

オリフィスバタフライ弁の音圧レベル特性とキャビテーション抑制性能の関係

Relations between the Characteristics of the Sound Pressure Level and the Cavitation Suppressing Performance of Orifice Butterfly Valves

真本英光*

Hidemitsu Mamoto

永瀬敦史*

Atsushi Nagase

山下哲司*

Tetsuji Yamashita

中岡英*

Ei Nakaoka

バルブの代表機種の一つであるバタフライ弁は、On-Off 弁として主に使用されるが、流量調整機能を追加した高付加価値機種も開発されている。流量調整弁に求められる代表的な性能は2つあり、それは、騒音抑制性能とキャビテーション抑制性能である。本編では、それぞれの性能を向上させることを目的に開発した2つの新型バタフライ弁を比較する。

更に、比較対象の4機種の発生騒音を測定し性能評価を行うことにより、音圧レベルとキャビテーション性能の関係、および、高いキャビテーション抑制性能をもつバタフライ弁の騒音予測式を導き出すことができたので報告する。

Butterfly valves, which are a kind of typical valve, are primarily used as on-off valves, and some high-value-added products with flow control capability have also been developed. There are 2 main performances required for flow control valves that are suppression performances of both noise and cavitation. In this section, we compare 2 new types of Orifice Butterfly valves, which were invented to improve these performances. Also, we report on the relations between the sound pressure level and cavitation performance as well as the noise prediction formula for these butterfly valves that can provide excellent cavitation suppression, which we could find by evaluating the performance of the valves based on measurements of the noise generated by 4 valve models being used for comparison.

1 はじめに

バルブの代表機種の一つであるバタフライ弁は、On-Off 弁として主に使用されるが、流量調整機能を追加した高付加価値機種も開発されている。流量調整弁に求められる性能は、主に、騒音抑制性能とキャビテーション抑制性能である。国内の水道事業体向けでは、後者のキャビテーション抑制性能が重んじられており、性能評価方法も統一されている。しかし、騒音については要求値が設けられているケースが少ないこともあって、騒音抑制性能の評価方法は整備されていないのが現状である。

一方、石油・石油化学工業用装置関係JPI規格¹⁾には、調整弁の騒音について詳しく示されている。この分野では水道事業の水運搬ラインに比べ、より高い圧力差における流量調整が必要であり、キャビテーション抑制と同等以上に騒音抑制に対する要求も高くなる。そのため、バルブメーカー各社では、騒音予測値や予測式を提供することにより、顧客要求に添っている。この騒音予測式では、バルブ毎の固有値である Kc (初期キャビテーション指数) や FL (圧力回復係数) が用いられる。この固有値を導き出すには、長時間の性能評価試験を実施した上で膨大なデータを集計する必要がある。現在、水道事業体向けの流量調整弁では、一般的に、この固有値は設定されていないため、予測値を簡単に求めることが困難である。

この度、当社でも、20年間主力製品として販売を続けてきた流量調整バタフライ弁「ディスクポリフローバルブ」²⁾の後継機種として、2つの新型オリフィスバタフライ弁「レストリーム」および「BT-IQ」の開発に成功した。このうち「レストリーム」は海外プラント向けに開発されたバルブであり、騒音抑制性能について高い要求事項がある。そのため、従来からのキャビテーション抑制性能の評価に加え、騒音抑制性能の評価が必要であった。そこで、比較対象のノーマルバタフライ弁、多孔可変オリフィス弁を含めた、4機種の発生騒音を測定し性能評価を行うこととした。更に今回の試験結果から騒音予測式をたてることとした。

2 流量調整弁の構造説明

2.1 2つの新型オリフィスバタフライ弁の用途

現在、中東を始めとして海外で建設が盛んな海水淡水化プラントの海水運搬ラインにおいて、騒音を抑制しながら大きな流量差を制御できる高性能バタフライ弁が求められている。これに応じて当社が開発したバタフライ弁が、「レストリーム」(以下、Rs型)である。一方で、国内水道事業向けの流量調整弁で最も重用視される性能は、キャビテーション抑制性能である(表1)。

*バルブ事業部 バルブ技術部

この要求を満たすバルブは、一般的に多孔型とバタフライ弁型に分類される(表2)。優れたキャビテーション抑制性能を持つ多孔型は、高価・大型・止水性能をもたないなどの短所をもっている。2013年、当社は、キャビテーション抑制性能を多孔型クラスまで向上させたオリフィスバタフライ弁「BT-1Q」(以下、1Q型)を開発した(図1)。

この2つのオリフィスバタフライ弁、海水淡水化プラント向けRs型と国内水道事業向け1Q型は、外観は似ているものの、事業分野に応じてカスタマイズされており、それぞれの特徴が異なることを次に説明する。

2.2 新型オリフィスバタフライ弁の構造

1) 従来品の構造

ノーマルバタフライ弁(以下、BV型)を中間開度で使用した場合、内蔵する弁体が流れを妨げることによって、流量を調整することが可能である。しかしながら、圧力条件によって弁下流側の渦流れからキャビテーションが発生する(図2)。初生キャビテーション段階では運用上問題はないが、弁差圧が大きくなれば激しくキャビテーション気泡が発生し、更にこれが成長することで、振動、騒音、配管損傷の事故を引き起こす。これを防止することを目的とし1990年代に開発されたのが、当社製流量調整バタフライ弁「ディスクポリフローバルブ」(以下、DD+型)である。弁

表1 流量調整弁性能への要求(当社独自調べ)

◎:特に高い ○:高い △:低い

事業分野	騒音抑制性能	キャビテーション抑制性能	低いエネルギーロス
海水淡水化プラント	◎ 発生源から1mでの規制値が明確にある	○ コストパフォーマンスも重視し、過度な安全率は不要である	○ 低差圧大流量の運転パターンでは、弁を全開で使用する
国内水道事業	○ 周辺住民との敷地境界線での音圧レベルに規制がある	◎ 連続・長期間運用に対応するため、安全率を高くとる必要がある	△ 弁差圧は一定であり、常時、弁を中間開度で使用する

