

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2020年9月17日(17.09.2020)



(10) 国際公開番号

WO 2020/184349 A1

(51) 国際特許分類:
B62D 21/00 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2020/009258

(22) 国際出願日: 2020年3月4日(04.03.2020)

(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 2019-042634 2019年3月8日(08.03.2019) JP

(71) 出願人: 日本製鉄株式会社 (NIPPON STEEL CORPORATION) [JP/JP]; 〒1008071 東京都千代田区丸の内二丁目6番1号 Tokyo (JP).

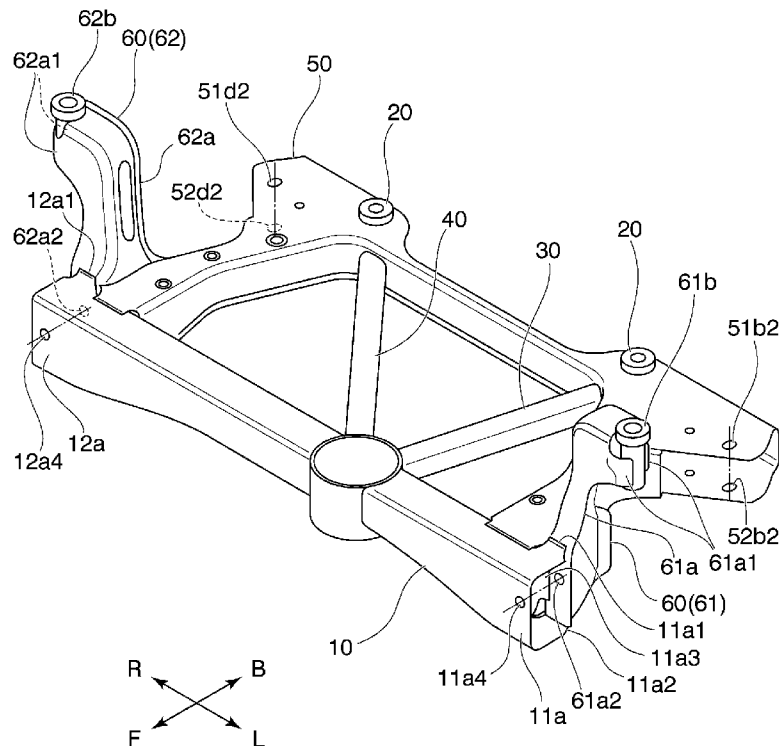
(72) 発明者: 木本 野樹(KIMOTO Naoki); 〒1008071 東京都千代田区丸の内二丁目6番1号 日本製鉄株式会社内 Tokyo (JP). 河内 毅(KAWACHI Takeshi); 〒1008071 東京都千代田区丸の内二丁目6番1号 日本製鉄株式会社内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 棚井 澄雄, 外 (TANAI Sumio et al.); 〒1006620 東京都千代田区丸の内一丁目9番2号 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, JP, KE, KG, KH,

(54) Title: VEHICLE BODY LOWER STRUCTURE

(54) 発明の名称: 車体下部構造



(57) Abstract: This vehicle body lower structure comprises: a suspension part; a cross member including a pair of split cross-members connected to the suspension part, and a reinforcing part coaxially connected between the pair of split cross-members; a plurality of body mounts; and a plurality of connecting members that directly connect each of the plurality of body mounts to the reinforcing part. A minimum plate thickness of the reinforcing part at connection positions with the pair of split cross-members is at least 1.6 times an average plate thickness of ends of the pair of split cross-members

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,
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, 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)）

that connect to the reinforcing part.

(57) 要約：この車体下部構造は、懸架部品と；前記懸架部品に連結された一对の分割クロスメンバと、前記一对の分割クロスメンバ間に同軸に接続された補強部とを有するクロスメンバと；複数のボディマウントと；前記複数のボディマウントの各々と前記補強部との間を直結する複数の連結部材と；を備える。前記一对の分割クロスメンバとの接続位置における前記補強部の最小板厚は、前記一对の分割クロスメンバの前記補強部との接続端における平均板厚の1.6倍以上である。

明 細 書

発明の名称：車体下部構造

技術分野

[0001] この発明は、車体下部構造に関する。

本願は、2019年3月8日に、日本国に出願された特願2019-042634号に基づき優先権を主張し、その内容をここに援用する。

背景技術

[0002] 自動車には、アーム部品及びステアリング機構などの懸架部品を自動車の車体下部に支持するための車体下部構造が備えられている。この車体下部構造には、例えば下記特許文献1に例示されるようなサブフレームが備えられている。サブフレームには設計要件として剛性が求められる。具体的には、ラックギア等の各部品の重量を支えるための剛性に加えて、自動車のコーナリング時にアーム部品から加わる横力と、自動車の加速時または減速時にアーム部品から加わる前後力とに対しても、十分に耐えられる剛性が求められる。

[0003] 剛性を高めるために、サブフレームの板厚を単純に増すことも考えられるが、その場合には、サブフレーム自体の重量が増して燃費を悪化させる懸念がある。一般的に、機械的強度の向上と軽量化は相反する関係にあるため、これらの両立は容易ではない。

例えば特許文献2には、それぞれ前輪を支持する左右一対のロアアームと、車体における左右のロアアームの後側の支持部間を連結する第1横部材と、左右一対のロッカの前端側の部分間を連結する第2横部材と、前記第1横部材と前記第2横部材とを一体的に結合する結合構造と、を備えた車体前部構造が開示されている。

この車体前部構造によれば、車体の質量増加を抑えつつ、微少ラップ衝突時に前輪を介して後ろ向きに入力される衝突荷重に対する強度を確保可能とされている。

その他、特許文献3～6にも、各種の車体下部構造が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2010-100275号公報

特許文献2：特開2014-94588号公報

特許文献3：特開2013-159223号公報

特許文献4：国際公開第2013/145549号

特許文献5：特開2009-61879号公報

特許文献6：国際公開第2018/016051号

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] しかしながら、特許文献2に記載の車体前部構造では、自動車の挙動に伴って生じる前記前後力をフロントクロス（クロスメンバ）の上面にある接合部で受け止める構造となっている。すなわち、前後力を伝えるブレースがフロントクロスの上面に対して接合されており、ブレースによる前後力の作用点がフロントクロスの中心軸線に対して鉛直方向に、大幅にずれている。この大幅なずれは、前後力を受け止めるフロントクロスをその中心軸線回りに捻る曲げモーメントを生じるため、入力をフロントクロスに伝える際の荷重伝達効率に悪影響を及ぼす可能性が高い。

一方、先に引用した特許文献1の場合は、車両の正面衝突時に、マウントボルトがフレーム構造物の第2ホールから外れ、フレーム構造物の車体構造の補強効果を失わせることによって、車体の減速度を減少させている。すなわち、正面衝突時に補強効果を積極的に失わせることを目的としており、剛性向上を求めているではない。

[0006] また、特許文献3の下部車体構造では、ブレース部材の屈曲部をセンタクロスメンバに接続する構成を採用している。しかし、平面視における接続位置がセンタクロスメンバの軸線から大きく離れていることなど、センタクロ

スメンバ及びブレース部材間の接続構造の剛性についてまだ改善の余地がある。

特許文献4のフロントサブフレーム構造、特許文献5の車体懸架装置、そして特許文献6に記載の車両のフレームも、上記特許文献3と同様の理由により、剛性向上の観点ではまだ課題が残る。

[0007] 本発明は、上記事情に鑑みてなされたものであり、軽量でかつ、高い剛性と高い荷重伝達効率を持つ車体下部構造の提供を目的とする。

課題を解決するための手段

[0008] 上記課題を解決して係る目的を達成するために、本発明は以下の手段を採用している。

(1) 本発明の一態様に係る車体下部構造は、懸架部品と；前記懸架部品に連結された一対の分割クロスメンバと、前記一対の分割クロスメンバ間に同軸に接続された補強部とを有するクロスメンバと；複数のボディマウントと；前記複数のボディマウントの各々と前記補強部との間を直結する複数の連結部材と；を備え、前記一対の分割クロスメンバとの接続位置における前記補強部の最小板厚が、前記一対の分割クロスメンバの前記補強部との接続端における平均板厚の1.6倍以上である。

[0009] 上記(1)に記載の車体下部構造によれば、懸架部品よりクロスメンバに対し、その長手方向に沿った横力と、前記長手方向に垂直な前後力とが加えられる。これらのうち、横力に対しては、クロスメンバの延在方向に沿った圧縮軸力又は引張軸力として受ける。そのため、クロスメンバの曲げで横力を受ける場合よりも、高い剛性を確保できる。加えて、クロスメンバを、複数の連結部材を介して、複数のボディマウントにより支持している。そのため、クロスメンバに加わる前後力を、高い荷重伝達効率をもって複数のボディマウントに伝えることができる。

ここで、補強部の最小板厚を分割クロスメンバの接続端における平均板厚の1.6倍以上としているので、分割クロスメンバとの接続位置における補強部の壁部の曲げ剛性を、分割クロスメンバの曲げ剛性の4倍以上に高めら

れる。このような高い曲げ剛性を持つ補強部を介在させて、クロスメンバに加わる横力及び前後力をボディマウントに伝えるので、高い荷重伝達効率を得られる。しかも、クロスメンバ全体のうち、連結部材と接合する部分の剛性を特に高めることができる。よって、クロスメンバの全長に渡って板厚や断面寸法を増して剛性を高める場合に比べて軽量である。

[0010] (2) 上記(1)に記載の場合、以下の構成を採用してもよい：前記一对の分割クロスメンバの一方における前記接続端が、前記補強部の第1壁面に突き当て接続され；前記一对の分割クロスメンバの他方における前記接続端が、前記補強部の第2壁面に突き当て接続され；前記クロスメンバの長手方向に沿って、前記一方の分割クロスメンバ、前記第1壁面、前記第2壁面、前記他方の分割クロスメンバが、この順に、同軸に並んでいる。

上記(2)に記載の車体下部構造によれば、懸架部品より一方の分割クロスメンバに加わる横力を、補強部を介して他方の分割クロスメンバに向かう軸力として効率よく受けることができる。同様に、懸架部品より他方の分割クロスメンバに加わる横力も、補強部を介して一方の分割クロスメンバに向かう軸力として効率よく受けることができる。

[0011] (3) 上記(1)または(2)に記載の場合、以下の構成を採用してもよい：前記複数の連結部材が、第1連結部材及び第2連結部材を含み；前記第1連結部材の長手方向の各位置で同長手方向に垂直な断面での外形の図心を通る第1軸線の延長線と前記第2連結部材の長手方向の各位置で同長手方向に垂直な断面での外形の図心を通る第2軸線の延長線とが平面視で交差する位置を含んでかつ前記クロスメンバの長手方向に垂直な縦断面で見て、前記第1軸線の延長線及び前記第2軸線の延長線の双方が、前記補強部の内方にある。

上記(3)に記載の車体下部構造によれば、クロスメンバを、適切に配置された第1の連結部材及び第2の連結部材を介して、複数のボディマウントにより支持している。そのため、クロスメンバに加わる前後力を、高い荷重伝達効率をもって複数のボディマウントに伝えることができる。

なお、上述した「補強部の内方」とは、補強部を縦断面で見た場合の外形線で区画される範囲の内側を意味する。ただし、前記外形線は、その全てが繋がって閉断面をなす場合だけに限らず、その一部が繋がっていない開断面の場合も含む。開断面の場合は、欠落している外形線を、その両隣位置にある外形線の端部同士を仮想直線で繋いで閉じた外形を形成し、この閉じた外形を「補強部の内方」とすることができる。

- [0012] (4) 上記(3)に記載の場合、前記縦断面で見て、前記第1軸線の延長線と前記第2軸線の延長線とが前記補強部内の一点において一致していてもよい。

上記(4)に記載の場合、クロスメンバに加わる前後力を、より高い荷重伝達効率をもってボディマウントへ伝えることができる。

- [0013] (5) 上記(4)に記載の車体下部構造において、前記縦断面で見て、前記第1軸線の延長線及び前記第2軸線の延長線の双方が、前記一对の分割クロスメンバの各々における前記接続端の投影外形の内方にあってもよい。

上記(5)に記載の場合、クロスメンバに加わる前後力を、より高い荷重伝達効率をもって複数のボディマウントに伝えることができる。

- [0014] (6) 上記(3)～(5)の何れか1項に記載の車体下部構造において、前記第1連結部材が、前記第1連結部材の端部から延びる第1延設片を介して、前記ボディマウントに接合していてもよい。

上記(6)に記載の場合、第1延設片を介して面接合するので、単純に突き当て接合するよりも高い接合強度を得ることができる。

- [0015] (7) 上記(3)～(6)の何れか1項に記載の車体下部構造において、前記第2連結部材が、前記第2連結部材の端部から延びる第2延設片を介して、前記ボディマウントに接合していてもよい。

上記(7)に記載の場合、第2延設片を介して面接合するので、単純に突き当て接合するよりも高い接合強度を得ることができる。

- [0016] (8) 上記(1)～(7)の何れか1項に記載の車体下部構造において、前記補強部が、ラックギアマウント、他のボディマウント、デファレンシャル

ギアマウント、モーターマウント、バッテリーマウント、のうちの少なくとも一つであってもよい。

上記（８）に記載の場合、追加部品を用いずに補強部を形成することができる。

[0017] （９）上記（１）～（８）の何れか１項に記載の車体下部構造において以下の構成を採用してもよい：前記補強部が、円筒形状を有する、前記ラックギアマウント、前記ボディマウント、前記デファレンシャルギアマウント、前記モーターマウント、前記バッテリーマウントの何れか一つであり；前記補強部の外周面に、前記一对の分割クロスメンバと前記複数の連結部材とが突き当て接続されている。

上記（９）に記載の場合、補強部が機械強度の高い円筒形状を有し、そしてその外周面で、分割クロスメンバ及び連結部材からの外力を受け止めるので、より高い荷重伝達効率を得ることができる。

[0018] （１０）上記（１）～（９）の何れか１項に記載の車体下部構造において、前記クロスメンバの両端のそれぞれの位置における、前記クロスメンバの長手方向に垂直な断面の外形の図心同士を結ぶ仮想直線が、前記クロスメンバの前記長手方向に沿った各位置で、前記クロスメンバの内方を通るようにしてもよい。

上記（１０）に記載の場合、クロスメンバの直線度合いが高まるので、大きな曲率を伴う形状の場合に比較して、横力に対する剛性がより高くなる。なお、クロスメンバの両端のそれぞれの位置における外形は、全ての外形線が繋がって閉じた外形の場合だけに限らず、外形線の一部が無くて開いた外形（例えばＵ字状など）の場合も含む。開いた外形の場合は、欠落している外形線を、その両隣位置にある外形線の端部同士を仮想直線で繋いで閉じた外形を形成し、そして、この閉じた外形に基づいて図心を求めることが好ましい。

発明の効果

[0019] 上記各態様によれば、軽量でかつ、高い剛性と高い荷重伝達効率を持つ車

体下部構造を提供できる。

図面の簡単な説明

[0020] [図1]本発明の一実施形態に係る車体下部構造に備わるフロントサブフレームの斜視図である。

[図2]同フロントサブフレームの分解斜視図である。

[図3]同フロントサブフレームの平面図である。

[図4]同フロントサブフレームの、前側クロスメンバと、第1連結部材及び第2連結部材との連結関係を示す斜視図である。

[図5]同フロントサブフレームの、前側クロスメンバと、第1連結部材及び第2連結部材との連結関係を示す図であって、図4のA方向より見た斜視図である。

[図6]同フロントサブフレームの、第1連結部材及び第2連結部材と第1ボディマウントカラーとの接合を示す斜視図であって、図5のB1部又はB2部の拡大図である。なお、括弧内の品番はB2部の品番を示す。

[図7]同フロントサブフレームの後側メンバを示す斜視図である。

[図8]同フロントサブフレームの各部材間の接合状態を示す図であって、図3のC部の拡大斜視図である。

[図9]同フロントサブフレームの各部材間の接合状態を示す図であって、図8の裏面側より見た拡大斜視図である。

[図10]同フロントサブフレームの要部を示す図であって、(a)が図3のD部の拡大図であり、(b)が(a)のE-E線での縦断面図である。

[図11]同フロントサブフレームの要部を示す図であって、図10の(b)と同じ断面において第1軸線bの延長線b1と第2軸線cの延長線c1とが互いにずれている場合を示す縦断面図である。

[図12]比較例1のフロントサブフレームを示す斜視図である。

[図13]本発明の第1実施例を示す図であって、各方向から受けた外力に対する剛性の重量効率を、発明例1と比較例1との対比により求めた棒グラフである。

[図14A]発明例2に係るフロントサブフレームの平面図である。

[図14B]フロントサブフレームの比較例2を示す平面図である。

[図14C]フロントサブフレームの比較例3を示す平面図である。

[図14D]フロントサブフレームの比較例4を示す平面図である。

[図15]発明例2及び比較例2～4に示す各フロントサブフレームに対し、内向きの横力が加わった場合の剛性を比較した棒グラフである。

[図16]発明例2及び比較例2～4に示す各フロントサブフレームに対し、一方向に沿った横力が加わった場合の剛性を比較した棒グラフである。

[図17A]本発明の第3実施例を示す図であって、図1に示したフロントサブフレームにおける前側クロスメンバ10の平均板厚でエンジンマウント13の最小板厚を除算した板厚比を変えた場合における、剛性の重量効率の変化を示すグラフである。

