

(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
2016 年 7 月 21 日(21.07.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/114076 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 14/24 (2006.01) *F04C 2/344* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/085738
- (22) 国際出願日: 2015 年 12 月 22 日(22.12.2015)
- (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 2015-004311 2015 年 1 月 13 日(13.01.2015) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.)
[JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5
2 0 番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 熊坂 悟多(KUMASAKA, Norikazu); 〒
2438510 神奈川県厚木市恩名 4 丁目 7 番 1 号
日立オートモティブシステムズ株式会社内
Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 小野 新次郎, 外(ONO, Shinjiro et al.); 〒
1000004 東京都千代田区大手町二丁目 2 番 1 号
新大手町ビル 2 0 6 区 ユアサハラ法律特許事
務所 Tokyo (JP).

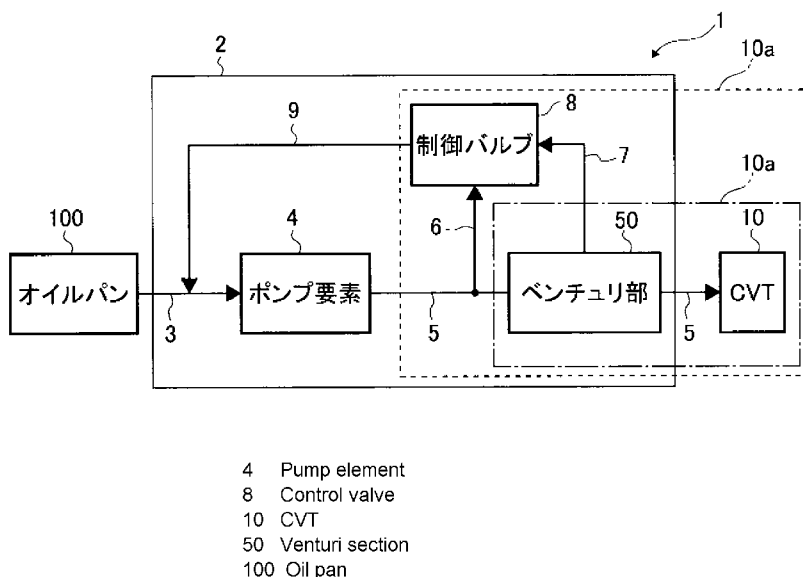
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, 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
ロシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨー
ロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR),
OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: PUMP DEVICE FOR USE IN AUTOMATIC TRANSMISSION, OR PUMP DEVICE

(54) 発明の名称: 自動変速機用ポンプ装置またはポンプ装置



(57) Abstract: Provided is a pump device capable of minimizing a decline in pump efficiency. A pump device equipped with: a venturi section provided partway along a discharge channel, and having a small-diameter section having a smaller inner diameter than the inner diameter of the discharge channel from the discharge port to the venturi section, and a gradually increasing inner-diameter section formed in a manner such that the inner diameter thereof gradually increases from the small-diameter section toward the downstream side of the discharge channel; and a control valve to which the pressure inside the venturi section and on the upstream side of the venturi section is introduced, and which controls the flow of a working fluid supplied to an automatic transmission by switching the working fluid channel on the basis of the difference in the pressure inside the venturi section (50) and on the upstream side of the venturi section.

(57) 要約: ポンプの効率の低下を抑制できるポンプ装置を提供する。

ポンプ装置は、吐出通路の途中に設けられたベンチュリ部であって、吐出口からベンチュリ部までの吐出通路の内径よりも小さい内径を有する小径部と、小径部から吐出通路の下流側に向かって内径が徐々に増大するように形成された内径漸増部と、を有するベンチュリ部と、ベンチュリ部の上流側およびベンチュリ部の中との差圧に基づき作動液の流路を切り替えることにより、自動変速機に供給される作動液の流量を制御する制御バルブと、を備える。

WO 2016/114076 A1

明 細 書

発明の名称：自動変速機用ポンプ装置またはポンプ装置

技術分野

[0001] 本発明は、ポンプ装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、制御バルブを有するポンプ装置が知られている。制御バルブは、ポンプ装置が機器に供給する作動液の流量を制御する。例えば特許文献１に記載のポンプ装置は、吐出する流量に応じて差圧を発生させる。制御バルブは、上記差圧に基づき作動液の流路を切り替えることで、上記流量を制御する。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献１：特開２０１０－１４０７４号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかし、従来のポンプ装置は、差圧を発生させるためにオリフィスを用いている。このため、ポンプの効率が低下するおそれがあった。本発明の目的は、ポンプの効率の低下を抑制できるポンプ装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0005] 上記目的を達成するため、本発明の一実施形態では、差圧を発生させるために、吐出通路の途中に設けられ、小径部から吐出通路の下流側に向かって内径が徐々に増大するベンチュリ部を有する。

[0006] よって、ポンプの効率の低下を抑制できる。

図面の簡単な説明

[0007] [図１]実施例１のポンプ装置が適用される液圧系統の構成を示す。

[図２]実施例１のポンプ装置の構成の概略を示す。

[図3]実施例1のポンプハウジングを駆動軸の軸心に対して直交する平面で切った部分断面を示す。

[図4]図3のA-A視断面を示す。

[図5]実施例1のベンチュリ形成ブロックを軸方向一方側から見た図である。

[図6]上段は、実施例1のベンチュリ部の近傍における吐出通路を模式的に示す。下段は、上段における各部位と対応付けた圧力の変化を示す。

[図7]上段は、比較例のオリフィスの近傍における吐出通路を模式的に示す。下段は、上段における各部位と対応付けた圧力の変化を示す。

[図8]実施例1の流量と差圧との関係を示すグラフである。実線で実施例1を示し、一点鎖線で比較例を示す。

[図9]実施例1の狭角と圧力損失比との関係を示す。

[図10]上段は、実施例1において大径部をベンチュリ部の上流に設けた吐出通路を模式的に示す。下段は、上段における各部位と対応付けた圧力の変化を示す。

[図11]上段は、実施例1において内径漸増部の下流側に段差部分（後方部）を有する吐出通路を模式的に示す。下段は、上段における各部位と対応付けた圧力の変化を示す。

[図12]図11のL0に対するLの割合 $L/L0$ と、圧力損失比との関係を示す。

[図13]実施例2のベンチュリ形成ブロックをベンチュリ部の軸心を通る平面で切った断面を示す。

[図14]実施例4のポンプハウジングを駆動軸の軸心が延びる方向からみた図である。

[図15]図14のB-B視断面を示す。

[図16]実施例6のポンプ装置の構成の概略を示す。

[図17]実施例6のポンプハウジングを駆動軸の軸心を含む平面で切った部分断面を示す。

発明を実施するための形態

[0008] 以下、本発明のポンプ装置を実施するための形態を、図面に示す実施例に

基づいて説明する。

[0009] [実施例 1]

まず、構成を説明する。図 1 は、ポンプ装置 1 が適用される液压系統の構成を示す。ポンプ装置 1 は、自動車の車両へ搭載される。ポンプ装置 1 は、車両へ搭載される他の機器（車両搭載機器）に作動液を供給する作動液供給源である。ポンプ装置 1 が作動液を供給する車両搭載機器は、自動変速機である。自動変速機は、無段変速機、具体的にはベルト式の連続可変トランスミッション（以下、CVTという。）10である。作動液はATF（オートマチック・トランスミッション・フルード）である。ポンプ装置 1 は、原動機としての内燃機関により駆動され、オイルパン100から作動液を吸入し、吐出する。オイルパン100として例えばCVT10のものを利用できる。CVT10のコントロールバルブ内には、CVTコントロールユニットにより制御される各種のバルブが設けられている。ポンプ装置 1 から吐出された作動液は、コントロールバルブを介してCVT10の各部（プライマリプーリ、セカンダリプーリ、フォワードクラッチ、リバースブレーキ、トルクコンバータ、潤滑・冷却系等）に供給される。

[0010] ポンプ装置 1 は、ポンプハウジング 2、ポンプ要素 4、ベンチュリ部 50、および制御バルブ 8 を有する。ポンプハウジング 2 は、ポンプ要素 4 と、制御バルブ 8 と、ベンチュリ部 50 とを収容する。ポンプハウジング 2 には、作動液が流通する通路として、吸入通路 3 と、吐出通路 5 と、高圧通路 6 と、中圧通路 7 と、戻り通路 9 とが設けられている。吸入通路 3 は、オイルパン 100 とポンプ要素 4 とを接続する。吐出通路 5 は、ポンプ要素 4 と CVT10 とを接続する。吐出通路 5 上にはベンチュリ部 50 が設けられている。ベンチュリ部 50 は、吐出通路 5 の途中に設けられた絞り部である。高圧通路 6 は、吐出通路 5 におけるベンチュリ部 50 よりもポンプ要素 4 の側（以下、上流側という。）と制御バルブ 8 とを接続する。中圧通路 7 は、ベンチュリ部 50 と制御バルブ 8 とを接続する。戻り通路 9 は、制御バルブ 8 と吸入通路 3 （オイルパン 100）とを接続する。ポンプハウジング 2 には駆動軸 40 が軸支される。駆動軸 4

0は内燃機関のクランクシャフトにより駆動される。ポンプ要素4は、駆動軸40によって回転駆動される。ポンプ要素4は、オイルパン100から吸入通路3を介して作動液を吸入する。ポンプ要素4は、作動液を吐出通路5へ吐出し、吐出通路5を介してCVT10へ供給する。制御バルブ8には、高压通路6を介して、ベンチュリ部50よりも上流側の比較的高い圧力（以下、高压という。）が導入される。また、制御バルブ8には、中圧通路7を介して、ベンチュリ部50の中の比較的低い圧力（中程度の圧力。以下、中圧という。）が導入される。制御バルブ8は、ベンチュリ部50よりも上流側の圧力とベンチュリ部50の中の圧力との差（差圧）に基づき、作動液の流路を切り替える。これにより、ポンプ要素4がCVT10に供給する作動液の流量を制御する。

[0011] 図2は、ポンプ装置1の構成の概略を示す。ポンプハウジング2から取り出した状態のポンプ要素4を、駆動軸40の軸心（回転軸）0に対して直交する平面で切った断面を示す。制御バルブ8をその軸心を通る平面で切った部分断面を示す。各通路3等を模式的に描く。作動液の流れる方向を一点鎖線の矢印で示す。図3は、ポンプハウジング2を、軸心0に対して直交する平面で切った部分断面を示す。図4は、図3のA-A視断面を示す。以下、説明の便宜上、直交座標系を設定する。図3の左右方向にx軸を設け、右側を正とする。図3の紙面内の上下方向にy軸を設け、上側を正とする。図3の紙面に垂直な方向にz軸を設け、紙面の手前側を正とする。駆動軸40（軸心0）はz軸方向に延びる。ポンプハウジング2は、ポンプハウジング本体20とベンチュリ形成ブロック21を有する。ポンプハウジング本体20は、金属材料で形成される。ポンプハウジング本体20には、上記各通路3等のほか、吸入口230と吐出口231が形成される。ベンチュリ形成ブロック21は、樹脂材料で形成される。ベンチュリ形成ブロック21は、ポンプハウジング本体20とは別の部材である。

[0012] ポンプハウジング本体20は、リアボディ22とサイドプレート23とフロントボディを有する。リアボディ22には、収容凹部220、第1孔221、第2孔222、第3孔223、第4孔224、第5孔225、吐出圧室226、バルブ収容孔227、ベンチ

ユリ形成ブロック収容孔228、および軸受保持孔が形成される。収容凹部220は有底円筒状である。収容凹部220はz軸方向に延びてリアボディ22のz軸正方向側に開口する。収容凹部220の内周面には、半円筒状の第1溝部（図外）と第2溝部（図外）が、z軸方向に延びるように設けられている。第2溝部は収容凹部220の軸心を挟んで第1溝部と反対側に設けられる。軸受保持孔（図外）は、有底円筒状である。軸受保持孔はz軸方向に延びて収容凹部220のz軸負方向側の底部に開口する。軸受保持孔の内周には、軸受が設置される。軸受の内周側には駆動軸40のz軸負方向端部が挿入され、回転自在に設置される。吐出圧室226は、収容凹部220の上記底部に設けられた有底の凹部であり、上記底部に開口する。

[0013] 第1孔221は、リアボディ22のx軸負方向側かつz軸負方向側をy軸方向に延びる。リアボディ22のy軸負方向側における第1孔221の開口は、栓部材221aにより封止される。第1孔221はy軸方向およびz軸方向から見て吐出圧室226と部分的に重なるように形成され、吐出圧室226に接続する。バルブ収容孔227は略円筒状であり、リアボディ22のy軸正方向側かつz軸負方向側をx軸方向に延びる。すなわちバルブ収容孔227の長手方向（x軸方向）は、軸心0の方向（z軸方向）に対し直交する。バルブ収容孔227のx軸正方向端は、リアボディ22の外表面に開口する。この開口は栓部材227aにより封止される。バルブ収容孔227のx軸負方向端は、第1孔221のy軸正方向端に接続する。バルブ収容孔227のx軸負方向寄りには、第5孔225の一端が開口する。第5孔225の他端はリアボディ22の外表面に開口する。

[0014] ベンチュリ形成ブロック収容孔228は略円筒状であり、リアボディ22のz軸負方向側をx軸方向に延びる。すなわちベンチュリ形成ブロック収容孔228の長手方向（x軸方向）は、バルブ収容孔227の長手方向に対し略平行であると共に、軸心0の方向（z軸方向）に対し直交する。ベンチュリ形成ブロック収容孔228のx軸負方向側は、第1孔221と交差するように形成され、第1孔221に接続する。また、ベンチュリ形成ブロック収容孔228のx軸負方向側は、y軸方向およびz軸方向から見て吐出圧室226と部分的に重なるように形成され

、吐出圧室226に接続する。ベンチュリ形成ブロック収容孔228のx軸負方向端は、リアボディ22の外表面に開口する。この開口は栓部材228aにより封止される。第2孔222は、ベンチュリ形成ブロック収容孔228と略同じ軸心上に設けられ、リアボディ22のx軸正方向側かつz軸負方向側をx軸方向に延びる。第2孔222のx軸負方向端は、ベンチュリ形成ブロック収容孔228のx軸正方向端に接続する。第2孔222の内径はベンチュリ形成ブロック収容孔228の内径よりも小さい。第3孔223は、リアボディ22のx軸正方向側かつz軸負方向側をz軸方向に延びる。第3孔223のz軸正方向端は、第2孔222のx軸正方向端に接続する。第3孔223のz軸負方向端は、リアボディ22の外表面に開口する。第4孔224は、バルブ収容孔227のx軸正方向側とベンチュリ形成ブロック収容孔228のx軸正方向側とを接続する。