表2 当社製流量調整弁性能の相対比較表

良い ← A B C D E → 悪い

分類	弁名称	型式	キャビテーション抑制	止水性能	リニア制御性能	低価格	コンパクト
多孔型	ポリジェットバルブ	P-SLV	A	A	A	E	E
	フロータス	FT-10	B	E	B	C	A
バタフライ弁型	ノーマルバタフライ弁	BV	E	A	E	A	B
	ディスクポリフローバルブ	DD+	C	A	E	A	B
ハイブリッド型	オリフィスバタフライ弁	1Q	B	A	C	C	B

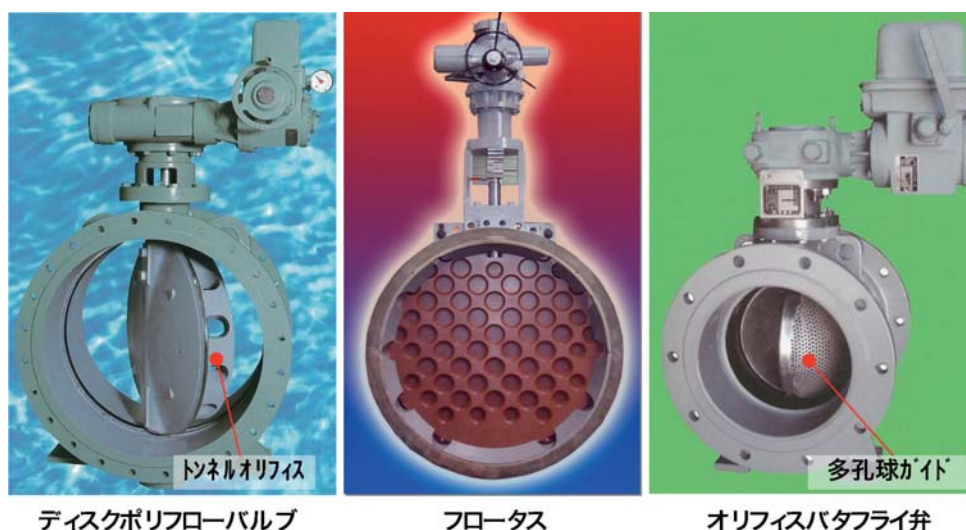


図1 当社製流量調整弁 製品写真

体に備えつけたトンネルオリフィスが整流効果をもたらし渦流れ発生を抑制する。一方で、フロータス（以下、FT型）に代表される多孔型は、流体の通過面積を細かく分解することによって、運用上有害なキャビテーションの発生を抑制する（図3）。図に示すとおり、バタフライ弁と異なり、全ての開度において流体の流通面積が細かく分解されていることが判る。

2)1Q型の構造

この多孔型の構造をバタフライ弁に取込んだのがハイブリッド型のオリフィスバタフライ弁1Q型である。バタフライ弁の弁体に1/4球体を両面に備え、そのガイドに多数の孔加工を施している。図3に示すとおり、全ての開度で流通面積が細かく分解されている。これによって、どの開度においても高いキャビテーション抑制性能を発揮する。更

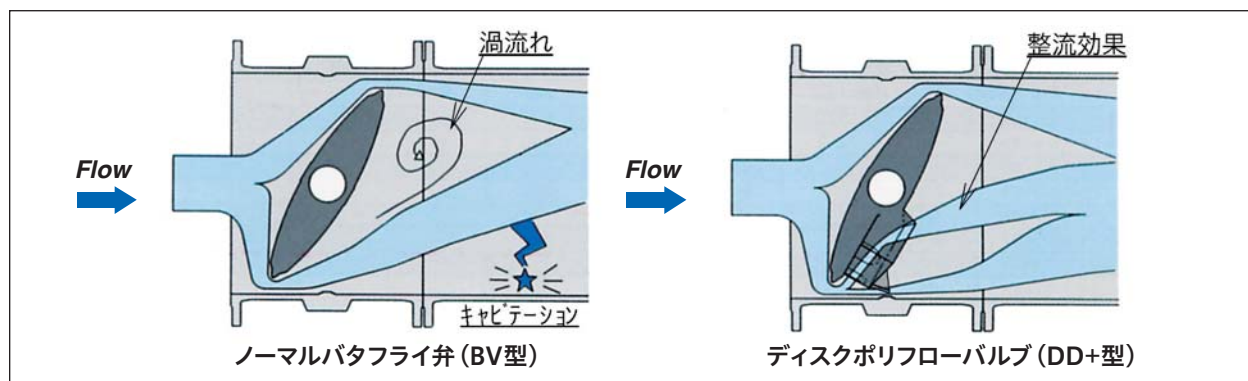


図2 流量調整バタフライ弁の整流効果



図3 開度 α における流体通過面積

に、弁体を全開位置から更に開方向に回転させることで実施できるセルフクリーニング（配管から外さずに孔に堆積した異物を洗浄する）機能により、水道水のみならず多くの送水ラインで使用が可能となっている。

3) Rs型の構造と機能（図4）

Rs型は騒音抑制性能を実現させるため、1Q型と同じく、バタフライ弁のオリフィス側の弁体に多孔付ガイドを設けているが、表1のとおり全開時のエネルギーロスを低減する目的もあって、ガイド幅は必要最小限に留めている。一方、ノズル側には、弁体球面ガイドは設けず、弁箱側に流水を遮断する目的でガイドが備わっている。このガイドが弁箱および下流側配管の側壁への流れを遮断することで、騒音抑制性能を向上させている。

