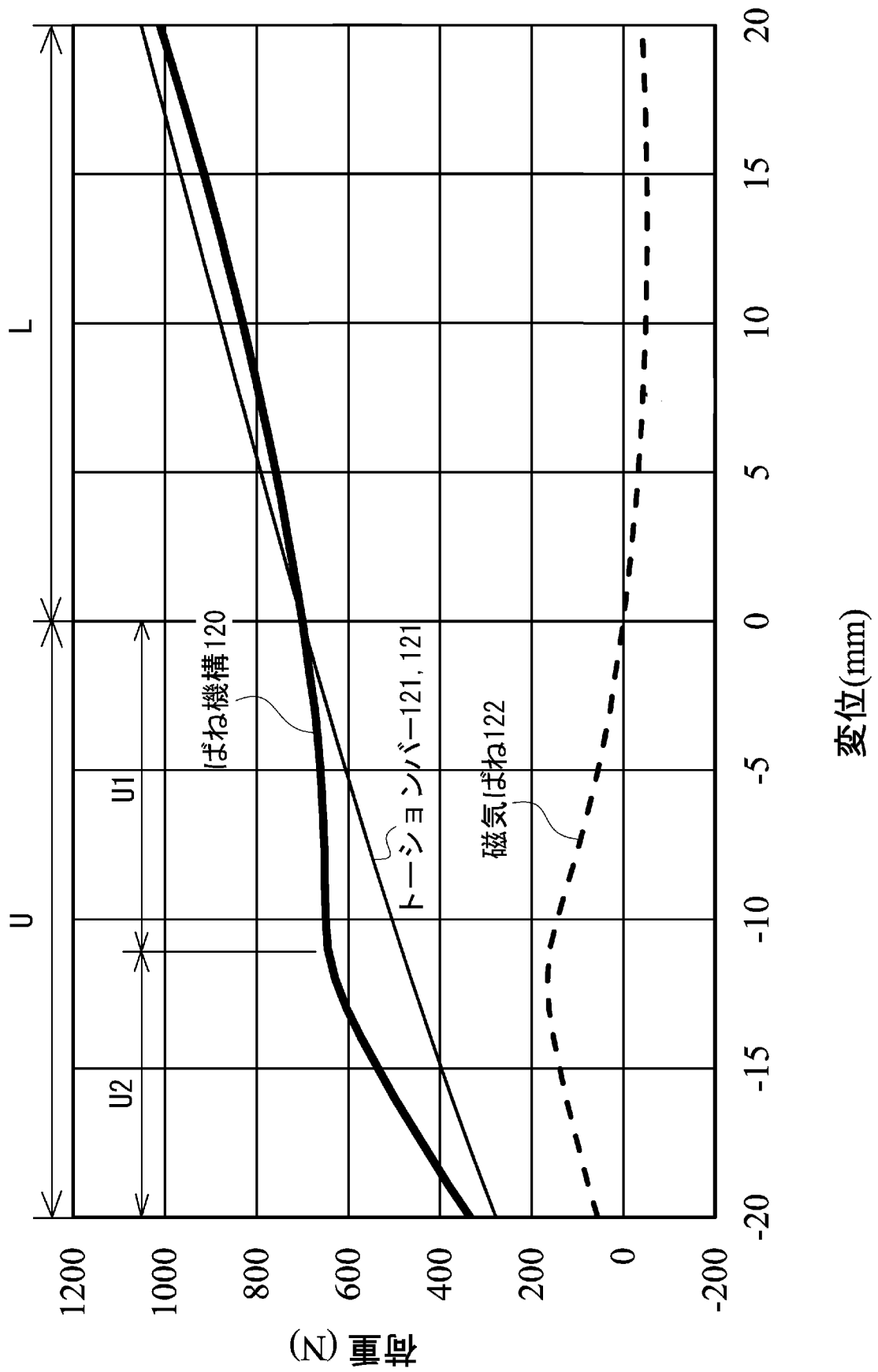
[図13]