[0015] サイドプレート23は円板状である。サイドプレート23には、軸収容孔（図外）が設けられる。軸収容孔は、サイドプレート23の中心部を貫通する。サイドプレート23の軸方向一方側の面には、1対の吸入口230a, 230bと、1対の吐出口231a, 231bが設けられる。1対の吸入口230a, 230bは、軸収容孔の周方向（以下、周方向という）に略円弧状に延びる溝であり、軸収容孔を挟んで互いに対向する位置に設けられる。1対の吐出口231a, 231bは、周方向に略円弧状に延びる溝であり、軸収容孔を挟んで互いに対向する位置に設けられる。吸入口230と吐出口231は、周方向で互い違いに並ぶ。サイドプレート23には、連通路（図外）が設けられている。連通路は、サイドプレート23を軸方向に貫通してその両側面を連通させる。第1連通路は吸入口230に開口する。第2連通路は吐出口231に開口する。サイドプレート23はリアボディ22の収容凹部220に設置される。サイドプレート23の上記一方側の面が収容凹部220の開口側（z軸正方向側）に面する。サイドプレート23の他方側の面が収容凹部220の底部に対向する。サイドプレート23の軸収容孔は、リアボディ22の軸受保持孔に対向する。サイドプレート23の第1連通路はリアボディ22の吸入通路3に接続する。各吸入口230は、第1連通路を介して吸入通路3に接続する。サイドプレート23の第2連通路はリアボディ22の吐出圧室226に接続す

る。各吐出口231は、第2連通路を介して吐出圧室226に接続する。

[0016] フロントボディ（図外）はポンプカバーである。フロントボディは、収容凹部220を封止するように、リアボディ22のz軸正方向側に固定される。フロントボディ24には、軸受保持孔が設けられる。軸受保持孔はz軸方向に延びる。軸受保持孔の内周には、軸受が設置される。軸受の内周側には駆動軸40のz軸正方向端部が挿入され、回転自在に設置される。

[0017] ベンチュリ形成ブロック21は、略円筒状である。ベンチュリ形成ブロック21の外周面の径（外径）は、ベンチュリ形成ブロック収容孔228の内周面の径（内径）と略等しい。ベンチュリ形成ブロック21には、ベンチュリ部50が形成される。ベンチュリ部50は、ベンチュリ形成ブロック21に型成形によって形成される絞り部である。ベンチュリ形成ブロック21は、ベンチュリ部50が形成された後、ポンプハウジング本体20に接合される。図3および図4では、ベンチュリ部50の長手方向に沿った軸線（軸心）を通る平面でベンチュリ形成ブロック21を切った断面が示される。図5は、ベンチュリ形成ブロック21を、ベンチュリ部50の軸心が延びる方向から（x軸負方向側から）見た図である。以下、ベンチュリ部50の軸心が延びる方向を軸方向といい、軸心の周り方向を周方向という。ベンチュリ形成ブロック21は、内径漸減部210と、ベンチュリ部50と、連通孔213と、第1連通溝214と、第2連通溝215とを有する。ベンチュリ部50は、小径部51と、内径漸増部52とを有する。

[0018] 内径漸減部210は、ベンチュリ形成ブロック21の内周側に軸方向に延びるように設けられ、ベンチュリ形成ブロック21の軸方向一方側の端面に開口する。内径漸減部210は、軸方向一方側から軸方向他方側（吐出通路5の下流側）に向って先細りとなるテーパ部であり、軸方向他方側に向かって内径が徐々に減少するように形成されている。内径漸減部210の軸方向一方側端の内径は、ベンチュリ形成ブロック収容孔228の内径よりも小さい。小径部51は、ベンチュリ形成ブロック21の内周側に設けられ、軸方向に延びる。小径部51の軸方向一方側端は内径漸減部210の軸方向他方側端に接続する。小径部51の内径は、内径漸減部210の軸方向他方側端の内径と略等しく、軸方向で一定である。

。

[0019] 内径漸増部52は、ベンチュリ形成ブロック21の内周側に軸方向に延びるように設けられる。内径漸増部52の軸方向一方側端は小径部51の軸方向他方側端に接続し、内径漸増部52の軸方向他方側端はベンチュリ形成ブロック21の軸方向他方側の端面に開口する。内径漸増部52は、軸方向他方側から軸方向一方側（吐出通路5の上流側）に向かって先細りとなるテーパ部であり、軸方向一方側から軸方向他方側（吐出通路5の下流側）に向かって内径が徐々に増大するように形成されている。内径漸増部52の軸方向他方側端の内径は、第2孔222の内径よりも若干小さい。ベンチュリ形成ブロック21は、内径漸増部52の内壁で挟まれた狭角 θ （ベンチュリ部50の軸心に対し直交する方向から見て内壁で挟まれる角度のうち180度以下であるほう）が60度以下、具体的には略15度となるように形成される。

[0020] 連通孔213は、ベンチュリ形成ブロック21の内部に形成され、ベンチュリ形成ブロック21の径方向に延びる径方向孔である。連通孔213は複数（4つ）設けられており、周方向で互いに略等間隔に並ぶ。連通孔213は、軸方向において小径部51と重なる位置に設けられる。連通孔213の径方向内側端は小径部51に開口する。第1連通溝214は、ベンチュリ形成ブロック21の外周面に形成され、周方向に延びる周方向溝である。第1連通溝214は、軸方向において小径部51および連通孔213と重なる位置に設けられる。第1連通溝214（の底部）には連通孔213の径方向外側端が開口する。第2連通溝215は、ベンチュリ形成ブロック21の外周面に形成され、軸方向に延びる軸方向溝である。第2連通溝215の軸方向一方側端は、第1連通溝214に接続する。第2連通溝215の軸方向他方側端は、ベンチュリ形成ブロック21の軸方向他方側の端面の近傍に位置する。

[0021] ベンチュリ形成ブロック21は、ベンチュリ部50が形成された後、図3および図4に示すように、ポンプハウジング本体20（リアボディ22のベンチュリ形成ブロック収容孔228）に接合される。ベンチュリ形成ブロック21（ベンチュリ部50）の軸心はx軸方向に延びる。ベンチュリ形成ブロック21の上記軸

方向一方側が x 軸負方向側となり、ベンチュリ形成ブロック21の上記軸方向他方側が x 軸正方向側となる。ベンチュリ形成ブロック21の軸方向他方側の（内径漸増部52が開口する）端面は、ベンチュリ形成ブロック收容孔228の x 軸正方向側の（第2孔222が開口する）端面に当接する。ベンチュリ形成ブロック21における第2連通溝215の上記軸方向他方側端は、ベンチュリ形成ブロック收容孔228における第4孔224の開口に接続する。なお、ベンチュリ形成ブロック21の外周面において、第4孔224の開口に径方向で対向する軸方向位置に、第2連通溝215の軸方向他方側端に接続すると共に周方向に延びる第3連通溝を設けてもよい。この場合、第2連通溝215の軸方向他方側端と第4孔224の開口とが第3連通溝を介して接続するため、ベンチュリ形成ブロック收容孔228の軸心の周りにおけるベンチュリ形成ブロック21の回転方向位置を調節する必要がなくなる。

[0022] ポンプ要素4は、リアボディ22における收容凹部220の内周と、サイドプレート23の z 軸正方向側の面と、フロントボディの z 軸負方向側の面とにより囲まれる空間内に收容される。すなわち、上記空間がポンプ要素收容部として機能する。上記空間には駆動軸40が設置され、ポンプ要素4は、駆動軸40の周りに複数個のポンプ室400を形成する。図2に示すように、ポンプ要素4はベーンポンプ式であり、ロータ41とベーン42のセットを有する。ロータ41は、ポンプ要素收容部内に設けられ、セレーションにより駆動軸40に連結される。ロータ41は駆動軸40により回転駆動され、駆動軸40の回転に伴い回転する。ロータ41には複数（10個）のスリット410（径方向に延びる溝）が放射状に設けられる。スリット410はロータ41の外周面に開口する。複数のスリット410はロータ41の周方向に略等間隔に設けられる。各スリット410にはベーン42が設置される。ベーン42は略矩形状の板部材（羽根）である。ベーン42は、スリット410から出たりスリット410の内側に入ったりすることが可能（出没自在）に設けられている。

[0023] カムリング43は円環状である。カムリング43の外周は收容凹部220の内周に嵌合する。カムリング43の中心（軸心）は軸心0と略一致する。カムリング43

の内周面は、 z 軸方向に延びる筒状であり、 z 軸方向から見て略楕円形である。カムリング43の外周面には、半円筒状の第1溝部431と第2溝部432が設けられる。第2溝部432はカムリング43の軸心0を挟んで第1溝部431と反対側に設けられる。收容凹部220の上記第1溝部とカムリング43の第1溝部431との間に、第1ピン451が嵌合して設置される。收容凹部220の上記第2溝部とカムリング43の第2溝部432との間に、第2ピン452が嵌合して設置される。各ピン451, 452はポンプハウジング本体20に固定される。ピン451, 452はポンプハウジング2に対するカムリング43の回転を抑制する。カムリング43は、ポンプ要素收容部内にロータ41を囲んで配置される。カムリング43は、ロータ41およびベーン42と共に、複数のポンプ室400を形成する。すなわち、サイドプレート23およびフロントボディ24は、カムリング43およびロータ41の軸方向側面に配置される。カムリング43の内周面とロータ41の外周面との間の空間は、その軸方向両側がサイドプレート23およびフロントボディ24により封止される一方、複数のベーン42によって、複数（10個）のポンプ室（容積室）400に区画される。

[0024] 説明の便宜上、図2に示すように、カムリング43の略楕円形である内周面の長軸方向に X 軸をとり、短軸方向に Y 軸をとる。ロータ41は図2の反時計回り方向に回転する。カムリング43の軸心0から X 軸負方向側に向かうにつれて、また、軸心0から X 軸正方向側に向かうにつれて、ロータ41の外周面とカムリング43の内周面との間の径方向距離（ポンプ室400の径方向寸法）が大きくなる。この距離の変化に応じ、ベーン42がスリット410から出没することで、各ポンプ室400が隔成される。軸心0から X 軸負方向側に向かうに応じて、また、軸心0から X 軸正方向側に向かうに応じて、ポンプ室400の容積が大きくなる。このポンプ室400の容積の差異により、軸心0よりも Y 軸正方向側では、ロータ41が回転する（ポンプ室400が X 軸負方向側に向かう）につれて、軸心0より X 軸正方向側でポンプ室400の容積が縮小する一方、軸心0より X 軸負方向側でポンプ室400の容積が増大する。軸心0よりも Y 軸負方向側では、ロータ41が回転する（ポンプ室400が X 軸正方向側に向かう）につれて、軸心0より X 軸負方

向側でポンプ室400の容積が縮小する一方、軸心0よりX軸正方向側でポンプ室400の容積が増大する。

[0025] このように、ポンプ室400は軸心0の周りを反時計回り方向に回転しつつ周期的に拡張縮小する。吸入口230は、X軸負方向側かつY軸正方向側の領域、および、X軸正方向側かつY軸負方向側の領域に開口する。すなわち、吸入口230は、駆動軸40の回転に伴いポンプ室400の容積が増大する（言換えると、複数のポンプ室400のうち駆動軸40の回転に伴い容積が増大するポンプ室400が位置する）吸入領域に開口する。吐出口231は、X軸正方向側かつY軸正方向側の領域、および、X軸負方向側かつY軸負方向側の領域に開口する。すなわち、吐出口231は、駆動軸40の回転に伴いポンプ室400の容積が減少する（言換えると、複数のポンプ室400のうち駆動軸40の回転に伴い容積が減少するポンプ室400が位置する）吐出領域に開口する。ポンプ室400は、吸入領域で吸入口230から作動液を吸入し、吐出領域で吐出口231へ（上記吸入した）作動液を吐出する。1対の吸入口230a, 230bと1対の吐出口231a, 231bに対応して、駆動軸40の1回転あたりに吸入と吐出がそれぞれ2回行われる。両吐出口231の作動液は1箇所に集められる。カムリング43はポンプ要素収容部内で移動不可能に設けられる。すなわち、ポンプ要素4は、駆動軸40の1回転あたりの吐出量（以下、ポンプ容量という。）が一定である固定容量形である。なお、ポンプ要素4は、トロコイドポンプ式のインナロータ、アウトロータのセットでもよいし、その他のポンプ形式でもよい。

[0026] 制御バルブ8は、スプール弁体であり、バルブ収容孔227に収容される。制御バルブ8は、バルブ収容孔227内でx軸方向に変位（ストローク）可能である。制御バルブ8は、第1ランド部81、第2ランド部82、接続部83、スペーサ部84、および凹部85を有する。各ランド部81, 82は円柱状であり、その径は互いに略等しい。各ランド部81, 82の外周面の径は、バルブ収容孔227の内周面の径よりも僅かに小さい。制御バルブ8において、第1ランド部81はx軸負方向側に設けられ、第2ランド部82はx軸正方向側端に設けられる。第1ランド部81の外周面には、制御バルブ8の軸心の周り方向（以下、周方向と

いう。)に延びる周方向溝810が設けられる。第2ランド部82の外周面には周方向に延びる周方向溝820が複数設けられる。接続部83は、両ランド部81,82に挟まれてx軸方向に延びる円柱状である。接続部83の外周面の径は各ランド部81,82よりも小さい。スペーサ部84は、第1ランド部81からx軸負方向側に延びる棒状である。凹部85は有底円筒状であり、第2ランド部82の内部をx軸方向に延びる。凹部85は第2ランド部82のx軸正方向端面に開口する。

[0027] バルブ收容孔227の内部には、第1ランド部81のx軸負方向端面とバルブ收容孔227の内周面とに囲まれて、高压室86が画成される。第2ランド部82のx軸正方向端面とバルブ收容孔227の内周面と栓部材227aのx軸負方向端面とに囲まれて、中压室88が画成される。第1ランド部81と第2ランド部82との間であって接続部83の外周にドレン室89が画成される。中压室88内には、スプリング88が設置される。スプリング88はコイルスプリングである。スプリング88のx軸正方向端は栓部材227aにより保持される。スプリング88のx軸負方向側は制御バルブ8の凹部85の内側に保持される。スプリング88は、圧縮状態で設置される。スプリング88は、制御バルブ8をx軸負方向側に常時付勢する戻しばねである。バルブ收容孔227内における制御バルブ8のx軸負方向側への移動は、スペーサ部84のx軸負方向端がバルブ收容孔227のx軸負方向端面に当接することで、規制される。バルブ收容孔227内における制御バルブ8の移動に関わらず、高压室86に第1孔221が開口し、中压室88に第4孔224が開口する。

[0028] 次に、複数の通路3等の構成について説明する。サイドプレート23の各吐出口231は、リアボディ22の吐出圧室226を介して、第1孔221またはベンチュリ形成ブロック收容孔228に連通する。吐出圧室226と第1孔221またはベンチュリ形成ブロック收容孔228との接続部位、ベンチュリ形成ブロック收容孔228におけるベンチュリ形成ブロック21（内径漸減部210）よりもx軸負方向側、および内径漸減部210は、吐出口231（吐出圧室226）からベンチュリ部50（小径部51および内径漸増部52）までの吐出通路5、言換えるとベンチュリ部50の上流側の吐出通路5として機能する。小径部51の内径は、上記吐出通路5

