

# 世界最大容量バルブ水車発電機

## World's Largest Capacity Bulb Unit

バルブ水車発電機は、極低落差地点の水力エネルギーを経済的に開発するのに最も有利な機種として注目されている。昭和64年8月運転開始を目指し、現在据付け中の電源開発株式会社只見発電所用65.8 MW/67.2 MVAバルブ水車発電機は世界最大容量機である。このような大容量機では大形化した各部の強度、剛性、振動特性が確保しにくいという技術的問題がある。このため、本機の開発は水車性能開発や発電機の最適通風方式の検討に加え、綿密に計画されたバルブ支持部材に対する強度モデルによる静的動的応力、変位、疲労強度、振動特性などの試験を行い、いずれも高い安全性を確認した。更に、計算、実測の検討結果から、今後の類似機に対しても高い信頼性、安全性を見込める設計、計算の手法を確立することができた。

井上久男\* Hisao Inoue  
柳田 勲\* Isao Yanagida  
戸嶋 久\* Hisashi Toshima

### 1 緒 言

円筒形水車(チューブラ水車)の一種であるバルブ水車は、バルブ(電球)形のケーシングの中に水車と発電機を収め、ステーベン及びその他支持部材で水中に設置された横軸機である。低落差大流量に適し、その直線状流路による高効率特性、土木費用低減(掘削量少)、高速化による機器小形化、流路及び建屋寸法の縮小など、発電所の総合経済性を高められる機種で極低落差領域では立軸機よりも有利となっている。また最近の設計、製作技術の進歩とあいまって更に経済化の図れる単機容量増大への努力が払われ、図1に示すような増大化が図られてきた。これらを背景として建設されている電源開発株式会社只見発電所(以下、只見発電所と言う。)用65.8 MW/67.2 MVAバルブ水車発電機は表1に示すような仕様であり、現在稼働中の米国Rock Island発電所<sup>1)</sup>の53 MW機をしのぐ世界最大容量機である。大容量バルブ水車の技術的課題は、(1)低落差大流量のために各部が大形化し、剛性が低下しやすいこと、(2)その心臓部が流水中に設置されたバルブ内に収められ、かつ流水中の限られたスペースでバルブを支持する構造のため、強度剛性を確保しにくいこと、などである。これらに対しては、各種構造の技術比較を行い、最適のバルブ支持構造が立案された。

実機の設計、製作に先立って、これら課題を重点に(1)  $\frac{1}{8}$ 縮尺比総合強度モデル試験(応力、変位、熱応力、固有振動数、振動応答、コンクリート応力など)、(2)  $\frac{1}{4}$ 縮尺比部分モデル試験(局部応力、疲労強度)を行った。この結果、中空6本ステーベン、T形配置の両端固定バルブ支え、防振ステーから成るバルブ支持部材の強度、剛性、振動特性は、いずれも高い安全性を持っていることが確認され実機水車発電機に反映された。

