室蘭工業大学
学術資源アーカイブ
Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive

小形流量調整弁の試作・研究

メタデータ	言語: jpn
	出版者: 室蘭工業大学
	公開日: 2014-03-04
	キーワード (Ja):
	キーワード (En):
	作成者: 渡部, 富治, TIMM, Jason, 斎藤, 図
	メールアドレス:
	所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/765

小形流量調整弁の試作・研究

渡　部　富　治・Jason R. TIMM・斉　藤　　図

Abstract

This development project in hydraulics Race resulted in a very small flow limiting valve with reasonable control precision. A structural departure from previous flow control valves was made in the basic design. An internal shape found to be critical in influencing internal flow conditions was altered and the control characteristics were tested up to pressure differentials as high as 23 MPa at 400 and 500 cm^3/s flow rates. One application is the authors, ocean wave electric generator. The design is now proving its effectiveness at 700 cm^3/s in protecting the power conversion machinery from overspeed due to high waves.

1. 緒　　言

本研究で取り扱う波力発電装置の概要を図1に示す。この装置は，入射波のエネルギで振子を加振し，油圧変速回路を介してその搖動運動を発電機に伝えることにより電力を取り出すものである。このようなシステムで振子の受波板により直接波力を吸収するので，空気タービン式[1]などに比較してはるかにエネルギ取得効率が高い。しかし，たとえば台風時などには定格の10倍前後のパワーを吸収してしまい，容量オーバーによる故障が生じやすい欠点があった。

この対策として，流量調整弁を用い，発電機を駆動する油圧モーターの最高速度を制御することにより，台風時のオーバースピードを防止することにした。しかし，市販の流量調整弁は大型で使いにくいので、今回この小型化を試みた。

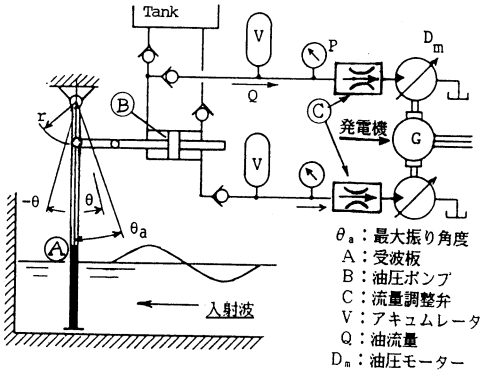

図1　振子式波力発電装置

制御量が一定であること，その定常偏差は±10％位まで許されることを考慮し，この目的に最適と思われる弁を考案した。工学的検討の上設計・試作した結果，目標性能を満足する小形流量調整弁が得られた。現在図1の回路に組込み試用を続けているが，これまでのところ，オーバースピードによるトラブルの発生はなく，十分実用に

供しうるものと考えられる。以下これらについて報告する。

2．小形化の方法

流量調整弁は，オリフィスと，このオリフィス前後の差圧を一定にする差圧制御弁との組合せから成る。図2は従来形を示し，オリフィスの上流に差圧制御弁がある。この弁はオリフィス前後の差圧信号を利用し，オリフィス上流側圧力を調節して流量を一定にする。操作力を大きくするため，スプールには大径のピストンがついている。

図3は筆者らが検討した小形化の方法例である。

これは，つぎのような考えによる。(1)差圧弁のスプールだけで，信号受信と操作ができるようにする。(2)オリフィスをスプール軸上に近づけて設置する。(3)弁の安定性低下や，定常偏差の増大が生じたとき対策が可能であるようにする。

