

# 弁体分割形バイプレーンバルブの開発

## Development of a Biplane Valve with a Dividing Valve Disc

大森勇輝\*

Yuuki Oomori

若林伸彦\*

Wakabayashi Nobuhiko

市川諒太\*

Ichikawa Ryota

近年、再生可能エネルギーである水力発電の有用性が見直され、老朽化した水車・発電機設備の更新事業が進められている。水力発電設備の更新では、水力発電システムに使用する鉄管弁や水車入口弁などのバルブの機器搬入時に、製品重量やサイズに制限が発生する場合がある。そのため、大口径バルブの搬入性能を向上させることが重要である。当社バルブシステム事業部では鉄管弁や水車入口弁として使用するバイプレーンバルブの弁箱分割技術を有しており、最大口径φ 4500 の納入実績がある。そこで今回は、弁箱に次ぐ重量物である弁体の分割構造を考案し、性能試験を実施した。その結果、十分な止水性能と有限要素法解析による妥当性を確認したのでこれを報告する。

In recent years, hydropower, a form of renewable energy, has been reevaluated, and projects to upgrade aging turbines and generator facilities are underway. When renewing hydroelectric power generation facilities, there are sometimes restrictions on the weight and size of equipment, such as penstock valves and turbine inlet valves for water turbines, during their transportation into sites. Therefore, it is important to improve the transportability of large-diameter valves. Our Valve System Division has valve body partitioning technology for biplane valves that are used as penstock valves and turbine inlet valves, which enable the valves with a maximum bore diameter of φ4500 to be delivered to sites.

In this work, we devised a valve disc dividing structure, which is the second heaviest component following the valve body, and then conducted performance tests and finite element analysis. The results confirmed that it has sufficient water sealing performance and validity of the finite element analysis.

### 1 はじめに

再生可能エネルギーである水力発電の有用性が見直され、日本の高度成長期に建設された国内水力発電所の大型設備の多くが更新時期を迎えている。水力発電所の建設当初は機器搬入のための専用道路が確保されていたが、現在では運転中の発電設備へのアクセス手段には制約がある。水力発電設備概要図を図1に示す。山間部に設置される鉄管弁、水車入口弁では「制限重量以下、現

地組立可能」という技術提案により搬入時の制約が解消され、顧客の要望に沿うことができる。大型バルブを構成する部品のうち、最重量物である弁箱については分割技術を既に確立し、国内発電所への納入実績がある。

この度、さらに厳しい制約に対応するべく、弁箱に次いで重量物となる弁体の分割構造を開発した。今回は、弁体分割構造を採用したバイプレーンバルブにて実施した性能試験の内容を報告する。