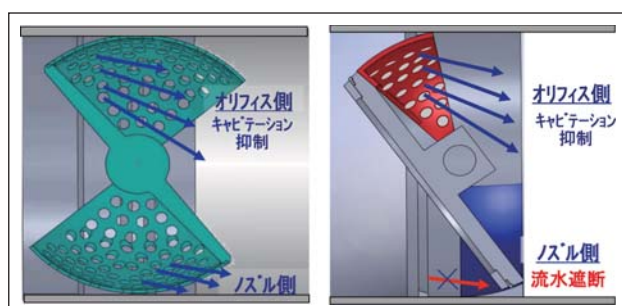


図4 1Q型（左）とRs型（右）の流線の違い

4) 1Q型とRs型の性能の違い

流量調整バタフライ弁で使用される頻度が高い20～40% 開度において、Rs型の騒音抑制性能³⁾は他のバタフライ弁と比べて優れている（表3）。一方、1Q型は、1/4球面ガイドにより全ての開度でキャビテーションを分散させる機能をもっており、キャビテーション抑制性能では最も優れている。このキャビテーション抑制性能は、水道分野において、許容キャビテーション係数 σa を用いて定量的に比較されている。

表3 バタフライ弁騒音比較(弁開度=28%, ΔH : 弁差圧)
[dBA]

	$\Delta H=30\text{mAq}$	$\Delta H=50\text{mAq}$	$\Delta H=60\text{mAq}$
BV型	90.6	91.7	97.6
Rs型	79.6	83.6	85.2
1Q型	81.4	87.5	90.7

※但し、二次側圧力等の別条件により騒音値は変化する。

3 キャビテーション抑制性能の比較

3.1 流量調整弁の性能評価一般式

キャビテーション抑制性能を評価する際は、まず最初に、バルブが使用される水理条件からキャビテーション係数 σ を求める。その一般式は下記のとおりである。

1) 損失水頭 ΔH [mAq]

流量調整中に水が通過する際に発生するバルブの損失水頭（エネルギーロス） ΔH は、下式で求められる。

$$\Delta H = H_1 - H_2 = K \times v^2 / 2g \quad [\text{mAq}] \quad \cdots \text{式(3-1)}$$

H_1 : バルブ上流側圧力 [mAq]

H_2 : バルブ下流側圧力 [mAq]

K : バルブ損失係数

（開度ごとにもっているバルブ抵抗係数）[-]

v : 管内平均流速 [m/s],

g : 重力加速度=9.8 [m/s²]

上式のとおり、バルブの損失水頭は、バルブ損失係数 K および管内流速 v の2乗に比例する。

2) キャビテーション係数

水中におけるキャビテーションの発生のしやすさを示すキャビテーション係数 σ は、下式で求められる。

$$\sigma = (H_2 + 10) / \Delta H \quad \cdots \text{式(3-2)}$$

ΔH と反比例関係の σ が小さいほど、キャビテーションが発生しやすい厳しい水理条件であることを示す。

3.2 従来の性能比較方法

1) 許容キャビテーション係数 σa

従来から水道用流量調整弁の性能比較に用いられている許容キャビテーション係数 σa （以下、 σa ）は、目視試験によるキャビテーション発生状況の確認（図5）によって決定される。 σa は、バルブの機種ごと、そして開度毎に設けられた特性値であり、バルブを長期間連続的に使用できる水理条件を示している。この σa が小さいほど、キャビテーションが発生しやすい厳しい水理条件でのバルブの使用が可能である、つまりキャビテーション抑制性能が高いバルブであることを示している。



図5 キャビテーション目視試験（ $\sigma \approx 0.3$ ）
（左：1Q型無水状態 右上：BV型、右下：1Q型）

2) 性能の比較

本稿では、1Q型とRs型について当社住吉工場内にて評価試験を実施した結果と、過去に試験をしている既存製品であるBV型とDD+型の性能比較⁴⁾、およびFT型との性能比較を行った(図6)。

図より、1Q型が既存製品であるDD+型よりも全ての開度においてキャビテーション抑制性能が高いことが判る。また、Rs型も小開度では高いキャビテーション抑制性能を有していることが判る。