以下に本バルブ水車発電機の開発研究、設計製作の概要について報告する。

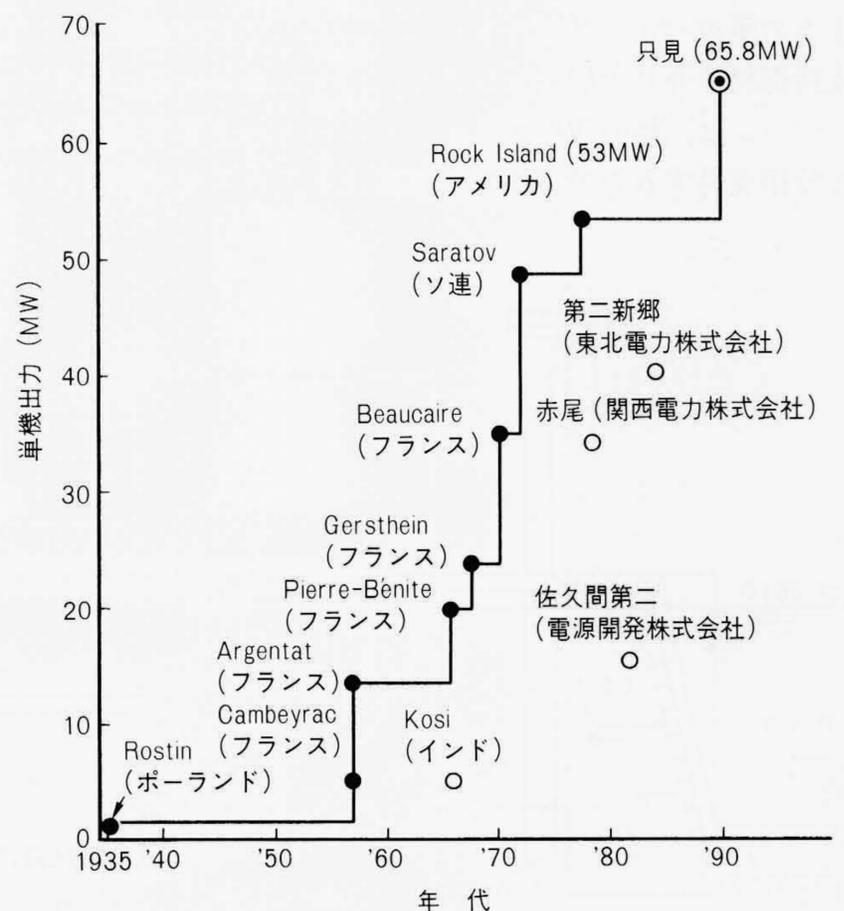


図1 バルブ水車単機出力の推移 経済性の高い単機容量の増大が図られてきた。只見発電所は米国Rock Island発電所の53 MW機をしのぐ世界最大容量機である。

\* 日立製作所日立工場

## 2 発電所計画の概要

只見発電所は既設の電源開発株式会社田子倉発電所下流約3 km地点の只見川に建設中で、高さ29 m、長さ582.5 mのロックフィルダムを築造し、有効貯水量200万 $m^3$ 、最大使用水量375  $m^3/s$ 、及び有効落差約20 mによって最大出力65 MW、年間発生電力量約130 GWhを得る常時無人の半地下式発電所<sup>2)</sup>である。本発電所の機種選定に当たっては、水車効率特性、年間発生電力量、発電所建設費(建屋寸法、掘削深さ)、運転、保守性などについて立軸カプラン水車との比較を行い、総合経済性に優れた単機のパルプ水車発電機が選定された。なお、本発電所には下流への常時放流量8  $m^3/s$ を受け持つ1,750 kW/1,700 kVAのS形チューブラ水車発電機が同一建屋内に併設される。表1にこの水車発電機の仕様を、図2に発電所建屋縦断面図を示す。

表1 只見発電所の水車発電機仕様 1号機はパルプ水車、2号機はS形チューブラ水車であり、同一建屋内に設置される。

項目	区分	1号機	2号機
水	最大出力	65,800 kW	1,750 kW
	最高有効落差	20.7 m	24.2 m
	回転速度	100 $min^{-1}$	600 $min^{-1}$
	比速度	614 $m \cdot kW$	502 $m \cdot kW$
車	形式	HK-1RT (パルプ水車)	HS-1RT (S形チューブラ水車)
	台数	1	1
発電機	最大出力	67,200 kVA	1,700 kVA
	電圧	11 kV	6.6 kV
	周波数	50 Hz	50 Hz
	極数	60	10
	回転速度	100 $min^{-1}$	600 $min^{-1}$
	力率	0.95	0.98
	形式	同期発電機	同期発電機

## 3 バルプ水車発電機の特徴及び構造設計

只見発電所パルプ水車発電機の構造断面を図3に示す。本パルプ水車発電機では大容量化対応の新形、高信頼性の構造が採用されたが、その特徴を次に述べる。

### 3.1 バルプ支持方式

水車、発電機の主要部を収納するバルブ本体には、(1)水圧力、(2)バルブ自重、(3)浮力、(4)発電機回転トルク、(5)発電機熱荷重、(6)地震力、(7)水力振動力及び機械的振動力、(8)季節温度変化荷重などが発生する。これら多くの荷重は6本の中空ステーパー、2本の水平パイプステー(防振ステー)、1本の垂直パイプサポート(バルブ支え)などから成るバルブ支持部材を介して周囲コンクリートに伝達される。中空ステーパーは、他の防振ステー、バルブ支えよりも大きな荷重を分担支持するので、この信頼度は重要であり、特にステー

ベーンとコンクリートとの荷重伝達部分でのコンクリートの応力集中緩和を図ることが必要とされる。本パルプ水車ステーパーは、流体損失を小さくできる魚形とし、その上、下流の整流板、整流ベーンを不要としている。なお、6枚の中空ステーパーのうち垂直配置の大形中空ステーパー2枚は、保守のためのバルブ内への点検通路として、また各種配管、配線、発電機口出線の配置などに使用するよう配慮されている。発電機ステータフレーム上流側の底部には、垂直に1本のバルブ支え、水平2本の防振ステーとでほぼT形に構成されたステー方式が設置され、全荷重を前述のステーパーと分担支持するよう設計される。これらはいずれも長尺の中空パイプ状で、バルブ側、コンクリート基礎側双方に固定的に接続するボルト、フランジ構造を持っている。これらの中空パイプ状ステーは、水圧力、回転トルク、熱荷重などで生