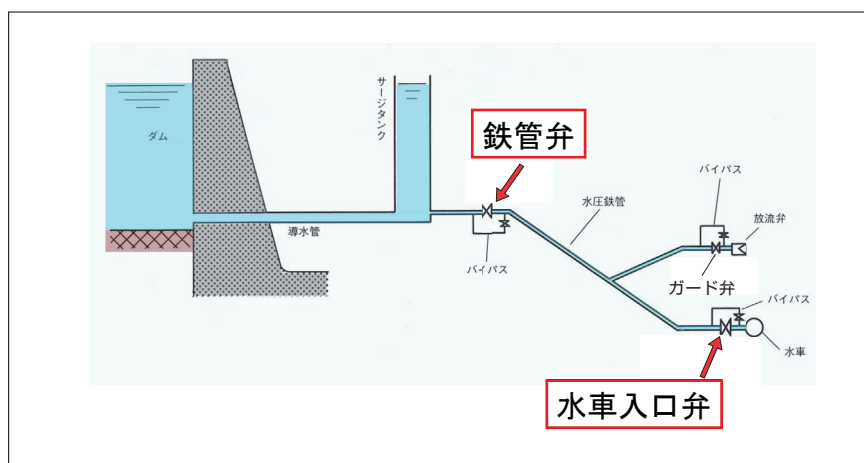


図1 水力発電設備概要図（例）

## 2 バイブレンバルブ

### 2.1 バイブレンバルブの構造および特長

今回分割構造を採用したバルブは、水力発電設備に多く採用されている二次偏心形バタフライ弁のバイブレンバルブである。図2にバイブレンバルブを示す。バイブレンバルブは広く知られているバタフライ弁と外見は似ているが、流体を遮断する弁体の形状に大きな特長がある。水力発電にはバルブが必要不可欠であるが、水車の発電効率を向上させるためにバルブによる流水の圧力損失を可能な限り抑える必要がある。そのため、弁体は円板と矩形の天板を2本の縦リブで並列に連結させた形状とし、バルブ全開時に流路面積に対する弁体面積を低減することに加え、流水圧力に対し強度を備えた構造としている。また、バイブレンバルブは弁箱中心と弁体中心を偏心させており、閉方向に偏心トルクが発生する。バルブ全閉時の偏心トルクを支えるため、弁箱にストッパーを設けている。

### 2.2 弁体分割構造

分割形弁体の構造を図3に示す。水力発電は水位差を活かした発電方法であるため、バイブレンバルブの弁体は流水圧力に対して剛性を有する必要がある。また、バルブ全閉時は高圧に対して十分な止水性能を確保する必要がある。バルブ全閉時に水圧が作用する際、発生応

力は弁体の円板中心が最大となる。そのため、強度が必要な円板中心は分割せず、円板を弁棒と平行な方向に三分割する構造とした。分割部の組立は現地での溶接が困難なため、複数本のボルトにより締結する。分割部の両側から連結板で挟み込み、バルブ全閉時に下流側となる連結板にはタップ穴を加工している。部材同士の合わせ面についてはゴムパッキンを挿入し、分割面からの漏水を防止する。また、円板と平行な天板もボルト締結で組立可能な構造とすることにより、さらなる重量低減を図っている。

### 2.3 既存弁体と分割弁体の比較

弁体分割構造を採用することにより、弁体重量および最大外形を抑えることが可能となる。ここで、既存弁体と分割形弁体において、同程度の仕様条件で設計した場合における比較結果を表1にまとめる。なお、仕様条件は口径をφ 1500、設計圧力は1.0 MPaを想定している。外形寸法に関しては円板を弁棒と平行な方向に分割しているため、弁棒に対して垂直方向の幅を800 mm程度まで小さくすることが可能となった。重量については既存弁体の1,250 kgに対し、分割形弁体の最重量部材（主板）は850 kgとなり、32 %低減した。ただし、部品として連結板が増えたため分割形弁体の総重量は1,450 kgとなった。

表1 両弁体の比較

|        | 既存弁体     | 分割形弁体             |
|--------|----------|-------------------|
| 最大外形寸法 | 1,500 mm | 1,500 mm × 800 mm |
| 重 量    | 1,250 kg | 850 kg<br>(最重量部材) |