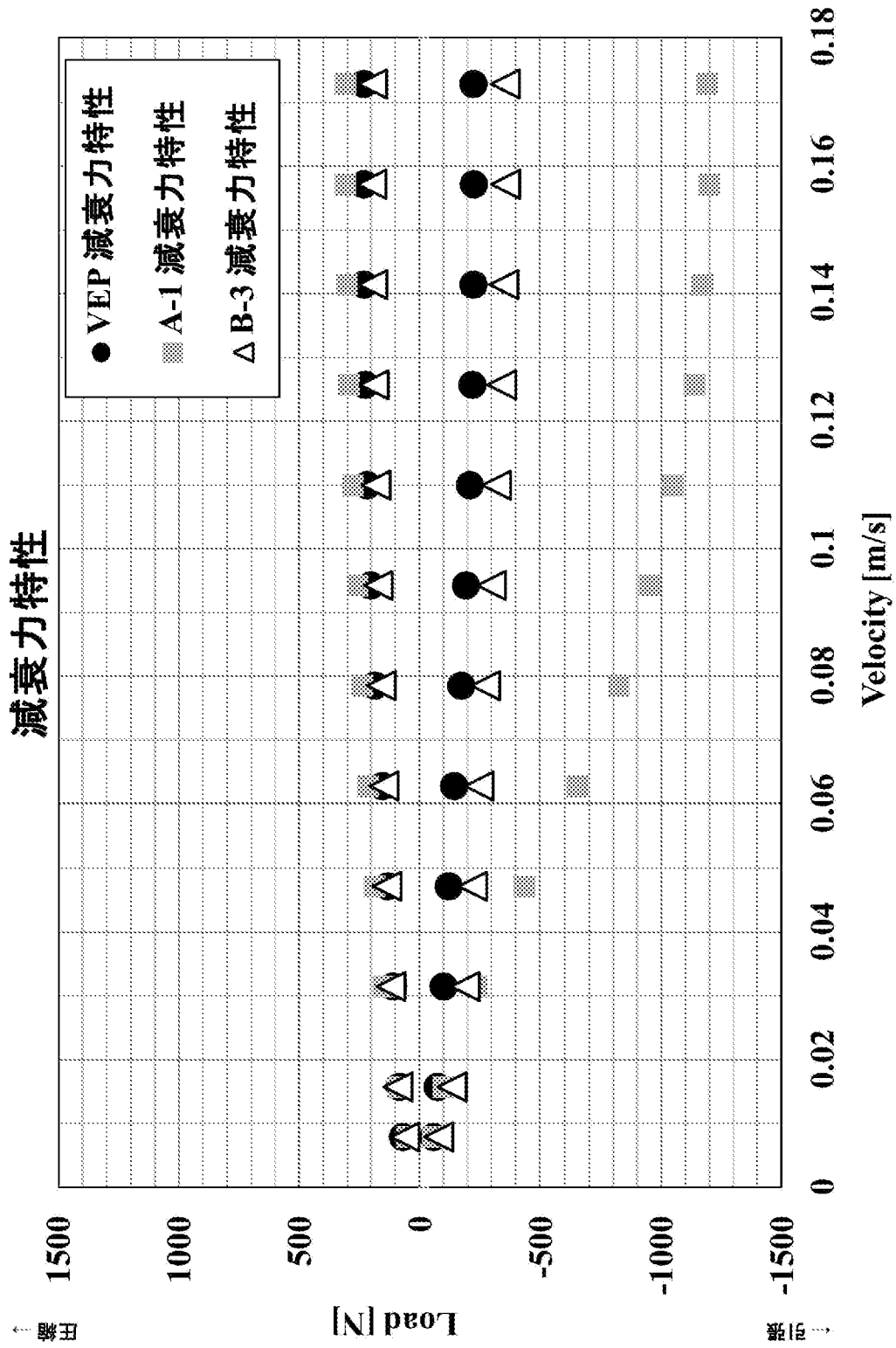
[図14]