[図17B]図17Aにおける「剛性／質量 K/M 」の傾きの、板厚比による変化を示すグラフである。

[図18]本発明の第4実施例を示す図であって、図1に示すフロントサブフレームにおいて、エンジンマウント13の代わりにボックス型の補強部113を用いた場合を示す部分斜視図である。

[図19A]図18に示したフロントサブフレームにおける前側クロスメンバ10の平均板厚で補強部113の最小板厚を除算した板厚比を変えた場合における、剛性の重量効率の変化を示すグラフである。

[図19B]図19Aにおける「剛性／質量 K/M 」の傾きの、板厚比による変化を示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0021] 本発明の車体下部構造の一実施形態を以下に説明する。

本実施形態の車体下部構造は、一对のロアアーム（懸架部品）と、これらロアアームを自動車の車体下部に支持するサブフレームとを備える。以下の説明では、サブフレームとして、車体下部の前方側に配置されるフロントサブフレームを例示する。また、以下の説明においては、車体の進行方向に沿

った前側を前方側、後ろ側を後方側、車幅方向を左右方向と言う場合がある。また、各図面において、車体から見て前方側を矢印Fで示し、後方側を矢印Bで示し、左方向を矢印Lで示し、右側を矢印Rで示す場合がある。

[0022] 図1～図3に示すように、本実施形態のフロントサブフレームは、両端が前記ロアアーム（不図示）に連結される前側クロスメンバ10と、前側クロスメンバ10に対して相対的に後方側の位置でかつ互いに左右方向に間隔を置いて配置された一対の後側ボディマウント（ボディマウント）20と、これら前側クロスメンバ10及び各後側ボディマウント20間を連結する一対の連結部材（第1連結部材、第2連結部材）30、40と、後側ボディマウント20を保持してかつ前側クロスメンバ10の両端に接合される矩形状の後側メンバ50と、前側クロスメンバ10及び後側メンバ50の双方に接合された一対の前側ボディマウント60と、を備えている。ここで、ロアアームは懸架部品の一例である。フロントサブフレームに連結される懸架部品としては、アッパアーム等のアーム部品や、リンク部品が挙げられる。

[0023] 図4及び図5に示すように、前側クロスメンバ10（クロスメンバ）は、左右方向に沿って延在する骨格部材である。前側クロスメンバ10は、その延在方向の一方側（左側）に位置する第1分割メンバ（分割クロスメンバ）11と、他方側（右側）に位置する第2分割メンバ12と、これら第1分割メンバ11及び第2分割メンバ（分割クロスメンバ）12間を同軸に連結するエンジンマウント13と、を備えている。このように、前側クロスメンバ10は、エンジンマウント13を間に挟んで互いに同軸配置された第1分割メンバ11及び第2分割メンバ12を有する。

[0024] 第1分割メンバ11は、筒状体である。図5に示すように、第1分割メンバ11は、前記断面形状が前記延在方向に沿って同じである左端11aと、この左端11aに連なってかつ左端11aから離れる方向に向かって前記断面形状が徐々に縮小するテーパ部11bと、このテーパ部11bに連なってかつ前記断面形状が前記延在方向に沿って同じであるストレート部11cと、を備えている。なお、図2に示すように、第1分割メンバ11の延在

方向に垂直な断面形状は略矩形であるが、かかる断面形状は矩形のみに限定されず、例えば、円形、楕円形または多角形であってもよい。さらに言うと、多角形である場合、その角部が、稜線を有する場合と円弧面である場合とのどちらでもよい。また、第1分割メンバ11は図5に示すようなテーパ形状を有さなくてもよく、延在方向の各位置における断面形状が略一定である筒状体により形成されていてもよい。すなわち、第1分割メンバ11の形状は特に限定されない。

[0025] 第2分割メンバ12は、その延在方向に垂直な断面形状が略矩形をなす筒状体である。図5に示すように、第2分割メンバ12は、前記断面形状が前記延在方向に沿って同じである右端12aと、この右端12aに連なってかつ右端12aから離れる方向に向かって前記断面形状が徐々に縮小するテーパ部12bと、このテーパ部12bに連なってかつ前記断面形状が前記延在方向に沿って同じであるストレート部12cと、を備えている。なお、図2に示すように、第2分割メンバ12の延在方向に垂直な断面形状は略矩形であるが、かかる断面形状は矩形のみに限定されず、例えば、円形、楕円形または多角形であってもよい。さらに言うと、多角形である場合、その角部が、稜線を有する場合と円弧面である場合のどちらでもよい。また、第2分割メンバ12は図5に示すようなテーパ形状を有さなくてもよく、延在方向の各位置における断面形状が略一定である筒状体により形成されていてもよい。すなわち、第2分割メンバ12の形状は特に限定されない。

[0026] エンジンマウント13は、車体に搭載されるエンジンを支持する部品である。エンジンマウント13は、鉛直方向に沿った軸線を持つ円筒であり、前記軸線に垂直な断面形状が前記軸線に沿った各位置で同じになっている。すなわち、エンジンマウント13は、その軸線方向のどの位置においても、外径寸法、内径寸法、板厚がほぼ等しい。エンジンマウント13は、前側クロスメンバ10の長手方向の途中位置に、同軸に接続されている。

図2及び図5に示すように、エンジンマウント13の全外周面13aのうちの第1壁面13a1に対し、第1分割メンバ11のストレート部（接続端

） 11 c が、突き当てられた状態で溶接固定されている。同様に、第2分割メンバ12のストレート部（接続端）12 c も、エンジンマウント13の全外周面13 a のうちの第2壁面13 a 2 に対して突き当てられた状態で溶接固定されている。

図2に示すように、第1壁面13 a 1 及び第2壁面13 a 2 は、エンジンマウント13の中心軸線を間に挟んで互いに反対側にある一对の湾曲壁部それぞれの外周面である。そして、前側クロスメンバ10の長手方向に沿って、第1分割メンバ11、第1壁面13 a 1、第2壁面13 a 2、第2分割メンバ12が、この順に、同軸に並んでいる。

第1分割メンバ11と第2分割メンバ12とは互いに同軸をなし、これらの中心軸線に対し、エンジンマウント13の中心軸線が垂直をなすように交差している。

[0027] 図5に示すように、第1分割メンバ11の左端11 a には、延設片11 a 1, 11 a 2, 11 a 3 が形成されている。これらのうち、延設片11 a 1, 11 a 2 は互いに対向すると共に後方側に向かって突出している。一方、これら延設片11 a 1, 11 a 2 間に位置する延設片11 a 3 は、左側に向かって突出している。また、第1分割メンバ11の左端11 a には、左側のロアアーム（不図示）を連結するための穴11 a 4 が形成されている。

第2分割メンバ12の右端12 a にも、延設片12 a 1, 12 a 2, 12 a 3 が形成されている。これらのうち、延設片12 a 1, 12 a 2 は互いに対向すると共に後方側に向かって突出している。一方、これら延設片12 a 1, 12 a 2 間に位置する延設片12 a 3 は、右側に向かって突出している。また、第2分割メンバ12の右端12 a には、右側のロアアーム（不図示）を連結するための穴12 a 4 が形成されている。

[0028] 以上説明の各構成要素からなる前側クロスメンバ10において、テーパ部11 b、ストレート部11 c、テーパ部12 b、ストレート部12 c の各部における板厚は同じである。

一方、エンジンマウント13は、テーパ部11 b、ストレート部11 c

、テーパー部 12b、ストレート部 12c よりも板厚が大きくなっている。すなわち、前側クロスメンバ 10 の長手方向に沿って剛性分布を見た場合、その長手方向途中にあるエンジンマウント 13 の位置が部分的に高い剛性を持っている。エンジンマウント 13 は、そのストレート部 11c, 12c との接続位置における最小板厚が、両隣に接合されているストレート部（接続端） 11c, 12c の平均板厚の 1.6 倍以上である補強部をなしている。前記最小板厚を前記平均板厚の 1.6 倍以上とすることで、フロントサブフレームの剛性を飛躍的に向上しつつ、板厚増加による重量増加の影響を低く留めることができる。なお、前記最小板厚は、前記平均板厚の 2.0 倍以上であることがより好ましい。また、前記最小板厚は、重量増加抑制の観点から、前記平均板厚の 10.0 倍以下であることが好ましい。さらに言うと、前記最小板厚は、前記平均板厚の 8.0 倍以下であることがより好ましい。

[0029] なお、前側クロスメンバ 10 の左端 11a および右端 12a は、前側クロスメンバ 10 の他の部分よりも板厚が大きくてもよい。前側クロスメンバ 10 の端部はロアアームとの連結点となるため、ロアアームからの入力によって該連結点で応力集中が生じ、局所変形が生じやすい。そのため、連結点近傍の板厚を他の部分の板厚よりも大きくすることで、局所変形による剛性低下を低減することができる。

[0030] 図 4～図 6 に示す一対の後側ボディマウント 20（ボディマウント）は、それぞれ、図示されない車体の下部に固定される部品である。後側ボディマウント 20 は、例えば、鉛直方向に沿った軸線を持つ円筒形状を有している。これら一対の後側ボディマウント 20 は、互いに間隔を開けて、左右に並んで配置されている。

後側ボディマウント 20 の上部には、外径が大きい拡径部 21 が形成されている。一対の後側ボディマウント 20 には、前記車体からの前後力等が直接加わるため、これらの板厚が、最も薄い部分でも、前側クロスメンバ 10 の各部板厚よりも厚くなっている。なお、各図に示す後側ボディマウント 2

０の構造はかかる例のみに限定されず、一般的なボディマウントの構造が採用できる。

[0031] 連結部材３０（第１連結部材）は、例えば、直線状のパイプ材からなる骨格部材であり、エンジンマウント１３と、一対の後側ボディマウント２０のうち的一方との間を直結している。具体的には、連結部材３０の一端側がエンジンマウント１３の外周面１３ａに対して突き当てられた状態で溶接固定されている。また、連結部材３０の他端側が、一方の後側ボディマウント２０の外周面２０ａに対して突き当てられた状態で、一対の延設片（第１延設片）３２において溶接固定されている。連結部材３０の軸線は、エンジンマウント１３の軸線に対して略直交する。また、連結部材３０の軸線は、一方の後側ボディマウント２０の軸線に対しても略直交する。なお、エンジンマウント１３の側面に雌ねじを形成し、連結部材３０の一端側に雄ねじを形成し、そして前記雄ねじを前記雌ねじにねじ込んで固定してもよい。逆に、エンジンマウント１３に雄ねじを形成すると共に連結部材３０側に雌ねじを形成して、前記雄ねじを前記雌ねじにねじ込んで固定してもよい。また、エンジンマウント１３から連結部材３０を迎えに行く凸部を形成し、凸部に連結部材３０を接合しても良い。

[0032] 図６に示すように、連結部材３０の他端側には、後側ボディマウント２０の外周面に合致するように切り欠かれた凹部３１と、この凹部３１を間に挟む一対の延設片３２とが形成されている。一対の延設片３２は、連結部材３０の端から外方に突出している。凹部３１は後側ボディマウント２０の外周面２０ａに対して接合されており、また一対の延設片３２の内面も、後側ボディマウント２０の外周面２０ａに対して接合されている。なお、連結部材３０の前記一端側も、一対の延設片（不図示）を介してエンジンマウント１３の外周面１３ａに接合してもよい。

[0033] また、連結部材３０の断面形状は特に限定されない。例えば、連結部材３０は、その断面が多角形状、円形状または楕円形状等の筒状体により形成されてもよい。さらに言うと、多角形である場合、その角部が、稜線を有する

場合と円弧面である場合のどちらでもよい。また、連結部材 30 の長手方向各位置における断面外形状は、長手方向に沿って一定であってもよいし、または、長手方向の途中位置より変化してもよい。

[0034] 連結部材 40（第 2 連結部材）は、例えば、直線状のパイプ材からなる骨格部材であり、エンジンマウント 13 と、一対の後側ボディマウント 20 のうちの他方との間を直結している。具体的には、連結部材 40 の一端側がエンジンマウント 13 の外周面 13 a に対して突き当てられた状態で溶接固定されている。また、連結部材 40 の他端側が、他方の後側ボディマウント 20 の外周面 20 a に対して突き当てられた状態で、一対の延設片（第 2 延設片）42 において溶接固定されている。連結部材 40 の軸線は、エンジンマウント 13 の軸線に対して略直交する。また、連結部材 40 の軸線は、他方の後側ボディマウント 20 の軸線に対しても略直交する。なお、エンジンマウント 13 の側面に雌ねじを形成し、連結部材 40 の一端側に雄ねじを形成し、そして前記雄ねじを前記雌ねじにねじ込んで固定してもよい。逆に、エンジンマウント 13 に雄ねじを形成すると共に連結部材 40 側に雌ねじを形成して、前記雄ねじを前記雌ねじにねじ込んで固定してもよい。また、エンジンマウント 13 から連結部材 40 を迎えに行く凸部を形成し、凸部に連結部材 40 を接合しても良い。

[0035] 連結部材 40 の他端は、前記連結部材 30 の他端側に形成された凹部 31 及び一対の延設片 32 と同じように、凹部 41 及び一対の延設片 42 を有している。凹部 41 は他方の後側ボディマウント 20 の外周面 20 a に対して接合されており、また一対の延設片 42 の内面も他方の後側ボディマウント 20 の外周面 20 a に対して接合されている。なお、連結部材 40 の前記一端側も、一対の延設片（不図示）を介してエンジンマウント 13 の外周面 13 a に接合してもよい。

[0036] また、連結部材 40 の断面形状は特に限定されない。例えば、連結部材 40 は、その断面が多角形状、円形状または楕円形状等の筒状体により形成されてもよい。さらに言うと、多角形である場合、その角部が、稜線を有する

場合と円弧面である場合のどちらでもよい。また、連結部材 40 の長手方向各位置における断面外形状は、長手方向に沿って一定であってもよいし、または、長手方向の途中位置より変化してもよい。

[0037] なお、図 1 等を示す連結部材 30 および連結部材 40 は直管により形成されているが、連結部材 30 および連結部材 40 の形状はかかる例のみに限定されない。例えば、連結部材 30 および連結部材 40 は、端部が拡径または縮径した管材や、部分的に屈曲した管材により形成されてもよい。また、連結部材 30 の両端位置における延在方向に垂直な断面における外形での図心の各々を結ぶ仮想直線が、連結部材 30 の内方に存在するよう、連結部材 30 が形成されてもよい。連結部材 40 についても同様である。

[0038] 図 7 に示す後側メンバ 50 は、平面視で略 U 字状をなす骨格部材であり、一对の上板 51 及び下板 52 と、これら上板 51 及び下板 52 間を繋ぐ側板 53 と、を備えている。

上板 51 は、平面視で左右方向に沿って直線状に延在する中央部 51a と、中央部 51a の左側に連なると共に前記後側ボディマウント 20 を保持する貫通孔 51b1 が形成された左角部 51b と、左角部 51b より前方に向かって連なる左腕部 51c と、中央部 51a の右側に連なると共に前記後側ボディマウント 20 を保持する貫通孔 51d1 が形成された右角部 51d と、右角部 51d より前方に向かって連なる右腕部 51e と、を備えている。

中央部 51a の延在方向と、左角部 51b 及び左腕部 51c の並び方向とが、略直交している。中央部 51a の延在方向と、右角部 51d 及び右腕部 51e の並び方向とも、略直交している。

[0039] 下板 52 は、平面視で上板 51 と同一形状を有している。すなわち、下板 52 は、平面視で左右方向に沿って直線状に延在する中央部 52a と、中央部 52a の左側に連なると共に前記後側ボディマウント 20 を保持する貫通孔 52b1 が形成された左角部 52b と、左角部 52b より前方に向かって連なる左腕部 52c と、中央部 52a の右側に連なると共に前記後側ボディマウント 20 を保持する貫通孔 52d1 が形成された右角部 52d と、右角

部 5 2 d より前方に向かって連なる右腕部 5 2 e と、を備えている。

中央部 5 2 a の延在方向と、左角部 5 2 b 及び左腕部 5 2 c の並び方向とが、略直交している。中央部 5 2 a の延在方向と、右角部 5 2 d 及び右腕部 5 2 e の並び方向とも、略直交している。

[0040] 側板 5 3 は、中央部 5 1 a 及び中央部 5 2 a の前側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ中央部 5 3 a と、左角部 5 1 b 及び左角部 5 2 b の内側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ左角部 5 3 b と、左腕部 5 1 c 及び左腕部 5 2 c の内側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ左腕部 5 3 c と、右角部 5 1 d 及び右角部 5 2 d の内側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ右角部 5 3 d と、右腕部 5 1 e 及び右腕部 5 2 e の内側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ右腕部 5 3 e と、を備えている。

左角部 5 3 b と左腕部 5 3 c とは、互いに一体をなすように連なっている。右角部 5 3 d と右腕部 5 3 e も、互いに一体をなすように連なっている。また、中央部 5 3 a と左角部 5 3 b との間には、前記連結部材 3 0 を挿通させるための貫通孔 5 3 h 1 が形成されている。同様に、中央部 5 3 a と右角部 5 3 d との間には、前記連結部材 4 0 を挿通させるための貫通孔 5 3 h 2 が形成されている。

[0041] さらに、側板 5 3 は、中央部 5 1 a 及び中央部 5 2 a の後側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ中央部 5 3 f と、左角部 5 1 b 及び左角部 5 2 b の外側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ左角部 5 3 g と、左腕部 5 1 c 及び左腕部 5 2 c の外側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ左腕部 5 3 h と、右角部 5 1 d 及び右角部 5 2 d の外側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ右角部 5 3 i と、右腕部 5 1 e 及び右腕部 5 2 e の外側の両側縁間を鉛直方向に繋ぐ右腕部 5 3 j と、を備えている。中央部 5 3 a, 左角部 5 3 g, 右角部 5 3 i は、互いに一体をなすように連なっている。