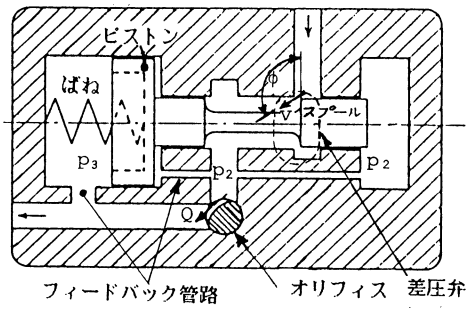

図2 従来流量調整弁

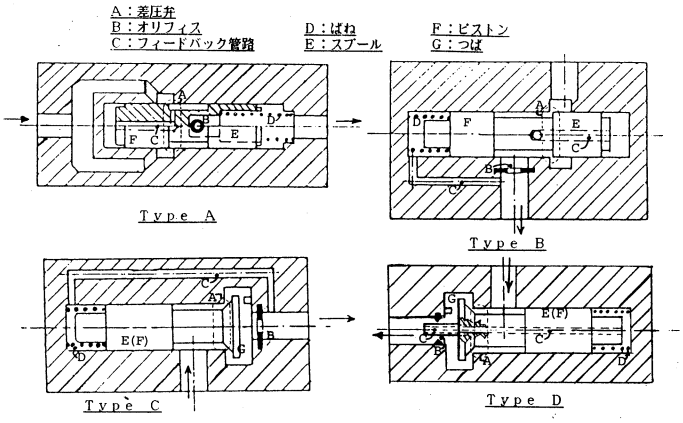

図3 小型化の方法例

これらにつぎの特長がある。

まず，従来形のピストン径は大きいので全てのタイプでは変更点はピストン径をスプール端面で代用する構造にしたことである。

Type B：この場合には，ただの従来のピストン径を小さくしたものである。

Type C：Type B のスプールはダンビングレングスが負でピストン径は小さいと安定が悪い。これを正値に変え，かつオリフィスを軸心上に設ける。

以上の3例のうち，type C が最も適した構造であると判断し，弁を製作した。しかし，この弁の構造にさらに改良を加えて，フィードバック管路をスプールとオリフィスの軸心に付けることにすれば Type D のようなさらに小さい弁が可能である。

3．設　　計

3.1 理　　論

実際に試作した弁の詳細を図4に示す。スプールには，いろいろな軸力が働き，これらの平衡からつぎの運動方程式が成立する[2)]。

$$\frac{md^2x}{dt^2}+C_f\frac{dx}{dt}+kx=(p_2-p_3)A_V+F_{30}-\rho Qu\cos\phi\frac{LdQ}{dt}\pm F_h \quad (1)$$

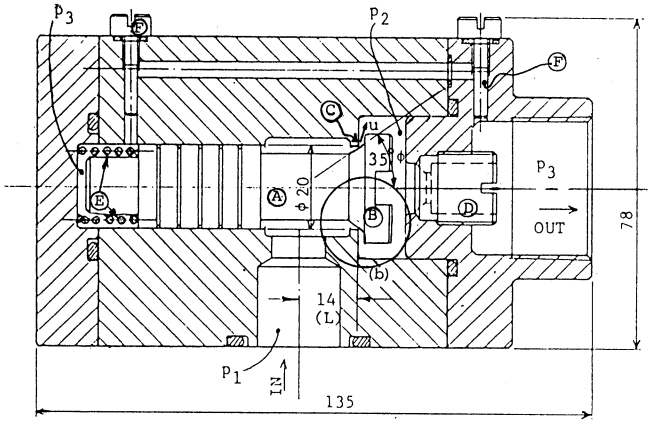

図4　(a)試作した小形流量調整弁

A．スプール
B．つば
C．差圧弁（弁座）
D．オリフィス
E．ばね
F．ダンピングピン

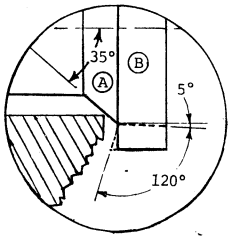

図4　(b)弁座とつばの細部図

m＝スプール質量，x＝スプール変位，k＝ばね定数，p＝圧力（図4），A_V＝スプール，面積＝$\pi d^2/4$，F_{SO}＝ばね力（初期値），ρ＝油の密度，Q＝流量，u＝噴出速度，ϕ＝噴出角度，L＝ダンピングレングス，C_f＝ダンピング係数，F_h＝ハイドロリックロックによる摩擦力