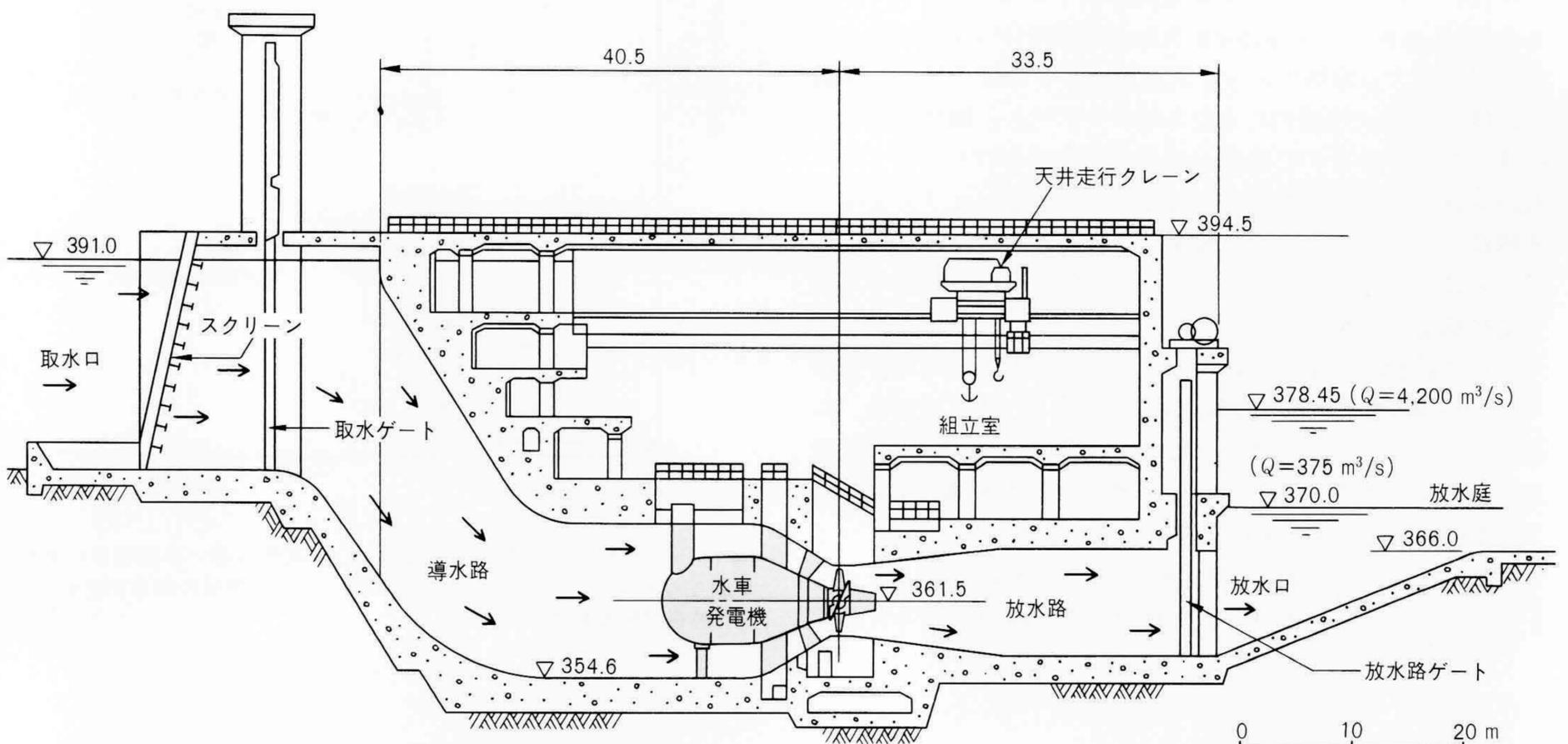


図2 只見発電所建屋縦断面図 水流は左側の上ダムから流水中に設置された水車、発電機を経て右側の放水庭に導水される。

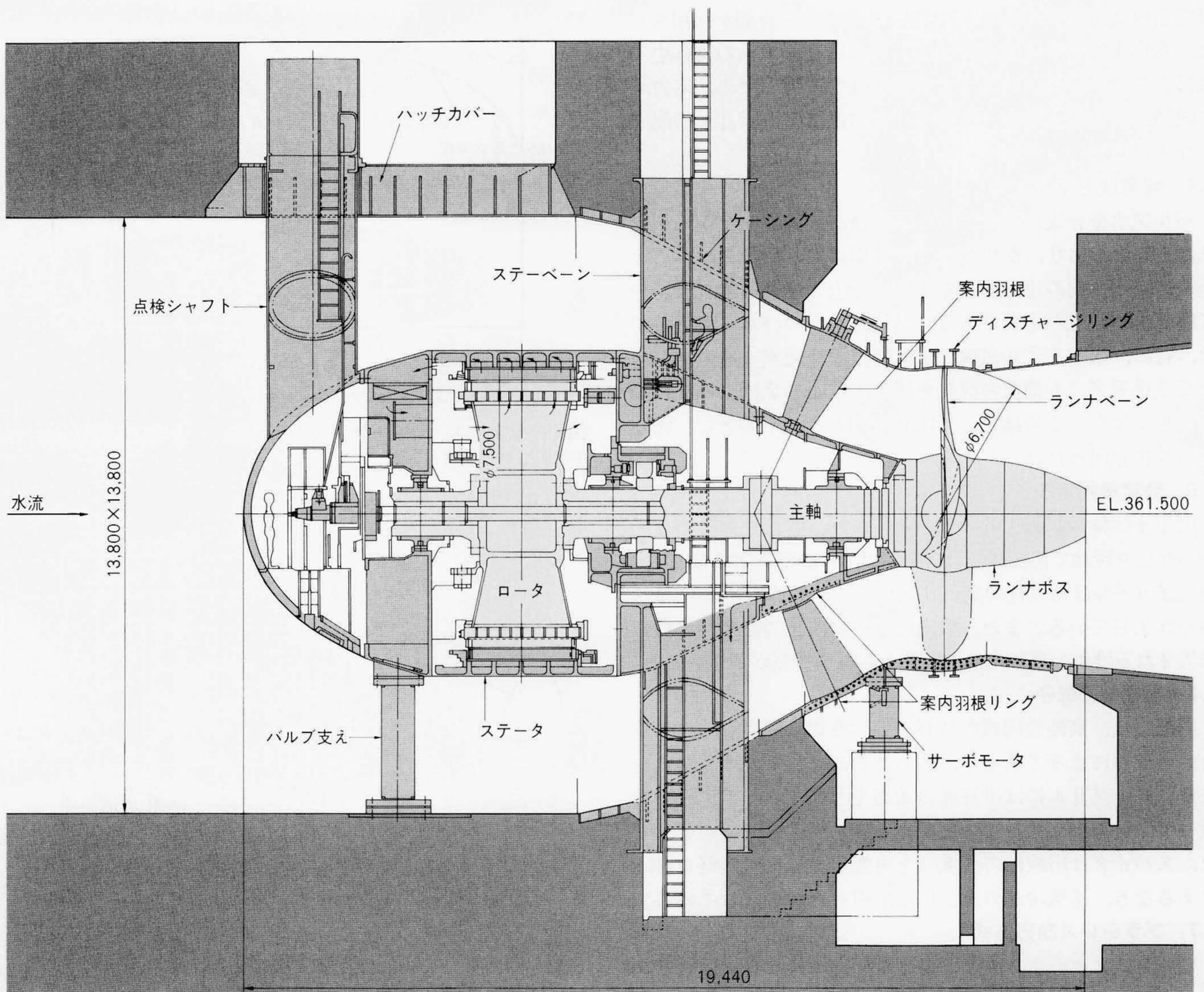


図3 バルブ水車発電機構造断面図 水流は左側から右側に導かれ、ランナベーンを回転させ、主軸を介して直結された発電機ロータを回転させる。□部は回転体を、■部は固定部を、■部はコンクリートを示す。

ずるバルブの変位を強制変位荷重として受けるが、十分な長さで適当な断面剛性とを与えることによって、強制曲げ応力をほとんど問題のない低応力レベルに抑えることが可能である。これにより、強制曲げ応力を減少するための両端に球面軸受機構を持った短パイプステータ大形コンクリートペDESTAL方式を不要とし、コンクリートペDESTAL部分の流体損失低減、土木建設費の低減、及び構造単純化による保守の容易化を可能とした。なお、バルブ支え及び防振ステータには液圧シリンダを内蔵し、レベル調整、荷重調整を容易にするとともに、防振ステータには常に圧縮荷重を残留させ、どのようなときでもコンクリートに引張荷重を生じさせないよう圧縮予荷重を負荷できるように考慮されている。ステータベーン、バルブ支え、防振ステータなどから成るバルブ支持方式は、有害な振動、過大变位、静的・動的な高応力などの発生を抑え、円滑な運転を可能とすべく十分な強度剛性を与えるよう設計されることが必要である。

以下に主要な荷重を示す。

(1) 水圧力……最大14.2 MN {1,450 tf}, (2) 発電機回転トルク

……最大28.4 MN-m {2,900 tf-m}, (3) バルブ自重……約9.7 MN {990 tf}, (4) 浮力……約480 t

### 3.2 軸受方式

案内軸受は特に大容量機であること、それらの荷重負荷能力、軸応力、危険速度、動的軸振動安定性をも考慮に入れ3軸受方式が選定された。なお、これら3軸受の軸受荷重は計3.9 MN {400 tf} である。スラスト荷重は、全荷重の大半を分担支持するステータベーンに最も近く、最短経路でコンクリートに伝達できる位置に設置されている。軸受支持方式は油膜形成能力が高く、荷重バランス性に優れた日立ピボットスプリング式を、軸受構造は熱変形低減効果に優れた二層式軸受<sup>3)</sup>を採用した。なお、スラスト荷重は正方向スラスト最大6.3 MN {640 tf}、逆方向スラスト最大5.3 MN {540 tf} である。いずれの軸受も潤滑は上部油槽からの落差による強制循環方式であり、油種はISO(国際標準化機構)粘度グレードVG46、タービン油が用いられる。