の内径よりも小さく形成されている。ベンチュリ部50の内径漸増部52は、第2孔222および第3孔223を介して、リアボディ22の外部に連通する。第2孔222および第3孔223は、ベンチュリ部50からCVT10へ向う吐出通路5、言換えるとベンチュリ部50の下流側の吐出通路5として機能する。上記吐出通路5の内径は、内径漸増部52のx軸正方向端の内径よりも大きい。第1孔221におけるベンチュリ形成ブロック収容孔228との接続（交差）部位とバルブ収容孔227との接続部位との間は、ベンチュリ部50の上流側で吐出通路5から分岐して制御バルブ8の高圧室86に接続する、高圧通路6として機能する。ベンチュリ形成ブロック21の連通孔213、第1連通溝214、および第2連通溝215、並びにリアボディ22の第4孔224は、吐出通路5においてベンチュリ部50（小径部51）から分岐して制御バルブ8の中圧室88に接続する、中圧通路7（ベンチュリ部圧導入通路）として機能する。連通孔213は、ベンチュリ部圧導入孔として機能する。リアボディ22における第5孔225は、制御バルブ8のドレン室89からオイルパン100へ向う戻り通路9として機能する。

[0029] 図3、図4に示すように、ベンチュリ部50の長手方向（x軸方向）は、駆動軸40の軸心0が延びる方向（z軸方向）に対し略直交すると共に、制御バルブ8の長手方向（x軸方向）に対し略平行である。ベンチュリ部50は、その上流側が制御バルブ8の高圧室86と対向するように配置される。言換えると、ベンチュリ部50の上流側の吐出通路5と高圧室86とが、x軸方向で少なくとも部分的に重なる。より具体的には、ベンチュリ形成ブロック収容孔228におけるベンチュリ形成ブロック21よりもx軸負方向側と、（制御バルブ8がx軸負方向側に最も変位したときの）高圧室86とが、y軸方向から見て少なくとも部分的に重なる。

[0030] [作用]

次に、作用効果を説明する。図6の上段は、ベンチュリ部50の近傍における吐出通路5を模式的に示す。矢印は作動液の流れる方向を示す。ベンチュリ部50より上流側の吐出通路5における作動液の流速を u_1 とし、圧力を p_1 とする。小径部51における流速を u_2 とし、圧力を p_2 とする。ベンチュリ部50より下

流側の吐出通路5における流速を u_3 とし、圧力を p_3 とする。図6の下段は、上段における各部位と対応付けた圧力 p の変化を示す。小径部51の内径（断面積）は、ベンチュリ部50より上流側の吐出通路5の内径（断面積）よりも小さい。よって、 u_2 は u_1 よりも増加する。この流速の増加分は、流量に比例し、断面積の差に反比例する。ベルヌーイの定理により、流速の増加に応じて圧力が2次関数的に低下する。よって、 p_2 は p_1 よりも低下する。この圧力低下分は、流速の増加分、すなわち流量に応じたものとなる。このように、絞り部としてのベンチュリ部50（小径部51）は、流量に応じた差圧 $\Delta p = p_1 - p_2$ を発生する。ベンチュリ部50において、内径漸増部52の内径は、下流側に向うにつれて徐々に大きくなる。よって、内径漸増部52の流速は、下流側に向うにつれて徐々に減少する。流速の減少が緩やかであるため、エネルギーの損失が大きい。よって、内径漸増部52の圧力は、流速の減少に応じて、下流側に向うにつれて徐々に上昇する。ベンチュリ部50における下流側の内径がベンチュリ部50より上流側の吐出通路5の内径の近傍まで拡大すれば、流速は u_1 の近傍まで減少し、圧力は p_1 の近傍まで上昇（回復）する。このように、絞り部における下流側（内径漸増部52）の内径がなだらかに拡大することにより、エネルギーの大きな損失が抑制される。このため、絞り部の下流側において、絞り部より上流側と同程度まで流速が減少すると共に、絞り部より上流側と同程度まで圧力が回復する。

[0031] ベンチュリ部50の上流側の作動液（ p_1 ）は、高压通路6を介して高压室86に導入される。ベンチュリ部50の中（小径部51）の作動液（ p_2 ）は、中圧通路7を介して中圧室88に導入される。なお、ドレン室89は低压に保たれる（吸入通路3と同じく大気圧に開放される）。制御バルブ8には、高压室86の p_1 によるx軸正方向側への力 F_1 と、中圧室88の p_2 によるx軸負方向側への力 F_2 が作用する。また、制御バルブ8には、スプリング88によるx軸負方向側への力 F_3 が作用する。 F_1 と F_2 との差 $F_1 - F_2$ （差圧 Δp に対応する力）が F_3 を上回ると、制御バルブ8がx軸正方向側へ移動する。これにより高压室86と戻り通路9とが連通すると、ベンチュリ部50の上流側の吐出通路5から高压通路6（高

圧室86)へ導入される作動液が、戻り通路9を介して、吸入通路3(吸入口230の側)へ戻されるようになる。すなわち、制御バルブ8は、ベンチュリ部50の上流側と小径部51との差圧 Δp に基づき、作動液が吸入側へ還流するように流路を切り替える。作動液が吸入側へ還流するようになると、吐出通路5を介してCVT10へ供給される流量が必要な量に制限される。このように、ベンチュリ部50、高圧通路6、中圧通路7、制御バルブ8、戻り通路9は、ポンプ要素4の吐出流量を制御する制御部として機能する。

[0032] 従来のポンプ装置では、差圧を発生させる手段として、オリフィスが用いられてきた。オリフィスは、流路に例えば薄板の絞りを設けるだけという簡単な構造により形成することができる。オリフィスの上流と下流とで、流量に応じた圧力差が発生する。しかし、オリフィスでは絞りの出口で流れに乱れが生じ、エネルギーを損失することによってオリフィス下流の圧力が低下する。損失したエネルギーは熱や音等になって外部へ拡散してしまう。このため、ポンプの効率が低下してしまう。差圧を大きくすればするほど、ポンプの効率が低下する。以下、本実施例と同様のポンプ装置においてベンチュリ部50の代わりにオリフィス500を用いたものを比較例という。オリフィス500の出口における狭角 θ は、120~180度である。図7は、比較例における、図6と同様の図である。上段は、オリフィス500の近傍における吐出通路5を示す。オリフィス500より上流側の吐出通路5における作動液の流速を u_1 とし、圧力を p_1 とする。オリフィス500より下流側の吐出通路5における流速を u_2 とし、圧力を p_2 とする。オリフィス500の内径は、オリフィス500より上流側の吐出通路5の内径よりも小さい。よって、オリフィス500における流速は u_1 よりも増加し、オリフィス500における圧力は p_1 よりも低下する。オリフィス500の出口の内径は、下流側に向うにつれて急に大きくなる。よって、オリフィス500の出口で渦流が発生し、エネルギーが大きく損失する。このため、 u_2 は u_1 まで減少するものの、 p_2 は p_1 まで上昇(回復)しない。すなわち、圧力が低下してしまう(圧力損失)。このように低下した後の圧力 p_2 がCVT10へ供給されることになる。

[0033] これに対し、本実施例のポンプ装置 1 では、差圧を発生させる手段として、オリフィスに代え、ベンチュリ管を用いる。ベンチュリ部 50 では、絞り部における下流側（内径漸増部 52）の内径がなだらかに拡大することにより、エネルギーの大きな損失が抑制される。このため、流速が減少すると共に圧力が回復する。つまり、差圧発生手段における圧力損失が抑制される。よって、ポンプの効率低下を抑制しつつ、差圧を発生させることができる。特に、無段変速機等の自動変速機は、パワーステアリング装置等に比べ使用する流量が多いため、大きな圧力損失抑制効果を得ることができる。なお、ベンチュリ部 50 の絞り部における入り口（小径部 51 よりも上流側）でも、内径漸減部 210 の径がなだらかに縮小するようにしたことで、流れに乱れが生じることを抑制できる。これにより、エネルギーが大きく損失することなく、流速が増加すると共に圧力が低下する。よって、圧力をより効率的に低下させることができる（全体としての圧力損失が抑制される）。したがって、ポンプの効率をより向上できる。

[0034] 比較例では、ポンプの効率低下を抑制するために、オリフィス 500 でのエネルギー損失を小さくしようとする、差圧 Δp （に対応する力 $F1 - F2$ ）が小さくなってしまふ。小さい Δp で制御バルブ 8 を作動させようとする、制御バルブ 8 の挙動が不安定になる。これにより、制御対象とするポンプ要素 4 の吐出流量（以下、制御流量という。）のばらつきが大きくなってしまふ。これに対し、本実施例では、ポンプの効率低下を抑制しつつ、差圧（に対応する力 $F1 - F2$ ）を増加させることができる。よって、制御流量の上記ばらつきも抑制することができる。図 8 は、ポンプ要素 4 の吐出流量（差圧発生手段を通過する流量） Q と、制御バルブ 8 の軸方向両側に作用する圧力の差（差圧発生手段が発生する差圧） Δp との関係を示すグラフである。本実施例と比較例とでポンプの効率（差圧発生手段での圧力損失）が同じであるとした場合に、実線で本実施例の特性を示し、一点鎖線で比較例の特性を示す。 Q に応じて Δp は 2 次曲線的に変化する。制御バルブ 8 の作動（変位）は、 Δp により、言換えると Q により、制御される。 Q に対する Δp の変化率は、比較例より

も本実施例のほうが大きい。同じ Δp を発生させるために必要な Q は、比較例よりも本実施例のほうが少ない。すなわち、同じ Q でも、比較例よりも本実施例のほうが大きな Δp （に対応する力 $F_1 - F_2$ ）を発生させることができる。このため、制御バルブ8の挙動を安定化し、制御流量のばらつきを抑制することができる。

[0035] また、制御バルブ8には、 $F_1 \sim F_3$ の他、外部からの荷重（外力）が作用する場合がある。この場合、制御流量が本来の量からずれるおそれがある。例えば、自動変速機（CVT10）での使用環境下では、作動液中にコンタミが比較的多く存在する。制御バルブ8の外周面とバルブ収容孔227の内周面との間の隙間にコンタミが介在する等により制御バルブ8に荷重が発生すると、制御バルブ8が動きにくくなり、この荷重に相当する流量の分だけ、制御流量が本来の量からずれてしまう。これに対し、本実施例では、流量 Q の小さな変化により、差圧 Δp （に対応する力 $F_1 - F_2$ ）の大きな変化を発生させることができる。よって、制御流量のずれが低減される。図8で、上記荷重を Δp に換算したものを δp とし、この δp に対応する Q のずれ分を δQ で示す。すなわち、任意の Δp に対し所定の Q が対応するところ、上記任意の Δp が δP の分だけずれると、 Q が上記所定の Q から δQ の分だけずれる。 Δp に対する Q の変化率は、比較例よりも本実施例のほうが小さい。よって、同じ δP に対応する δQ は、比較例よりも本実施例のほうが少ない（ $\delta Q_2 < \delta Q_1$ ）。すなわち、同じ荷重が制御バルブ8に作用しても、比較例よりも本実施例のほうが、流量の変化が少ない。このため、制御流量のずれを低減することができる。

[0036] なお、コンタミによる制御バルブ8のロックを防ぐため、制御バルブ8の周りにおけるバルブ収容孔227との間のクリアランス部の隙間面積を大きくすることも考えられる。しかし、クリアランス部の隙間面積を大きくすると、制御バルブ8の周りの（クリアランス部を介した）漏れ量が増加する。これにより、ポンプの効率が低下してしまう。これに対し、本実施例では、絞り部でのエネルギー損失を抑制しつつ、比較的少ない流量 Q で大きな差圧 Δp を発生させることができる。このため、制御バルブ8に作用する力 $F_1 - F_2$ を大

きく低減させることなく、制御バルブ8の径を縮小することができる。制御バルブ8の径を縮小することで、併せて、上記クリアランス部の隙間面積を小さくすることができる。これにより、制御バルブ8の周りの漏れ量が減少するため、ポンプの効率低下を抑制できる。

[0037] 内径漸増部52の内壁で挟まれた狭角 θ は、絞り部としてのベンチュリ部50における出口の広がり角度である。 θ を60度以下とすることで、十分な圧力損失抑制効果を得ることができる。図9は、 θ と圧力損失比との関係を示す。圧力損失比は、比較例における圧力損失を1としたときの割合である。 θ が60度以下のとき、圧力損失比が1未満となる。すなわち、比較例よりも圧力損失が小さくなる。本実施例では、 θ が60度以下となるようにベンチュリ部50（内径漸増部52）が形成される。よって、比較例よりも圧力損失が抑制される。このため、ポンプの効率低下をより確実に抑制することができる。例えば、 θ を略15度とすることで、十分な圧力損失抑制効果を得つつ、ベンチュリ部50の長手方向長さ（軸方向寸法）の過度な増大を抑制できる。

[0038] ベンチュリ形成ブロック収容孔228においてベンチュリ形成ブロック21よりも x 軸負方向側の空間は、ベンチュリ部50よりも上流側における吐出通路5として機能する。第2孔222は、ベンチュリ部50よりも下流側における吐出通路5として機能する。ベンチュリ形成ブロック収容孔228の内径は第2孔222の内径よりも大きい。すなわち、吐出通路5におけるベンチュリ部50よりも上流側の上記空間は、下流側（第2孔222）よりも大きな内径を有する大径部53である。ベンチュリ部50の上流側の圧力（高圧）として、この大径部53の圧力が、制御バルブ8の高圧室86に導入される。よって、図6を、図10のように描き直すことができる。図10において、大径部53における流速を u_1^* とし、圧力を p_1^* とする。他の符号は図6と同様である。大径部53の内径（断面積）が、大径部53より上流側の吐出通路5の内径（断面積）よりも大きければ、 u_1^* は u_1 （ $\doteq u_3$ ）よりも減少する。これに伴い、 p_1^* は p_1 （ $\doteq p_3$ ）よりも上昇する。他は図6と同様である。よって、ベンチュリ部50（小径部51）が発生する差圧を Δp^* とすると、 $\Delta p^* (= p_1^* - p_2) > \Delta p (= p_1 - p_2)$ となり、大径部5

3を設けない場合（図6）よりも差圧が大きくなる。これにより、制御バルブ8に作用する力の差 $F1-F2$ が大きくなるため、より効果的に上記作用効果を得ることができる。

[0039] ベンチュリ形成ブロック21の軸方向他方側の端面に開口する内径漸増部52の軸方向他方側端の内径は、第2孔222の内径よりも若干小さい。よって、図6を、図11のように描き直すことができる。内径漸増部52は、 θ が60度以下（具体的には略15度）で一定のまま形成された上流側のテーパ部分と、ベンチュリ部50よりも下流側の吐出通路5に60度よりも大きい θ で連続する下流側の段差部分とを有する。以下、上記上流側のテーパ部分を前方部520といい、上記下流側の段差部分を後方部521という。内径漸増部52は、前方部520と後方部521を有する。本実施例では、後方部521の θ は略180度である。すなわち、後方部521は、ベンチュリ部50よりも下流側の吐出通路5の内壁に対して略直交するように広がる。内径漸増部52が、 θ が60度以下で一定のまま、ベンチュリ部50の下流側における吐出通路5の内径と同径になるまで形成されたと仮定したときの、当該（仮想の）内径漸増部52の長手方向長さを $L0$ とする。前方部520の長手方向長さを L とする。