[0042] 後側メンバ 5 0 の左角部 5 1 b 及び左角部 5 2 b には、左側のロアアーム（不図示）を連結するための穴 5 1 b 2、5 2 b 2 が形成されている。同様に、後側メンバ 5 0 の右角部 5 1 d 及び右角部 5 2 d には、右側のロアアーム（不図示）を連結するための穴 5 1 d 2、5 2 d 2 が形成されている。

後側メンバ50の左腕部51cには、延設片51c1が前方に向かって突出するように形成されている。同様に、左腕部52cにも、延設片52c1が前方に向かって突出するように形成されている。さらに、左腕部53bにも、延設片53c1が右に向かって突出するように形成されている。

後側メンバ50の右腕部51eには、延設片51e1が前方に向かって突出するように形成されている。同様に、右腕部52eにも、延設片52e1が前方に向かって突出するように形成されている。さらに、右腕部53eにも、延設片53e1が左に向かって突出するように形成されている。

[0043] 図8及び図9に示すように、前側クロスメンバ10の左端11a及びテーパ部11b間の接続箇所に対し、延設片51c1、延設片52c1、延設片53c1が接合している。具体的には、一对の延設片51c1及び延設片52c1間に前記接続箇所を挟み込むと共に、延設片53c1がテーパ部11bの側面に対して接合している。

同様に、前側クロスメンバ10の右端12a及びテーパ部12b間の接続箇所に対して、延設片51e1、延設片52e1、延設片53e1が接合している。具体的には、一对の延設片51e1及び延設片52e1間に前記接続箇所を挟み込むと共に、延設片53e1がテーパ部12bの側面に対して接合している。

[0044] 図1に示す前側ボディマウント60は、前記車体の下部に固定される部品であり、左側に配置された左側ボディマウント61と、右側に配置された右側ボディマウント62とを備えている。

左側ボディマウント61は、前側クロスメンバ10の左端11aの後側でかつ後側メンバ50の左側方の位置より左斜め上方に向かって立設された起立部61aと、この起立部61aの上部に固定されたカラー61bと、を備えている。

カラー61bは、前記車体の下部に固定される部品であり、鉛直方向に沿った軸線を持つ円筒形状を有している。カラー61bの上部には、外径が大きい拡径部が形成されている。

[0045] 起立部 6 1 a は、その下端部分が前記一对の延設片 1 1 a 1, 1 1 a 2 間に挟み込まれるように接合されている。加えて、前記延設片 1 1 a 3 も前記下端部分の側面に対して接合されている。

また、起立部 6 1 a の上部には、左側方に向かって突出する一对の延設片 6 1 a 1 が形成されている。そして、これら一对の延設片 6 1 a 1 間に挟み込まれるようにして、カラー 6 1 b が接合されている。

また、起立部 6 1 a の前側クロスメンバ 1 0 に対向する側の面には、左側のロアアームを連結するための穴 6 1 a 2 が形成されている。

[0046] 右側ボディマウント 6 2 は、前側クロスメンバ 1 0 の右端 1 2 a の後側でかつ後側メンバ 5 0 の右側方の位置より右斜め上方に向かって立設された起立部 6 2 a と、この起立部 6 2 a の上部に固定されたカラー 6 2 b と、を備えている。

カラー 6 2 b は、前記カラー 6 1 b と共に前記車体の下部に固定される部品であり、鉛直方向に沿った軸線を持つ円筒形状を有している。カラー 6 2 b の上部には、外径が大きい拡径部が形成されている。

[0047] 起立部 6 2 a は、その下端部分が前記一对の延設片 1 2 a 1, 1 2 a 2 間に挟み込まれるように接合されている。加えて、前記延設片 1 2 a 3 も前記下端部分の側面に対して接合されている。

また、起立部 6 2 a の上部には、右側方に向かって突出する一对の延設片 6 2 a 1 が形成されている。そして、これら一对の延設片 6 2 a 1 間に挟み込まれるようにして、カラー 6 2 b が接合されている。

また、起立部 6 2 a の前側クロスメンバ 1 0 に対向する側の面には、左側のロアアームを連結するための穴 6 2 a 2 が形成されている。

なお、各図に示す前側ボディマウント 6 0 の構造はかかる例に限定されず、一般的なボディマウントの構造が採用できる。

[0048] 以上説明の構成を有するフロントサブフレームは、カラー 6 1 b, 6 2 b と一对の後側ボディマウント 2 0 との 4 カ所において、前記車体の下部に対して固定される。また、前記左端 1 1 a に対しては左側のロアアーム（不図

示)が連結され、前記右端12aに対しては右側のロアアーム(不図示)が連結される。

前記車体がコーナリングする際には、左側または右側のロアアーム(不図示)から前側クロスメンバ10に対してその軸線方向に沿った横力が印加される。また、前記車体が加速または減速する際には、左右のロアアームから前側クロスメンバ10に対して前後力が印加される。本実施形態に係るフロントサブフレームは、軽量でかつ、高い剛性と高い荷重伝達効率が得られる。そのための具体的な構造について、以下に説明する。

[0049] 図1に示す前側クロスメンバ10の左端11aの穴11a4と、起立部61aの穴61a2と、後側メンバ50の左角部51bの穴51b2と、左角部52bの穴52b2とに、図示されない左側のロアアームが連結されている。また、前側クロスメンバ10の右端12aの穴12a4と、起立部62aの穴62a2と、後側メンバ50の右角部51dの穴51d2と、右角部52dの穴52d2とに、図示されない右側のロアアームが連結されている。

[0050] なお、前側クロスメンバ10の形状は特に限定されないが、例えば図3に示す平面視において、左端縁LEにおける第1分割メンバ11の延在方向に直交する断面での外形の図心と、右端縁REにおける第2分割メンバ12の延在方向に直交する断面での外形の図心とを結ぶ仮想直線ELが、第1分割メンバ11、第2分割メンバ12、エンジンマウント13の内方に存在するよう、前側クロスメンバ10が形成されてもよい。具体的には、仮想直線ELが、第1分割メンバ11及び第2分割メンバ12の前面ff、後面rf、上面tf及び下面bfで区画される外形の範囲内と、図10に示す、エンジンマウント13の前面13f、後面13r、上面13t、下面13bで区画される外形の範囲内と、に存在することが好ましい。上記構成によれば、前記左側のロアアーム及び前記右側のロアアームのどちらから横力L1が加わっても、この横力L1を、前側クロスメンバ10はその長手方向に沿った軸力として受け止めることができる。よって、横力L1を前側クロスメンバ1

0の曲げや捻れで受け止める構造に比べて、高い剛性を発揮できる。このような前側クロスメンバ10は、例えば、例えば図1に示すような略ストレート形状等であってもよい。

[0051] さらに、上記形状を有する前側クロスメンバ10に対し、図10に示すような相対位置関係をもって連結部材30、40が連結されている。

すなわち、図10の(a)に示すように、連結部材30の長手方向の各位置で同長手方向に垂直な断面での外形の図心を通る第1軸線bの延長線b1と、連結部材40の長手方向の各位置で同長手方向に垂直な断面での外形の図心を通る第2軸線cの延長線c1とが、平面視で、前側クロスメンバ10のエンジンマウント13内における交点Pの位置で交差（一致）している。この交点Pは、前後方向に沿って見た場合、エンジンマウント13の前面13f及び後面13r間に位置する。

[0052] さらに、この交点Pは、図10の(b)に示すように、前記交点Pの位置を含んでかつ前側クロスメンバ10の長手方向に垂直な縦断面で見た場合、延長線b1及び延長線c1が、前側クロスメンバ10のエンジンマウント13の内方に位置している。より具体的に言うと、図10の(b)の縦断面において、延長線b1及び延長線c1はそれぞれ「点」として存在することになるが、これら「点」の位置が、エンジンマウント13の前面13f、後面13r、上面13t、下面13bで区画される外形の範囲内にある。なお、エンジンマウント13の上面13t及び下面13bは上下に開口しているが、この場合は、前面13f及び後面13rの上縁同士、下縁同士をそれぞれ結んで四角枠を形成することで、エンジンマウント13の前記外形とみなす。

[0053] エンジンマウント13に代えて他の部品（例えば、ラックギアマウント、ボディマウント、デファレンシャルギアマウント、モーターマウント、バッテリマウントなど）を補強部として採用する場合も、前記交点Pの位置で縦断面視して、その外形を形成する外形線が全て繋がった閉断面内、又は、外形線の一部が無い開断面内に、延長線b1及び延長線c1の両方が位置する

ようにする。この場合も、延長線 b 1 及び延長線 c 1 が前記縦断面内で一致していても互いに離れていてもよい。

[0054] 本実施形態の場合、図 10 の (b) に示すように、前記縦断面における前記外形の範囲内の中でも、特に、ハッチングに示す範囲内に、延長線 b 1 及び延長線 c 1 の両方が位置することが好ましい。この場合も、延長線 b 1 及び延長線 c 1 が前記縦断面内で一致していても互いに離れていてもよい。前記ハッチングで示される範囲は、エンジンマウント 13 の両隣位置（接合位置）にある、第 1 分割メンバ 11 のストレート部 11 c 及び第 2 分割メンバ 12 のストレート部 12 c の、前面 f f、後面 r f、上面 t f 及び下面 b f によって区画される外形線の範囲である。図 10 の (b) に示すように、第 1 分割メンバ 11 及び第 2 分割メンバ 12 の外形の方が、エンジンマウント 13 の外形よりも前側クロスメンバ 10 の図心に近い。そのため、前記ハッチングに示す範囲内に、延長線 b 1 及び延長線 c 1 の両方を位置させることで、荷重伝達効率をより高めることができる。

[0055] なお、前記第 1 軸線 b の延長線 b 1 と前記第 2 軸線 c の延長線 c 1 とは、平面視で交差していればよい。すなわち、縦断面視においては、前記第 1 軸線 b の延長線 b 1 と前記第 2 軸線 c の延長線 c 1 とは、必ずしも交差してなくてもよい。例えば図 11 に示すように、前記第 1 軸線 b の延長線 b 1 および前記第 2 軸線 c の延長線 c 1 が前側クロスメンバ 10 の内方を通過するように、連結部材 30 および連結部材 40 が設けられればよい。なお、図 11 においては、鉛直線 V L の位置において、平面視した場合に、第 1 軸線 b の延長線 b 1 と第 2 軸線 c の延長線 c 1 とが交差している。

[0056] 図 10 (b) に示すように、本実施形態では、前側クロスメンバ 10 の長手方向に垂直な断面における前記第 1 軸線 b の延長線の法線方向 n（本実施形態では車両上下方向に相当する）から見て前記第 1 軸線 b の延長線 b 1 と前記第 2 軸線 c の延長線 c 1 とが交差する交点 P の位置において、前記第 1 軸線 b の延長線 b 1 と前記第 2 軸線 c の延長線 c 1 とが前側クロスメンバ 10 の内方に位置し、かつ前記第 1 軸線 b の延長線 b 1 及び前記第 2 軸線 c の

延長線 c 1 が、前側クロスメンバ 10 の長手方向に垂直な断面視で、前側クロスメンバ 10 の内方にある。

[0057] また、図 3 に示すように、前側クロスメンバ 10 の左端縁 L E から右端縁 R E までの全長を L (mm) とした場合、左端 L E から交点 P までの距離 L_x (mm) が、 $0.20 \times L$ (mm) 以上 $0.80 \times L$ (mm) 以下の範囲内となるように、前側クロスメンバ 10 に対する連結部材 30, 40 の接合位置を調整することが好ましい。さらには、距離 L_x (mm) としては、 $0.35 \times L$ (mm) 以上 $0.65 \times L$ (mm) 以下であることが、より好ましい。

[0058] 上記構成によれば、横力 L_1 を受けた前側クロスメンバ 10 は、連結部材 30, 40 を介して一対の後側ボディマウント 20 により支持されているので、後側メンバ 50 に対する相対的な変位を防ぐことができる。すなわち、フロントサブフレームを構成する矩形枠の変形を防げるので、前側クロスメンバ 10 単体のみならず、フロントサブフレーム全体としての剛性を高めることも可能になる。しかも、板厚や断面寸法を増すことなく剛性を高められるので、軽量でありながら剛性が高いフロントサブフレームを得ることが可能になる。

[0059] 本発明は、上記実施形態において説明した構成のみに限られず、本発明の趣旨を逸脱しない範囲で種々の変更が可能である。

例えば、上記実施形態では、エンジンマウント 13 の形状を円筒形状としたが、この形状のみに限られない。エンジンマウント 13 としては、前側クロスメンバ 10 の部分的な補強に加えて、エンジンの振れを支持するアーム（以上不図示）を受け止める凹所が形成されていればよいので、四角筒形状などの多角形筒形状を代わりに採用してもよい。さらに言うと、多角形である場合、その角部が、稜線を有する場合と円弧面である場合のどちらでもよい。

いずれの形状の場合においても、第 1 分割メンバ 11 及び第 2 分割メンバ 12 よりも前後方向に沿った外形寸法が大きいエンジンマウント 13 を採用

することが好ましい。このようなエンジンマウント 13 に対して連結部材 30, 40 を接合することで、これら連結部材 30, 40 の接合位置を、交点 P から離すことができる。これにより、連結部材 30 の接合位置と、連結部材 40 の接合位置とを互いに離すことができる。その結果、連結部材 30, 40 のそれぞれを、空間的な余裕を持って接合できるので、接合強度の信頼性をより高めることができる。

[0060] また、上記実施形態では、第 1 分割メンバ 11 及び第 2 分割メンバ 12 間に、これらよりも板厚の厚いエンジンマウント 13 を介在させることで、前側クロスメンバ 10 における連結部材 30, 40 との接合箇所の剛性を部分的に高める構造としたが、この構造のみに限られない。例えば、第 1 分割メンバ 11 及び第 2 分割メンバ 12 間からエンジンマウント 13 を省くことで、前側クロスメンバ 10 を単体部品により構成する。そして、この前側クロスメンバ 10 の長手方向における連結部材 30, 40 との接合箇所に対し、その位置に補強板（不図示）を予め溶接等で接合することで板厚を部分的に増すようにしてもよい。この場合、前側クロスメンバ 10 の長手方向に垂直な断面で見て、4 側面のうち、連結部材 30, 40 が接合される 1 側面のみに前記補強板を設けてもよいが、4 側面の全てに前記補強板を設けて板厚を増すことが好ましい。また、前記補強板により補強された箇所の合計厚みが、最も薄い箇所でも、前記補強板が設けられていない両隣における平均板厚の 1.6 倍以上 10.0 倍以下となることが好ましい。

[0061] なお、フロントサブフレームを構成する各構成要素の素材としては、鋼（特に高張力鋼からなる冷延鋼板）を用いることが最も好ましいが、その他の材質を採用してもよい。例えば、アクリル繊維、炭素繊維、強化プラスチックを用いた炭素繊維強化樹脂（CFRP）、ガラス繊維強化樹脂（GFRP）等を用いてもよい。この場合、各構成要素間の接合は、接着剤、ボルト締めなどの各種接合手段により行ってもよい。アルミニウム、マグネシウム等の軽金属を採用しても良い。

各構成要素間の接合は、接着剤、アーク溶接、スポット溶接、レーザー溶

接、ボルト締め、ねじ止めなど、各種の接合方法が適用可能である。

各構成要素の成形は、プレス成形、鋳造、鍛造のいずれであってもよい。

[0062] また、上記実施形態では、第1分割メンバ11の方が第2分割メンバ12よりも長さが短く、エンジンマウント13の位置が左右方向中央位置よりも左側に偏位している構成を採用した。この理由は、左側に変位して配置されたエンジン（不図示）を、同じく左側に変位して配置されたエンジンマウント13で支持するためである。しかしながら、エンジンマウント13の位置は、左側に変位している構成のみに限られない。逆に、第2分割メンバ12の方が第1分割メンバ11よりも長さが短く、エンジンマウント13の位置が左右方向中央位置よりも右側に偏位している構成を採用してもよい。または、第1分割メンバ11と第2分割メンバ12の長さが等しく、エンジンマウント13の位置が左右方向中央位置にある構成を採用してもよい。

[0063] また、上記実施形態では、第1分割メンバ11および第2分割メンバ12は角状の中空部材により形成される例について説明したが、これらにより形成される前側クロスメンバ10の形状は特に限定されない。例えば、前側クロスメンバ10は、断面が多角形状、円形状または楕円形状等の筒状体により形成されてもよい。さらに言うと、多角形である場合、その角部が、稜線を有する場合と円弧面である場合のどちらでもよい。

また、前側クロスメンバ10の長手方向各位置における断面外形状は、長手方向に沿って一定であってもよいし、または、長手方向の途中位置より変化してもよい。

[0064] また、上記実施形態では、前記車体の前側位置に配置されるフロントサブフレームに対して本発明を適用した場合について説明したが、前記車体の後側位置に配置されるリアサブフレームに適用してもよい。さらには、フロントサブフレームとリアサブフレームの両方に本発明を適用してもよい。両方に適用する場合、エンジンが配置される方にはエンジンマウント13を設け、エンジンが配置されない方ではエンジンマウント13の代わりに前記補強板を設ける構成としてもよい。後輪駆動車、四輪駆動車のリアサブフレーム