### 3.3 水車ランナ、主軸

水車ランナは外径6,700 mmの5枚羽根であり、溶接性が良

好で水中疲労強度の高い5 Ni13Crステンレス鋼が採用された。水車主軸は一体鍛造製とし、特に腐食環境下のランナ側軸部、フランジ部は十分な腐食疲労強度を得るため、応力集中緩和、腐食防止塗装、交番曲げ応力低減など設計上の配慮がなされた。

### 3.4 発電機内冷却方式

バルブ水車発電機では、バルブ直径が流体性能上から制限されることがあり、かつバルブが外部に対し密閉となることから、発電機内の冷却能力を確保する上で最適通風効果を得る設計上の配慮が必要である。只見発電所のバルブ発電機では、特に、水流モデル試験による固定子枠通風構造の開発、回転子通風ダクト構造の改善を図り、常圧通風による高い冷却効果を得た。この結果、昇圧式冷却方式を不要とし、保守の容易化を図った。

### 3.5 発電機固定子

固定子は輸送制限上6分割されており、水密性保持のため合わせ目を現地で溶接後、コア及びコイルが組み立てられる。固定子コイルは信頼性の高い日立ハイモールドコイルのF種絶縁を採用している。また、機内には結露防止のため除湿機が設置されるほか、運転中には機外から乾燥空気が導入される。

### 3.6 発電機回転子

回転子は、高剛性円板形スパイダの外周に積層ロータリムを焼きばめによって装着し、その外周にポールが取り付けられる。ロータリムには冷却風の通路を形成するリムダクトを設けて、軸方向に均一な冷却が行われる構造としている。また、スパイダは円板部の通風口を可変として風量調整を可能にするなど、通風冷却の適正化に配慮した構造としている。

### 3.7 ブラシレス励磁方式

励磁方式はカーボンダストによる機内汚染がなく、保守の容易なブラシレスとしている。この方式は交流励磁機と回転整流装置で構成されるが、特に回転整流装置は、ブロック形のをスパイダに取り付けるコンパクト構造として、保守スペースを十分に確保している。

## 4 開発研究及び特殊試験

### 4.1 流体性能モデル試験

#### (1) 水車効率特性

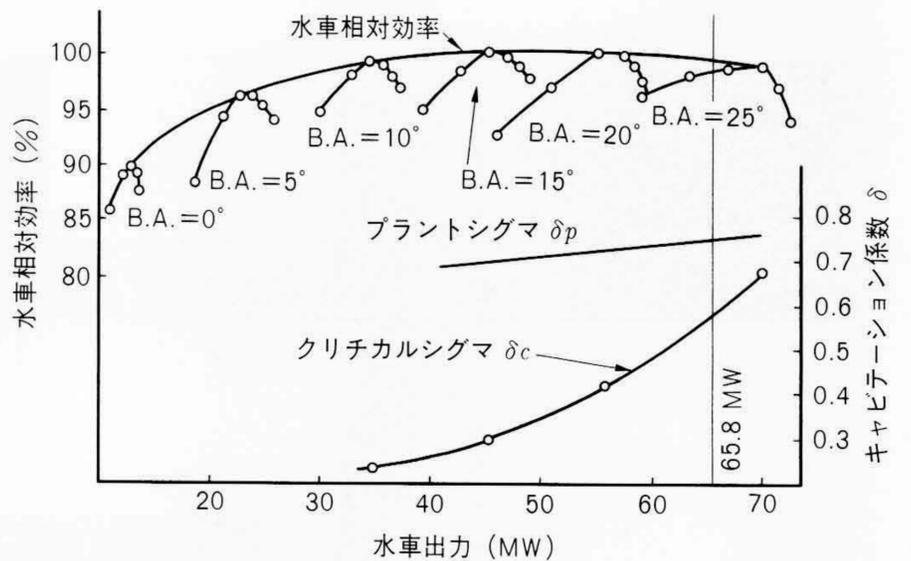
ケーシング上流の導水路は、コーナ部に1mのハンチを持つ13.8m角のコンクリート製であり、かつケーシング出口の真円部までの距離が短く形状変化が急であったが、均一流れを得るべく導水路入口から吸出管出口までの流れ解析をFEM(有限要素法)を用いて行い、最適流路形状を開発した。この結果、**図4**に示すように広範囲に平坦で高い効率特性を得ることができた。