更に、図から判断すれば、FT型と1Q型は、キャビテーション抑制性能が同等であると評価することができる。し

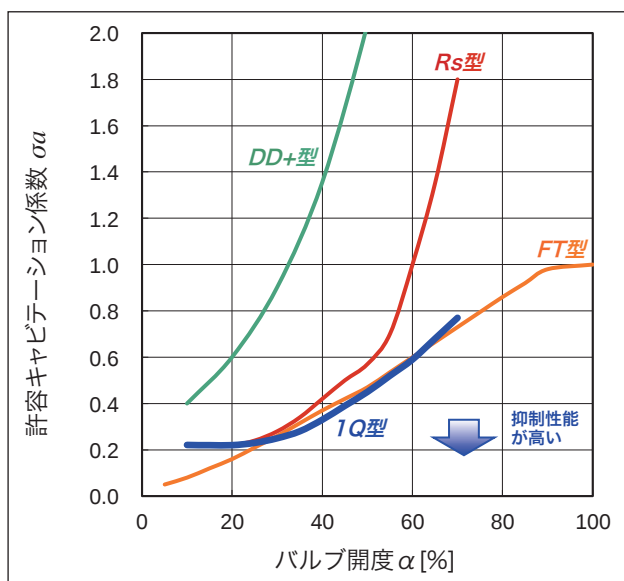


図6 許容キャビテーション係数

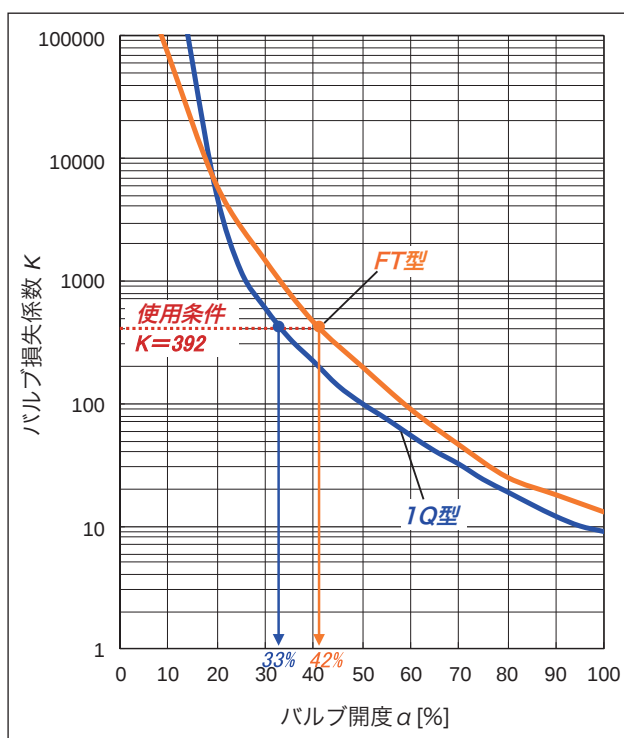


図7 損失係数

かしながら、次項のとおり、バルブ損失係数 K を用いて実際の水理条件に従って計算を行えば、その評価が不十分であることが判る。

3.3 従来の比較方法の問題点

図6の σa に従って、1Q型とFT型の使用可否の判定をおこなった事例を説明する。水理条件は、バルブ上流側圧力 $H_1=50\text{mAq}$ 、バルブ下流側圧力 $H_2=5\text{mAq}$ 、管内流速 $v=1.5\text{m/s}$ とする。

式(3-1)より、バルブ損失係数 $K=392$ となり、図7の損失係数のグラフより、1Q型の使用開度は33%、FT型は42%となる。また、式(3-2)より、使用条件 $\sigma=0.33$ となり、これらを各使用開度でのキャビテーション係数 σa と比較してみると、1Q型では許容値に収まるものの、FT型は若干ではあるが許容値から外れた使用条件となることがわかる(図8)。

これは、FT型が1Q型に比べて、損失係数 K が大きいため、同じ流速を流す場合に使用開度が大きくなることに起因している。総じて、従来のとおり σa の比較だけでは、キャビテーション抑制性能を評価するのに不十分であるということが判る。

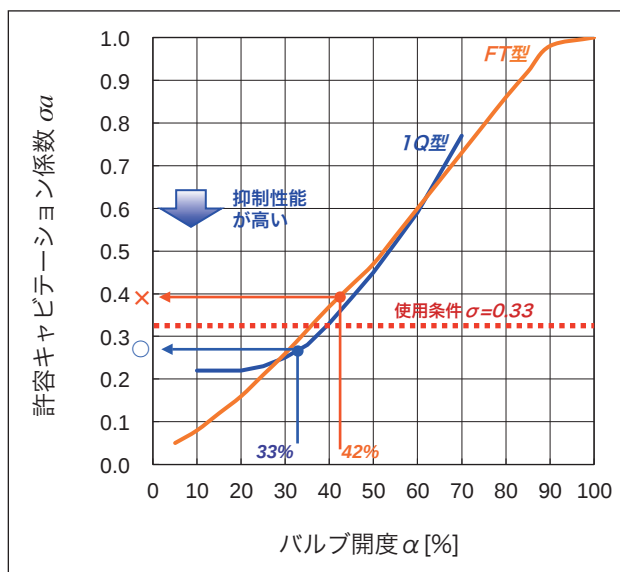


図8 使用可否の判定

3.4 新しい評価方法の提案

そこで、バルブ下流側圧力 H_2 を固定した条件で、式(3-1)、および式(3-2)の σ に σa を代入した式(3-3)を用いれば、横軸に管内流速 v 、縦軸をキャビテーションの発生が許容できるバルブ上流側圧力 H_1 の最大値 H_a を用いることで、真の流量調整弁の性能比較が可能となる。

$$\text{許容上流圧 } H_a = \{(1 + \sigma a) H_2 + 10\} / \sigma a \quad \cdots \text{式(3-3)}$$

図9は、 $H_2=5\text{mAq}$ における1Q型、FT型の許容上流圧 H_a を示している。図より、全ての流速において、1Q型がFT型に比べてキャビテーションを抑制可能な上流側圧力である H_a が高いことが判る。

更に、3.3項で検討した水力条件を図にプロットすれば、容易にバルブの使用可能を判定することができる。以上のとおり、 H_a を用いれば、従来の許容キャビテーション係数 σ_a だけで性能比較をする場合の不足を補うことができるといえる。

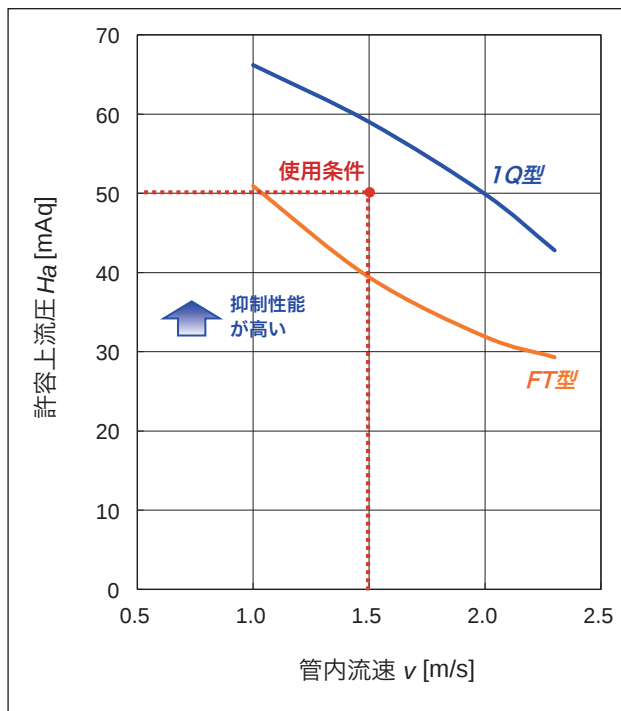


図9 許容上流圧 ($H_2=5$ [mAq] の場合)

4 騒音抑制性能の比較

4.1 水道用流量調整弁の騒音抑制性能

表1に示したとおり、騒音抑制性能に対する要求が高い海外プラント向けに開発したRs型は、キャビテーション抑制性能の評価に加えて、騒音抑制性能の評価も必要であった。一方で、国内水道用流量調整弁に対する騒音値への要求事項が少ないため、騒音抑制性能を評価する方法が明確ではなかった。