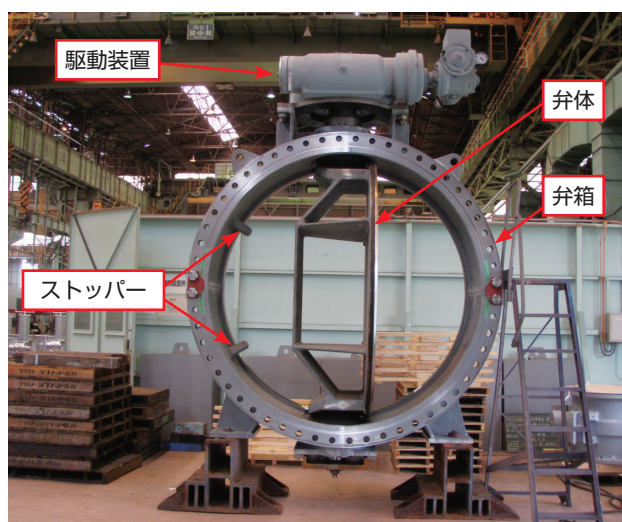


図2 バイブレンバルブ

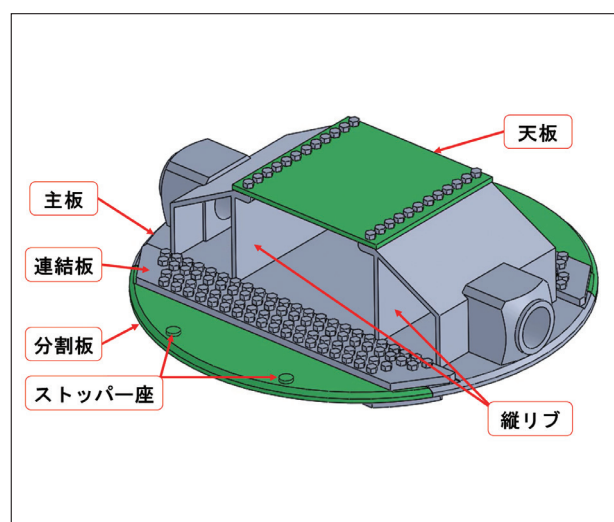


図3 分割形弁体の構造

### 3 実機試験

#### 3.1 試験概要

弁体分割構造の止水性能を評価するため、分割形弁体を製作し、漏れ試験を実施した。製作した弁体仕様は口径が $\phi 1500$ 、設計圧力は 1.0 MPa である。試験弁は天板も分割できるよう製作し、ボルト締結により組立てる。試験弁は M24 の六角ボルトを合計 124 本使用し、分割部を連結する。漏れ試験ではバルブを全閉状態にし、上流側から水压荷重を負荷する。水压が負荷された状態を規定時間保持し、弁座部および分割部から下流側へ漏洩する水量を計測する。本試験では水压荷重を分割形弁体の設計圧力である 1.0 MPa、保持時間を 10 分として計測を実施した。また、水压を 0.2 MPa 昇圧するごとに弁体の下流側に発生するたわみと応力を測定した。たわみと応力の測定箇所を図 4 に示す。なお、たわみ (A ~ C) はダイヤルゲージ、応力 (b ~ d) はひずみゲージを使用して各方向のひずみを計測し、算出した各方向応力を合成して相当応力を求めた。試験時の全景を図 5 に示す。