#### (2) キャビテーション特性

**図4**に示すように、クリティカルシグマはプラントシグマに対し約25%と十分な余裕があり、また全運転領域で無気泡のランナベーンが開発された。

### 4.2 1/8縮尺比総合強度模型

実機製作に先立って1/8縮尺比模型<sup>4)</sup>によって、その信頼性を確認した。本模型は建屋コンクリート、水車発電機回転体を



注：略語説明 B.A. (ランナブレード角度)

図4 水車効率、キャビテーション特性 水車効率(相対効率)は、平坦な特性が得られた。

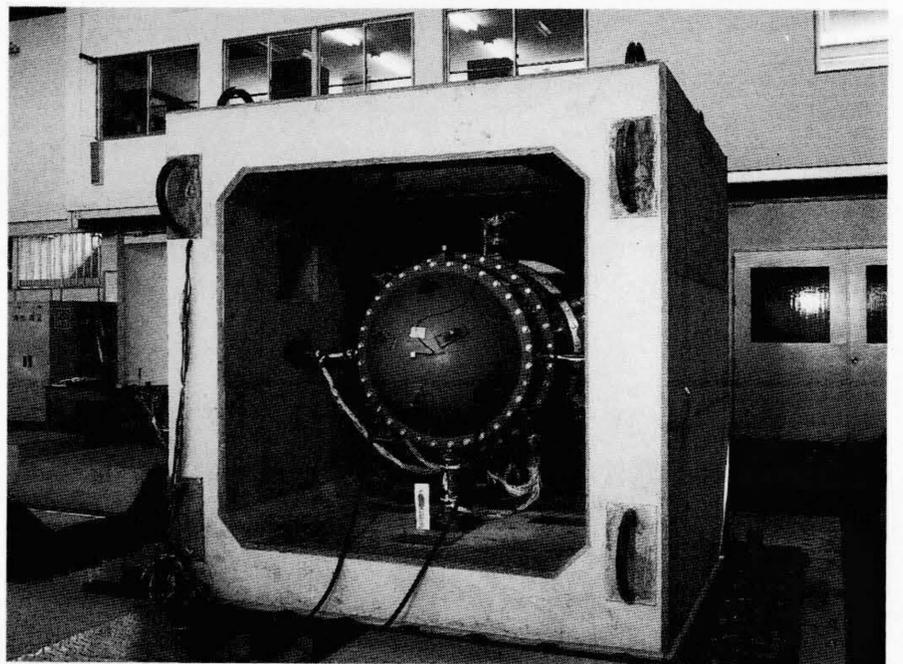
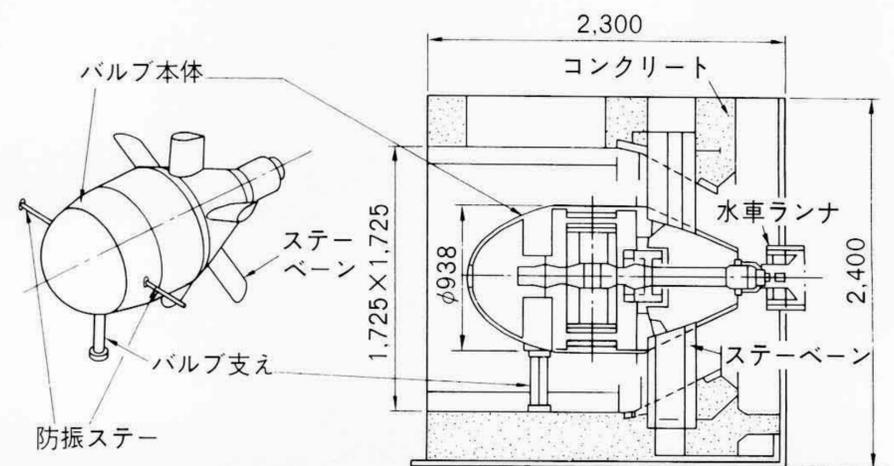


図5 1/8縮尺比総合強度模型 写真は20 t振動試験機に取り付け試験中の模型を、上流側から見た状態を示す。

も含めて水車、発電機を実機相似で製作し、1,200 t大形構造物試験機、20 t振動試験機を用いて実施された。この試験状況を**図5**に、主な試験項目を以下に述べる。

なお、試験に先立ち、応力、変位、固有振動数の計算を**図6**に示すFEM要素分割を用いて行った。

#### (1) 静的荷重試験(全水圧力、水スラスト及び発電機回転トルク)

本試験は実機荷重14.2 MN {1,450 tf} 相当の試験荷重0.2 MN {22.5 tf} で行った。実測応力、変位は許容内で、FEM計算値に合致した結果を得た。ステーベーンの下流端相当部