そこで、Rs型に加えて、これまで定量的なデータが不足していた水道用流量調整弁の騒音を測定した。その結果を本項にて報告する。更に次項では騒音測定した結果を用いて、許容キャビテーション係数 σ_a だけで性能比較をおこなっている水道用流量調整弁に対し、新しい性能評価方法を提案する。

4.2 騒音の測定

1) 試験条件

対象機種：1Q型、Rs型、BV型、FT型

実験設備：当社 住吉工場 水理実験室

2) 測定条件

水力条件：キャビテーション係数 $\sigma \geq 0.1$ 程度

(インラインで使用される流量調整弁の一般的な使用条件)

測定方法：バルブから1mの距離に騒音計 (Rion製 NL-21型) を用いて騒音 [dB A特性] を測定

測定点数：4機種の合計約800点

3) 騒音測定結果 (図10)

比較したバルブは、1Q型、Rs型、BV型、FT型である。図は、比較的キャビテーションが発生しやすい水力条件である $\sigma \approx 0.5$ における騒音測定結果を示す。片対数で横軸に管内流速 v [m/s]を、縦軸は発生騒音の音圧レベル S [dB A] とする。下記に考察を述べる。

- ① BV型は全ての開度において音圧レベルが高い。また、総合的にみて、FT型の騒音抑制性能が最も高く、音圧レベルを低減できる。
- ② 2つのオリフィスバタフライ弁Rs型と1Q型の騒音レベルは、BV型とFT型の中間に位置している。
- ③ Rs型では、流量調整時に高頻度で使用される開度40%以下 (図中の $v=2\text{m/s}$ 以下の範囲) において、ノズル側の流水を遮断して壁面に衝突する流れを減少させること (図4) で、高い騒音抑制性能が得られている。
- ④ 1Q型は、高流速 ($v=2\text{m/s}$ 以上) においても、1/4球体ガイドによるキャビテーション抑制性能が優れていることで騒音抑制効果が持続され、音圧レベル S はFT型と同等程度まで低くなる。

総じて、騒音抑制性能は、キャビテーションを抑制性能とある程度の比例関係にあるが、キャビテーション要因以外の騒音を抑制する性能も考慮する必要があるため、完全に一致するものではないことが判る。

これは、図11に示すとおり、「キャビテーションを抑制する構造」と「水流を管方向と平行にする構造」の2種類に整理することで理解しやすくなる。すなわち、1Q型は、キャビテーション抑制によって、全開度で騒音抑制性能を向上させている。一方、Rs型では管壁面に向かう流れを遮断することで、小開度すなわち低流速での騒音を抑制する性能を向上させている。FT型は、この2つの構造を有することで、最も騒音抑制性能が高くなっている。以上のとおり、騒音測定の結果はバルブの構造と合致していることが判る。続いて、この騒音特性を定量化する検討をすすめた。

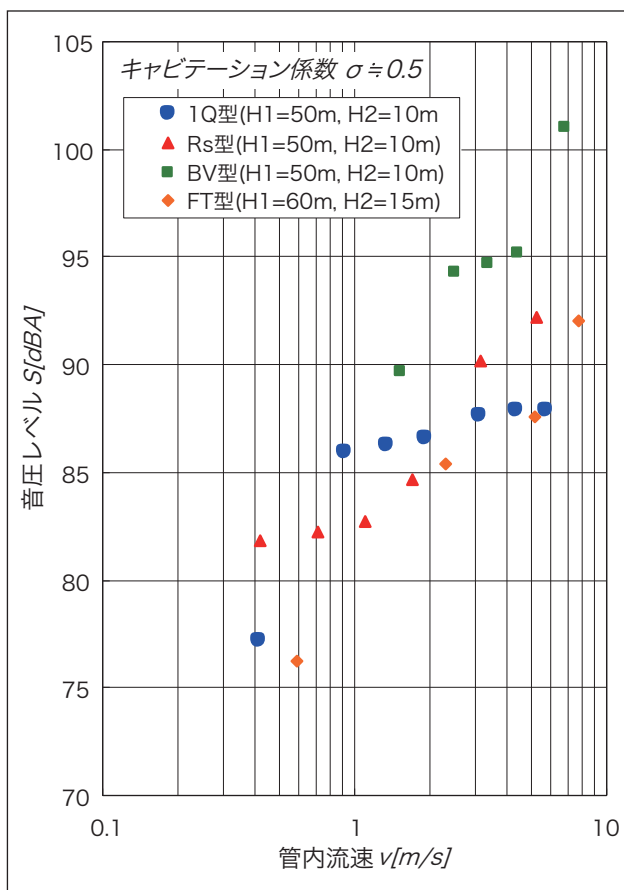


図10 音圧レベルの比較

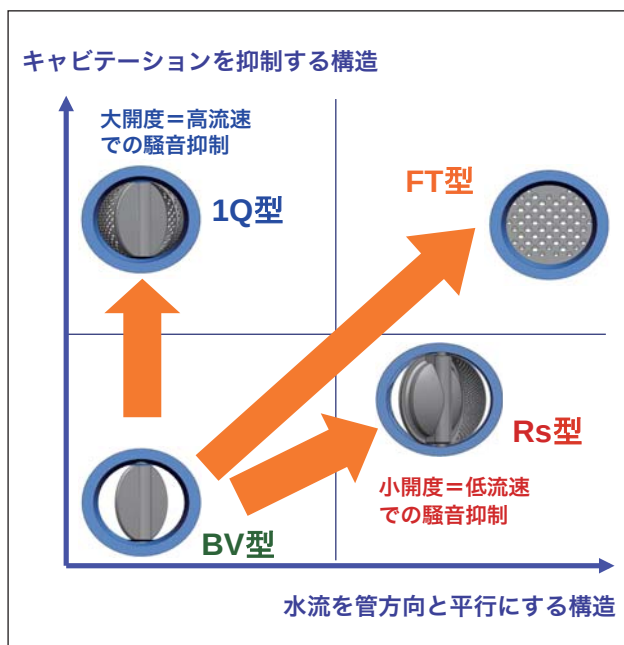


図11 騒音抑制構造の分類

5 騒音予測式

5.1 キャビテーション発生と音圧レベルの関係

1) 音圧レベルと圧力降下比特性

水道用流量調整弁の騒音値に関する規定や規格が少ない一方で、石油・石油化学工業用装置関係JPI規格JPI-7B-64-00によると、横軸にバルブ圧力降下、縦軸に発生する音圧レベルとした場合、その特性は図12のとおり、圧力降下比の増加に伴い3つの領域に分類される。