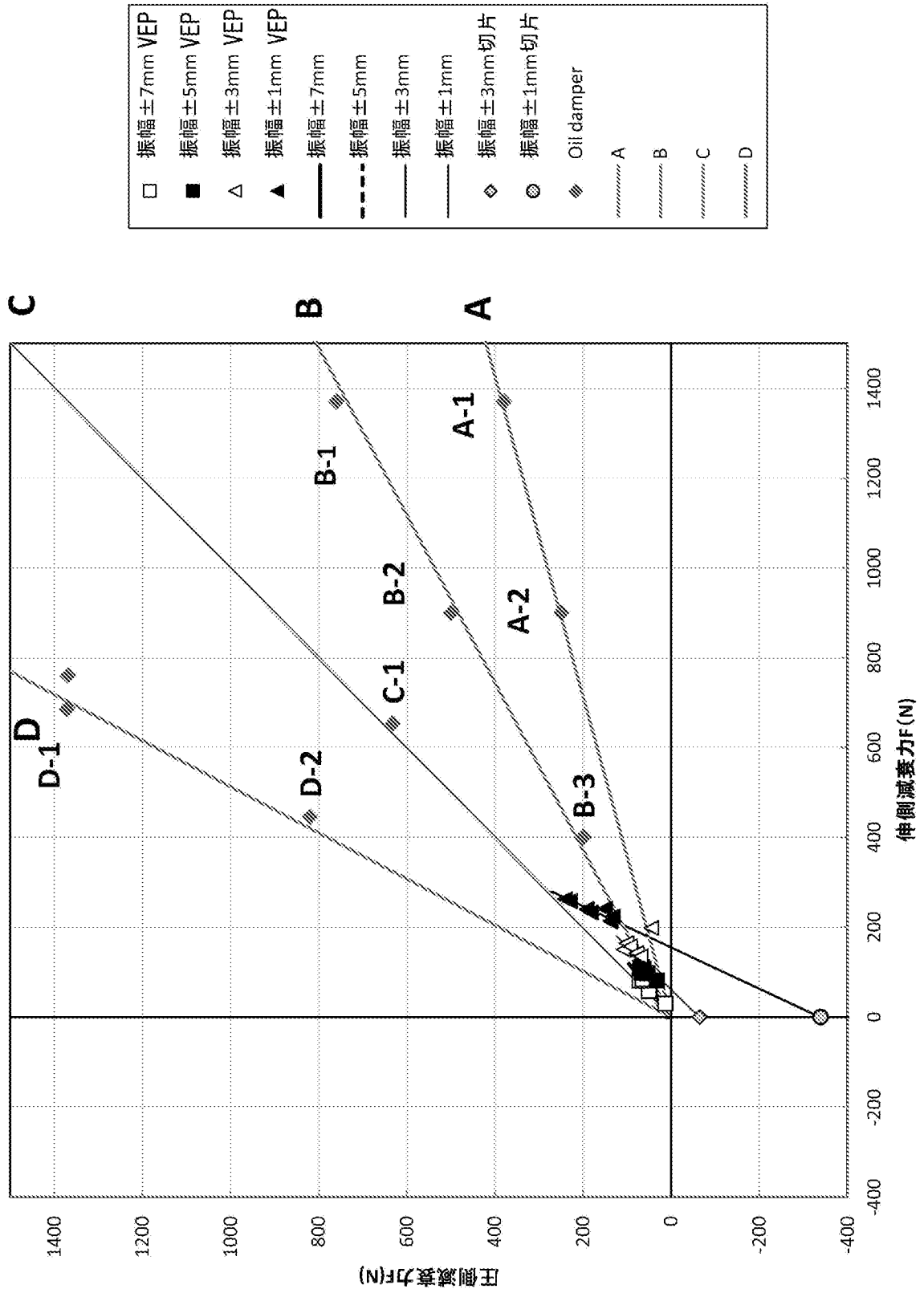
[図15]