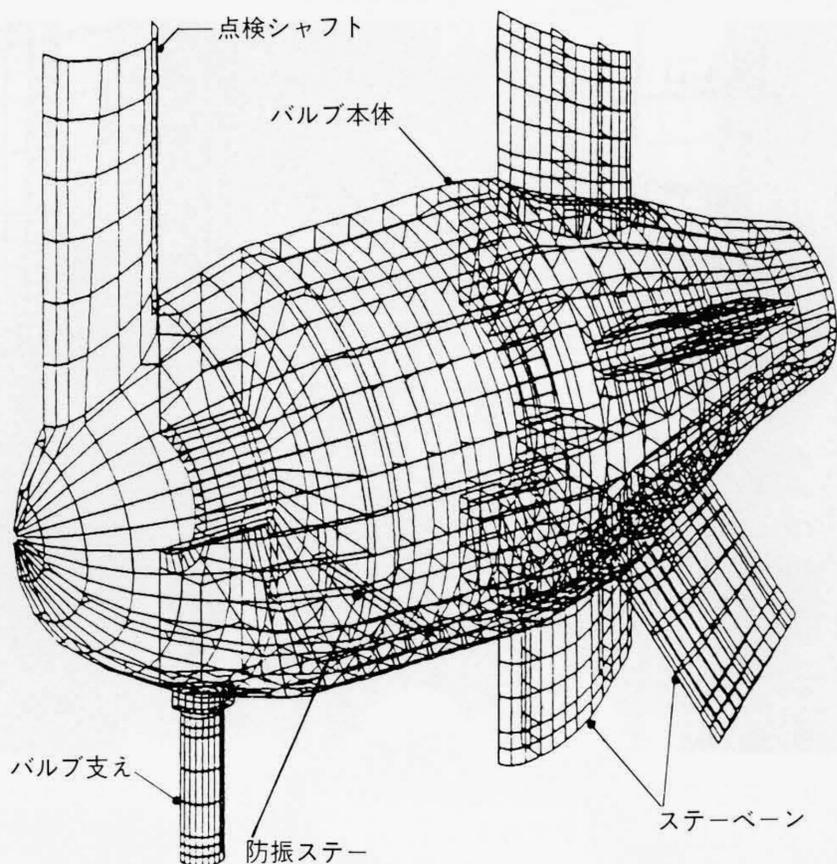


図6 FEM(有限要素法)計算の要素分割 ステーパーン, バルブ支え, 防振ステーなどのバルブ支持部材を含めてFEM計算を行った。解析プログラム“MSC/NASTRAN”(NASA: 米国航空宇宙局 開発)

のコンクリートには局所的な圧縮応力の集中が見られ、全荷重の大半が6本のステーパーンに作用していることが判明した。なお、この局部コンクリート応力の緩和に、ステーパーン周囲の局部補強が効果的であることが判明し、実機に反映された。

(2) 固有振動数測定試験

$\frac{1}{8}$ 縮尺比総合強度模型を使用し打撃法で行い、図7に示すようにFEM計算値と良く合致した結果を得た。最も低い一次固有振動数は水平首振りのモードで水中換算13.3 Hzである。なお、水車ランナで誘起される加振周波数、約8.3 Hz( $N \times Z_R$  = 毎秒回転速度×ランナ羽根枚数)及び地震の卓越周波数0.5~10 Hzとも十分離れており、共振の可能性はないことが確かめられた。

(3) 振動応答特性試験(地震波, 正弦波)

20 t振動試験機に正弦波, エルセントロ地震波を入力させて $\frac{1}{8}$ 総合強度模型の振動応答を測定した結果, 入力加速度1.02 gに対し応答加速度は最大1.05 g(応答倍率約1.03倍)と小さく, 問題のないことが確認された。更に, 慣性加振器を水車ランナ部に取り付けて行った共振点通過時振動応答試験では, 共振周波数に対し約6%離れば, 応答倍率も低く問題のないことが確かめられた。

(4) 熱荷重試験(発電機運転停止サイクル, 季節的水温変化熱荷重)

(5) コンクリート破壊試験

$\frac{1}{8}$ 縮尺比強度模型のコンクリート部にAE (Acoustic Emission)センサを取り付け, 漸増過負荷とともに生ずるコンクリートの破壊現象(超音波発生エネルギー増加現象)を観察した。この結果, 破壊開始荷重は設計荷重の約6倍, 最終破壊荷重は約12倍であり, 十分な余裕を持っていることが確かめられた。

No.	振動モード	固有振動数 (Hz)	
		実測値	計算値
1	水平首振り方向 	15.6 (13.3)	15.5
2	軸方向 	16.5 (14)	15.3
3	垂直首振り 	17.3 (14.7)	17.2
4	ねじり方向 	20 (17)	19.7