定常状態では式（1）はつぎのようになる。

$$p_2-p_3=(F_{SO}-kx-\rho Q\cdot u\cdot\cos\phi\pm F_h)A_V=\Delta p \quad (2)$$

ここでは，$u=f(p_1-p_2)$，$F_h=f(p_1-p_2)$

である。したがって Δp を一定にするには，これら変動要因を何らかの方法で除くことが必要である[3)]。今回は，ハイドロリックロックを小さくするための対策と，噴出角度ϕ＝90°きすることによって，できるだけ Δp_1＝一定となるように試みた。この結果，図4の弁を設計したが，FCD50の本体と，表面硬化SCM4のバランス溝付スプールを組合せ，流出面の半頂角ϕ＝35°から外周に向かって半頂角5～120°の範囲で再度曲がる面をもつスプール構造を採用してある。弁座を面取り無しにした。

3．2　設計

図4の小形流量調整弁の仕様をつぎに示す。

制御流量 Q＝700(cm^3/s)，圧力差 $\Delta p=p_2-p_3$＝390kpa，スプール径 d＝2 cm，ばね力 F_{SO}＝62N，

ばね定数 k＝82(N/cm)，オリフィス径＝0.78（cm)，寸法＝6.8（cm）×7.4×13.5，質量＝4.45（kg)

この設計では，つぎのことを考慮した。

(1)つばの形状を変え，弁に働く流体力を変化可能にした。

(2)流量にみあった大きさにオリフィスの取り付けを容易にした。図5は試作した小形流量調整弁の写真である。

4．実験および結果

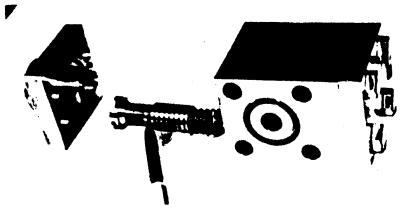

図5　調整弁

4.1 実験方法

試作弁に油を流し，流量制御特性について実験した。図6は使用した実験回路である。ここでは，供試弁前後の圧力差を変え，この場合の弁を通過する流量特性について調べた。

試作弁にはポンプの吐出油が送り込まれる。この流量Qは，ポンプ回転速度nを増減させることにより，調節する。試作弁下流には流量計測用オリフィスを設けてある。試作弁の上流圧力 p_1 が一定限界（この場合約245（MPa)）以上にならぬよう安全弁が並列に組込まれる。今回のポンプ容量では，仕様流量 Q＝700cm^3/s に達したかったので，実験は Q＝400～500(cm^3/s)で行った。このためオリフィス径はそれぞれ0.48および0.62cm にした。油温は45～50°で実験を行った。使用油は，ダフニーハイドロリックフルード WR33，その油温で動粘度 ν は約30～24cst，ρ＝0.862g/cm^{3}である。

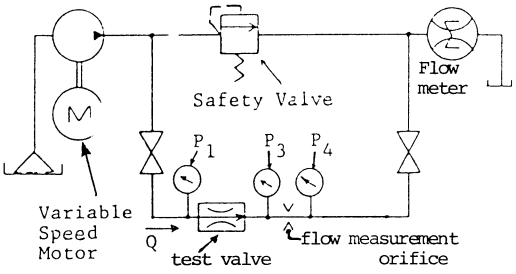

図6　実験の回路

実験方法としては，最初に弁の振動の有無を確かめ，安定であるものについてのみ静特性（上下流圧力 Δp_1 の変化に対する弁出力の流量Qの測定）を行った。流量Qは，オリフィス前後の圧力差＝p_3-p_4を実測し，これにより計算した。この場合のオリフィス係数は，あらかじめ積算流量計により較正した。

4．2　実験結果と考察

フィードバック管路のダンピングピンを外し，振動発生のない状態で実験した。また，スプールの摺動面を1 μm 程度に研磨した結果，3 μm 程度の研磨仕上の場合より F_h が減少し図8に示したように圧力／流量ヒステリシスは小さくなった。ただし，ヒステリシスの原因に対し決定的

な影響を与えたのは，むしろつばの形状であった。

図4には弁のつば形状が90°の場合を示してあるが，今回は，このつば形状を5°～120°の範囲で変えて実験した。実験に用いたつば形状の種類は，それぞれ$Q \approx 400cm^3/s$のとき11種類，$Q \approx 500cm^3/s$のとき4種類である。