に適用する場合では、デファレンシャルギアのマウントのカラーを補強部としても良い。また、例えば車体が電気自動車である場合は、エンジンマウントを設ける必要性が低いので、エンジンマウント 13 が設けられなくても良い。電気自動車の場合は、モーターやバッテリーのマウント部を補強部としても良い。

[0065] また、上記実施形態では、前側クロスメンバ 10 と、一对の後側ボディマウント 20 のそれぞれとに連結部材 30、40 が連結される場合について説明したが、後側ボディマウント 20 の数は 3 つ以上であってもよい。この場合、後側ボディマウント 20 から前側クロスメンバ 10 へと延びる連結部材の数は 2 本以上であればよい。また、後側ボディマウント 20 から延びる複数の連結部材のうち、少なくとも 2 本の連結部材が前側クロスメンバ 10 と上述したように接合されていればよい。

[0066] また、上記実施形態では、一对の後側ボディマウント 20 と連結部材 30、40 とが連結される例について説明したが、本開示に係る技術はかかる例に限定されない。例えば、サブフレームのクロスメンバとボディマウントの前後位置関係が逆転していてもよい。すなわち、サブフレームのクロスメンバが、ボディマウントを備えるフレーム部材よりも車両後方側に設けられている場合において、該ボディマウントと該クロスメンバとが連結部材により上述したように接合されていてもよい。

[0067] また、上記実施形態では、車体下部構造の一例としてサブフレームの構造に適用した例について説明したが、本開示に係る技術はかかる例に限定されない。例えば、本開示に係る技術は、サブフレームの構造に限定されず、種々のサスペンション構造に対して適用することができる。

[0068] 上記実施形態に係る車体下部構造の骨子を以下に纏める。

(1) 本実施形態に係る車体下部構造は、前記ロアアーム（懸架部品）と；前記ロアアームに連結された一对の分割クロスメンバである第 1 分割メンバ 11 及び第 2 分割メンバ 12 と、これら第 1 分割メンバ 11 及び第 2 分割メンバ 12 間に同軸に接続されたエンジンマウント（補強部） 13 とを有する

前側クロスメンバ（クロスメンバ）１０と；複数の後側ボディマウント（ボディマウント）２０と；後側ボディマウント２０の各々とエンジンマウント１３との間を直結する連結部材３０，４０とを備える。そして、第１分割メンバ１１及び第２分割メンバ１２との接続位置におけるエンジンマウント１３の最小板厚が、第１分割メンバ１１及び第２分割メンバ１２のエンジンマウント１３との接続端における平均板厚の１．６倍以上である。

[0069] 上記（１）に記載の車体下部構造によれば、前記ロアアームより前側クロスメンバ１０に対し、その長手方向に沿った横力と、前記長手方向に垂直な前後力とが加えられる。これらのうち、横力に対しては、前側クロスメンバ１０の延在方向に沿った圧縮軸力又は引張軸力として、前側クロスメンバ１０が受け止める。そのため、前側クロスメンバ１０の曲げで横力を受け止める場合よりも、高い剛性を確保できる。

[0070] 加えて、前側クロスメンバ１０を、連結部材３０，４０を介して、複数の後側ボディマウント２０により支持している。そのため、前側クロスメンバ１０に加わる前後力を、高い荷重伝達効率をもって複数の後側ボディマウント２０に伝えることができる。

ここで、エンジンマウント１３の最小板厚を第１分割メンバ１１及び第２分割メンバ１２のエンジンマウント１３との接続端における平均板厚の１．６倍以上としているので、第１分割メンバ１１及び第２分割メンバ１２のエンジンマウント１３との接続位置におけるエンジンマウント１３の壁部の曲げ剛性を、前記各接続端の曲げ剛性の４倍以上に高められる。このような高い曲げ剛性を持つエンジンマウント１３を介在させて前側クロスメンバ１０に加わる横力と前後力を伝えるので、荷重伝達効率を高めることができる。しかも、前側クロスメンバ１０のうち、特に連結部材３０，４０との接合部分の剛性を高めることができる。よって、前側クロスメンバ１０の全長に渡って板厚や断面寸法を増して剛性を高める場合に比べて軽量化できる。

[0071] （２）上記（１）において、以下の構成を採用してもよい。

すなわち、第１分割メンバ（一方の分割クロスメンバ）１１のストレート

部（接続端）１１ｃがエンジンマウント１３の第１壁面１３ａ１に突き当て接続され、第２分割メンバ（他方の分割クロスメンバ）１２のストレート部（接続端）１２ｃがエンジンマウント１３の第２壁面１３ａ２に突き当て接続されている。そして、前側クロスメンバ１０の長手方向に沿って、第１分割メンバ１１、第１壁面１３ａ１、第２壁面１３ａ２、第２分割メンバ１２が、この順に、同軸に並んでいる。

[0072] （３）上記（１）または（２）に記載の場合、以下の構成を採用してもよい。

すなわち、複数の連結部材が、連結部材（第１連結部材）３０及び連結部材（第２連結部材）４０を含む。さらに、連結部材３０の長手方向の各位置で同長手方向に垂直な断面での外形の図心を通る第１軸線ｂの延長線ｂ１と連結部材４０の長手方向の各位置で同長手方向に垂直な断面での外形の図心を通る第２軸線ｃの延長線ｃ１とが平面視で交差する交点Ｐ位置を含んでかつ前側クロスメンバ１０の長手方向に垂直な縦断面で見て、第１軸線ｂの延長線ｂ１及び第２軸線ｃの延長線ｃ１がエンジンマウント１３の内方にある。

[0073] 上記（３）に記載の車体下部構造によれば、前側クロスメンバ１０を、適切に配置された連結部材３０、４０を介して、複数の後側ボディマウント（ボディマウント）２０により支持している。そのため、前側クロスメンバ１０に加わる前後力を、より高い荷重伝達効率をもって複数の後側ボディマウント２０に伝えることができる。

なお、上述した「エンジンマウント１３の内方」とは、エンジンマウント１３をその中心軸線を含む縦断面で見た場合の外形線で区画される範囲の内側を意味する。ただし、前記外形線は、その全てが繋がって閉断面をなす場合だけに限らず、その一部が繋がっていない開断面の場合も含む。開断面の場合は、欠落している外形線を、その両隣位置にある外形線の端部同士を仮想直線で繋いで閉じた外形を形成し、この閉じた外形を「エンジンマウント１３の内方」とすることができる。

[0074] (4) 上記(3)に記載の場合、前記縦断面で見て、第1軸線bの延長線b1と第2軸線cの延長線c1とが、エンジンマウント13内の一点(交点P)において一致していてもよい。

上記(4)に記載の場合、前側クロスメンバ10に加わる前後力を、より高い荷重伝達効率をもって後側ボディマウント20へ伝えることができる。

[0075] (5) 上記(4)に記載の車体下部構造において、前記縦断面で見て、第1軸線bの延長線b1及び第2軸線cの延長線c1の双方が、第1分割メンバ11のストレート部11c及び第2分割メンバ12のストレート部12cの投影外形の内方にあってもよい。より具体的には、ストレート部11cのエンジンマウント13との接続端の外形線と、ストレート部12cのエンジンマウント13との接続端の外形線とのそれぞれを前記縦断面に投影した場合、これら2つの投影外形の内方に、延長線b1及び延長線c1の双方が位置してもよい。

上記(5)に記載の場合、前側クロスメンバ10に加わる前後力を、より高い荷重伝達効率をもって複数の後側ボディマウント20に伝えることができる。

[0076] (6) 上記(3)～(5)の何れか1項に記載の車体下部構造において、連結部材30が、互いに対向する一对の延設片(第1延設片)32を介して、一对の後側ボディマウント20の一方に接合してもよい。

上記(6)に記載の場合、延設片32を介して面接合するので、単純に突き当て接合するよりも高い接合強度を得ることができる。

[0077] (7) 上記(3)～(6)の何れか1項に記載の車体下部構造において、連結部材40も、互いに対向する一对の延設片(第2延設片)42を介して、一对の後側ボディマウント20の他方に接合してもよい。

上記(7)に記載の場合、延設片32を介して面接合するので、単純に突き当て接合するよりも高い接合強度を得ることができる。

[0078] (8) 上記(1)～(7)の何れか1項に記載の車体下部構造において、補強部をなすブッシュカラーとしてエンジンマウント13を例示した。

上記（８）に記載の場合、追加部品を用いずに補強することができる。

なお、エンジンマウント１３のみに限らず、前記補強部として、ラックギアマウント、他のボディマウント、デファレンシャルギアマウント、モーターマウント、バッテリーマウントを採用してもよい。

すなわち、図１８Ａに示すラックギアマウントを第１分割メンバ１１と第２分割メンバ１２との間に同軸に接続してもよく、この場合におけるラックギアマウントの最小板厚は、符号Ｒに示す範囲内の板厚を用いる。

また、図１８Ｂに示すボディマウントを第１分割メンバ１１と第２分割メンバ１２との間に同軸に接続した場合には、ボディマウントの最小板厚は、符号Ｒに示す範囲内の板厚を用いる。

また、図１８Ｃに示すデファレンシャルギアマウントを第１分割メンバ１１と第２分割メンバ１２との間に同軸に接続した場合には、デファレンシャルギアマウントの最小板厚は、符号Ｒに示す範囲内の板厚を用いる。

また、図１８Ｄに示すモーターマウントを第１分割メンバ１１と第２分割メンバ１２との間に同軸に接続した場合には、モーターマウントの最小板厚は、符号Ｒに示す範囲内の板厚を用いる。

また、図１８Ｅに示すバッテリーマウントを第１分割メンバ１１と第２分割メンバ１２との間に同軸に接続した場合には、バッテリーマウントの最小板厚は、符号Ｒに示す範囲内の板厚を用いる。

[0079] （９）上記（１）～（８）の何れか１項に記載の車体下部構造において以下の構成を採用してもよい。

補強部が、エンジンマウント１３、又は、円筒形状を有する、前記ラックギアマウント、前記ボディマウント、前記デファレンシャルギアマウント、前記モーターマウント、前記バッテリーマウントの何れか一つであり；前記補強部の外周面に、第１分割メンバ１１と第２分割メンバ１２と連結部材３０，４０とが突き当て接続されている。

上記（９）に記載の場合、補強部が機械強度の高い円筒形状を有し、そしてその外周面で、第１分割メンバ１１と第２分割メンバ１２及び連結部材３

0, 40からの外力を受け止めるので、より高い荷重伝達効率を得ることができる。

[0080] (10) 上記(1)～(9)の何れか1項に記載の車体下部構造において、図3に示したように、前側クロスメンバ10の両端のそれぞれの位置における、長手方向に垂直な断面での外形の図心同士を結ぶ仮想直線E-Lが、前側クロスメンバ10の長手方向に沿った各位置で、前側クロスメンバ10の内方を通るようにしてもよい。

この構成によれば、前側クロスメンバ10の直線度合いが高まるので、大きな曲率を伴う形状の場合に比較して、横力に対する剛性がより高くなる。なお、前側クロスメンバ10の両端のそれぞれの位置における外形は、全ての外形線が繋がって閉じた外形の場合だけに限らず、図5に示したように、外形線の一部が無くて開いた外形（例えばU字状など）の場合も含む。開いた外形の場合は、欠落している外形線を、その両隣位置にある外形線の端部同士を仮想直線で繋いで閉じた外形を形成し、そして、この閉じた外形に基づいて図心を求めることが好ましい。図4で説明すると、第1分割メンバ11の左端より延設片11a1, 11a2を除いた上で仮想直線E-Lを設けて略四角形の閉空間を形成する。そして、この閉空間の図心を求める。

実施例

[0081] [実施例1]

本発明の効果を確認するために、上記実施形態に係るサブフレーム（発明例1）と、比較例1に係るサブフレームとの間で、重量及び剛性を数値計算により比較した。

発明例1は、図1に示した構造を有する。すなわち、発明例1では、連結部材30の長手方向各位置での図心を通る第1軸線bの延長線b1と、連結部材40の長手方向各位置での図心を通る第2軸線cの延長線c1とが、平面視で交差する交点P位置を含んでかつ前側クロスメンバ10の長手方向に垂直な縦断面で見て、第1軸線bの延長線b1及び第2軸線cの延長線c1が前側クロスメンバ10の内方にある。また、前記縦断面で見ても、第1軸

線bの延長線b 1と第2軸線cの延長線c 1とが、前側クロスメンバ10内の一点である交点Pにおいて一致している。交点Pの位置に、エンジンマウント13が接続されている。

[0082] 比較例1は、図12に示す構造を有する。すなわち、比較例1のサブフレームは、上部品X1及び下部品X2を互いに重ね合わせて接合した略矩形状のフレームXと、このフレームXに固定された、カラーX3と、一対の後側ボディマウントX4と、一対の前側ボディマウントX5と、を備えている。フレームXのうち、一対の前側ボディマウントX5間の位置には、前側クロスメンバ部X6が形成されている。この前側クロスメンバ部X6の長手方向途中位置に、カラーX3が配置されている。そして、このカラーX3と一方の後側ボディマウントX4との間を繋ぐ1本の連結部X7が、フレームXに形成されている。

図12に示すように、この比較例1では、前側クロスメンバ部X6の長手方向中央部が後方に向かって凸となるように大きく湾曲している。そのため、前側クロスメンバ部X6の長手方向両端の各位置における図心同士を結ぶ仮想直線Lxが、前側クロスメンバ部X6の長手方向中央部分において前側クロスメンバ部X6の外方にある。また、連結部X7は1本のみであるため、その長手方向各位置での図心を通る軸線の延長線が、前側クロスメンバ部X6の内方において交点を形成していない。

[0083] 発明例1及び比較例1のそれぞれについて数値計算する際の条件として、まず、両サブフレームの4カ所のボディマウントを車体に対して完全に固定した。そして、ロアアームが連結される前側クロスメンバの両端と、エンジンの支持点とのそれぞれに対して、外力(1kN)を与え、この外力の入力点の変位量を求めた。そして、入力点に加えた外力を入力点の変位量で除算した値を求め、これを剛性評価値とした。さらに、発明例1の剛性評価値を比較例1の剛性評価値で除算して、無次元化した。最後に、このようにして無次元化された剛性評価値を、比較例1に対する発明例1の重量比(一定値)で除算することで、剛性の重量効率を求めた。その結果を図13に示す。

なお、数値計算に際してのその他境界条件である、ボディマウント締結点、ロアアームの締結点、エンジンマウントの位置は、発明例 1 と比較例 1 で共通条件とした。

[0084] 図 1 3 において、横軸番号 1 ～ 4 は、比較例 1 に対する発明例 1 の剛性比を示す。具体的には、横軸番号 1 番では、前側クロスメンバの両端に対し、一对のロアアームが互いに近づく内向きの方向に横力が作用した場合の解析結果を示す。また、横軸番号 2 番では、前側クロスメンバの両端に対し、これらの一端から他端に向かう一方向の横力が作用した場合の解析結果を示す。また、横軸番号 3 番では、前側クロスメンバの両端に対し、車体後方側に向かう前後力が作用した場合の解析結果を示す。また、横軸番号 4 番では、前側クロスメンバ中に配置されるカラー中心に対し、車体後方側に向かう前後力が作用した場合の解析結果を示す。

[0085] 図 1 3 に示すように、横軸番号 1 ～ 4 の何れにおいても、発明例 1 の方が比較例 1 よりも剛性の重量効率が 1. 0 を超えて高いことを示した。

発明例 1 では、荷重を、骨格部材の曲げ荷重ではなく、引張荷重及び圧縮荷重として受ける構造であるため、骨格部材を薄肉化しても剛性低下が抑制されている。そのため、剛性の重量効率が、厚肉の部材からなる比較例 1 よりも高まっている。

以上説明のように、発明例 1 では剛性を確保しつつ軽量化を達成することが確認された。

[0086] [実施例 2]

続いて、発明例 2（図 1 4 A）の連結部材 3 0、4 0 による支持構造の剛性に対する効果を確認するために、図 1 4 B～図 1 4 D に示す計算モデルも用意し、それぞれに対して共通の外力を加えた場合の剛性高さを比較した。

まず、各計算モデルについて説明すると、図 1 4 A は、上述した発明例 2 に係るフロントサブフレームの平面図である。発明例 2 は、図 1 に示したフロントサブフレームと同じ構成を有する。

[0087] 図 1 4 B は、図 1 4 A に示した連結部材 3 0、4 0 の代わりに、連結部材

30A, 40Aを採用した比較例2である。これら連結部材30A, 40Aは、連結部材30, 40と同じ外径寸法及び内径寸法を有しているが、前側クロスメンバ10の後側面に対し、左右方向に互いに間隔を開けた状態で接合している。従って、この比較例2では、連結部材30Aの長手方向各位置での図心を通る第1軸線bAと、連結部材40Aの長手方向各位置での図心を通る第2軸線cAとが、平面視で、前側クロスメンバ10の前面ff及び後面rf間の範囲内で交点Pを形成するように交差していない。

[0088] 図14Cは、図14Aに示した連結部材30, 40の代わりに、逆Y字形状の連結部材30Bを採用している。この連結部材30Bは、連結部材30, 40と同じ外径寸法及び内径寸法を有する、第1部材30B1, 第2部材30B2, 第3部材30B3を備えている。第1部材30B1及び第2部材30B2は、それぞれ、一端側が後側ボディマウント20に対して接合しており、他端が交点PBにおいて互いに接合している。さらに、この交点PBと前側クロスメンバ10の後側面との間を、第3部材30B3が連結している。従って、この比較例3では、第1部材30B1及び第2部材30B2間の交点PBが、平面視で、前側クロスメンバ10の前面ff及び後面rf間の範囲内に無い。