[0040] 図12は、 $L0$ に対する L の割合 $L/L0$ と、圧力損失比との関係を示す。圧力損失比は、 $L/L0$ が0であるときの圧力損失、言換えると比較例における圧力損失を1としたときの割合である。 $L/L0$ が0より大きく0.65以下の範囲では、 $L/L0$ が増大するのに応じて圧力損失比が小さくなる。 $L/L0$ が0.65より大きい範囲では、 $L/L0$ が増大しても圧力損失比はそれ以上小さくならない。よって、 θ が60度以下である領域（前方部520）が一定程度確保されていれば、比較例よりも圧力損失を抑制できる。しかし、前方部520の長さ L を $L0$ の65%より長くしても、それ以上の圧力損失抑制効果を得ることができない。よって、 $L/L0$ が0より大きく0.65以下となるように、言換えると、 L が $L0$ の65%以下となる位置まで、前方部520を形成することが好ましい。この場合、前方部520の下流側に、 θ が60度より大きくなる後方部521を設ける。このように後方部521では60度以下の θ を維持しないことで、比較的（ $L0$ より）短い長さで、下流側の吐

出通路5にベンチュリ部50を連続させる（ベンチュリ部50の内径を元に戻す）ことができる。これにより、ベンチュリ部50の長手方向長さを抑制することができる。後方部521の θ を図11のように略180度に近づければ、上記長さ抑制効果を向上できる。 L/L_0 が0より大きく0.65以下の範囲では、 L/L_0 が0に近いほど、 L/L_0 の増大分に対する圧力損失比の減少量（減少率）が大きい。そして、 L/L_0 が0.4以上の範囲であれば、十分に小さい（ L/L_0 が0.65であるときの圧力損失比に十分に近い）圧力損失比を得ることができる。よって、 L/L_0 が0.4以上となるように、言換えると、 L が L_0 の40%以上となる位置まで、前方部520を形成することが好ましい。この場合、十分な圧力損失抑制効果を得ながら、 L を L_0 の40%に近づけることで上記長さ抑制効果を向上できる。

[0041] ベンチュリ部50はオリフィスに比べ長尺である（軸方向寸法が大きい）。このため、加工が比較的困難である。これに対し、本実施例では、ベンチュリ部50はベンチュリ形成ブロック21に形成される。このベンチュリ形成ブロック21が、ポンプハウジング本体20に接合される。これにより、ポンプハウジング本体20の内部にベンチュリ部50が実現される。このように、ベンチュリ部50をポンプハウジング本体20とは別部材のベンチュリ形成ブロック21に形成することにより、ベンチュリ部50の加工性を向上できる。なお、ベンチュリ形成ブロック21に形成されるのは、少なくとも、ベンチュリ部50を構成する小径部51と内径漸増部52であればよい。言換えると、小径部51と同径であって所定長さを有する絞り部や内径漸減部210を、ポンプハウジング本体20の側に設けてもよいし、ベンチュリ形成ブロック21の側に設けてもよい。ベンチュリ形成ブロック21は、樹脂材料で形成される。内径漸増部52を含むベンチュリ部50は、型成形によって形成される。よって、内径漸増部52を機械加工で形成する場合に比べ、内径漸増部52の形成が容易となる。

[0042] また、ベンチュリ部50は、オリフィスに比べ長い寸法（長手方向のスペース）が必要となる。これに対し、本実施例では、ベンチュリ部50の長手方向（ x 軸方向）と駆動軸40の回転軸（軸心0）の方向（ z 軸方向）とが略直交するように、ベンチュリ部50が配置される。よって、駆動軸40の回転軸の方向

（軸方向）におけるポンプ装置の寸法の大型化を抑制することができる。一方、ポンプハウジング2は、元々、制御バルブ8を収容するための寸法を有している。これに対し、本実施例では、ベンチュリ部50の長手方向と制御バルブ8の長手方向が略平行となるように、ベンチュリ部50が配置される。このように、元々存在する、制御バルブ8の長手方向に延びるスペースを活用するようにベンチュリ部50を配置することで、ポンプ装置の外形の（制御バルブ8の径方向における）大型化を抑制することができる。

[0043] また、ベンチュリ部50より上流側の吐出通路5が制御バルブ8の高圧室86と対向するように、ベンチュリ部50が配置される。よって、ベンチュリ部50の上流側と高圧室86とを連通する高圧通路6（第1孔221）の短縮化を図ることができる。具体的には、ベンチュリ形成ブロック収容孔228とバルブ収容孔227は共にx軸方向に延び、互いに略平行に配置される。第1孔221は、y軸方向に直線的に延び、ベンチュリ形成ブロック収容孔228におけるベンチュリ形成ブロック21よりもx軸負方向側と、バルブ収容孔227における高圧室86とに接続することにより、ベンチュリ部50の上流側と高圧室86とを最短距離で結ぶ。なお、ベンチュリ形成ブロック21における第2連通溝215（の少なくとも一部）が制御バルブ8の中圧室88と対向するように、ベンチュリ部50を配置してもよい。この場合、第2連通溝215と中圧室88とを連通する中圧通路7（第4孔224）の短縮化を図ることができる。

[0044] ベンチュリ形成ブロック21の連通孔213は、径方向内側でベンチュリ部50の内周面に開口する。連通孔213は、ベンチュリ部50に備えられ、制御バルブ8（中圧室88）にベンチュリ部50の中の圧力を導入する開口として機能する。ここで、ベンチュリ部50の上流側の吐出通路5に曲り等があることで、当該通路5において、その長手方向に沿った軸線の周りの方向（以下、周方向という。）での流速分布に偏りが生じる場合がある。この場合、ベンチュリ部50の中の周方向での圧力分布にも偏りが発生することになる。この偏りは、流量や温度条件により変化してしまう。これに対し、本実施例では、連通孔213の上記開口は、ベンチュリ部50の周方向において複数個（4つ）設けられる

。このように、ベンチュリ部50の中における周方向の複数個所から圧力を取り出すことで、上記圧力分布の偏りにも関わらず、ベンチュリ部50の中の圧力を安定して中圧室88に導入することができる。すなわち、複数の連通孔213の上記開口から取り出された圧力（作動液）は、第1、第2連通溝214, 215を介して1本の中圧通路7（第4孔224）に集められ、その後、中圧室88に導入される。その際、上記圧力分布の偏りは互いに相殺され、ベンチュリ部50の中の周方向での平均的な圧力が中圧室88に導入されることになる。よって、ベンチュリ部50の中から取り出す圧力のばらつきが低減される。したがって、制御バルブ8の作動が安定化し、制御流量のずれが低減される。なお、連通孔213の数は、2以上であればよく、任意である。本実施例では、連通孔213の上記開口を周方向で略等間隔に配置したため、ベンチュリ部50の中から取り出す圧力のばらつきをより安定的に低減できる。

[0045] 連通孔213は、ベンチュリ部50の軸方向（長手方向）において小径部51と重なる位置に設けられている。すなわち、連通孔213の上記開口は、小径部51に設けられる。よって、ベンチュリ部50の中でも最小径の部分、すなわち圧力が最も低くなる部分から圧力が取り出され、中圧室88に導入されることになる。これにより、ベンチュリ部50に生じる差圧を最も効率的に利用することができる。

[0046] [実施例2]

実施例2のポンプ装置1は、ベンチュリ形成ブロック21の構成が実施例1と異なる。以下、実施例1と異なる構成のみについて説明する。実施例1と共通する構成については実施例1と同じ符号を付して説明を省略する。図13は、ベンチュリ形成ブロック21をベンチュリ部50の軸心を通る平面で切った断面を示す。ベンチュリ形成ブロック21には、実施例1のような内径漸減部210が設けられていない。小径部51は、ベンチュリ形成ブロック21の軸方向一方側の端面（ベンチュリ形成ブロック21の外表面）に開口する。連通孔213は、内径漸増部52における軸方向一方側（小径部51の側）と重なる位置に設けられる。連通孔213の径方向内側端は、内径漸増部52における軸方向一方側（

小径部51の側）に開口する。連通孔213は、中圧通路7の一部を構成する。連通孔213は、ベンチュリ部50の中の圧力のうち、内径漸増部52における軸方向一方側（小径部51の側）の圧力を、制御バルブ8の中圧室88に導入する。

[0047] 次に、作用を説明する。本実施例のように、中圧室88に導入されるベンチュリ部50の中の圧力は、小径部51の圧力に限らず、内径漸増部52中の圧力であってもよい。内径漸増部52における軸方向一方側（小径部51の側）の圧力が中圧室88に導入される。よって、内径漸増部52中の圧力のうちでも、より低い圧力を利用できる。このため、十分に大きな差圧を制御バルブ8に作用させることができる。

[0048] 仮に、小径部51がベンチュリ形成ブロック21の外表面に開口せず、ベンチュリ形成ブロック21の内部に設けられる場合、ベンチュリ部50を型成形するときは、ベンチュリ形成ブロック21の軸方向両側から型を挿入することが必要となる。ベンチュリ部50を機械加工するときは、ベンチュリ形成ブロック21の軸方向両側から機械加工することが必要となる。これに対し、本実施例では、小径部51はベンチュリ形成ブロック21の外表面に開口する。よって、ベンチュリ部50を型成形するときは、ベンチュリ形成ブロック21の軸方向における内径漸増部52の開口側からのみ型を挿入すれば足りる。ベンチュリ部50を機械加工するときは、ベンチュリ形成ブロック21の軸方向における内径漸増部52の開口側からのみ機械加工すれば足りる。したがって、ベンチュリ部50（ベンチュリ形成ブロック21）の製造性が向上する。

[0049] [実施例3]

実施例3のポンプ装置1では、ポンプハウジング本体20は、実施例1と同様、金属材料で形成される。一方、実施例1とは異なり、ベンチュリ形成ブロック21も、金属材料で形成される。具体的には、ベンチュリ形成ブロック21は、焼結材料で形成される。圧粉工程において金属の粉末を圧粉成形する際に、ベンチュリ部50を型により形成する。この成形体を焼結することで、ベンチュリ形成ブロック21が形成される。

[0050] ベンチュリ形成ブロック21をポンプハウジング本体20（リアボディ22のベ

ンチュリ形成ブロック収容孔228)に接合するようにした場合、接合後にベンチュリ形成ブロック21とポンプハウジング本体20との間に歪が発生する、等の問題が生じうる。これに対し、本実施例では、ベンチュリ形成ブロック21は、金属材料で形成される。このため、ポンプハウジング本体20と線膨張係数が近い。よって、上記のような問題の発生を抑制することができる。また、ベンチュリ部50(内径漸増部52等)は型により形成される。よって、ベンチュリ部50(内径漸増部52等)を機械加工で形成する場合に比べ、形成が容易となる。

[0051] [実施例4]

実施例4のポンプ装置1は、ベンチュリ部50等の配置が実施例1と異なる。以下、実施例1と異なる構成のみについて説明する。実施例1と共通する構成については実施例1と同じ符号を付して説明を省略する。図14は、ポンプハウジング2を、駆動軸40(軸心0)が延びる方向(z軸負方向)からみた図であり、内部の構造や収容部品の一部を破線で示す。図15は、図14のB-B視断面を示す。直交座標系の設定は実施例1(図3等)と同様である。ポンプハウジング2は、実施例1のようなベンチュリ形成ブロック21を有しない。ポンプハウジング本体20(リアボディ22)は、実施例1のようなベンチュリ形成ブロック収容孔228を有しない。内径漸減部210とベンチュリ部50は、リアボディ22の内部に直接形成される。

[0052] 内径漸減部210とベンチュリ部50は、リアボディ22のx軸正方向側かつy軸負方向側をz軸方向に延びる。すなわちベンチュリ部50の長手方向は、軸心0の方向(z軸方向)に対し略平行であると共に、バルブ収容孔227の長手方向(x軸方向)に対し直交する。ベンチュリ部50は、z軸に対し直交する方向(駆動軸40の回転軸に対する径方向)において収容凹部220とオーバーラップせず(収容凹部220よりも径方向外側であって)、z軸方向において収容凹部220とオーバーラップする。内径漸減部210は、その内壁で挟まれた狭角が比較的大きい第1内径漸減部210aと、狭角が比較的小さい第2内径漸減部210bとを有する。第1内径漸減部210aのz軸正方向端は、リアボディ22のz軸正

方向側の面に開口する。第1内径漸減部210aの内径は、z軸正方向側からz軸負方向側に向かって徐々に減少する。第2内径漸減部210bのz軸正方向端は、第1内径漸減部210aのz軸負方向端に接続する。第2内径漸減部210bの内径は、z軸正方向側からz軸負方向側に向かって徐々に減少する。小径部51のz軸正方向端は、第2内径漸減部210bのz軸負方向端に接続する。小径部51のz軸負方向端は内径漸増部52のz軸正方向端に接続する。内径漸増部52の内径は、z軸正方向側からz軸負方向側に向かって徐々に増加する。内径漸増部52のz軸負方向端は、リアボディ22のz軸負方向側の面に開口する。

[0053] 第2孔222は、リアボディ22のx軸負方向側かつy軸負方向側をz軸方向に延びる。第2孔222のz軸負方向端は、第1孔221のy軸負方向端に接続する。第2孔222のz軸正方向端は、リアボディ22のz軸正方向側の面に開口する。第3孔223は、フロントボディ24の内部に形成され、x軸方向に延びるように配置される。第3孔223のx軸負方向側の端部は、z軸負方向側に曲がり、フロントボディ24のz軸負方向側の面に開口すると共に、第2孔222のz軸正方向端に接続する。第3孔223のx軸正方向側の端部は、z軸負方向側に曲がり、フロントボディ24のz軸負方向側の面に開口すると共に、第1内径漸減部210aのz軸正方向端に接続する。第1内径漸減部210aのz軸正方向側の端部の内径は、第3孔223の内径に略等しい。第4孔224は、バルブ収容孔227のx軸正方向端とベンチュリ部50の小径部51とを接続する。

[0054] 次に、作用効果を説明する。ポンプハウジング2はベンチュリ形成ブロック21を有せず、内径漸減部210とベンチュリ部50はポンプハウジング2（リアボディ22）の内部に直接形成される。よって、部品点数を削減できる。

[0055] ベンチュリ部50は、オリフィスに比べ、長い寸法（長手方向のスペース）が必要となる。一方、ポンプハウジング2は、元々、ポンプ要素4を収容するための、駆動軸40の回転軸方向の寸法を有している。本実施例では、ポンプ要素収容部（収容凹部220）よりも径方向外側であって、駆動軸40の回転軸（軸心0）の方向においてポンプ要素収容部（収容凹部220）とオーバーラップするように、ベンチュリ部50が配置される。このように、元々存在する、

駆動軸40の回転軸方向に延びるスペースを活用するようにベンチュリ部50を配置することで、ポンプ装置1の外形の（駆動軸40の回転軸の方向における）大型化を抑制することができる。また、ベンチュリ部50の長手方向と駆動軸40の回転軸（軸心0）の方向とが略平行となるように、ベンチュリ部50が配置される。よって、駆動軸40の回転軸に対する径方向におけるポンプ装置1の寸法の大型化を抑制することができる。なお、上記配置による作用効果は、ベンチュリ部50をベンチュリ形成ブロック21に形成した場合にも得ることができる。

[0056] [実施例5]

実施例5のポンプ装置1は、ベンチュリ部50や制御バルブ8が設置されるハウジングが実施例1と異なる。以下、実施例1と異なる点のみについて説明する。変速機ハウジング10aは、CVTユニットのハウジングであり、ポンプハウジング2とは別部材である。ポンプハウジング2は、変速機ハウジング10aと一体的に配置されてもよいし、変速機ハウジング10aから離間して配置されてもよい。ポンプ要素4はポンプハウジング2に設けられる一方、図1の破線で示すように、ベンチュリ部50と制御バルブ8は変速機ハウジング（例えばコントロールバルブのハウジング）10aに設けられる。