本稿では便宜上、この領域を3つの記号で表す。T（乱流）領域では、バルブの圧力降下が増加するとともに緩やかに音圧レベルが増加する。IC（キャビテーションが発生する）領域では、キャビテーション発生騒音が加わることで音圧レベルが急増する。最後に、C領域（キャビテーションが更に増大する領域、およびフラッシング状態に達する領域）では、圧力降下が増加しても音圧レベルが増加せず、むしろ減少しはじめる。

本稿で扱う範囲は、水道用流量調整弁が使用されるIC領域であるため、音圧レベルは圧力降下比と比例関係にあると推測できる。

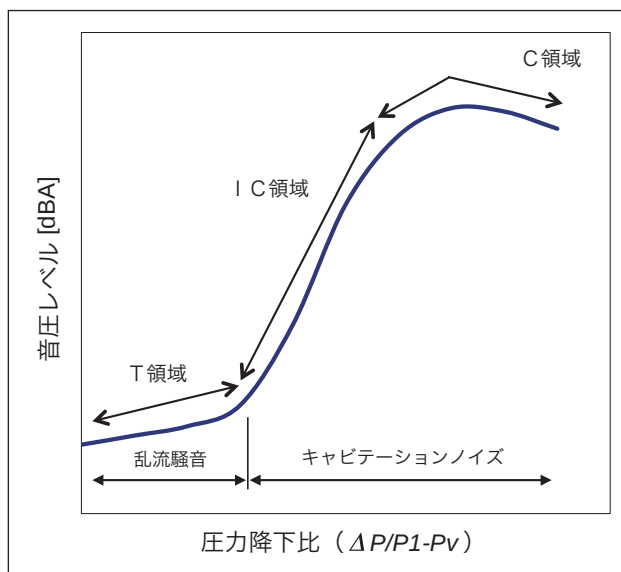


図12 音圧レベルと圧力降下比特性

2) バルブ開度毎の音圧レベル特性

JPI規格にも示されているとおり、バルブメーカー各社より騒音予測式が提案されている。この騒音予測式では、バルブごとの固有値である Kc （初期キャビテーション指数）や FL （圧力回復係数）が用いられる。この2つの固有値は、図13の差圧と流量の特性曲線を試験結果から求め、差圧が大きくなっても流量が増加しないフラッシング状態となる変異点を明らかにすることで、求めることができる。

1Q型の差圧と流量の測定結果を図14に示す。図より、開度毎に差圧と流量が比例関係にあることが判るものの、

フラッシング状態までの測定を行わない水道用流量調整弁では、 K_c や FL を決定できる特性曲線を見出すことができないことが判った。

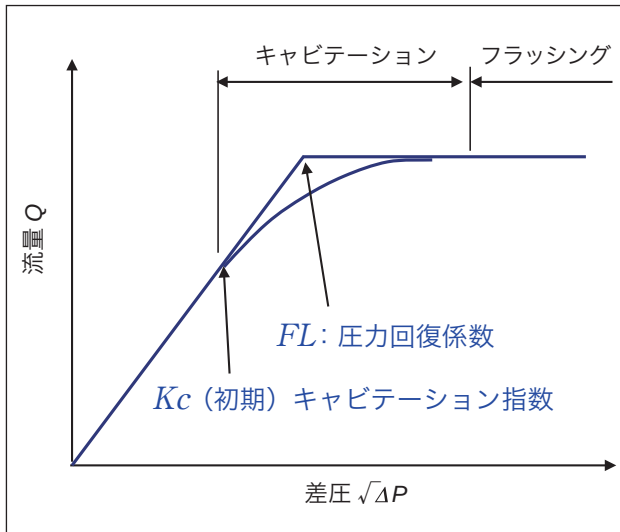


図13 差圧と流量の関係（液体の場合）

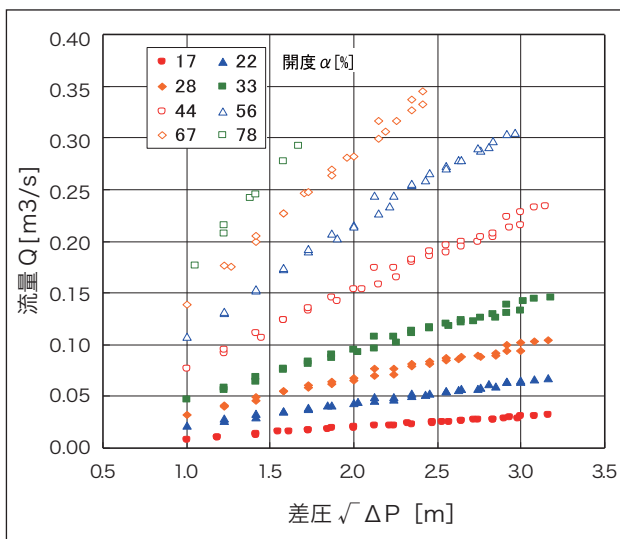


図14 1Q型 差圧と流量の測定結果

3) 水道用流量調整弁の騒音予測式パラメータ

次に、水道用流量調整弁でよく使われる水理条件を表すパラメータを用いて新しい騒音予測式をたてることを検討した。まず、図10のとおり、管内流速 v と音圧レベル S が相関関係にあることが判っている。更に、JPI規格で音圧レベルと相関関係のある圧力降下比の分子であるバルブ差圧 ΔH は、管内流速 v の2乗と損失係数 K との積で求められることが、式(3-1)から判る。そこで、 v と S 、 K と S との相関関係を個別に検証することで、騒音予測式を導き出すことが可能であると仮定した。