[0089] 図14Dは、図14Aに示した連結部材30, 40の代わりに、連結部材30C, 40Cを採用している。これら連結部材30C, 40Cは、それぞれ、一端側が後側ボディマウント20に対して接合しており、他端が前側クロスメンバ10の後側面ではなく上面tfに対して接合している。そして、連結部材30Cの長手方向各位置での図心を通る第1軸線bCと、連結部材40Cの長手方向各位置での図心を通る第2軸線cCとが、平面視で、前側クロスメンバ10の前面ff及び後面rf間の範囲内の交点PCで交差している。しかし、この交点PCは、側面視（縦断面視）で、前側クロスメンバ10の上面tf及び下面bf間の範囲内には無い。

[0090] 以上説明の構成を有する、発明例2と比較例2～4のそれぞれに対して、外力を加えた場合の剛性を数値計算により評価した。

数値計算する際の条件として、まず、各サブフレームの４カ所のボディマウント（後側ボディマウント２０，前側ボディマウント６０）を車体に対して完全に固定した。そして、ロアアームが連結される前側クロスメンバ１０の両端に対して、横力となる外力（１ｋＮ）を与え、この外力の入力点の変位量を求めた。そして、入力点に加えた外力を入力点の変位量で除算した値を求め、これを剛性評価値とした。さらに、発明例２及び比較例２～４の各剛性評価値を、発明例２の剛性評価値で除算して無次元化した。このようにして得た結果を図１５及び図１６に示す。

なお、数値計算に際してのその他条件である、ボディマウント締結点、ロアアームの締結点は、発明例２と比較例２～４とで共通条件とした。

[0091] 図１５は、前側クロスメンバ１０の両端に対し、一对のロアアームが互いに近づく内向きの方向に横力が作用した場合の解析結果を示す。この解析結果より分かるように、発明例２の剛性は、比較例２～４では剛性の２倍以上高いことが確認された。

図１６は、前側クロスメンバ１０の両端に対し、これらの一端から他端に向かう一方向の横力が作用した場合の解析結果を示す。この解析結果でも分かるように、発明例２の剛性は、比較例２～４のどれよりも剛性が高いことが確認された。

なお、横力の代わりに前後力を前側クロスメンバ１０に加えたケースも評価したが、発明例２と比較例２～４との間で、差が生じなかった。よって、横力に対する剛性を高めるのに、前記交点Ｐの位置が極めて重要であることが確認された。

[0092] [実施例３]

図１に示したフロントサブフレームでは、エンジンマウント１３の板厚を増せば前側クロスメンバ１０の剛性が向上する傾向にある。一方、板厚を増し過ぎるとエンジンマウント１３の重量が増え、結果として剛性の重量効率が下がる傾向にある。よって、剛性の重量効率の観点より好ましい板厚比が存在する。

[0093] そこで、図1に示したフロントサブフレームにおいて、エンジンマウント13の最小板厚 t_F (mm)と、ストレート部11c, 12cの平均板厚 t_C (mm)との比率 t_C/t_F とし、剛性の重量効率がどのように変位するかを数値計算により求めた。

数値計算する際の条件として、まず、図1に示したフロントサブフレームを、一対の後側ボディマウント20及び一対の前側ボディマウント60の4点において車体に固定した。そして、比率 t_C/t_F を1～10の間において変化させ、それぞれの比率 t_C/t_F 毎に剛性値と質量とを求めた。そして、比率 t_C/t_F と剛性の重量効率（剛性／質量 K/M ）との関係を、図17Aに示すグラフに纏めた。また、この図17Aにおける曲線の、各比率 t_C/t_F における剛性の重量効率（剛性／質量 K/M ）の傾きを求めて図17Bに纏めた。

[0094] 図17Bより明らかなように、前記傾きは、比率 t_C/t_F の増加に伴って急上昇した後、比率 t_C/t_F が1.6に至ったところで極大値を迎え、その後、緩やかに減少している。

このことより、図17Aに示す曲線のうち、前記傾きが最大となる比率 t_C/t_F としては1.6以上を採用するのが好ましいことが分かった。さらに望ましくは、重量効率の最大値の80%以上を達成できる3以上であることが好ましい。一方、比率 t_C/t_F の上限は、図17Aにおいて重量効率が極大値をとる8.0を採用することがより好ましい。

以上の結果より、分割メンバ11, 12との接続位置におけるエンジンマウント13の最小板厚が、分割メンバ11, 12のエンジンマウント13との接続端における平均板厚の1.6倍以上であることが好ましいと判明した。

[0095] [実施例4]

実施例3では、補強部（エンジンマウント13）を円筒形状とした場合について説明したが、円筒形状以外の形状の補強部を採用した場合も、実施例3と同様の傾向を得ることができる。これについて、図18に示すボックス

型の補強部 113 を例示して説明する。

[0096] ボックス型の補強部 113 は、概略立方体形状を有し、その 6 面のうちの正面だけが開口している。そして、この開口の両隣にある一对の側壁の一方に、分割メンバ 11 が突き当て接続されている。また、一对の側壁の他方に、分割メンバ 12 が突き当て接続されている。さらに、補強部 113 の開口に対向する背面に、連結部材 30, 40 が突き当て接続されている。補強部 113 を中心とする、分割メンバ 11, 12 及び連結部材 30, 40 間の相対位置関係は、図 1 を用いて説明したエンジンマウント 13 を中心とする、分割メンバ 11, 12 及び連結部材 30, 40 間の相対位置関係と同じである。また、その他構成も図 1 に示したサブフレームと同じである。

補強部 113 は、その分割メンバ 11 との接続位置 113a1 における最小板厚が、接合されている分割メンバ 11 の平均板厚の 1.6 倍以上である。同様に、分割メンバ 12 との接続位置における最小板厚も、接合されている分割メンバ 12 の平均板厚の 1.6 倍以上である。

[0097] 図 18 に示したフロントサブフレームも、補強部 113 の板厚を増せば前側クロスメンバ 10 の剛性が向上する傾向にある。一方、板厚を増し過ぎると補強部 113 の重量が増え、結果として剛性の重量効率が下がる傾向にある。よって、剛性の重量効率の観点より好ましい板厚比が存在する。

[0098] そこで、図 18 に示したフロントサブフレームにおいて、補強部 113 の最小板厚 t_F (mm) と、ストレート部 11c, 12c の平均板厚 t_C (mm) との比率 t_C/t_F とし、剛性の重量効率がどのように変位するかを数値計算により求めた。

数値計算する際の条件として、まず、図 18 に示したフロントサブフレームを、図 1 に示した一对の後側ボディマウント 20 及び一对の前側ボディマウント 60 の 4 点において車体に固定した。そして、比率 t_C/t_F を 1~10 の間において変化させ、それぞれの比率 t_C/t_F 毎に剛性値と質量とを求めた。そして、比率 t_C/t_F と剛性の重量効率（剛性／質量 K/M ）との関係を、図 19A に示すグラフに纏めた。また、この図 19A における曲線

の、各比率 t_c / t_f における剛性の重量効率（剛性／質量 K / M ）の傾きを求めて図 19B に纏めた。

[0099] 図 19B より明らかなように、前記傾きは、比率 t_c / t_f が 1.6 を超えて 2.5 で最大となった後、比率 t_c / t_f が 8.0 に至ったところで極大値を迎え、その後、緩やかに減少している。

このことより、図 19A に示す曲線のうち、前記傾きが最大となる比率 t_c / t_f としては 1.6 以上、より好ましくは 2.5 以上を採用するのが好ましいことが分かった。一方、比率 t_c / t_f の上限は、図 19A において重量効率が極大値をとる 8.0 を採用することがより好ましい。

以上の結果より、分割メンバ 11, 12 との接続位置におけるボックス型の補強部 113 の最小板厚が、分割メンバ 11, 12 の補強部 113 との接続端における平均板厚の 1.6 倍以上であることが好ましく、2.5 倍以上がより好ましいと判明した。

[0100] 以上、本発明の一実施形態及び各実施例について説明したが、本発明の内容はこれらのみに限定されない。

例えば、図 1 に示した上記実施形態では、補強部としてエンジンマウント 13（ブッシュカラー）を用いる場合を例示したが、エンジンマウント 13 の代わりに、ラックギアマウント、ボディマウント、デファレンシャルギアマウント、モーターマウント、バッテリーマウント、の何れかを採用してもよい。これらの場合においても、上記各マウントの板厚は、分割メンバ接続端における平均板厚の 1.6 倍以上であることが好ましい。

産業上の利用可能性

[0101] 本発明によれば、軽量でかつ、高い剛性と高い荷重伝達効率を持つ車体下部構造を提供できる。よって、産業上の利用可能性は大である。

符号の説明

- [0102] 10 前側クロスメンバ（クロスメンバ）
11 第 1 分割メンバ（分割クロスメンバ）
11a 左端（両端）

- 1 1 c, 1 2 c ストレート部（接続端）
- 1 2 第2分割メンバ（分割クロスメンバ）
- 1 2 a 右端（両端）
- 1 3 エンジンマウント（補強部）
- 1 3 a 1 第1壁面
- 1 3 a 2 第2壁面
- 2 0 後側ボディマウント（ボディマウント）
- 3 0 連結部材（第1連結部材）
- 3 2 延設片（第1延設片）
- 4 0 連結部材（第2連結部材）
- 4 2 延設片（第2延設片）
- b 第1軸線
- b 1 延長線
- c 第2軸線
- c 1 延長線
- E X 仮想直線
- P 交点（交差する位置）

請求の範囲

[請求項1]

懸架部品と；

前記懸架部品に連結された一対の分割クロスメンバと、前記一対の分割クロスメンバ間に同軸に接続された補強部とを有するクロスメンバと；

複数のボディマウントと；

前記複数のボディマウントの各々と前記補強部との間を直結する複数の連結部材と；

を備え、

前記一対の分割クロスメンバとの接続位置における前記補強部の最小板厚が、前記一対の分割クロスメンバの前記補強部との接続端における平均板厚の1.6倍以上である

ことを特徴とする車体下部構造。

[請求項2]

前記一対の分割クロスメンバの一方における前記接続端が、前記補強部の第1壁面に突き当て接続され；

前記一対の分割クロスメンバの他方における前記接続端が、前記補強部の第2壁面に突き当て接続され；

前記クロスメンバの長手方向に沿って、前記一方の分割クロスメンバ、前記第1壁面、前記第2壁面、前記他方の分割クロスメンバが、この順に、同軸に並んでいる；

ことを特徴とする請求項1に記載の車体下部構造。

[請求項3]

前記複数の連結部材が、第1連結部材及び第2連結部材を含み；

前記第1連結部材の長手方向の各位置で同長手方向に垂直な断面での外形の図心を通る第1軸線の延長線と前記第2連結部材の長手方向の各位置で同長手方向に垂直な断面での外形の図心を通る第2軸線の延長線とが平面視で交差する位置を含んでかつ前記クロスメンバの長手方向に垂直な縦断面で見て、前記第1軸線の延長線及び前記第2軸線の延長線の双方が、前記補強部の内方にある

ことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の車体下部構造。

[請求項4] 前記縦断面で見て、前記第 1 軸線の延長線と前記第 2 軸線の延長線とが前記補強部内の一点において一致している

ことを特徴とする請求項 3 に記載の車体下部構造。

[請求項5] 前記縦断面で見て、前記第 1 軸線の延長線及び前記第 2 軸線の延長線の双方が、前記一对の分割クロスメンバの各々における前記接続端の投影外形の内方にある

ことを特徴とする請求項 4 に記載の車体下部構造。

[請求項6] 前記第 1 連結部材が、前記第 1 連結部材の端部から延びる第 1 延設片を介して、前記ボディマウントに接合している

ことを特徴とする請求項 3～5 の何れか 1 項に記載の車体下部構造。

[請求項7] 前記第 2 連結部材が、前記第 2 連結部材の端部から延びる第 2 延設片を介して、前記ボディマウントに接合している

ことを特徴とする請求項 3～6 の何れか 1 項に記載の車体下部構造。

[請求項8] 前記補強部が、ラックギアマウント、他のボディマウント、デファレンシャルギアマウント、モーターマウント、バッテリーマウント、のうちの少なくとも一つである

ことを特徴とする請求項 1～7 の何れか 1 項に記載の車体下部構造。

[請求項9] 前記補強部が、円筒形状を有する、前記ラックギアマウント、前記ボディマウント、前記デファレンシャルギアマウント、前記モーターマウント、前記バッテリーマウントの何れか一つであり；

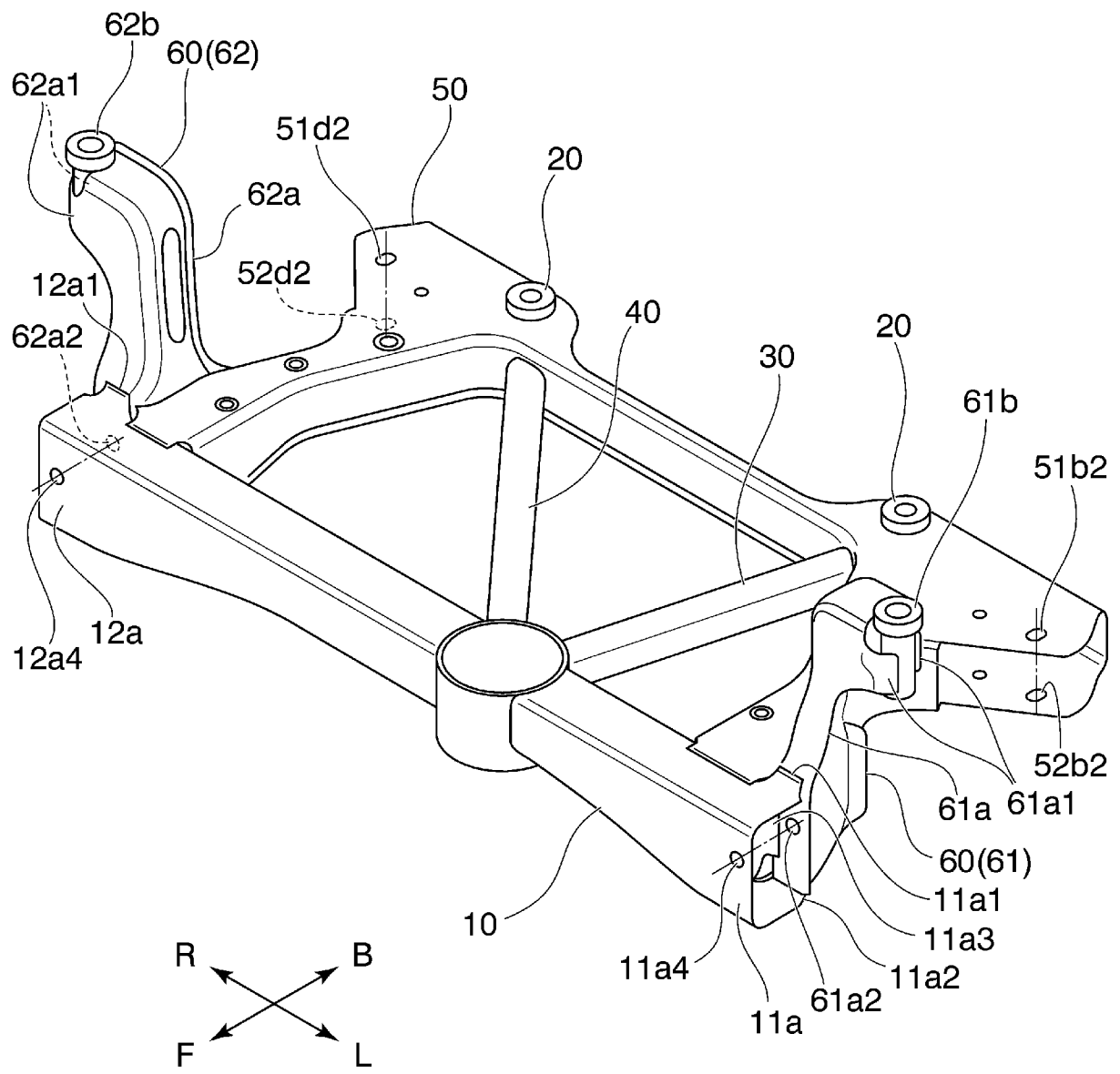
前記補強部の外周面に、前記一对の分割クロスメンバと前記複数の連結部材とが突き当て接続されている；