[0057] このようにベンチュリ部50または制御バルブ8をポンプハウジング2の側ではなく、変速機ハウジング10aの側に設けることで、ポンプ要素4を含むユニットを小型化し、そのレイアウト性を向上できる。変速機ハウジング10aの側に制御バルブ8が設けられる場合、ポンプ要素4（ポンプハウジング2）から変速機ハウジング10aに供給される作動液は、制御バルブ8で制御される前の流量である。制御バルブ8は、ポンプ要素4からCVT10に供給される作動液の流量を制御する。上記「ポンプ要素4からCVT10に供給される作動液の流量」とは、変速機ハウジング10aの内部に存在するCVT10に実際に供給される流量を意味する。なお、図1の一点鎖線で示すように、ベンチュリ部50を変速機ハウジング10aに設け、ポンプ要素4と制御バルブ8をポンプハウジング2に設けてもよい。また、変速機ハウジング10a以外の他のハウジングに、ベ

ンチュリ部50や制御バルブ8を設けてもよい。

[0058] [実施例6]

実施例6のポンプ要素4は、ポンプ容量が可変に制御される可変容量形である。以下、実施例1と異なる構成のみについて説明する。実施例1と共通する構成については実施例1と同じ符号を付して説明を省略する。図16は、ポンプ装置1の構成の概略を示す、図2と同様の図である。図17は、ポンプハウジング2を、軸心0を含む平面で切った部分断面を示す。図17の左右方向にz軸を設け、右側を正とする。リアボディ22には、収容凹部220、吸入圧室220a、吐出圧室226、バルブ収容孔227、ベンチュリ形成ブロック収容孔（図外）、軸受保持孔229、および複数の通路3等が形成される。複数の通路3等は、吸入通路3、吐出通路5、高圧通路6、中圧通路7、第1制御通路60、第2制御通路70、および戻り通路9を有する。収容凹部220の底部には、吸入圧室220aと吐出圧室226が開口する。軸受保持孔229の内周には、軸受としてのブッシュ401が設置される。バルブ収容孔227のx軸負方向端はリアボディ22の外表面に開口する。この開口部には、ソレノイド80がシール部材253を介して嵌合する。ソレノイド80からロッド800がx軸正方向側へ突出する。

[0059] サイドプレート23には、軸収容孔234が設けられる。サイドプレート23の軸方向一方側の面には、吸入口230と、吐出口231と、吸入側背圧ポート232と、吐出側背圧ポート233とが設けられる。吸入口230と吐出口231は、周方向に略円弧状に延びる溝であり、軸収容孔234を挟んで互いに対向する位置に設けられる。吸入側背圧ポート232は、吸入口230よりも軸収容孔234の側（径方向内側）で周方向に略円弧状に延びる溝であり、周方向で吸入口230と重なる範囲に設けられる。吐出側背圧ポート233は、吐出口231よりも径方向内側で周方向に略円弧状に延びる溝であり、周方向で吐出口231と重なる範囲に設けられる。吸入口230および吸入側背圧ポート232は、サイドプレート23の中の連通路を介してリアボディ22の吸入圧室220aに接続する。吐出口231および吐出側背圧ポート233は、サイドプレート23中の連通路を介して吐出圧室226に接続する。サイドプレート23のz軸負方向側の面には、サイドプレート23の外縁

を取り囲むように、環状のシール溝が形成されている。このシール溝には環状のシール部材250が設置される。収容凹部220の底部の z 軸正方向側の面には、軸受保持孔229の開口を取り囲むように、環状のシール溝が形成されている。このシール溝には環状のシール部材251が設置される。収容凹部220の底部の z 軸正方向側の面には、吐出圧室226の開口の外周を取り囲むように、環状のシール溝が形成されている。このシール溝には環状のシール部材252が設置される。シール部材252によって、シール部材252の内周側の高圧領域と外周側の低圧領域とが画成される。

[0060] フロントボディ24の軸受保持孔244の内周には、軸受としてのブッシュ402が設置される。フロントボディ24の z 軸負方向端面には、吸入口240および吐出口241と、吸入側背圧ポート242および吐出側背圧ポート243とが、サイドプレート23に形成された各口230, 231および各ポート232, 233にそれぞれ z 軸方向で略対応する位置および同様の形状で、形成される。フロントボディ24はボルト26によりリアボディ22に締結固定される。

[0061] リアボディ22の収容凹部220には、サイドプレート23の z 軸正方向側に、アダプタリング44が設置される。アダプタリング44は円環状であり、アダプタリング44の外周は収容凹部220の内周に嵌合する。アダプタリング44の内周面は、 z 軸方向に延びる略筒状であり、 z 軸方向から見て略楕円形である。この内周面には、第1溝部441、第2溝部442、第1平面部443、第2平面部444、および凹部445が設けられている。第1溝部441は z 軸方向に延びる半円筒状であり、第1平面部443に設けられる。第1溝部441を挟んだ両側には、アダプタリング44を径方向に貫通する第1、第2制御通路60, 70が設けられている。第2溝部442はアダプタリング44の中心（軸心）を挟んで第1溝部441と反対側に設けられ、 z 軸方向に延びる。第2平面部444はアダプタリング44の周方向で第1、第2溝部441, 442の間（略中間位置）に設けられる。凹部445はアダプタリング44の中心を挟んで第2平面部444と反対側に設けられる。

[0062] ポンプ要素4は、アダプタリング44の内周面と、サイドプレート23の z 軸正方向側の面と、フロントボディ24の z 軸負方向側の面とにより囲まれる空

間内に收容される。すなわち、上記空間がポンプ要素收容部として機能する。ロータ41には11個のスリット410が設けられる。カムリング43は、環状に形成されており、その内周面は略円筒状である。カムリング43の外周面には、 z 軸方向に延びる半円筒状の溝部433が設けられる。カムリング43は、ポンプ要素收容部内にロータ41を囲んで配置される。カムリング43は、ロータ41およびベーン42と共に複数のポンプ室400を形成する。すなわち、サイドプレート23およびフロントボディ24は、カムリング43およびロータ41の軸方向側面に配置される。カムリング43の内周面とロータ41の外周面との間の空間は、その軸方向両側がサイドプレート23およびフロントボディ24により封止される一方、複数のベーン42によって、11個のポンプ室400に区画される。

[0063] カムリング43はポンプ要素收容部内で移動可能に設けられる。アダプタリング44の第1溝部441とカムリング43の溝部433との間には、ピン453が嵌合して設置される。ピン453はポンプハウジング2に固定される。ピン453はポンプハウジング2に対するアダプタリング44の回転を抑制すると共に、アダプタリング44に対するカムリング43の回転を抑制する。カムリング43は、アダプタリング44の内周側に、ポンプハウジング2に対して揺動自在に收容される。カムリング43は、アダプタリング44に対して、第1平面部443で支持される。カムリング43は、第1平面部443の上を転がって移動することで、第1平面部443を支点に揺動する。ロータ41（駆動軸40）の中心（軸心0）に対してカムリング43の内周面の中心（軸心）がずれる量を、以下、偏心量 δ という。

[0064] アダプタリング44の第2溝部442にはシール部材46が設置される。カムリング43が揺動する際には、アダプタリング44の第1平面部443がカムリング43の外周面に接するとともに、シール部材46がカムリング43の外周面に接する。アダプタリング44の内周面とカムリング43の外周面との間の上記空間は、第1平面部443（とカムリング43の外周面との当接部）とシール部材46とにより、液密に1対の空間に隔成される。すなわち、カムリング43とポンプ要素收容部の間に、1対の空間として2つの流体圧室61, 71が形成される。説明の便

宜上、図16に示すように、アダプタリング44の略楕円形である内周面の長軸方向にX軸をとり、短軸方向にY軸をとる。カムリング43の外周側において、偏心率 δ が増大する側であるX軸負方向側には第1流体圧室61が隔成され、 δ が減少する側であるX軸正方向側には第2流体圧室71が隔成される。 δ が増大するとき、第1流体圧室61の容積が減少し、第2流体圧室71の容積が増大する。第2流体圧室71の内部において、アダプタリング44の凹部445には、スプリング47の一端が設置される。スプリング47の他端はカムリング43の外周側に設置される。スプリング47は圧縮状態で設置され、アダプタリング44に対してカムリング43をX軸負方向側（第1流体圧室61の側）に常時付勢する。カムリング43のX軸負方向側への移動は、第1流体圧室61の内部においてカムリング43の外周面がアダプタリング44の第2平面部444に当接することで、規制される。

[0065] ロータ41は図16の時計回り方向に回転する。カムリング43の中心が軸心0に対して（X軸負方向側に）偏心した状態では、X軸正方向側からX軸負方向側に向かうにつれて、ロータ41の外周面とカムリング43の内周面との間の径方向距離（ポンプ室400の径方向寸法）が大きくなる。この距離の変化に応じ、ベーン42がスリット410から出沒することで、各ポンプ室400が隔成される。X軸負方向側のポンプ室400のほうが、X軸正方向側のポンプ室400よりも、容積が大きくなる。このポンプ室400の容積の差異により、軸心0よりもY軸正方向側では、ロータ41が回転する（ポンプ室400がX軸正方向側に向かう）につれてポンプ室400の容積が縮小する一方、軸心0よりもY軸負方向側では、ロータ41が回転する（ポンプ室400がX軸負方向側に向かう）につれて、ポンプ室400の容積が拡大する。ポンプ室400は軸心0の周りを時計回り方向に回転しつつ周期的に拡張縮小する。吸入口230は、駆動軸40の回転に伴いポンプ室400の容積が増大する吸入領域に開口する。吐出口231は、駆動軸40の回転に伴いポンプ室400の容積が減少する吐出領域に開口する。

[0066] 吸入通路3は、オイルパン100と吸入圧室220aを接続する。吐出通路5は、吐出圧室226とCVT10を接続する。高圧通路6は、吐出通路5におけるベンチ

ュリ部50よりも上流側で吐出通路5から分岐し、バルブ收容孔227の×軸正方向側に接続する。中圧通路7は、吐出通路5におけるベンチュリ部50（小径部51）から分岐し、バルブ收容孔227の×軸負方向側に接続する。第1制御通路60および第2制御通路70は、制御バルブ8とポンプ要素4とを接続する。第1制御通路60は、バルブ收容孔227において高压通路6よりも×軸正方向側に接続すると共に、アダプタリング44を貫通して第1流体圧室61に接続する。第2制御通路70は、バルブ收容孔227において中圧通路7よりも×軸負方向側に接続すると共に、アダプタリング44を貫通して第2流体圧室71に接続する。戻り通路9は、バルブ收容孔227において第1制御通路60と第2制御通路70との間に接続する。バルブ收容孔227の内部における制御バルブ8の移動に関わらず、高压室86には高压通路6が開口し、中圧室88には中圧通路7が開口し、ドレン室89には戻り通路9が開口する。

[0067] 制御バルブ8は、第1制御通路60と第2制御通路70との間で、作動液の流路を切り替える。制御バルブ8が×軸負方向側へ最大変位した初期状態では、バルブ收容孔227における第1制御通路60の開口部は、第1ランド部81により高压室86との連通が遮断される一方、ドレン室89と連通する。同じ初期状態で、第2制御通路70の開口部は、第2ランド部82によりドレン室89との連通が遮断される一方、中圧室88と連通する。これにより、中圧室88の作動液が第2流体圧室71へ流入する。第1流体圧室61に高压は供給されず、第2流体圧室71に中圧が供給されるため、カムリング43は偏心状態となる。よって、ポンプ吐出流量は回転数に応じて増大する。制御バルブ8が×軸正方向側に所定量以上移動した状態で、第1制御通路60の開口部は、第1ランド部81によりドレン室89との連通が遮断される一方、高压室86と連通する。同じ状態で、第2制御通路70の開口部は、第2ランド部82により中圧室88との連通が遮断される一方、ドレン室89と連通する。これにより流路が切り替えられ、高压室86の作動液が第1制御通路60を介して第1流体圧室61へ流入するようになる。第1流体圧室61に高压が供給され、第2流体圧室71には中圧が供給されない。よって、カムリング43の偏心量 δ が小さくなり、ポンプ容量が

小さくなることから、ポンプ回転数が上昇してもポンプ吐出流量は増大しない。すなわち、制御バルブ 8 は、ベンチュリ部 50 の上流側と小径部 51 との差圧 Δp に基づき、高压通路 6 を介して導入される作動液が第 1 流体圧室 61 に導入されるように、流路を切り替える。作動液が第 1 流体圧室 61 に導入されるようになると、吐出通路 5 を介して CVT10 へ供給される流量が必要な量に制限される。このように、ベンチュリ部 50、高压通路 6、中圧通路 7、制御バルブ 8、第 1 制御通路 60、第 2 制御通路 70、第 1 流体圧室 61、および第 2 流体圧室 71 は、ポンプ要素 4 の吐出流量を制御する制御部として機能する。

[0068] 制御バルブ 8 の作動は、ポンプ要素 4 の吐出流量に応じて制御バルブ 8 の軸方向両側に作用する差圧 Δp により制御されると共に、ソレノイド 80 から制御バルブ 8 に作用する推力によっても制御される。すなわち、制御バルブ 8 の x 軸負方向端面には、ソレノイド 80 のロッド 800 の先端が当接する。ロッド 800 はソレノイド 80 が発生する電磁力により x 軸方向に移動可能である。制御バルブ 8 には、ロッド 800 を介してソレノイド 80 から x 軸正方向側への力 F_4 が作用する。ソレノイド 80 の推力 F_4 は、CVT コントロールユニットからの指令に基づき制御される。 F_1 と F_2 との差 $F_1 - F_2$ (差圧 Δp に対応する力) と F_4 との合計 ($F_1 - F_2 + F_4$) が F_3 を上回ると、制御バルブ 8 が x 軸正方向側へ移動する。ソレノイド 80 が非作動状態にあっては、スプリング 88 の初期セット荷重 F_3 に対向する力は、差圧 Δp による力 $F_1 - F_2$ のみである。一方、吐出流量がある程度大きくなると、十分な差圧 Δp (すなわち $F_1 - F_2$) が確保されない。よって、比較的高い吐出流量を達成した後、一定の流量を維持することになる。ソレノイド 80 に通電して F_4 を発生させると、スプリング 88 の初期セット荷重 F_3 を小さく変更したのと同じ作用が得られる。すなわち、比較的小さな差圧 Δp (すなわち $F_1 - F_2$) で制御バルブ 8 が移動し、流路を切り替えるようになる。よって、比較的低い吐出流量を達成した後、一定の流量を維持することになる。このように、ソレノイド 80 が発生する磁気吸引力 (推力 F_4) によって、吐出流量を制御することができる。CVT コントロールユニットは、エンジン回転数、アクセル開度 (スロットルバルブ開度)、車速といった走行

状況に応じてCVT10のライン圧を適宜制御する。これに応じて、CVTコントロールユニットは、エンジン回転数やアクセル開度等に基づいてソレノイド80に電流を供給し、磁気吸引力（推力F4）を制御することにより、ポンプ要素4の吐出流量（ポンプ容量）を変更する。なお、ソレノイド80を省略するようにしてもよい。