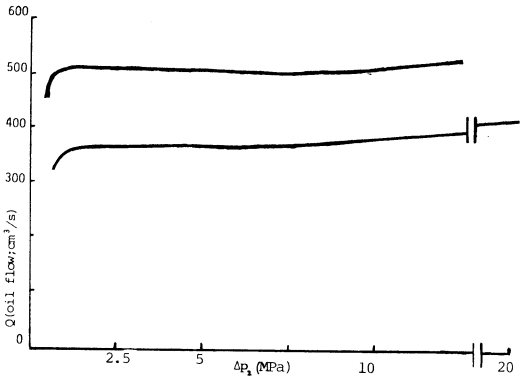

図7　代表的な結果

図7は$Q \approx 400cm^3/s$および$Q \approx 500cm^3/s$の下での代表的な実験結果例で，つば形状62°および60°の場合である。図6のポンプ回転速度の調節により，弁上流の圧力を0から23MPaまで徐々に上昇させ，この場合に弁を通過する流量を測定し，つぎに.23MPaから0までゆっくり降下させながら流量を測定した。弁下流圧力は0～1MPaである。図7では，横軸に弁上下流の圧力差$\Delta p^1 = p^1 - p^3$をとり，縦軸に流量Qをとって示してある。$Q \approx 400cm^3/s$では$\Delta p^1 \geqq 1.5MPa$において弁の制御作用が現れている。Δp^1の上昇によりQは増加していて，$\Delta p^1 = 23MPa$のときのQは，$\Delta p^1 = 1.5MPa$のときのQに対し＋17%，Qの定常偏差は，$\Delta p^1 = 10MPa$当り8%になる。$Q \approx 500cm^3/s$の場合の定常偏差は，同じく2.8%である。いづれの場合もヒステリシスはなかった。

このように流量の偏差が正になるのは，スプールに働く流体力が弁を開く側に作用する場合に相当する。これについては後で詳しく触れる。

図8は流体力の弁を閉じる側に作用した例で，この場合のつば形状は5°である。図8は$\Delta p^1 = 0.5MPa$のとき$Q \ell 570cm^3/s$に達し，そこからΔp^1の上昇に対し急速に流量が減少する。すなわち，流量の偏差は負になる。$\Delta p^1 \geqq 2.5MPa$では偏差は正に移る。

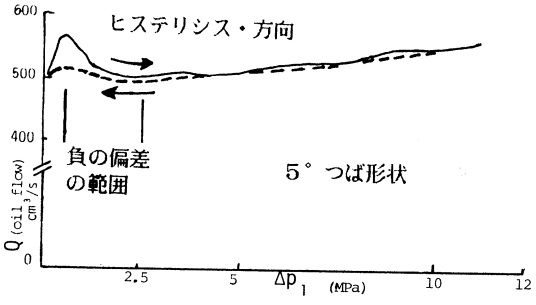

図8　不安定性の場合

このようにつば形状を変えることにより，定常偏差の正負及び大きさが変化した。この関係を図9に示した。

図9では，相互関係が見出すため，横軸につば形状の角度を，縦軸に定常偏差をとって示した。

図9からつぎのようなことがわかる。すなわち，つば形状の角度が小さい範囲（5

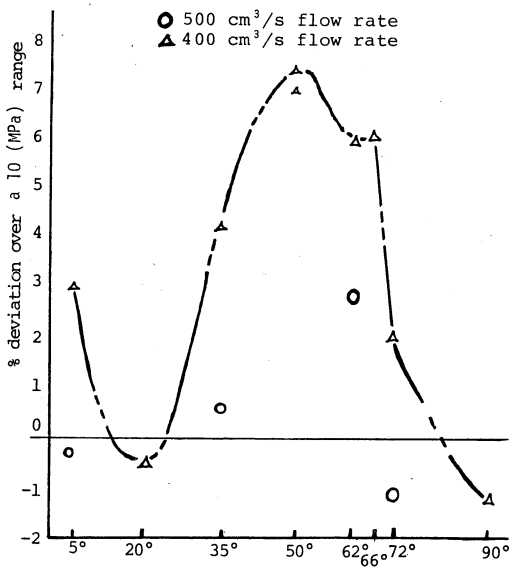

図9　角度と定常偏差関係

°～35°）の定常偏差は比較的小さい。しかし負の偏差領域をもつため，この弁を流量制御回路に組込むときは，回路が不安定になる危険性をもつ。例えば，今回の実験回路（図6）では，電動機および油圧ポンプの特性と弁の負性特性との相互作用により，ある Δp^1 の範囲では，電動機速度をわずかに変えただけでも，Δp^1 には急激な変化が生じた。