ことを特徴とする請求項 1～8 の何れか 1 項に記載の車体下部構造。

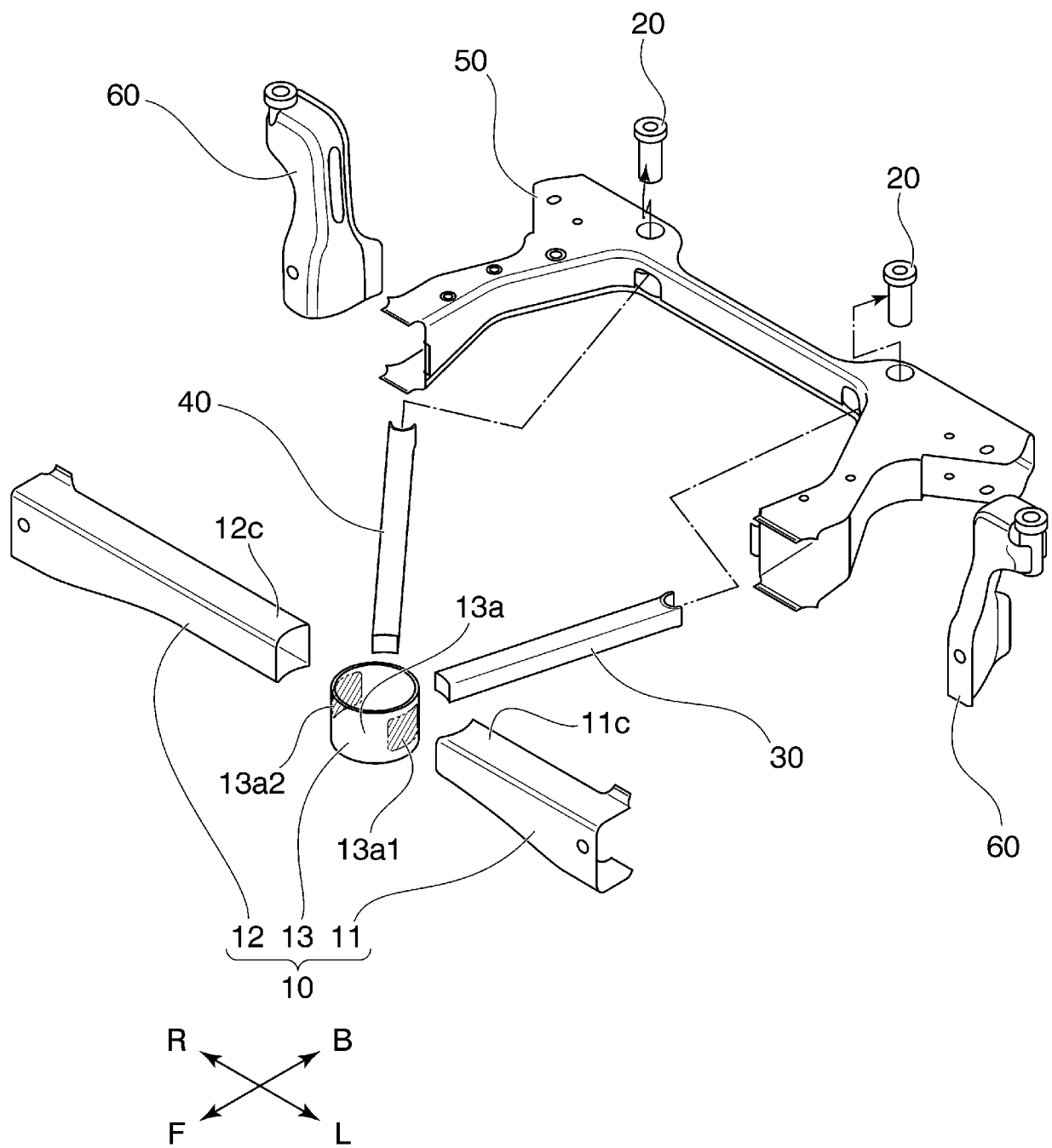
[請求項10] 前記クロスメンバの両端のそれぞれの位置における、前記クロスメンバの長手方向に垂直な断面での外形の図心同士を結ぶ仮想直線が、前記クロスメンバの前記長手方向に沿った各位置で、前記クロスメンバの内方を通る

ことを特徴とする請求項 1 ～ 9 の何れか 1 項に記載の車体下部構造。

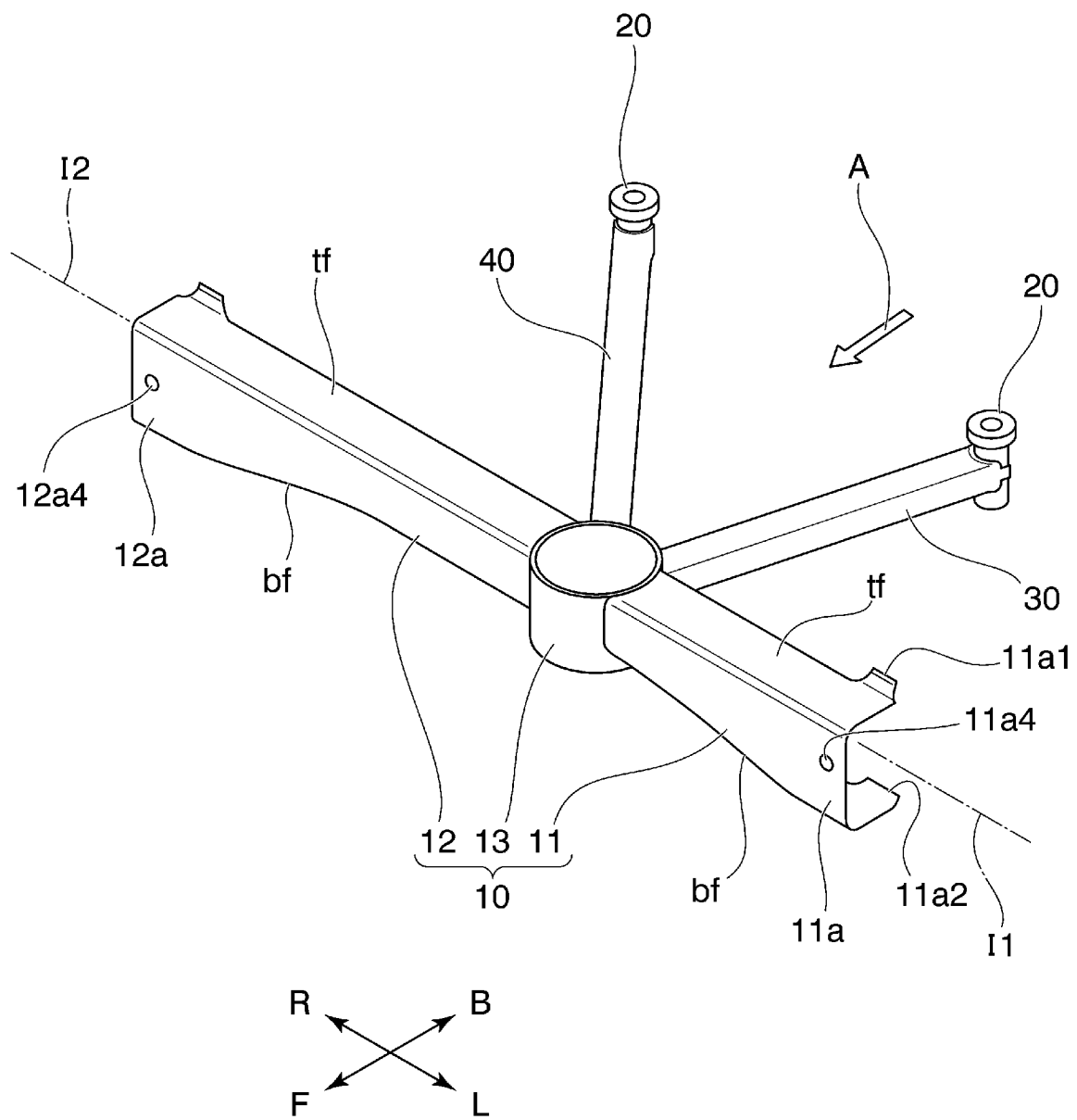
[図1]



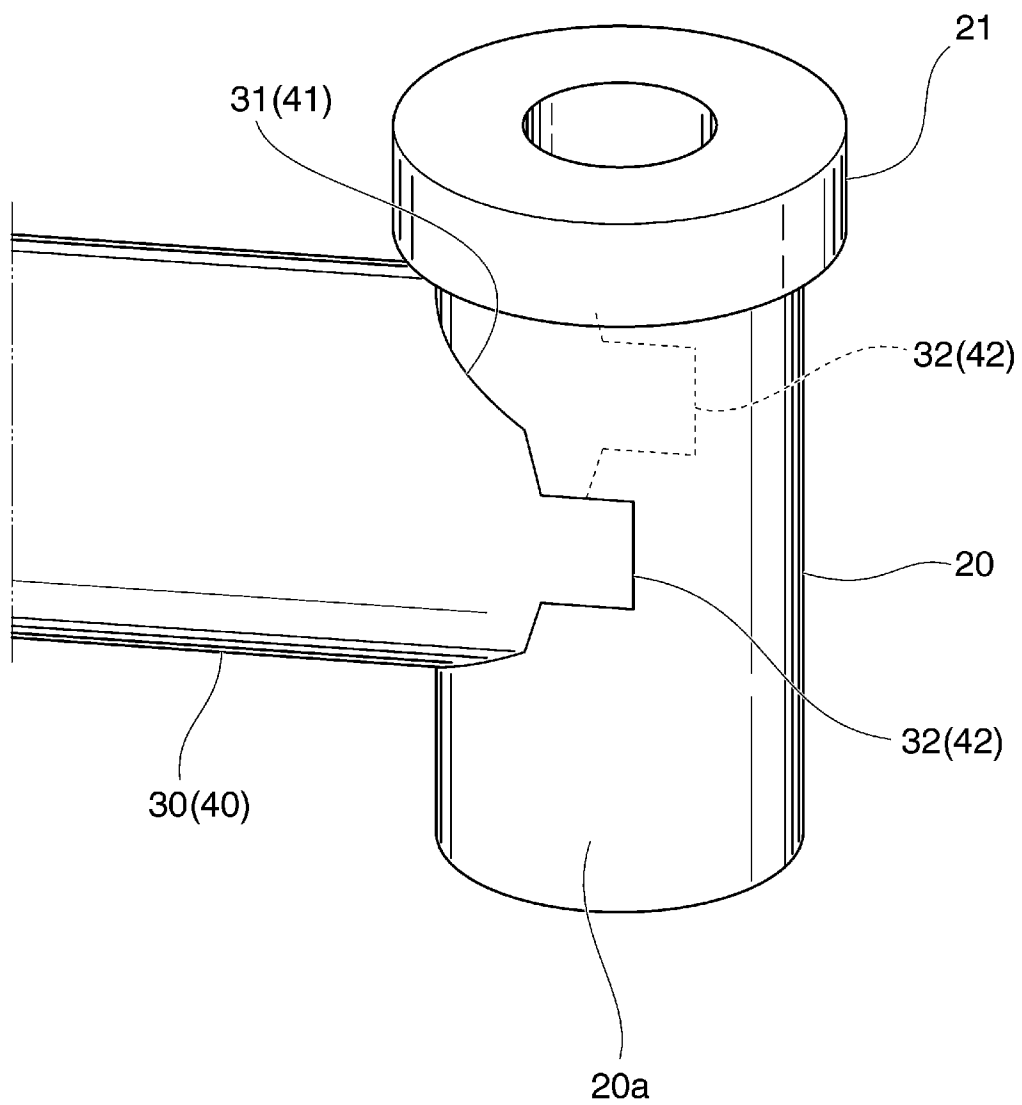
[図2]



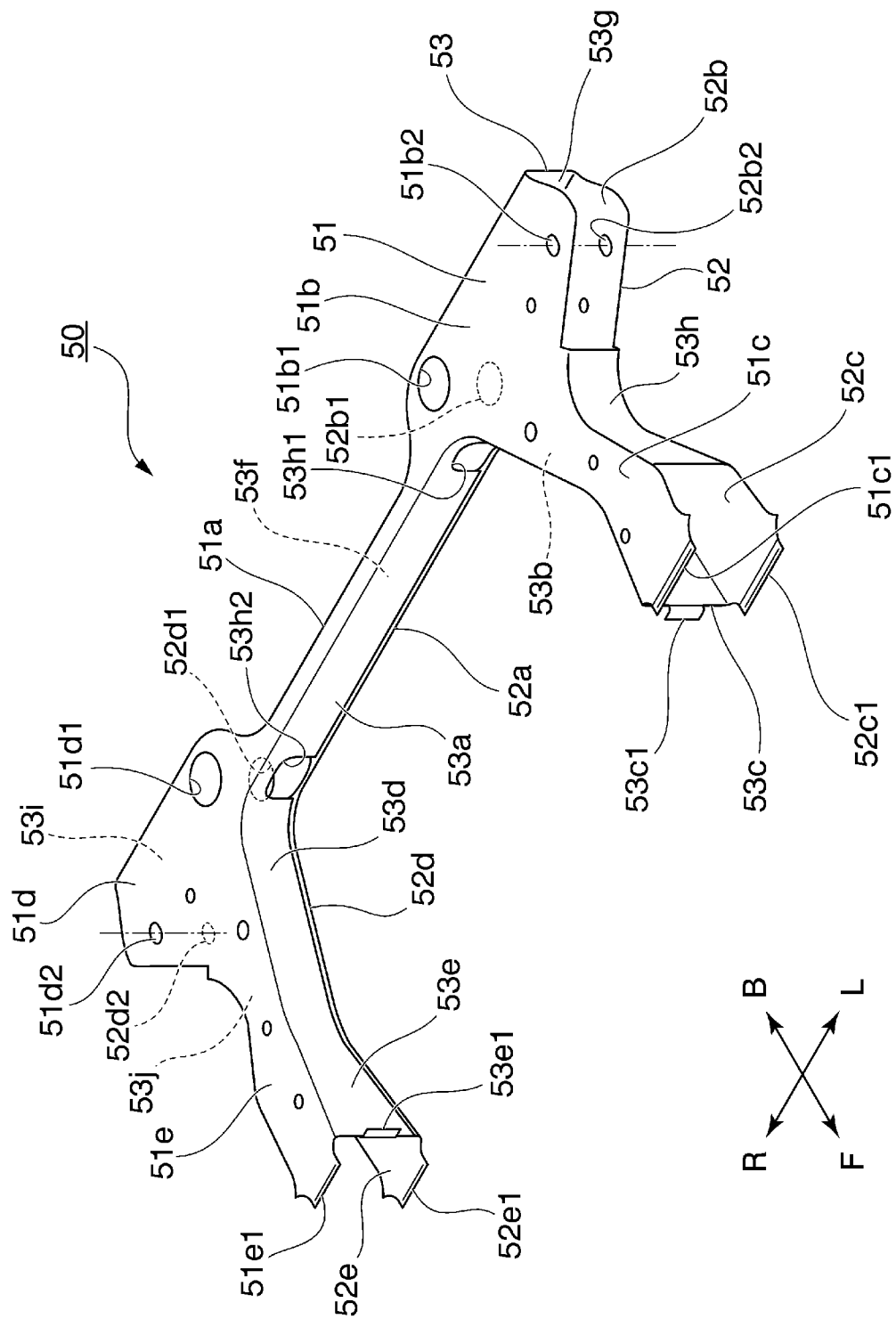
[図4]



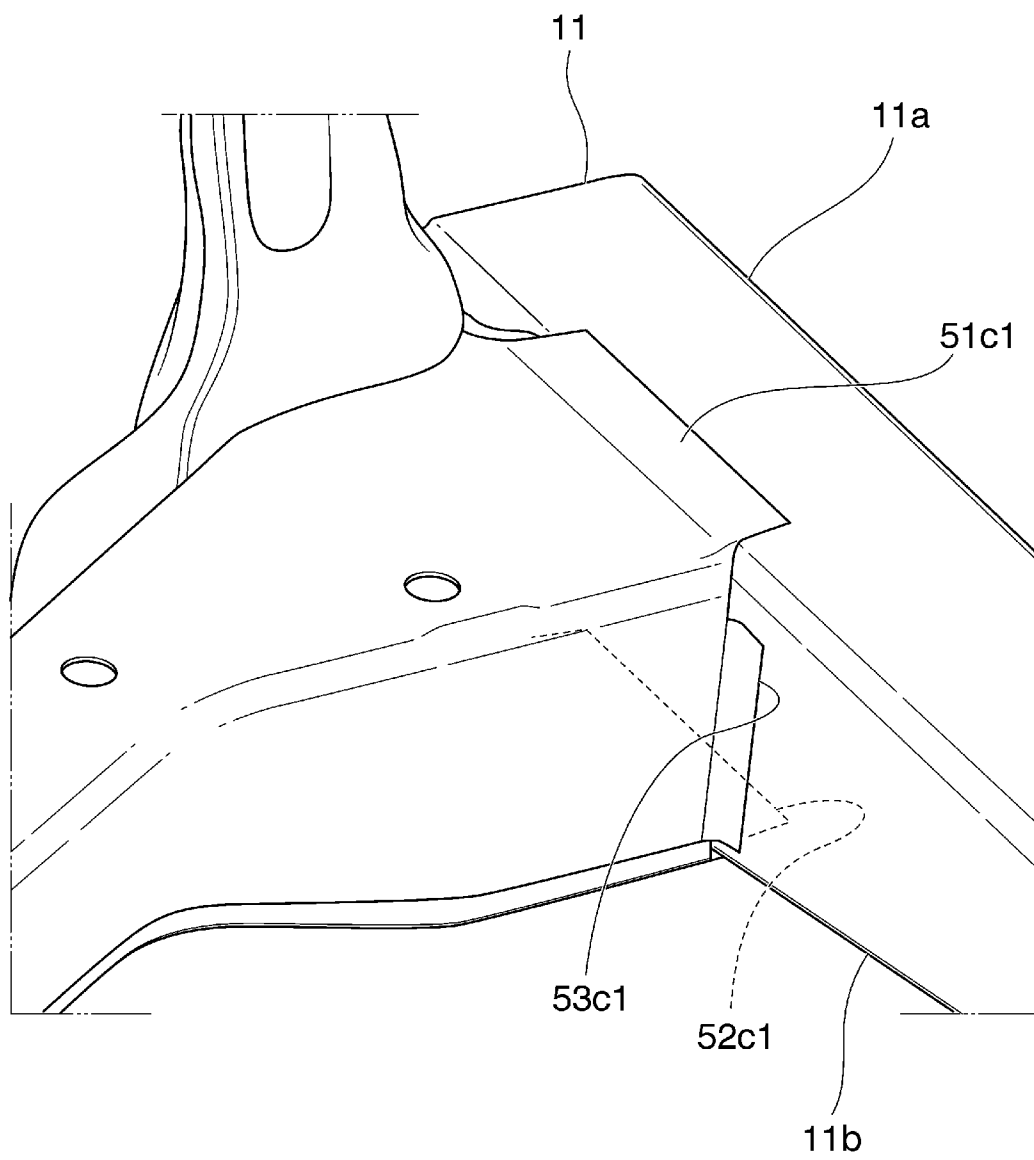
[図6]