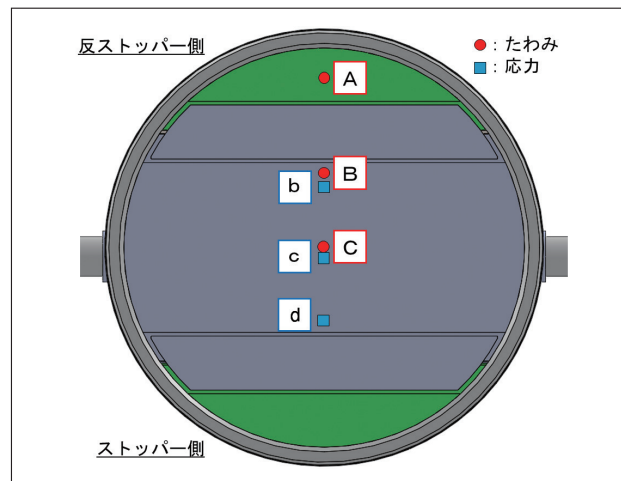


図4 たわみ・応力測定位置

#### 3.2 試験結果

漏れ試験を実施した結果、1.0 MPa の水压を 10 分間負荷させた際の漏水は発生しなかった。このことから、弁体に水压が負荷された状態においても分割部に挿入したゴムパッキンの効き代が確保され、十分な止水性能を有していることを確認した。次に、測定したたわみを図 6、応力を図 7 に示す。図 6 より、各点で発生するたわみは圧力に対してほぼ直線的に推移していることが確認できる。また、計測された最大たわみは点 A で 8.58 mm となった。バイプレーンバルブの弁体において、最大たわみは必ず反ストッパー側で発生するが、点 A はこれにあたる。8 mm 以上たわんだ状態でも漏れが発生していないことから、止水性能に影響はないと判断できる。ただし、弁体弁座が弁箱弁座から外れた場合は漏水が避けられないため、設計検討時に最大たわみを予想することが重要となる。図 7 に示す応力についても、圧力に対して線形に推移する。これは、既存弁体においても同様の傾向を示す。既存弁体との相違点として、最大発生応力の発生位置が弁体中心ではなく、連結板近傍で発生する。これは、分割部の水压による変形を支えるため、連結板および主板に拘束力が発生することによるものと考えられる。また、本試験で測定した最大発生応力は許容応力である 120 MPa（降伏点の 1/2）以下となっており、強度上問題がないことを確認した。

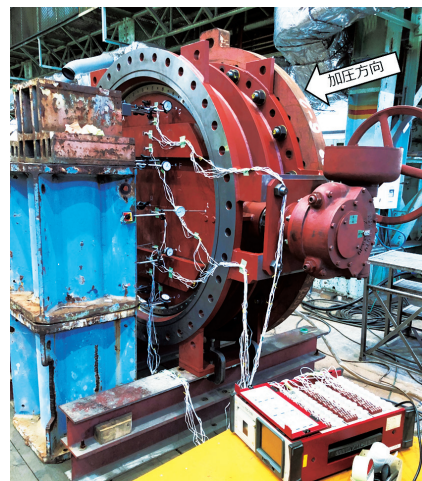


図5 漏れ試験

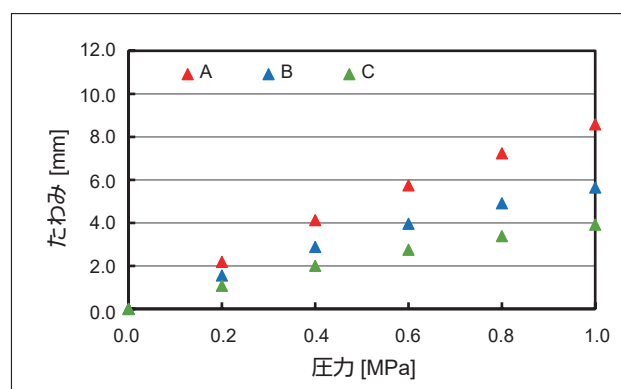


図6 たわみ測定結果

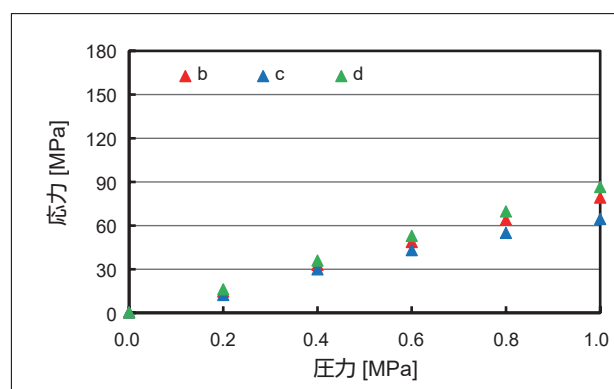


図7 応力測定結果



## 4 有限要素法による検討

上述の通り分割形弁体を設計する上で、止水性能を確保するためにたわみ量を把握することに加え、材料強度が十分であることを確認する必要がある。そのため、有限要素法解析（以下、FEM 解析）にて漏れ試験条件を再現し、試験結果と比較した。本解析は弾性変形領域を取り扱う線形解析とし、分割部に挿入しているゴムパッキンや弁体シートなどの変形は考慮していない。ただし、線形解析においても分割部の変形が実現象を近似できるよう、分割面には接触条件を定義した。弁棒や弁体ストッパーには拘束条件を定義し、漏れ試験圧と同様の水压荷重を弁体に設定した。上述した解析条件にて計算されたたわみおよび応力を試験結果と比較し、FEM 解析の妥当性を検証した。得られた解析結果を実験値と比較した結果を図 8、図 9 に示す。なお、FEM 解析は 0.2 MPa ごとに実施し、結果を破線で示している。FEM 解析においてもたわみおよび応力は圧力に対して線形に推移する。表 2 に漏れ試験および FEM 解析で得られた最大