つば形状の角度を大きくすると，スプールからの噴出流がつば面で軸直角方向に曲げられるため，スプールに開き方向の流体力を加えることになる。この働きで閉じ方向の流体力が補償され負の偏差が小さくなる。そして，つば形状の角度66°では定常偏差≒7％であるが，角度70°になると突然定常偏差≒2％に変わり，角度＝120°までの範囲では，角度＝5～35°の範囲と同様の定常偏差値になる。

殷らは，今回の噴出部形状となっているポペット弁における流体力補償に関する研究について報告している[4),5)]。

これによれば，つば形状が90°のとき，弁座からつば面までの距離が近いと，噴出部は激しいキャビテーション状態を呈し，流体力補償は得られない。すなわち流体力補償を期待するには，流体力を生みだそうとする場所は，できる限りキャビテーションが生じないようにすることが必要である。

今回の弁は，弁座からつば面までの距離が1mm程度であり，噴出方向を大きく曲げればキャビテーションが生じ易い形状である。このため，つば形状70°120°はキャビテーションのため流体力補償が得られなかったものと推測される。

したがって，つば形状60°のところは，キャビテーション現象が激しくなく，かつ流体力補償効果が，今回の実験の中で最も効果的に得られたところと考えられる。このつば形状のスプールを，波力発電の台風対策に用いた。

図10は，今回の流量調整弁を，振子式波力発電装置の回路に組込んだところの写真である。管

路のエルボを取除き，その部分に新たな流量調整弁を組込んだ。弁の大きさは，継手を少し大きくした程度である。比較のため，これまでの流量調整弁（今回の試作弁と同一容量のもの）をあわせて示した。

昭和63年４月に組込んで以来，室蘭港外における振子式波力発電装置の運転が再開されている。現在まで約１月が経過し，この間に低気圧通過による荒天を経験したが，オーバースピードによるトラブルは生じていない。これより，今回試作した流量調整弁は，一応実用できるものと考えられる。

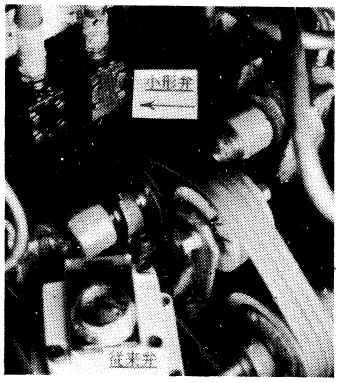

図10　従来弁との比較

5．結　　言

以上により次のように結言することができる。

(1)　スプールに働く流体力の補償を行うことにより，定常偏差の小さい小形流量調整弁の試作に成功した。

(2)　流体力の補償を行うには，噴出部でのキャビテーション防止が重要である。今回の弁では，つば形状60°のとき最もよい流体力補償が得られた。

(3)　つば形状60°のとき，流量の定常偏差は $Q \fallingdotseq 400cm^3/s$ および $500cm^3/s$ のとき，それぞれ８％／10MPa，2.5％／10MPa であった。

(4)　発振の心配はない。

なお，キャビテーション防止を目的として，さらに噴出部形状研究をすれば，一層すぐれた流体力補償が得られるように思う。今後の課題である。

今回の流量調整弁は，株式会社永沢機械において加工が行われた。また，スプールのラッピング作業において，本学実習工場三品氏の協力を得た。

感謝します。

参考文献

１）渡部　波力発電の現状と将来，油圧と空気圧　Vol.17，No.７（昭61.11）
２）市川・日比　油圧工学，朝倉書店
３）石原・他　油圧工学，朝倉書店
４）殷・大島・市川　ポペット弁の流体力補償に関する研究（第一報，つばによる効果）
５）大島・殷・市川　ポペット弁の流体力補償に関する研究（第二報，反割モデルによる考察）