[0069] 本実施例では、可変容量形ポンプにおいても、実施例1と同様の、ベンチュリ部50に係る各作用効果を得ることができる。

[0070] [他の実施例]

以上、本発明のポンプ装置を実施例に基づいて説明したが、本発明の具体的な構成は実施例に限定されるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲の設計変更等があっても本発明に含まれる。例えば、ポンプ装置が作動液を供給する無段変速機は、CVTに限らず、例えばトロイダル式であってもよい。ポンプ装置が作動液を供給する自動変速機は、無段変速機に限らず、有段変速機であってもよい。ポンプ装置が作動液を供給する車両搭載機器は、自動変速機に限らず、パワーステアリング装置等であってもよい。また、各実施例の構成を適宜組み合わせることが可能である。

[0071] 本願は、2015年1月13日出願の日本特許出願番号2015-004311号に基づく優先権を主張する。2015年1月13日出願の日本特許出願番号2015-004311号の明細書、特許請求の範囲、図面及び要約書を含む全ての開示内容は、参照により全体として本願に組み込まれる。

符号の説明

[0072] 1 ポンプ装置、10 CVT（自動変速機）、2 ポンプハウジング、20 ポンプハウジング本体、21 ベンチュリ形成ブロック、213 連通孔（開口）、230 吸入口、231 吐出口、4 ポンプ要素、40 駆動軸、400 ポンプ室、41 ロータ、410 スリット、42 ベーン、43 カムリング、5 吐出通路、50 ベンチュリ部、51 小径部、52 内径漸増部、520 前方部、521 後方部、53 大径部、61 第1流体圧室、71 第2

流体圧室、 8 制御バルブ、 8 6 高圧室、 8 7 中圧室

請求の範囲

- [請求項1] 車両の自動変速機に作動液を供給する自動変速機用ポンプ装置であって、
- ポンプ要素収容部を有するポンプハウジングと、
- 前記ポンプハウジングに軸支される駆動軸と、
- 前記ポンプ要素収容部内に設けられ、前記駆動軸によって回転駆動されると共に、前記駆動軸の周りに複数個のポンプ室を形成するポンプ要素と、
- 前記ポンプハウジングに形成され、前記駆動軸の回転に伴い前記複数のポンプ室のうち容積が増大する吸入領域に開口する吸入口と、
- 前記ポンプハウジングに形成され、前記駆動軸の回転に伴い前記複数のポンプ室のうち容積が減少する吐出領域に開口する吐出口と、
- 前記吐出口と接続された吐出通路と、
- 前記吐出通路の途中に設けられたベンチュリ部であって、前記吐出口から前記ベンチュリ部までの前記吐出通路の内径よりも小さい内径を有する小径部と、前記小径部から前記吐出通路の下流側に向かって内径が徐々に増大するように形成された内径漸増部と、を有するベンチュリ部と、
- 前記ベンチュリ部の上流側およびベンチュリ部中の作動液が導入され、前記ベンチュリ部の上流側の作動液と前記ベンチュリ部中の作動液との差圧に基づき制御されるスプール弁体を備え、少なくとも前記ベンチュリ部の上流側から導入される作動液の流路を切り替えることにより、前記自動変速機に供給される作動液の流量を制御する制御バルブと、
- を備える自動変速機用ポンプ装置。
- [請求項2] 請求項1に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
- 前記ポンプハウジングは、前記ポンプ要素収容部を有するポンプハウジング本体と、前記ポンプハウジング本体とは別部材のベンチュリ

形成ブロックであって、前記ポンプハウジング本体に接合されるベンチュリ形成ブロックと、を有し、

前記ベンチュリ部は、前記ベンチュリ形成ブロックに形成され、
前記ベンチュリ形成ブロックは、前記ベンチュリ部が形成された後、前記ポンプハウジング本体に接合される
自動変速機用ポンプ装置。

[請求項3] 請求項2に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ポンプハウジング本体は、金属材料で形成され、
前記ベンチュリ形成ブロックは、樹脂材料で形成され、
前記ベンチュリ部は、型成形によって形成される
自動変速機用ポンプ装置。

[請求項4] 請求項2に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ポンプハウジング本体は、金属材料で形成され、
前記ベンチュリ形成ブロックは、焼結材料で形成され、
前記ベンチュリ部は、圧粉工程において型により形成される
自動変速機用ポンプ装置。

[請求項5] 請求項2に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ベンチュリ部の前記小径部は、前記ベンチュリ形成ブロックの外表面に開口するように形成される
自動変速機用ポンプ装置。

[請求項6] 請求項1に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ベンチュリ部は、前記ベンチュリ部の長手方向と前記駆動軸の回転軸の方向とが略直交するように設けられる
自動変速機用ポンプ装置。

[請求項7] 請求項6に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ベンチュリ部は、前記駆動軸の回転軸に直交する断面上において前記吸入口とオーバーラップしない位置であって、かつ前記駆動軸の回転軸の方向において前記吸入口とオーバーラップする位置に設け

られる

自動変速機用ポンプ装置。

[請求項8] 請求項6に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ベンチュリ部は、前記ベンチュリ部の長手方向と前記制御バルブの長手方向とが略平行となるように設けられる

自動変速機用ポンプ装置。

[請求項9] 請求項8に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記制御バルブは、前記ベンチュリ部の上流側圧力が導入される高圧室と、前記ベンチュリ部中の圧力が導入される中圧室と、を備え、
前記ベンチュリ部は、前記ベンチュリ部の上流側が前記制御バルブの前記高圧室と対向するように配置される

自動変速機用ポンプ装置。

[請求項10] 請求項1に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ベンチュリ部は、前記ベンチュリ部の長手方向と前記駆動軸の回転軸の方向とが略平行となるように設けられる

自動変速機用ポンプ装置。

[請求項11] 請求項10に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ベンチュリ部は、前記駆動軸の回転軸に対する径方向において、前記ポンプ要素収容部よりも径方向外側の位置であって、前記駆動軸の回転軸の方向において前記ポンプ要素収容部とオーバーラップする位置に設けられる

自動変速機用ポンプ装置。

[請求項12] 請求項1に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ベンチュリ部は、前記小径部または前記ベンチュリ部の長手方向において前記内径漸増部の前記小径部側に設けられる開口であって、前記制御バルブに前記ベンチュリ部中の作動液を供給する開口を備え、

前記開口は、前記ベンチュリ部の長手方向に沿った軸線周りの方向

において複数個設けられる

自動変速機用ポンプ装置。

[請求項13]

請求項1に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、

前記ベンチュリ部は、前記内径漸増部の内壁で挟まれた狭角が、60度以下となるように形成される

自動変速機用ポンプ装置。

[請求項14]

請求項13に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、

前記内径漸増部が前記内径漸増部の内壁で挟まれた狭角が一定のまま、その内径が前記吐出口から前記ベンチュリ部までの前記吐出通路の内径と同径になるまで形成されたときの前記内径漸増部の長手方向長さをLとしたとき、前記内径漸増部は、前記内径漸増部の内壁で挟まれた狭角が60度以下で一定のまま、前記長手方向長さが前記Lの65パーセント以上の位置まで形成された前方部と、前記前方部の下流側に設けられ前記狭角が60度より大きくなるように形成された後方部と、を有する

自動変速機のポンプ装置。

[請求項15]

請求項1に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、

前記制御バルブまたは前記ベンチュリ部は、前記ポンプハウジングとは別部材のハウジングに設けられる

自動変速機用ポンプ装置。

[請求項16]

請求項1に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、

前記ベンチュリ部は、前記小径部に設けられた開口であって、前記ベンチュリ部中の作動液を前記制御バルブに供給する開口を有する

自動変速機用ポンプ装置。

[請求項17]

請求項1に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、

前記ポンプ要素は、前記駆動軸1回転当たりの吐出量が一定の固定容量ポンプ用のポンプ要素であり、

前記制御バルブは、前記ベンチュリ部の上流側から導入される作動

液を前記吸入口側に戻すように作動液の流路を切り替える
自動変速機用ポンプ装置。

[請求項18]

請求項1に記載の自動変速機用ポンプ装置であって、
前記ポンプ要素は、

周方向に複数のスリットを有するロータと、
前記ロータのスリットに出没自在に設けられたベーンと、
前記前記ポンプ要素収容部内に移動可能に設けられ、環状に形成
され、前記ロータおよび前記ベーンと共に複数のポンプ室を形成する
カムリングと、

前記カムリングと前記ポンプ要素収容部の間に形成される1対の
空間であって、前記ロータに対する前記カムリングの偏心量が増大す
るときに容積が減少する側に設けられた第1流体圧室および容積が増
大する側に設けられた第2流体圧室と、

を備え、

前記駆動軸1回転当たりの吐出量が可変に制御される可変容量形
ポンプ用のポンプ要素であり、

前記制御バルブは、前記ベンチュリ部の上流側から導入される作動
液を前記第1流体圧室に導入するように作動液の流路を切り替える
自動変速機用ポンプ装置。

[請求項19]

ポンプ装置であって、

ポンプ要素収容部を有するポンプハウジングと、

前記ポンプハウジングに軸支される駆動軸と、

前記ポンプ要素収容部内に設けられ、前記駆動軸によって回転駆動
されると共に、前記駆動軸の周りに複数個のポンプ室を形成するポン
プ要素と、

前記ポンプハウジングに形成され、前記駆動軸の回転に伴い前記複
数のポンプ室のうち容積が増大する吸入領域に開口する吸入口と、

前記ポンプハウジングに形成され、前記駆動軸の回転に伴い前記複

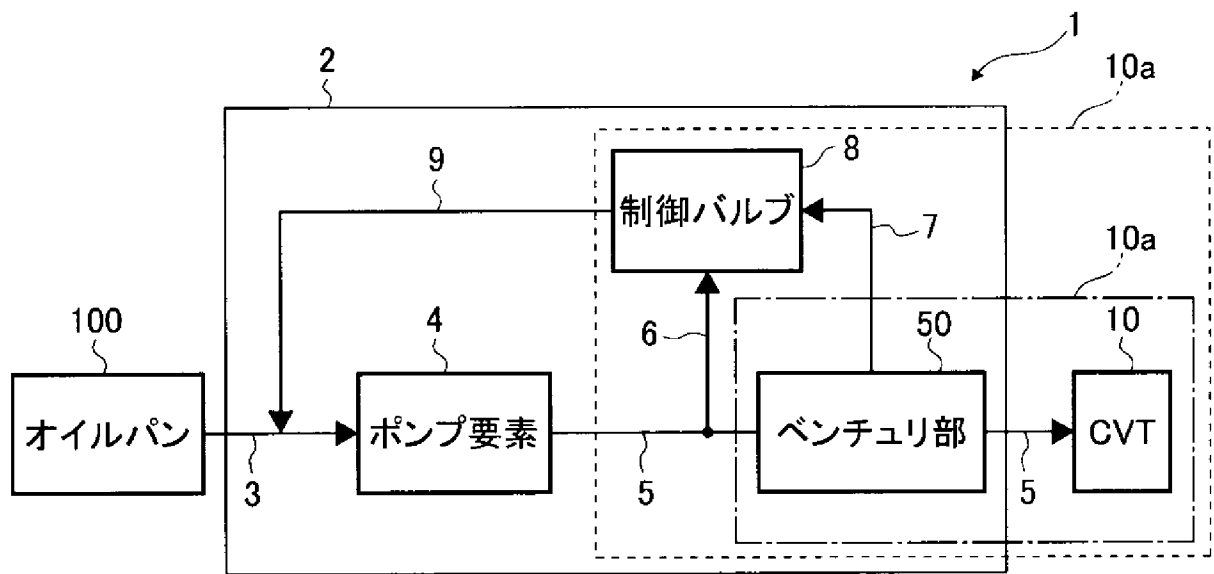
数のポンプ室のうち容積が減少する吐出領域に開口する吐出口と、
前記吐出口と接続された吐出通路と、

前記吐出通路の途中に設けられたベンチュリ部であって、前記吐出口から前記ベンチュリ部までの前記吐出通路の内径よりも小さい内径を有する小径部と、前記小径部から前記吐出通路の下流側に向かって内径が徐々に増大するように形成された内径漸増部と、を有するベンチュリ部と、

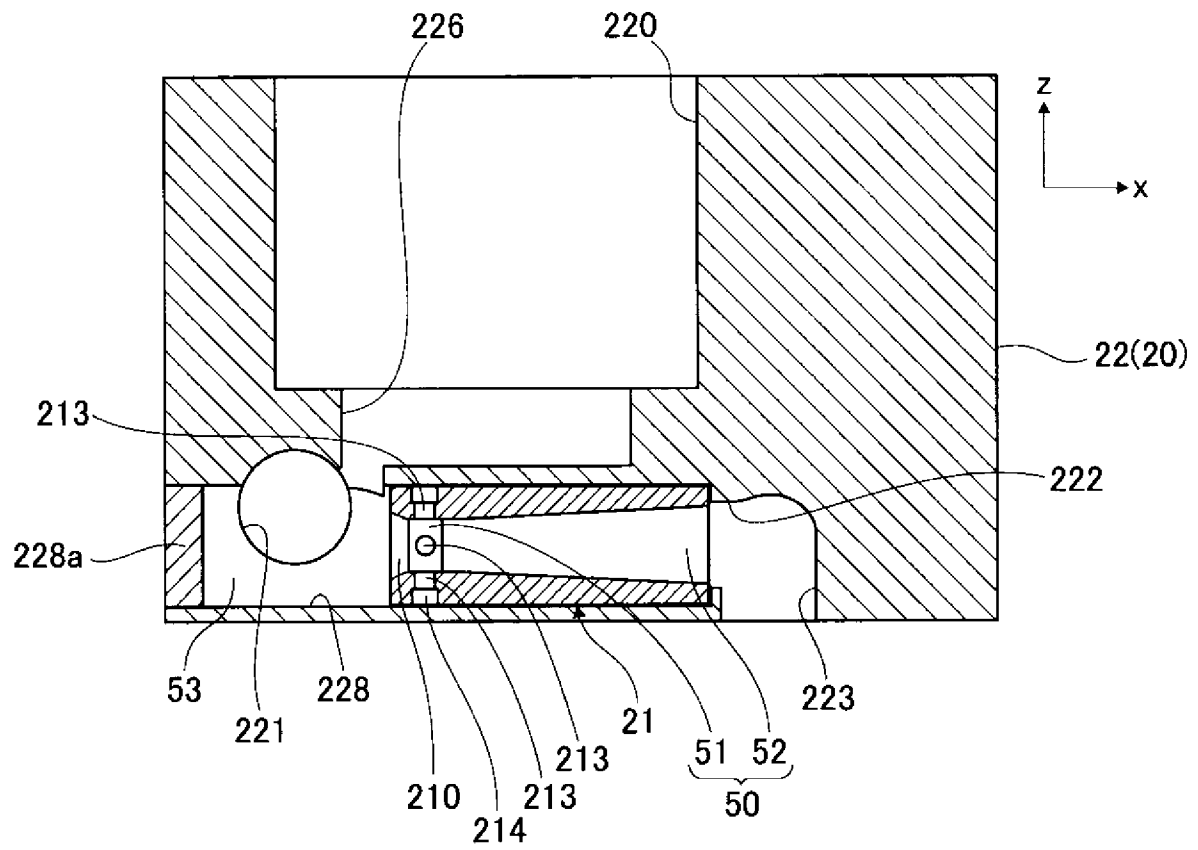
前記ベンチュリ部の上流側および前記小径部の作動液が導入され、前記ベンチュリ部の上流側の作動液と前記小径部の作動液との差圧に基づき制御されるスプール弁体を備え、少なくとも前記ベンチュリ部の上流側から導入される作動液の流路を切り替えることにより車両搭載機器に供給される作動液の流量を制御する制御バルブと、