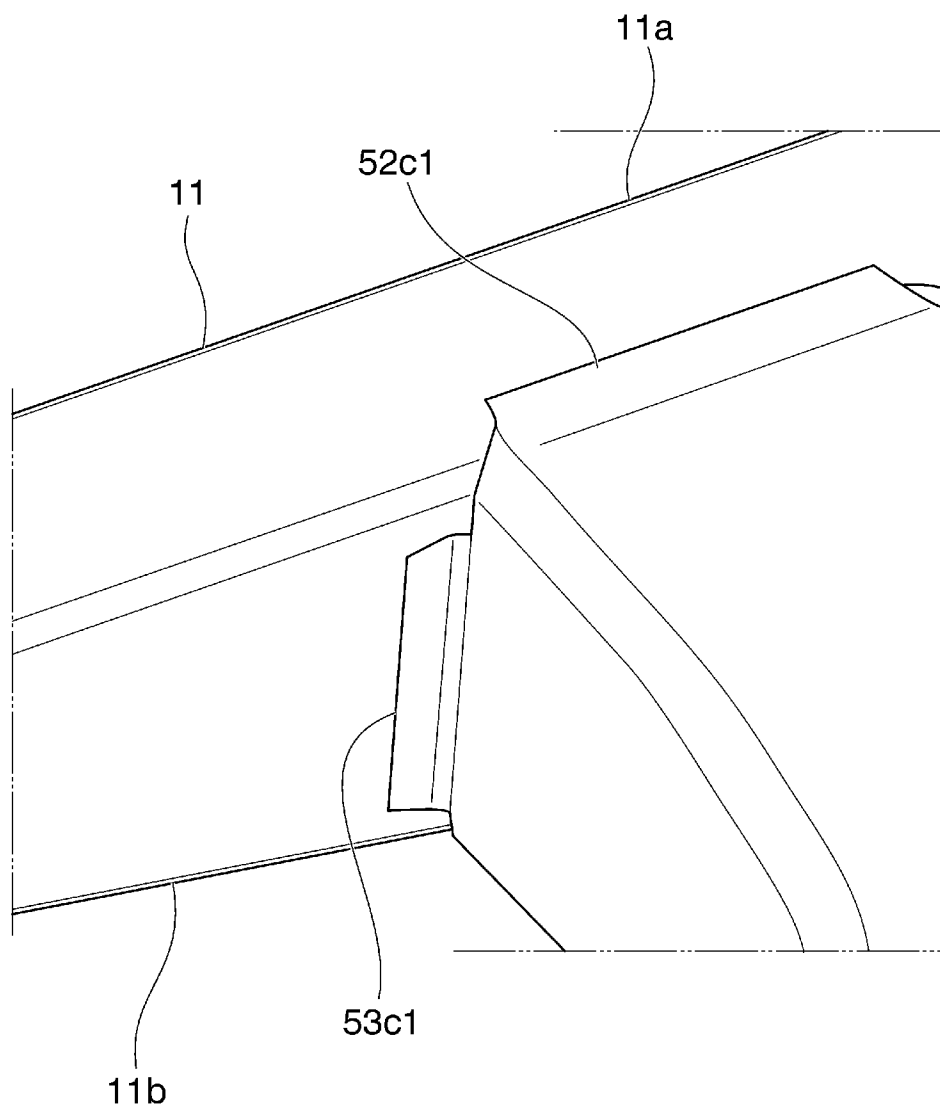
[図7]



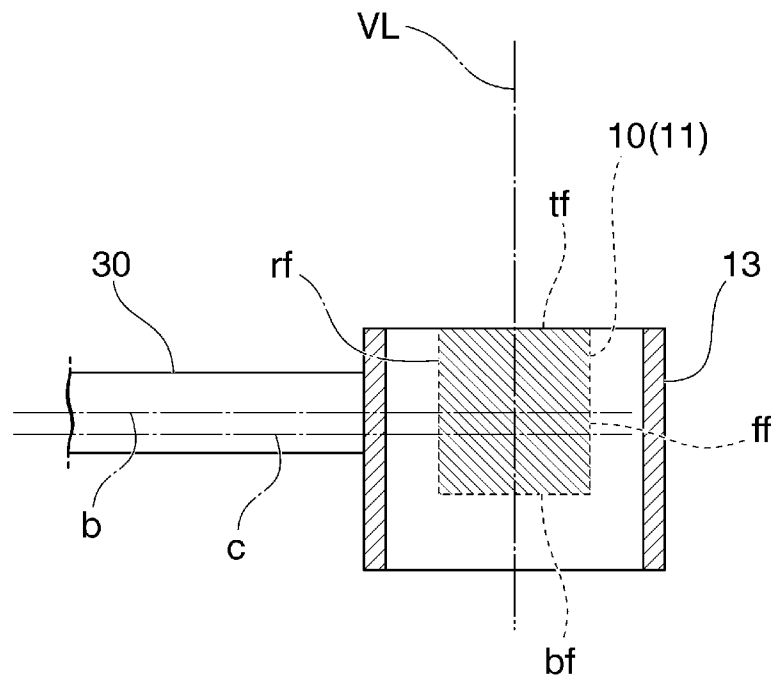
[図8]



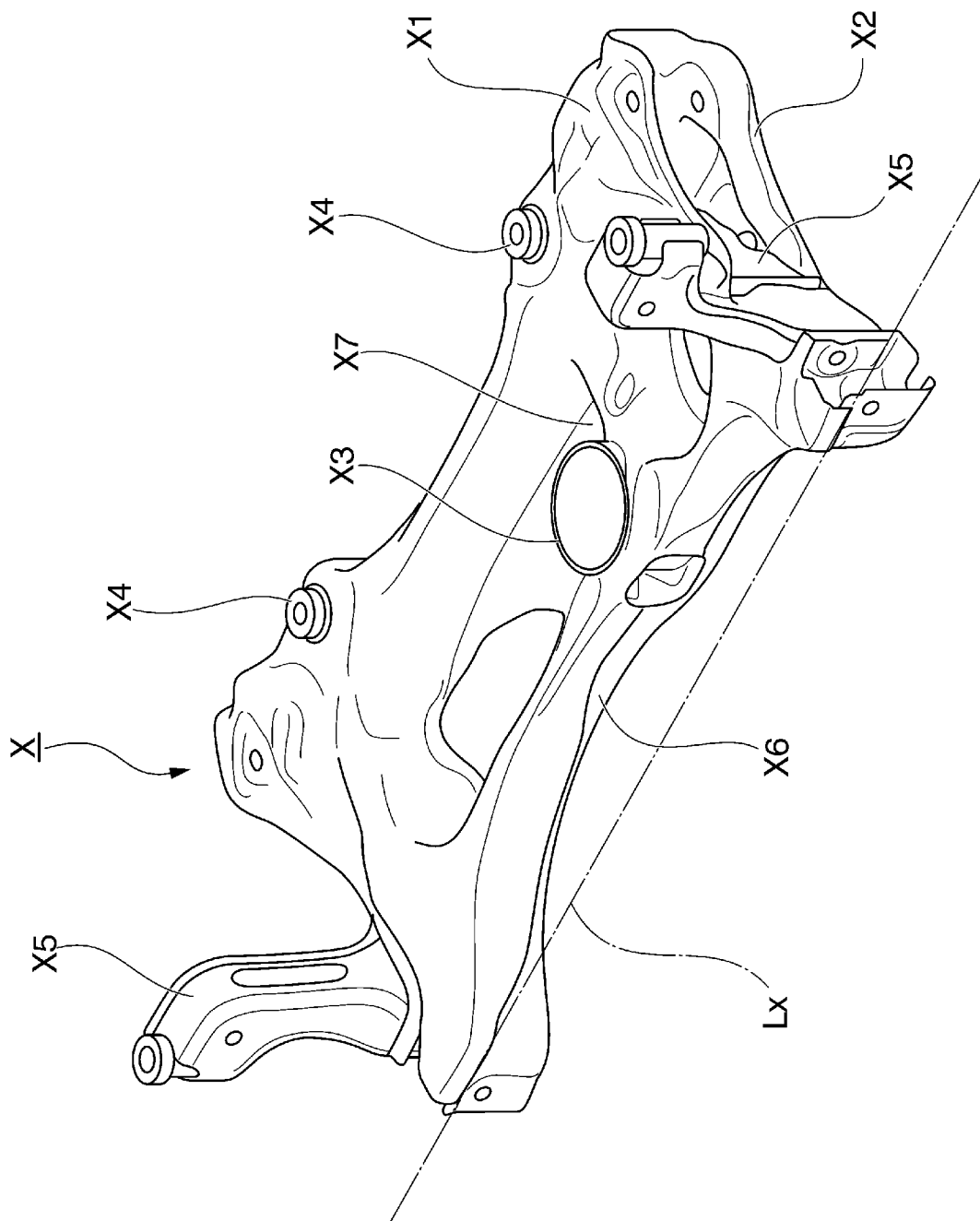
[図9]



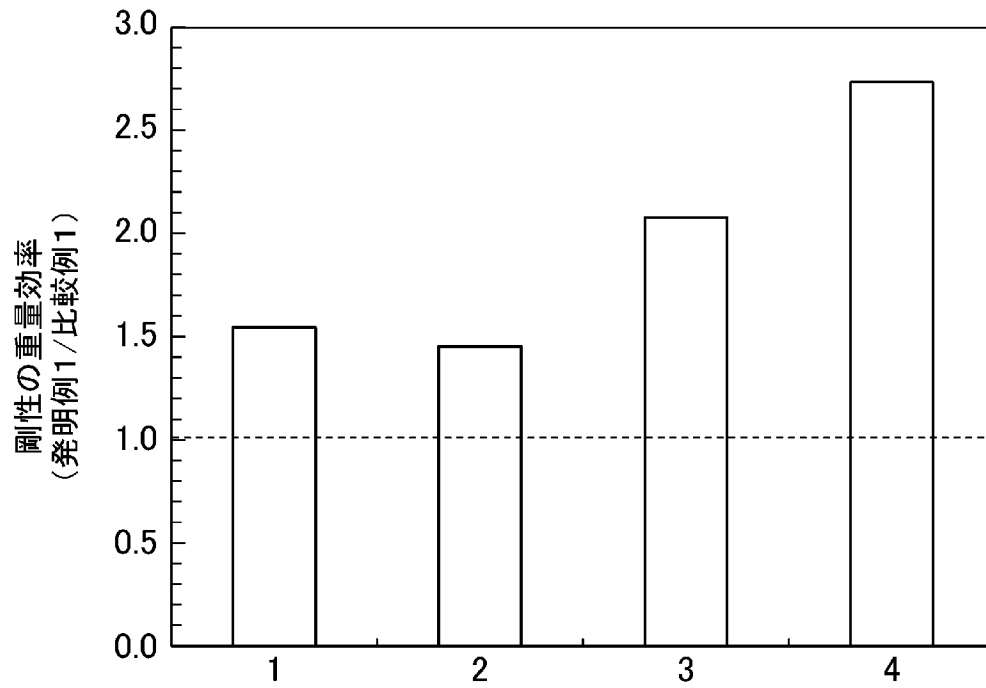
[図11]



[図12]

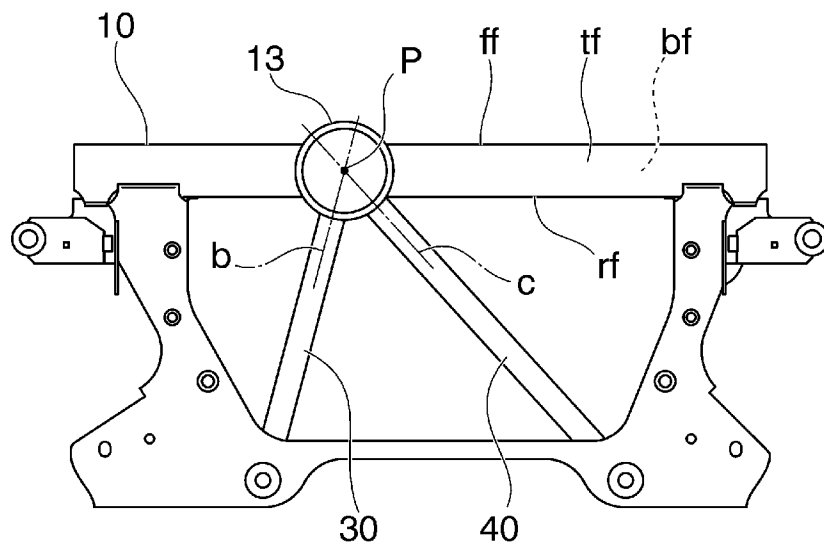


[図13]

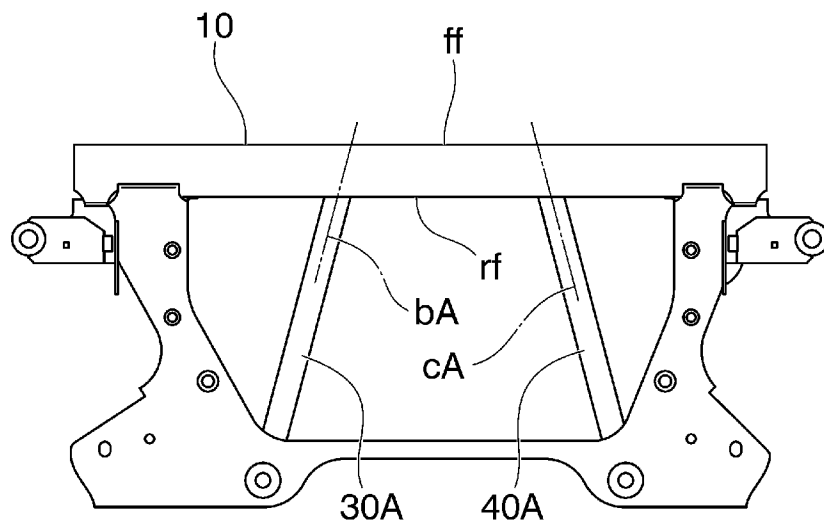


1	左右のロアアームからの内向きの横力に対する剛性の重量効率
2	左右のロアアームからの一方向に沿った横力に対する剛性の重量効率
3	左右のロアアームからの車体後方に向かう力に対する剛性の重量効率
4	エンジンマウントからの車体後方に向かう力に対する剛性の重量効率

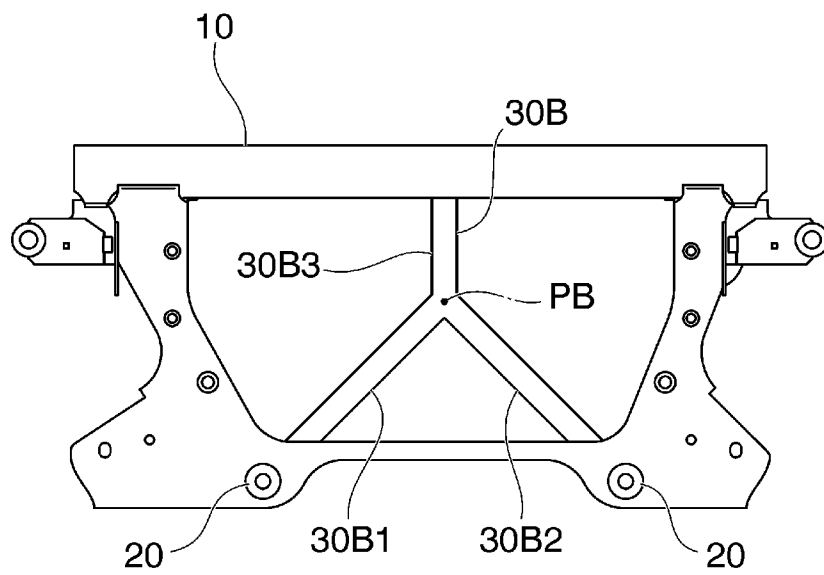
[図14A]