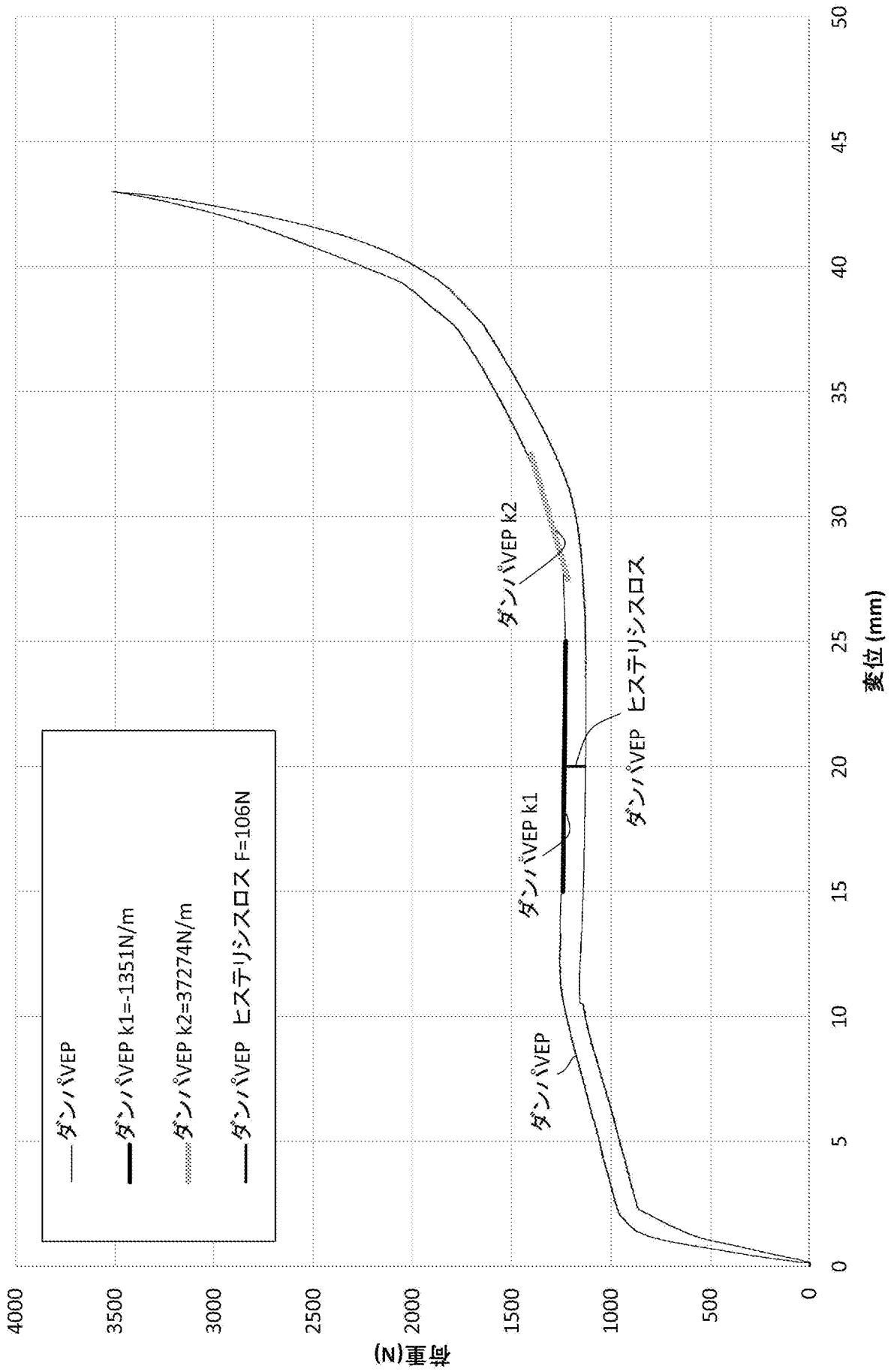
[図16]



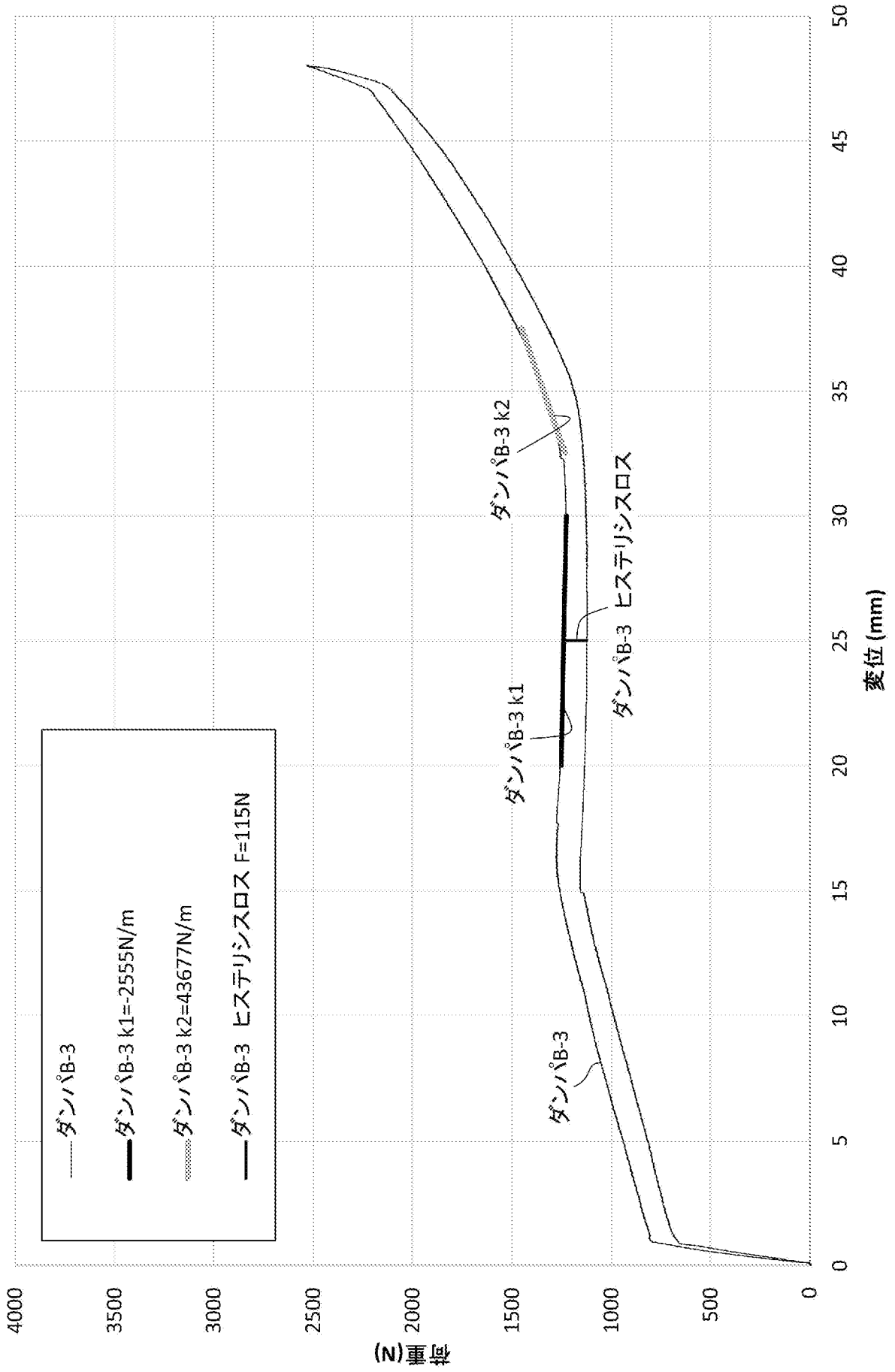
[図17]