5.2 音圧レベル測定値と近似直線

1) v と S の相関関係

図15は、全ての測定点のうち流量調整弁が高頻度で使用される開度17%～67%の測定結果を、横軸に管内流速 v 、縦軸を音圧レベル S として片対数グラフにプロットしたものである。図のとおり S と $\log v$ は近似直線で表すことができる。近似式を式(5-1)に示す。この式の傾き A と切片 S_y 、各開度で測定した損失係数 K の平均値 K_{avg} を表4に示す。

$$S = A \times \log v + S_y \cdots \text{式 (5-1)}$$

表4より、1Q型およびRs型では開度が変化しても傾き A が大きく変化しないことから、全開度で A の平均値 A_{avg} を共通で用いることが可能と考えた。

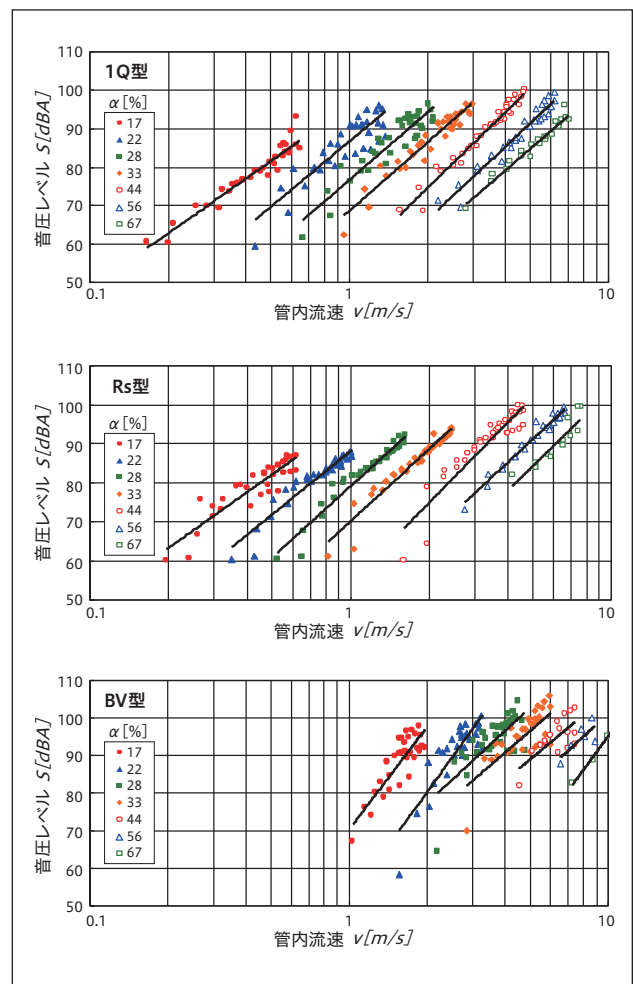


図15 音圧レベルと管内流速の関係

表4 v と S の近似式の変数

1Q型

α [%]	A	Sy	Kavg
17	47.468	95.9	4961
22	56.208	86.6	990
28	58.267	76.6	423
33	59.354	68.5	216
44	65.430	54.8	83
56	63.128	47.3	41
67	58.417	43.9	23
平均	58.324	-	-

Rs型

α [%]	A	Sy	Kavg
17	47.447	96.4	4972
22	54.111	88.2	1628
28	60.643	79.1	681
33	61.534	70.2	291
44	68.163	54.4	81
56	62.319	47.7	29
67	65.400	38.6	12
平均	59.946	-	-

BV型

α [%]	A	Sy	Kavg
17	91.005	70.3	414
22	95.995	51.3	150
28	63.885	58.2	77
33	59.462	55.0	45
44	57.595	48.7	17
56	63.326	37.8	8
67	94.355	0.9	4
平均	75.089	-	-

2) K と S の相関関係

一方、表4より、開度 α が大きくなるにつれて、つまりバルブ損失係数 K_{avg} が小さくなるにつれて、切片 Sy が小さくなることからわかる。図16は、 Sy を縦軸にとり、横軸に各開度の損失係数の平均値 K_{avg} を片対数でプロットしたものである。図から判るとおり、 $\log K_{avg}$ と Sy も近似直線で表すことができる(式(5-2))。本式の変数は表5のとおりである。

$$Sy = B \times \log K_{avg} + C \cdots \text{式 (5-2)}$$

表5 K_{avg} と S の近似式の変数

	B	C	$A_{avg} \div B$
1Q型	24.129	10.632	2.42
Rs型	22.749	13.672	85.2
BV型	26.558	4.0363	90.7