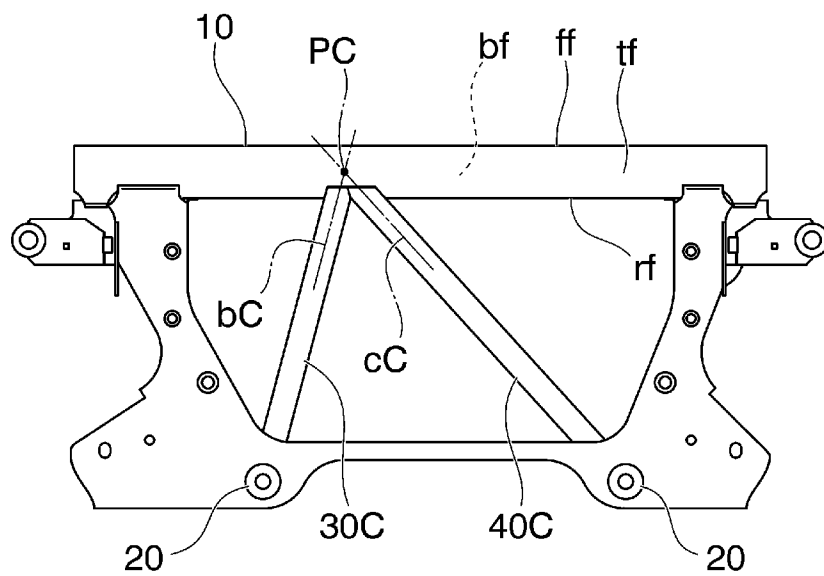
[図14B]



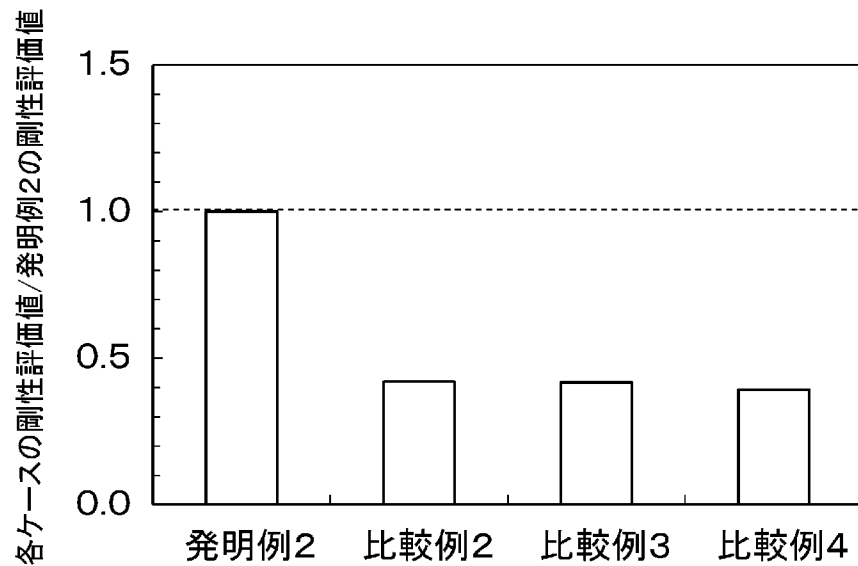
[図14C]



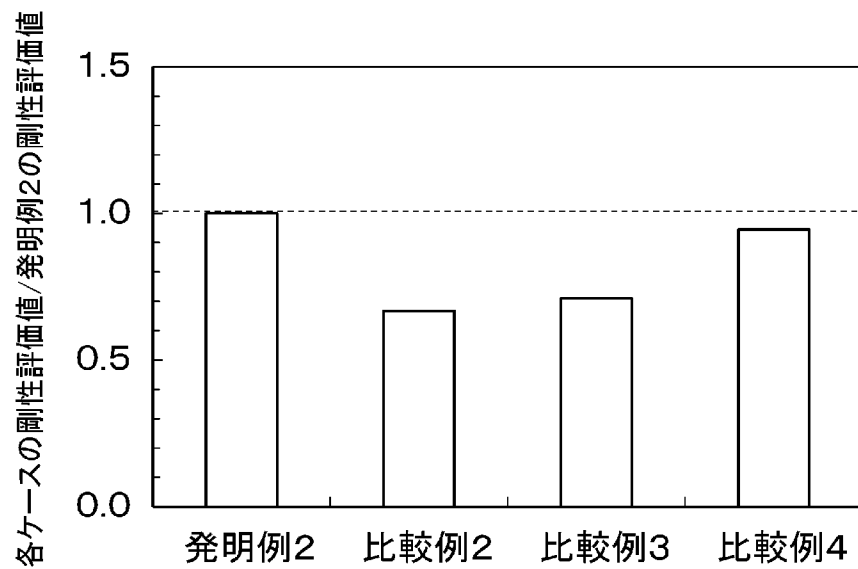
[図14D]



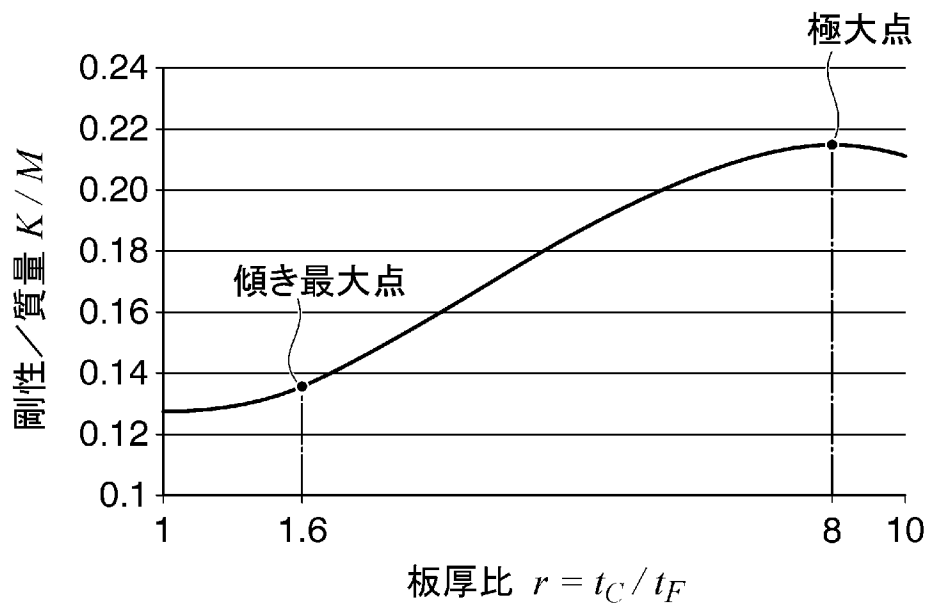
[図15]



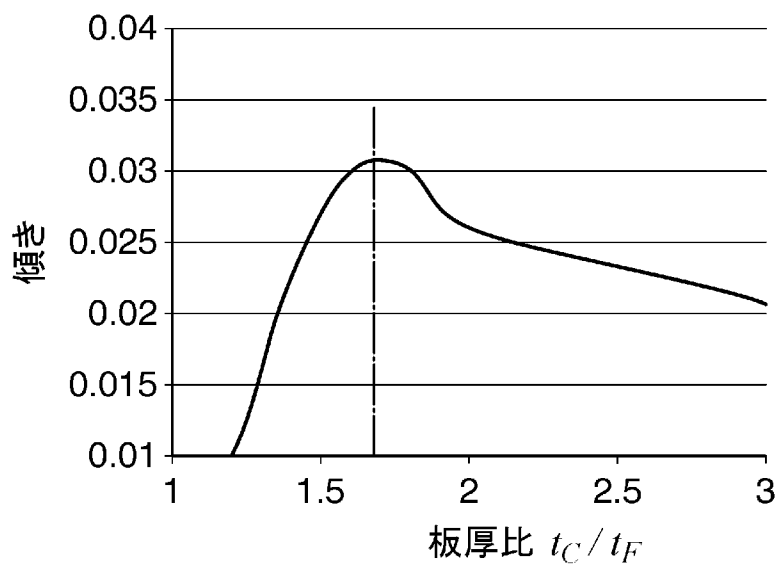
[図16]



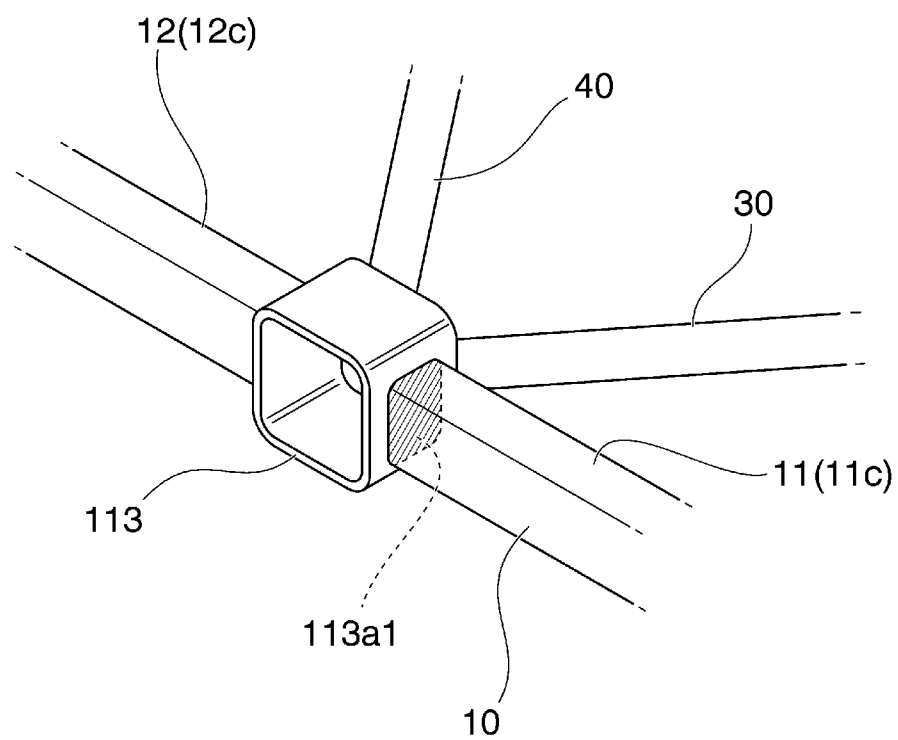
[図17A]



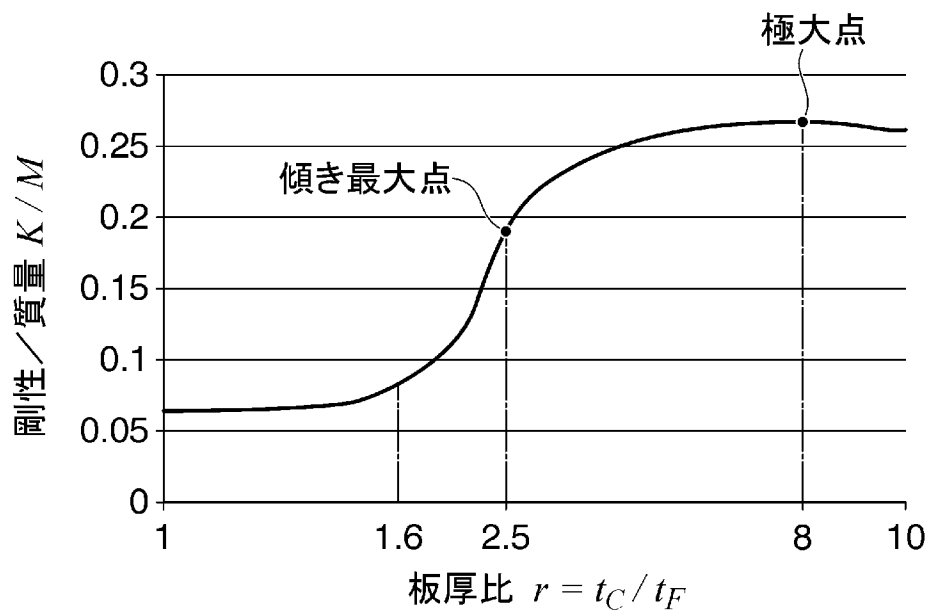
[図17B]



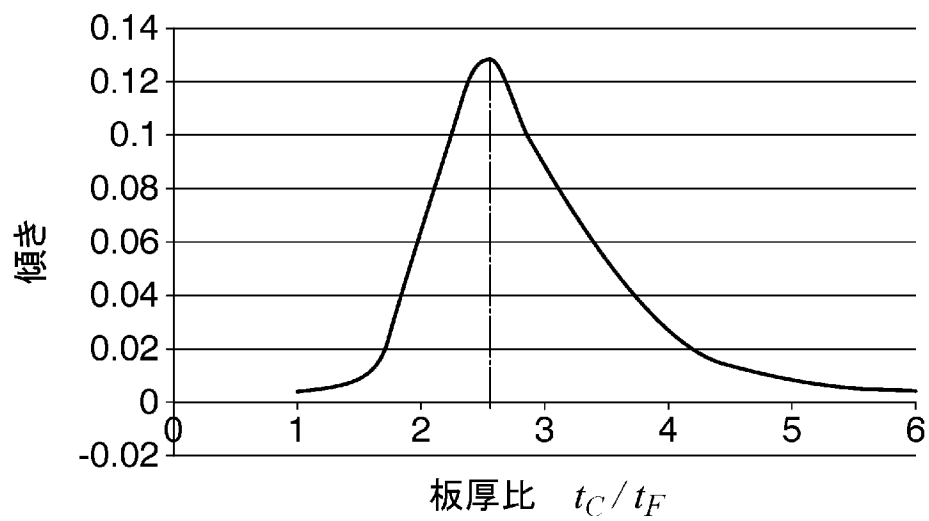
[図18]



[図19A]



[図19B]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2020/009258

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B62D 21/00 (2006.01) i

FI: B62D21/00 A

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)

B62D17/00-25/08, B62D25/14-29/04

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 1971-2020

Registered utility model specifications of Japan 1996-2020

Published registered utility model applications of Japan 1994-2020

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2014-94588 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 22.05.2014 (2014-05-22)	1-10
A	JP 2013-159223 A (MAZDA MOTOR CORPORATION) 19.08.2013 (2013-08-19)	1-10
A	JP 2009-61879 A (NISSAN MOTOR CO., LTD.) 26.03.2009 (2009-03-26)	1-10
A	CN 204548233 U (SHANGHAI SAISAI RACING CAR CLUB CO., LTD.) 12.08.2015 (2015-08-12)	1-10
A	CN 204567767 U (ANHUI TECHNICAL COLLEGE OF MECHANICAL AND ELECTRICAL ENGINEERING) 19.08.2015 (2015-08-19)	1-10

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"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

"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
21 May 2020 (21.05.2020)

Date of mailing of the international search report
09 June 2020 (09.06.2020)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
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/JP2020/009258

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
JP 2014-94588 A	22 May 2014	US 2014/0125030 A1 CN 103802890 A	
JP 2013-159223 A	19 Aug. 2013	(Family: none)	
JP 2009-61879 A	26 Mar. 2009	(Family: none)	
CN 204548233 U	12 Aug. 2015	(Family: none)	
CN 204567767 U	19 Aug. 2015	(Family: none)	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） B62D 21/00(2006.01)i FI: B62D21/00 A														
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）） B62D17/00-25/08 , B62D25/14-29/04 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 <table border="0"> <tr> <td>日本国実用新案公報</td> <td>1922 - 1996年</td> </tr> <tr> <td>日本国公開実用新案公報</td> <td>1971 - 2020年</td> </tr> <tr> <td>日本国実用新案登録公報</td> <td>1996 - 2020年</td> </tr> <tr> <td>日本国登録実用新案公報</td> <td>1994 - 2020年</td> </tr> </table> 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）			日本国実用新案公報	1922 - 1996年	日本国公開実用新案公報	1971 - 2020年	日本国実用新案登録公報	1996 - 2020年	日本国登録実用新案公報	1994 - 2020年				
日本国実用新案公報	1922 - 1996年													
日本国公開実用新案公報	1971 - 2020年													
日本国実用新案登録公報	1996 - 2020年													
日本国登録実用新案公報	1994 - 2020年													
C. 関連すると認められる文献														
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号												
A	JP 2014-94588 A（トヨタ自動車株式会社）22.05.2014（2014 - 05 - 22）	1-10												
A	JP 2013-159223 A（マツダ株式会社）19.08.2013（2013 - 08 - 19）	1-10												
A	JP 2009-61879 A（日産自動車株式会社）26.03.2009（2009 - 03 - 26）	1-10												
A	CN 204548233 U（SHANGHAI SAISAI RACING CAR CLUB CO., LTD.）12.08.2015（2015 - 08 - 12）	1-10												
A	CN 204567767 U（ANHUI TECHNICAL COLLEGE OF MECHANICAL AND ELECTRICAL ENGINEERING）19.08.2015（2015 - 08 - 19）	1-10												
☐ 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。														
<table border="0"> <tr> <td>* 引用文献のカテゴリー</td> <td>“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</td> </tr> <tr> <td>“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</td> <td>“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</td> </tr> <tr> <td>“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</td> <td>“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</td> </tr> <tr> <td>“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）</td> <td>“&” 同一パテントファミリー文献</td> </tr> <tr> <td>“O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献</td> <td></td> </tr> <tr> <td>“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</td> <td></td> </tr> </table>			* 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	“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	“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	“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	“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）	“&” 同一パテントファミリー文献	“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	
* 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	“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													
“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	“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													
“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）	“&” 同一パテントファミリー文献													
“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 21.05.2020	国際調査報告の発送日 09.06.2020													
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） 林 政道 3D 3729 電話番号 03-3581-1101 内線 3341													

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/JP2020/009258

引用文献			公表日	パテントファミリー文献			公表日
JP	2014-94588	A	22.05.2014	US	2014/0125030	A1	
				CN	103802890	A	
JP	2013-159223	A	19.08.2013	(ファミリーなし)			
JP	2009-61879	A	26.03.2009	(ファミリーなし)			
CN	204548233	U	12.08.2015	(ファミリーなし)			
CN	204567767	U	19.08.2015	(ファミリーなし)			