を備えるポンプ装置。

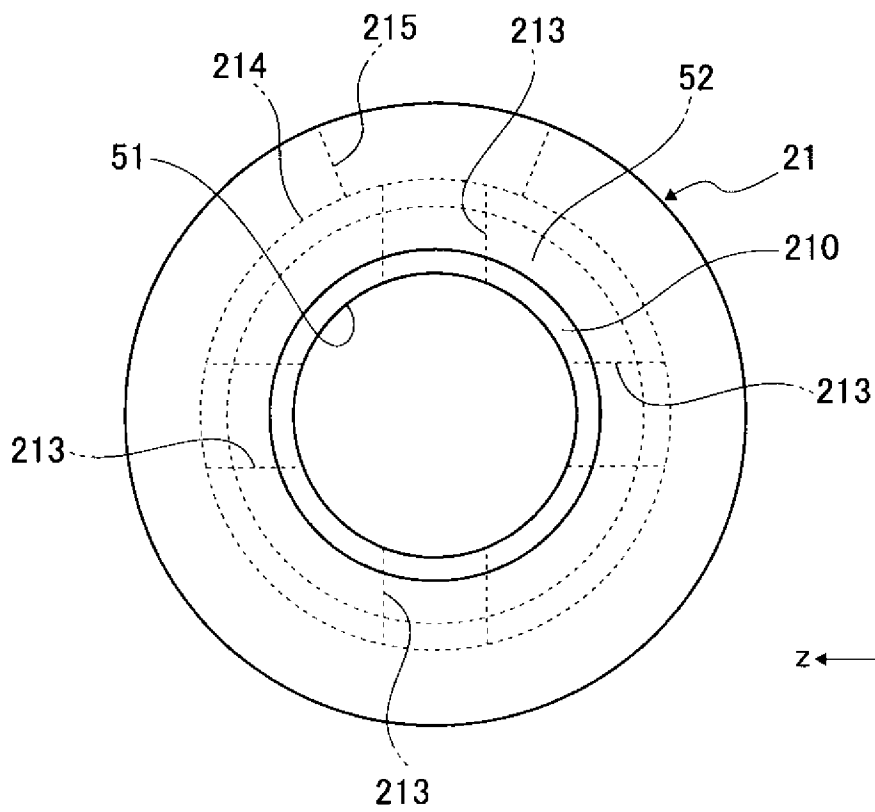
[図1]



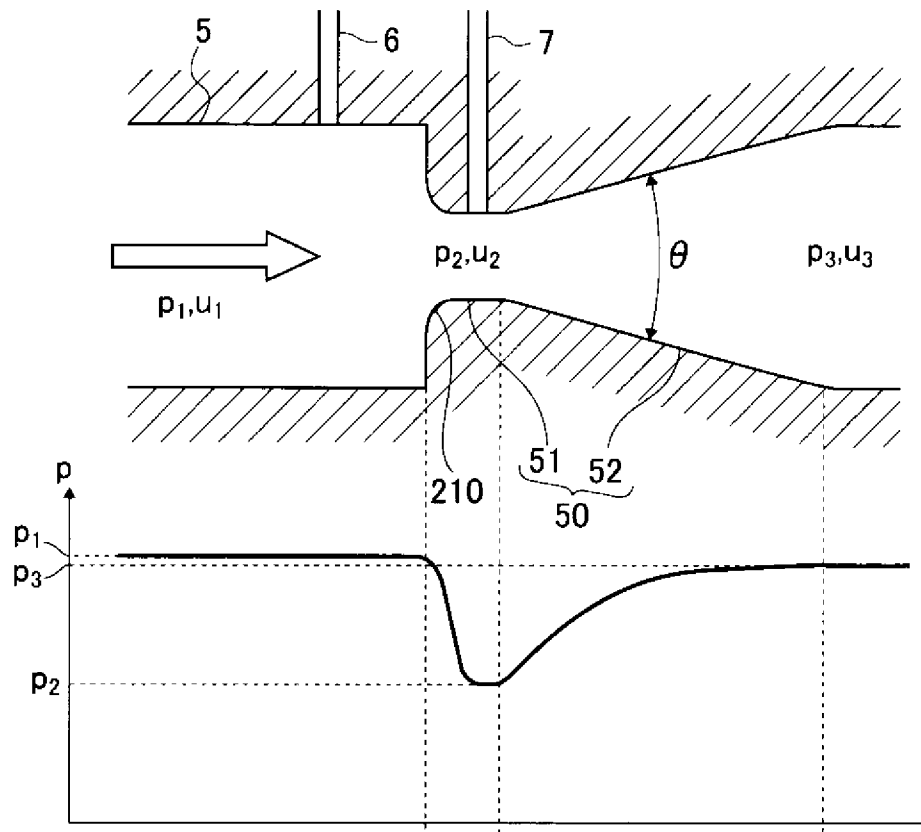
[図4]



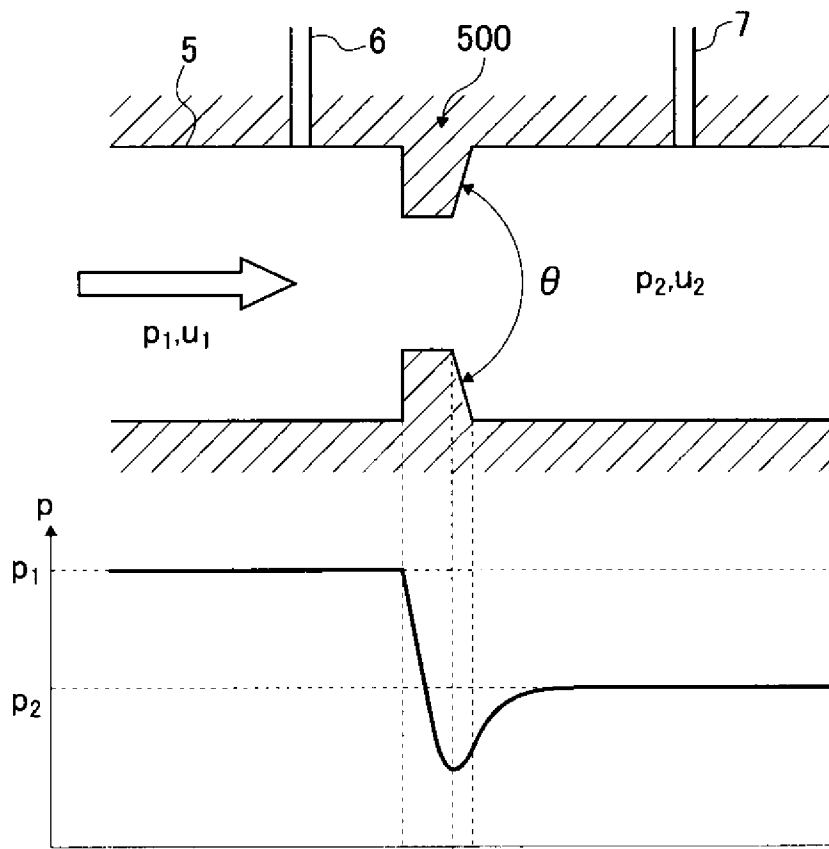
[図5]



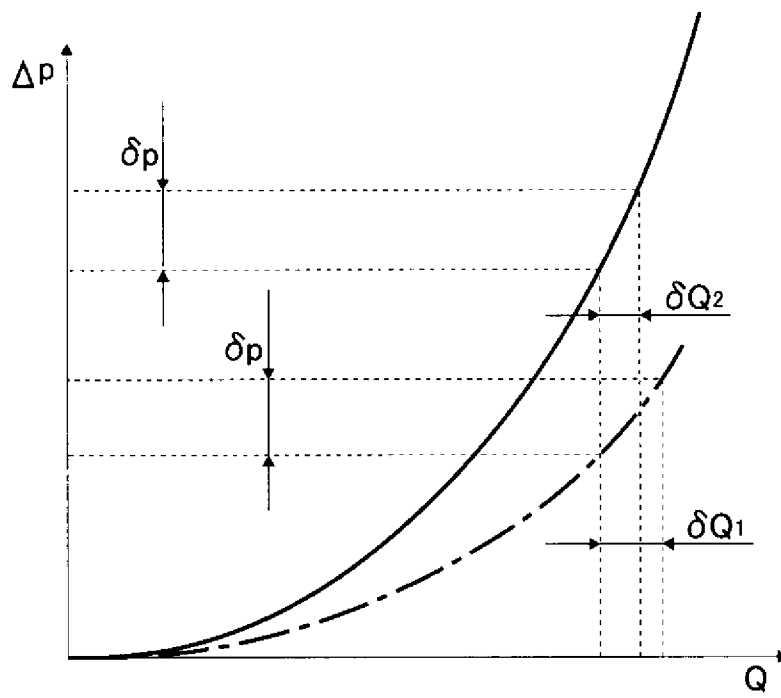
[図6]



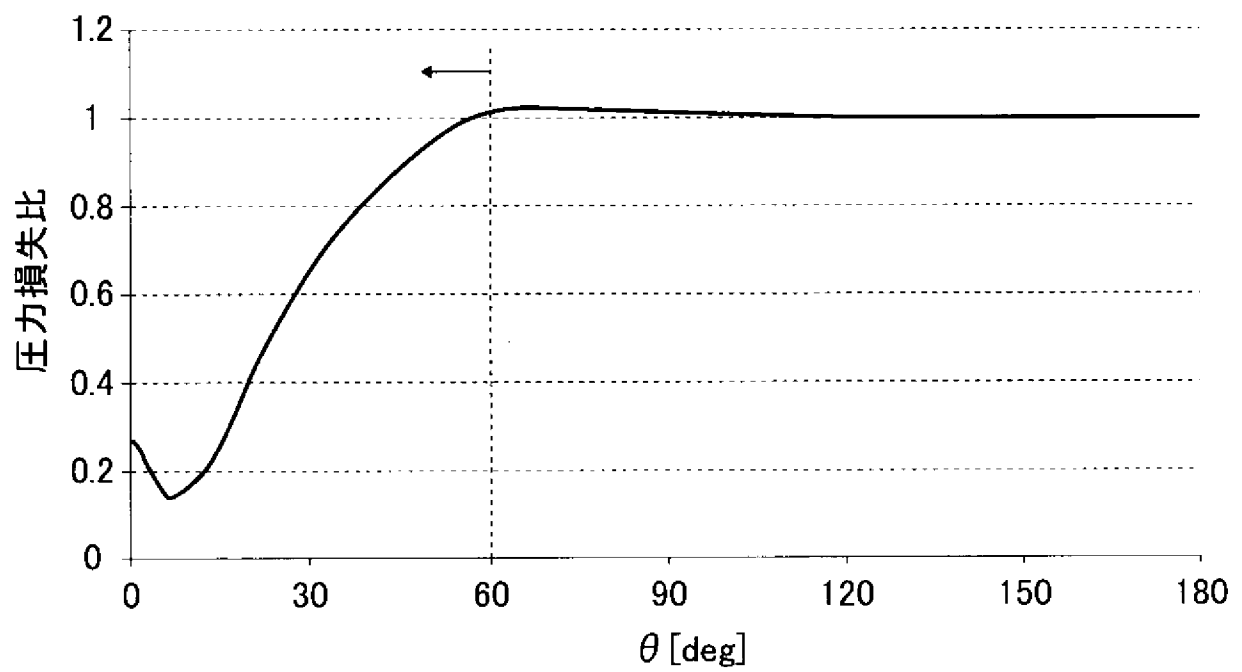
[図7]



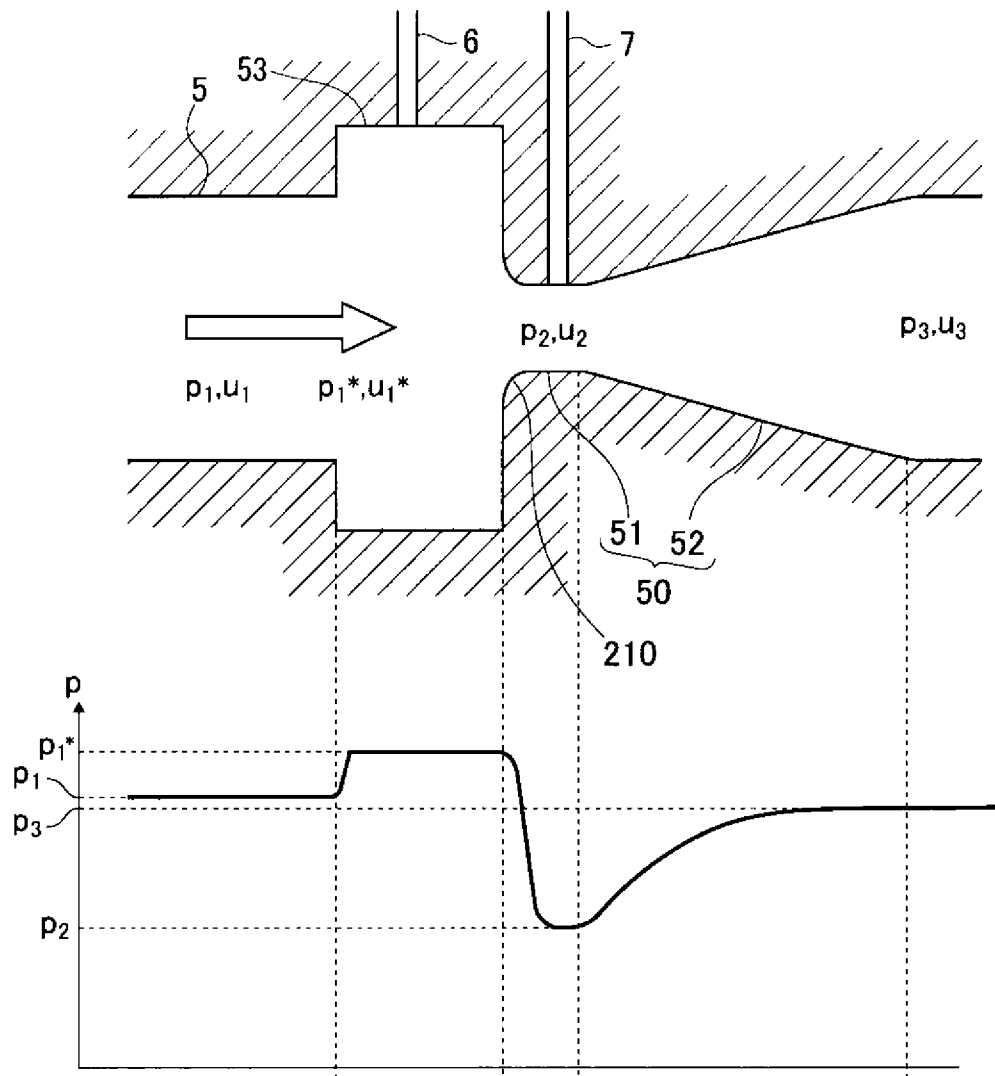
[図8]