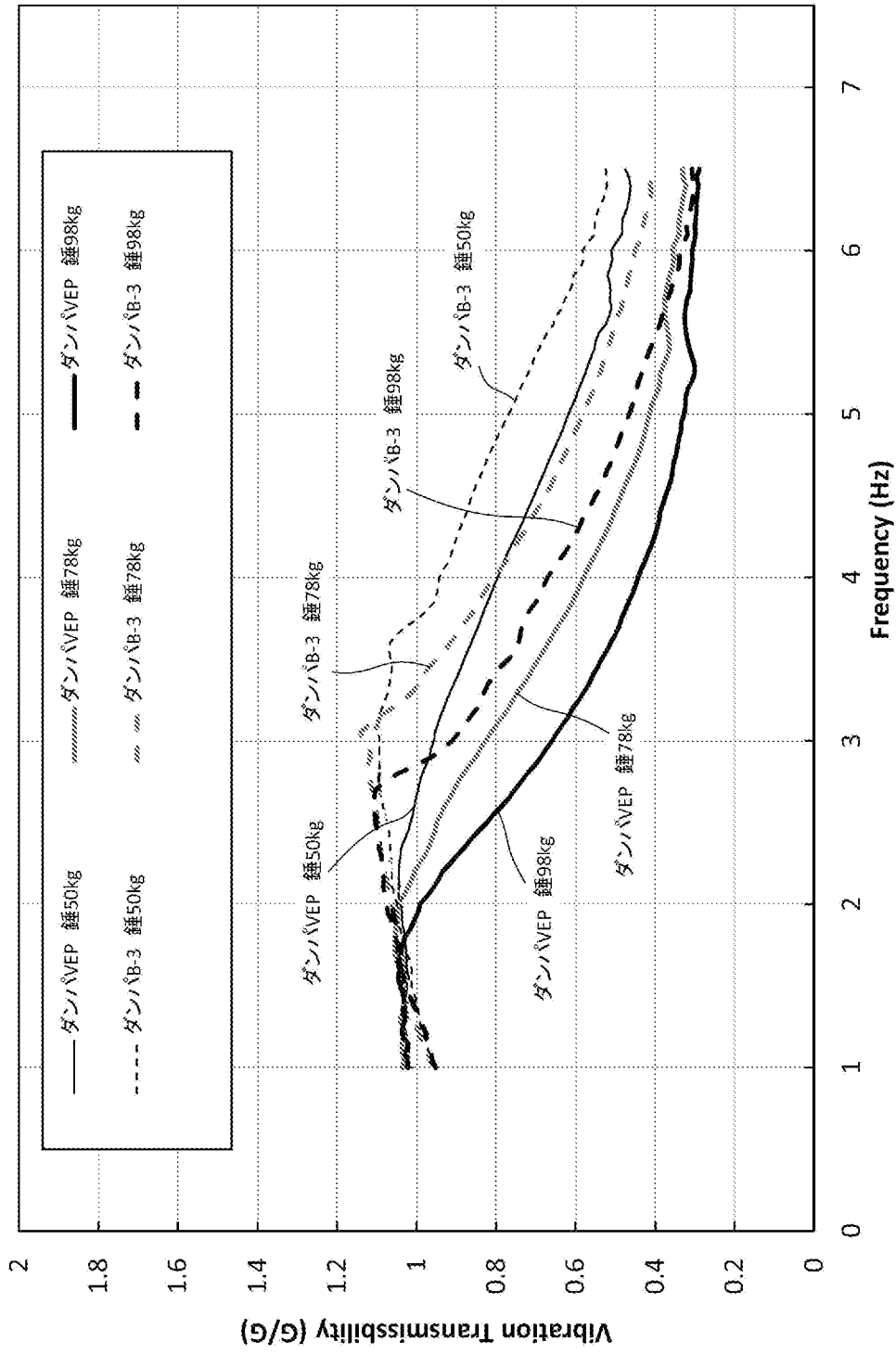
[図18]