表2 実験値と解析値の比較（試験水压：1.0 MPa）

|     | 最大たわみ   | 最大応力      |
|-----|---------|-----------|
| 測定値 | 8.58 mm | 86.5 MPa  |
| 解析値 | 8.74 mm | 122.2 MPa |
| 誤差  | 0.16 mm | 35.7 MPa  |

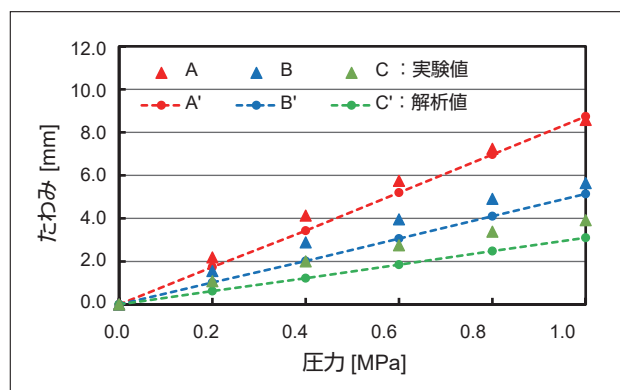


図8 たわみ比較

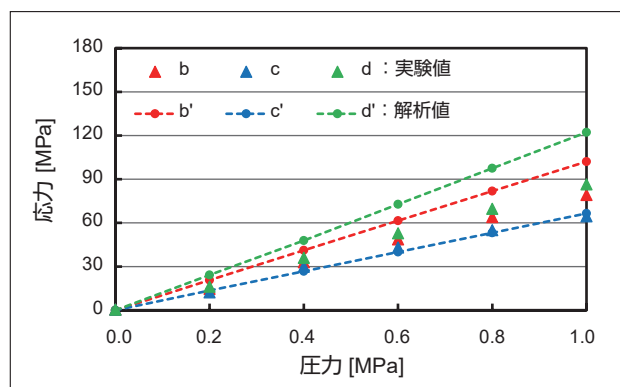


図9 応力比較

たわみおよび最大応力と誤差を示す。FEM 解析による最大たわみは 8.74 mm となっており、実験値との差は 0.16 mm である。また、各測定点においても実験値との差は最大 0.91 mm となっており、十分な予測精度を有していると考ええる。最大応力は 122.2 MPa となり、測定値に比べ乖離がある。解析値が増大する原因として、測定点が分割部近傍であることが挙げられる。FEM 解析では分割部の挿入しているゴムパッキンの変形等を考慮していないことから、実機での分割部の挙動と異なり、過大な応力が発生していると考えられる。結果として、許容応力をわずかに上回っているが、解析値が大きくなることは事前に予測できた。実験においても許容応力以下になっていることが確認できたため、FEM 解析による強度検討は安全側となり問題ないと考えが、FEM 解析の精度向上が今後の技術的な課題として残る。また、分割部から離れた弁中心（点 c）での結果の差は 7.4 MPa となっており、弁中心近傍の応力分布の再現性は高いことが示唆される。

## 5 まとめ

本稿では、分割形弁体の構造および漏れ試験結果について報告した。口径φ 1500 の分割形弁体を製作し、漏れ試験を実施した結果、十分な止水性能を有していることを確認した。また、FEM 解析と漏れ試験で得られたたわみと応力を比較し、FEM 解析の妥当性を確認した。今後も、顧客ニーズに沿った製品を提供するため、弁体分割形構造の開発・改良を進めていく。展望として、大口径化した際の止水性能評価を実施するとともに、設計手法や分割構造の改良を進めていく。

執筆者：

大森勇輝

2022 年入社

バルブ設計・開発に従事



若林伸彦

1992 年入社

バルブ設計・開発に従事



市川諒太

2020 年入社

バルブ設計に従事