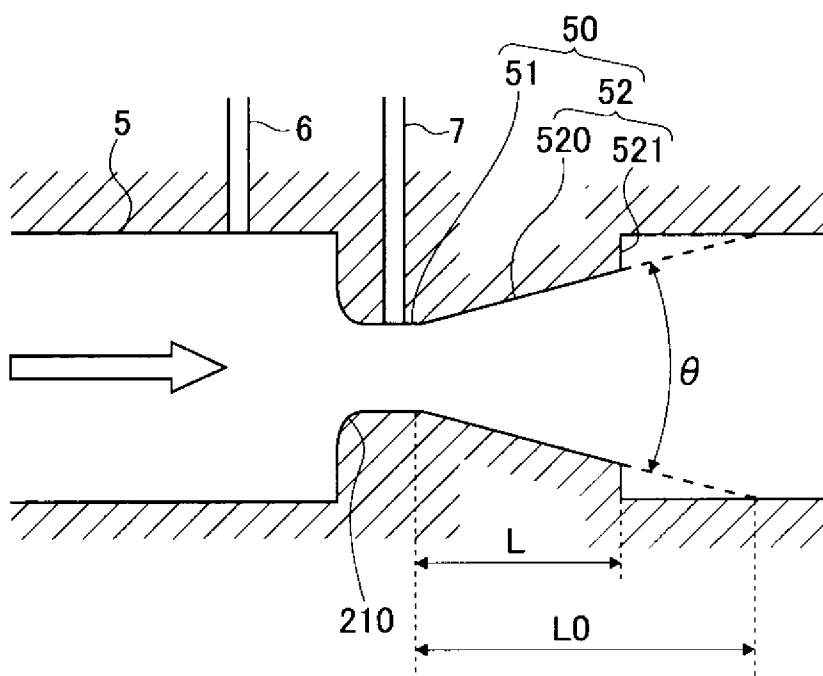
[図9]



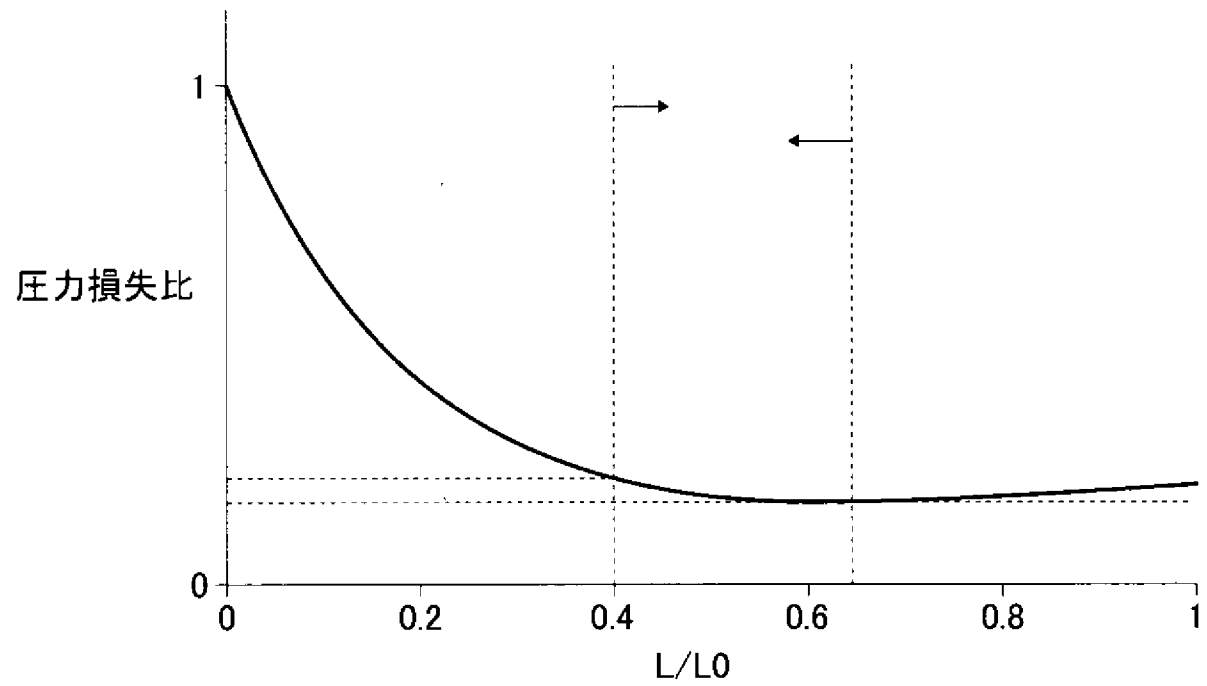
[図10]



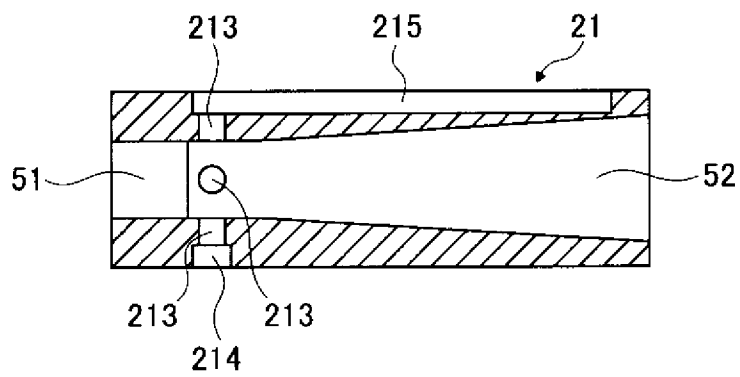
[図11]



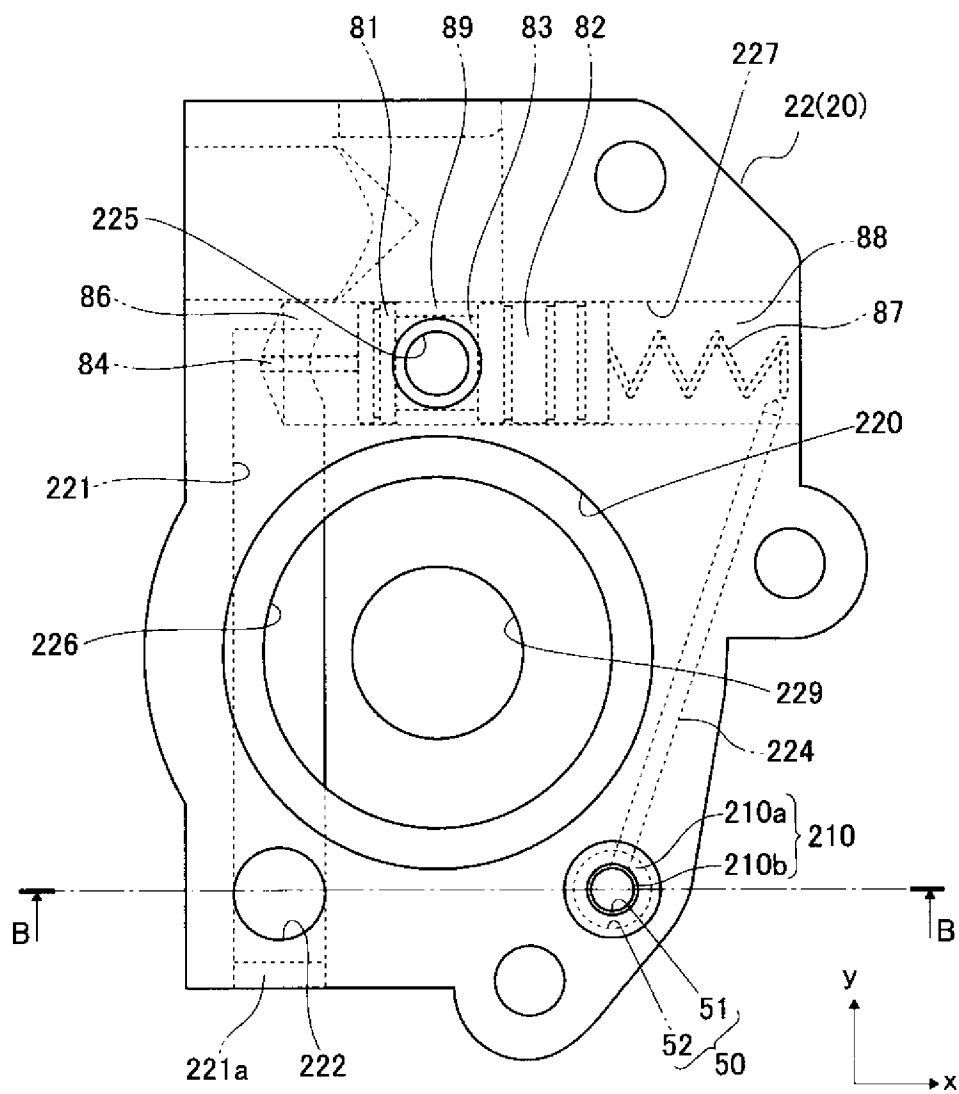
[図12]



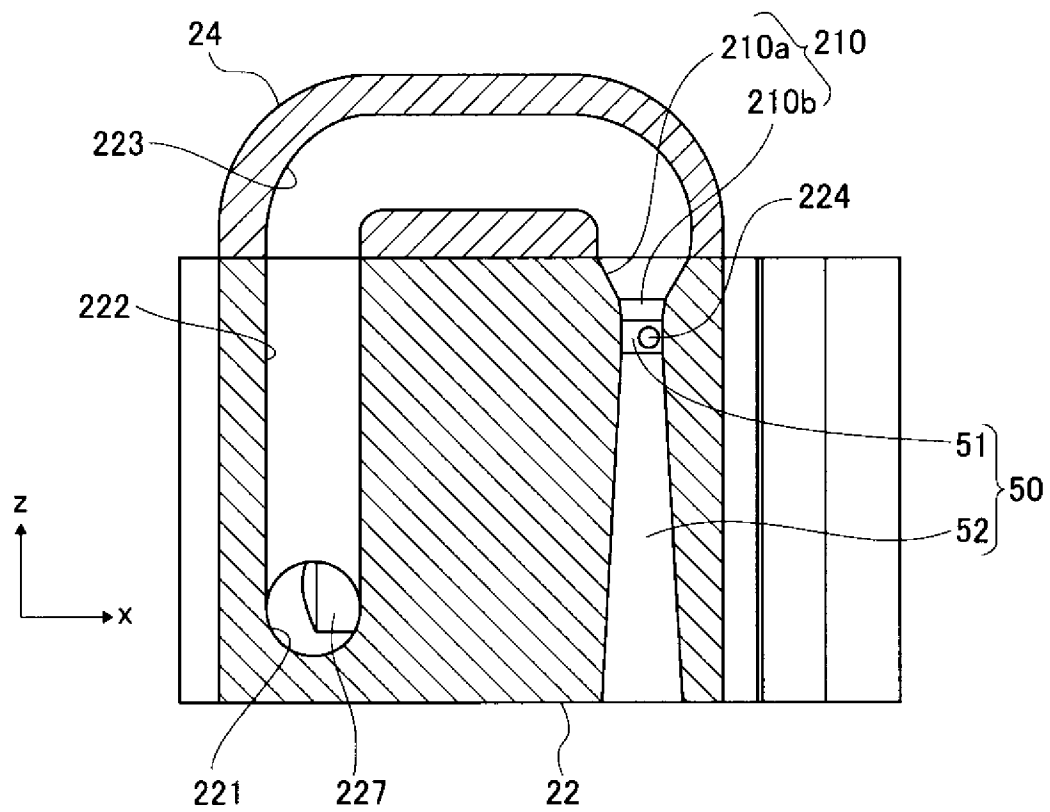
[図13]



[図14]



[図15]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/085738

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C14/24(2006.01) i, F04C2/344(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)

F04C14/24, F04C2/344

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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 Y	JP 59-500557 A (Ford Motor Co.), 05 April 1984 (05.04.1984), page 3, upper right column, line 8 to page 5, lower left column, line 12; fig. 1 to 6 & WO 1983/003581 A1 page 2, line 17 to page 8, line 26; fig. 1 to 6	19 1-18
X Y	US 2002/0172610 A1 (JERONYMO, Carlos), 21 November 2002 (21.11.2002), paragraphs [0019] to [0029]; fig. 1 to 3 & WO 02/001073 A1 page 5, line 14 to page 9, line 19; fig. 1 to 3	19 1-18

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

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

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

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

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

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

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

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
24 March 2016 (24.03.16)

Date of mailing of the international search report
05 April 2016 (05.04.16)

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

International application No.

PCT/JP2015/085738

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2014-66178 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 17 April 2014 (17.04.2014), paragraph [0041] (Family: none)	1-18
Y	JP 2008-25423 A (Hitachi, Ltd.), 07 February 2008 (07.02.2008), paragraphs [0077] to [0080] (Family: none)	3-4, 10-12
Y	JP 2-212311 A (Noritake Co., Ltd.), 23 August 1990 (23.08.1990), page 1, right column, line 15 to page 2, upper left column, line 1 (Family: none)	3-4, 10-12
Y	JP 2010-53693 A (Toyota Industries Corp.), 11 March 2010 (11.03.2010), paragraphs [0033] to [0034]; fig. 1 & US 2010/0054963 A1 paragraphs [0034] to [0035]; fig. 1	10-12
Y	JP 2-155876 A (Jidosha Kiki Co., Ltd.), 14 June 1990 (14.06.1990), page 3, upper left column, line 13 to lower left column, line 7; fig. 1 to 2 (Family: none)	12

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F04C14/24(2006.01)i, F04C2/344(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. F04C14/24, F04C2/344

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	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016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 Y	JP 59-500557 A（フオード・モーター・カンパニー）1984.04.05, 第3頁右上欄第8行—第5頁左下欄第12行, 図1-6 & WO 1983/003581 A1, 第2頁第17行—第8頁第26行, 図1-6	19 1-18
X Y	US 2002/0172610 A1（JERONYMO, Carlos）2002.11.21, 段落[0019]—[0029], 図1-3 & WO 02/001073 A1, 第5頁第14行—第9頁第19行, 図1-3	19 1-18

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの	「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

24.03.2016

国際調査報告の発送日

05.04.2016

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）

新井 浩士

30

4485

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

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 2014-66178 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2014.04.17, 段落 [0041] (ファミリーなし)	1-18
Y	JP 2008-25423 A (株式会社日立製作所) 2008.02.07, 段落 [0077] - [0080] (ファミリーなし)	3-4, 10-12
Y	JP 2-212311 A (株式会社ノリタケカンパニーリミテド) 1990.08.23, 第1頁右欄第15行-第2頁左上欄第1行 (ファミリーなし)	3-4, 10-12
Y	JP 2010-53693 A (株式会社豊田自動織機) 2010.03.11, 段落 [0033] - [0034], 図1 & US 2010/0054963 A1, 段落 [0034] - [0035], 図1	10-12
Y	JP 2-155876 A (自動車機器株式会社) 1990.06.14, 第3頁左上欄第13行-左下欄第7行, 第1-2図 (ファミリーなし)	12