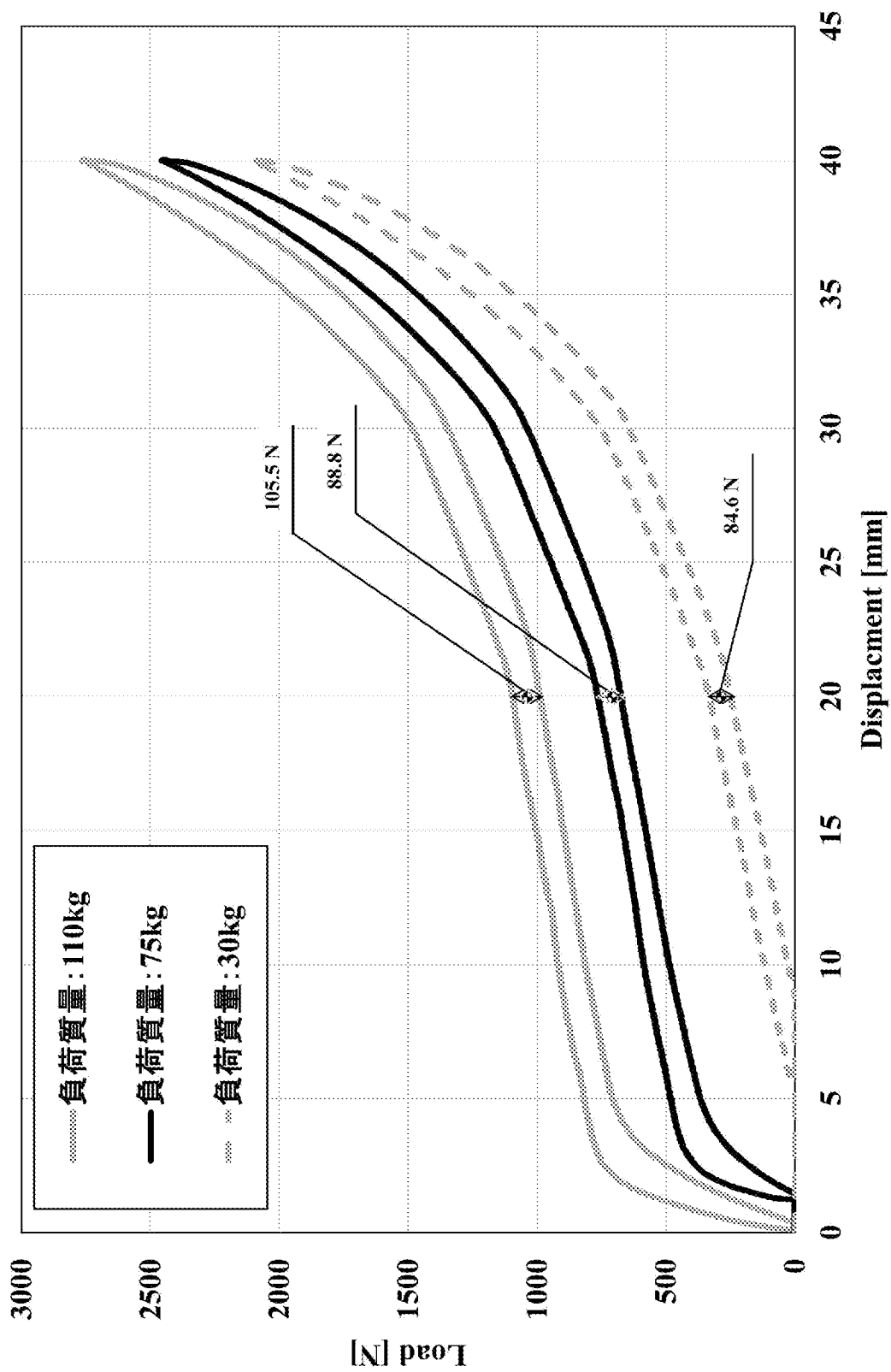
[図19]