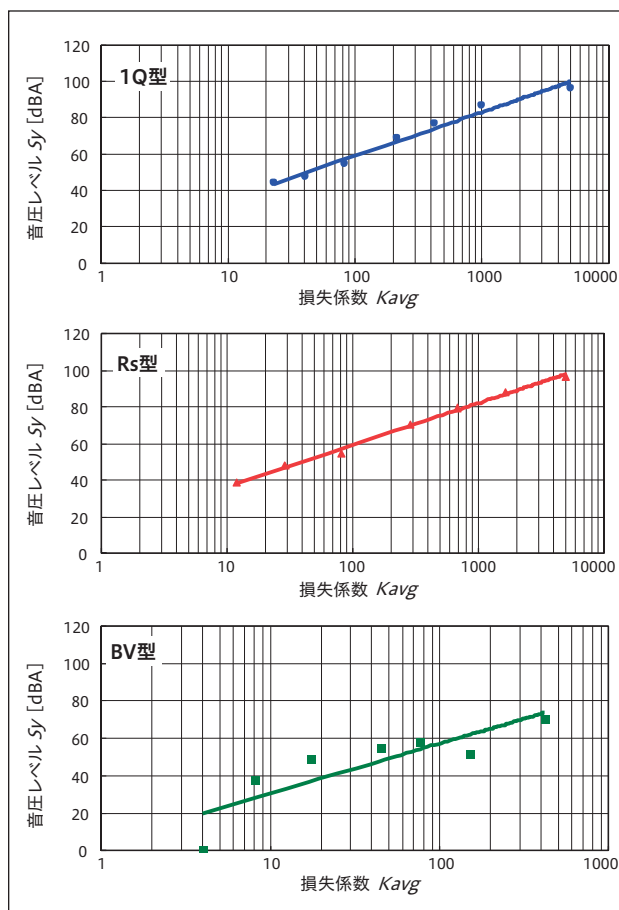


図16 音圧レベルと損失係数の関係

5.3 水道用流量調整弁の騒音予測式

以上より、式(5-1)に式(5-2)を代入すれば、管内流速 v と損失係数 K で音圧レベルを予測することが可能となる。

$$S = A_{avg} \times \log v + B \times \log K + C \cdots \text{式 (5-3)}$$

式(5-3)に表5の各変数を代入すると、

1Q型騒音予測式：

$$S = 58.324 \times \log v + 24.129 \times \log K + 10.632 \cdots \text{式 (5-3a)}$$

Rs型騒音予測式：

$$S = 59.946 \times \log v + 22.749 \times \log K + 13.672 \cdots \text{式 (5-3b)}$$

となる。それぞれの式を変形すると式(5-3a')、式(5-3b')となり、5.1.3項で仮定したとおり、 S が、ほぼ $v^2 \times K$ と相関関係にあることが導き出された。また、図15、図16から判断すれば、BV型は式(5-3)から精度よく予測値は得られないと判断できるものの、同じ方法で得られた予測式を式(5-3c')に示す。なお、FT型については、試験データ数が少なかったため、今回は予測式をたてるに至らなかった。

バタフライ弁騒音予測式

$$1Q\text{型騒音予測式: } S = 24.129 \times \log(v^{2.42} \times K) + 10.632 \quad \dots \text{式(5-3a)}$$

$$Rs\text{型騒音予測式: } S = 22.749 \times \log(v^{2.64} \times K) + 13.672 \quad \dots \text{式(5-3b')}$$

以上のようにして求められる予測値を、図10で示した実測値と比較したグラフが、図17である。図の全範囲において、予測値が実測値よりも低い値をとっているものの、10%以内の誤差にとどまっている。更に、①BV型予測値が全域で大きい値をとること、②Rs型が管内流速2m/s以下において騒音抑制性能が高いこと、③2m/sを越える範囲においては1Q型の予測値で音圧レベルが低い値をとること、の3点は、4.2 3) 項での考察をよく反映した予測値となっている。

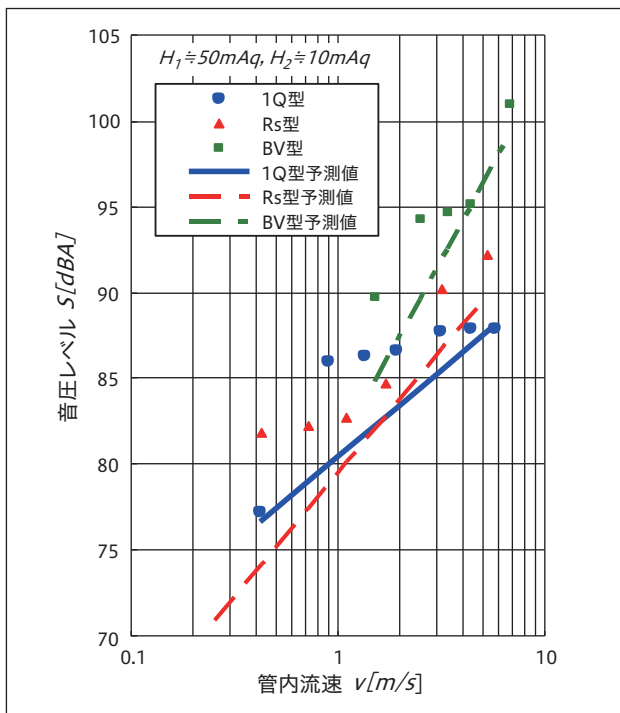


図17 予測値と実測値の比較

6 まとめ

- 1) 許容キャビテーション係数 σ_a と弁損失係数 K の2つを用いて算出できる許容上流圧 Ha を用いることで、流量調整弁に求められる性能を正確に比較することができる。その結果、1Q型が多孔型と同等以上の性能を持つことが判る。
- 2) 一般的に、キャビテーション抑制性能が高ければ、同じく騒音抑制性能も向上するが、Rs型のようにキャビテーション要因以外の騒音抑制構造によって騒音を抑制することが可能である。

- 3) 水道用流量調整弁に対して、圧力降下比を損失係数 K と管内流速 v に分解し、それぞれのパラメータと音圧レベル S との関係式をたてることにより、従来のバルブ固有値を使わずに騒音値を予測することができる。

参考文献：

- 1) 石油・石油化学工業用装置関係JPI規格、JPI-7B-64-00 調整弁の選定と保守 設計資料、10.1.4 騒音の種類
- 2) 岩崎正博：キャビテーション抑制形バタフライ弁の特性比較、クリモト技報、No.25(1991)
- 3) 永瀬敦史：Newly developed technology for suppressing cavitation, Valve World, Volume 18, Issue 6 (2013), p39, 40, 43
- 4) 真本英光：耐キャビテーションバタフライ弁の開発、クリモト技報、No.44(2001)

執筆者：

真本英光

1997年入社

バルブ設計に従事



永瀬敦史

2005年入社

バルブ設計に従事



山下哲司

1984年入社

バルブ設計に従事



中岡英

2001年より

バルブ設計に従事