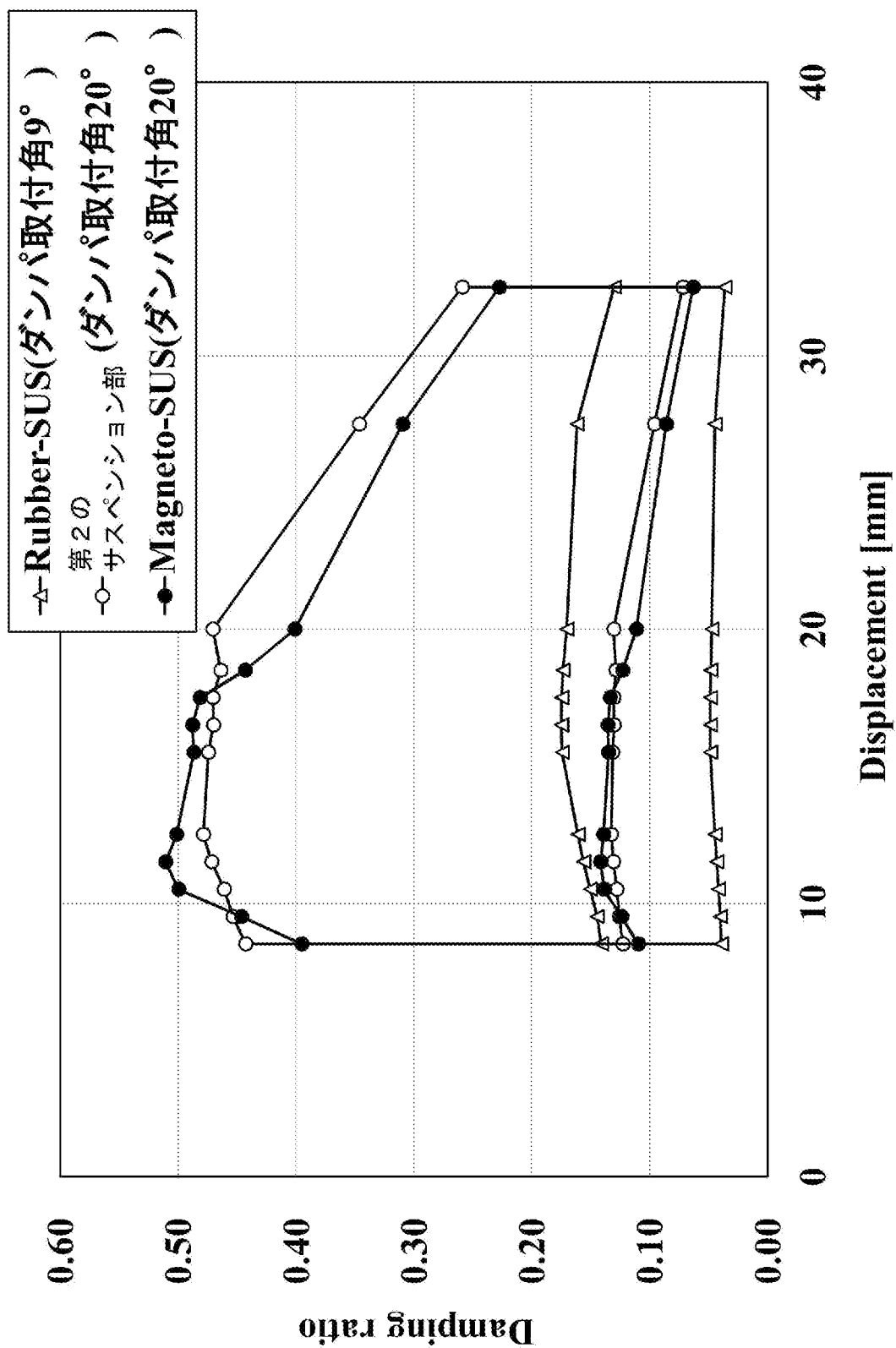
[図20]



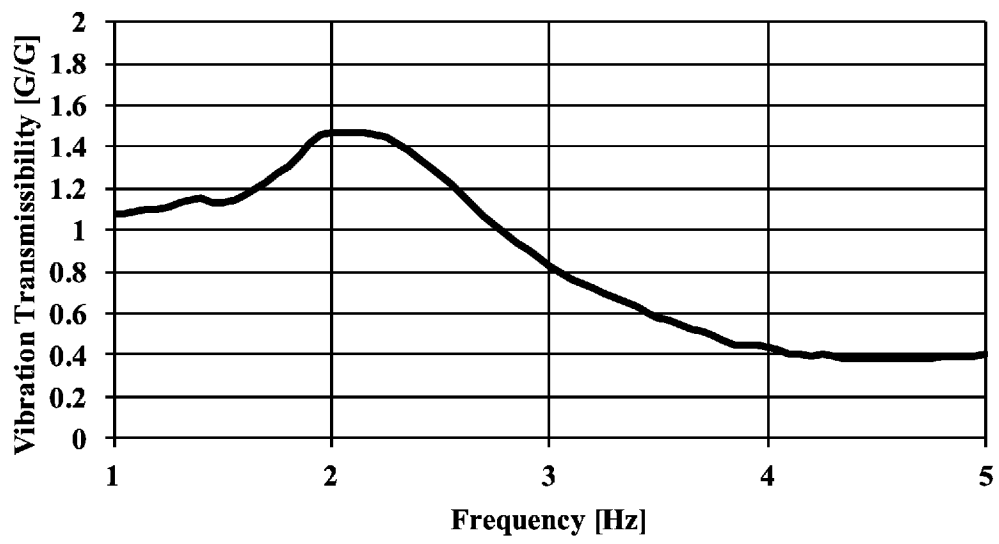
[図21]



[図22]



[23]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/021287

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
 Int.Cl. B60N2/52 (2006.01) i, B60N2/54 (2006.01) i

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

B. FIELDS SEARCHED
 Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
 Int.Cl. B60N2/52, B60N2/54

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	1971-2018
Registered utility model specifications of Japan	1996-2018
Published registered utility model applications of Japan	1994-2018

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.
Y A	US 2005/0116516 A1 (ROBINSON, Garry) 02 June 2005, paragraphs [0028]-[0029], fig. 1-3 & US 2007/0029854 A1 & CA 2449382 A1 & CA 2465748 A1 & CA 2449382 A1	1-3, 7-8 4-6
Y A	JP 2016-97904 A (KYB CORPORATION) 30 May 2016, paragraphs [0027]-[0029], [0047]-[0055], fig. 1 (Family: none)	1-3, 7-8 4-6
Y	JP 2015-217232 A (DELTA TOOLING CO., LTD.) 07 December 2015, paragraphs [0025], [0031] & US 2017/0086590 A1, paragraphs [0050], [0056] & WO 2015/178238 A1 & EP 3146866 A1 & CN 106413480 A	2-3
A	WO 2016/060270 A1 (DELTA TOOLING CO., LTD.) 21 April 2016, fig. 19-20 & US 2017/0232871 A1, fig. 19-20 & EP 3208139 A1 & CN 106794783 A	4-6

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

* Special categories of cited documents:	"I" 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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 09 August 2018 (09.08.2018)	Date of mailing of the international search report 21 August 2018 (21.08.2018)
--	---

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

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. B60N2/52(2006.01)i, B60N2/54(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. B60N2/52, B60N2/54

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	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018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
Y A	US 2005/0116516 A1 (ROBINSON, G a r r y) 2005.06.02, [0028] - [0029], 図1-3 & US 2007/0029854 A1 & CA 2449382 A1 & CA 2465748 A1 & CA 2449382 A1	1-3, 7-8 4-6
Y A	JP 2016-97904 A (KYB株式会社) 2016.05.30, [0027] - [0029], [0047] - [0055], 図1 (ファミリーなし)	1-3, 7-8 4-6

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー	の日の後に公表された文献
「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの	「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「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	「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「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）	「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日
09.08.2018

国際調査報告の発送日
21.08.2018

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

特許庁審査官（権限のある職員） 永安 真	3R	9244
電話番号 03-3581-1101 内線 3372		

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2015-217232 A (株式会社デルタツーリング) 2015.12.07, [0025], [0031] & US 2017/0086590 A1, [0050], [0056] & WO 2015/178238 A1 & EP 3146866 A1 & CN 106413480 A	2-3
A	WO 2016/060270 A1 (株式会社デルタツーリング) 2016.04.21, 図19-20 & US 2017/0232871 A1, 図19-20 & EP 3208139 A1 & CN 106794783 A	4-6