図7 固有振動数測定結果と計算値 小括弧内は水中換算の固有振動数を示す。実測と計算はよく合っていることが分かる。

4.3  $\frac{1}{4}$ 縮尺比部分強度模型

ステーパーン, バルブ支え, 防振ステーなどの細部応力, 応力集中及び低サイクル疲労強度確認のため, 縮尺比 $\frac{1}{4}$ の強度模型を使用した。溶接付根部の集中応力, 1万回低サイクル疲労強度, 共に問題のないことが確かめられた。

4.4 水流モデルによる通風特性試験

水流モデルは小形のモデルを水中で回転させることによって, 比較的容易に実機と流体力学的に等価な信頼性の高い解析を行うことができる試験法<sup>9)</sup>である。本機では $\frac{1}{6}$ 縮尺のモデルを製作し, 各部の通風損失, 圧力及び風量を求めた。その結果, 固定子枠に独立通風ダクトを設けることによって, 軸方向に均一で冷却に十分な通風特性が得られることを確認し, 実機の製作に反映させた。水流モデル断面図を図8に示す。

4.5 スラスト軸受モデル試験

スラスト軸受性能については, 実物大相当モデルによって過酷試験を行って安全性を確認した。図9にモデルの組立状況を, また, 表2に実機とモデルの仕様比較を示す。

5 製作及び据付け

(1) ステ어링

6本のステーパーンを保持するステ어링は, 輸送の制限から全12ピースに分割し製作された。なお, 現地据付時変形の低減を図るため, 溶接量を少なくできるフランジ接続方式が採用された。図10に工場組立状態のステ어링を示す。

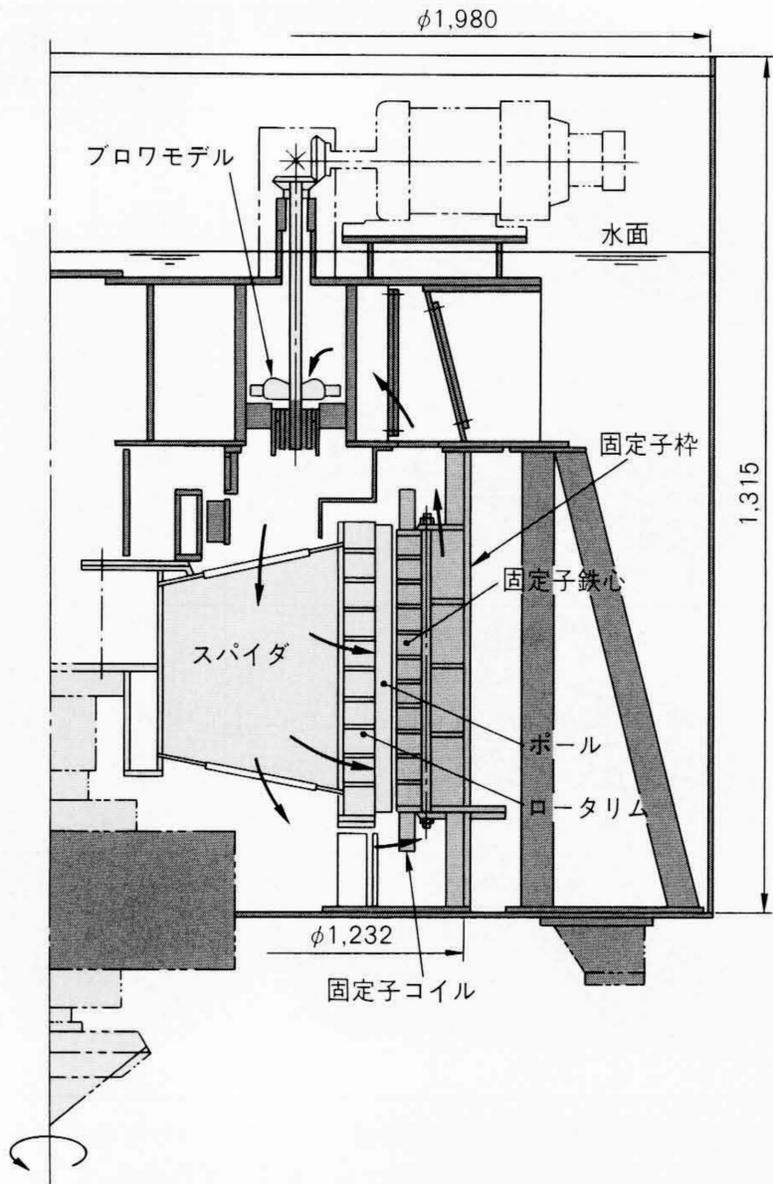


図8 水流モデル断面図 回転部は装置下側から駆動電動機でドライブされる。ブロウモデルには水面上の電動機によりドライブされる。

(2) 案内羽根及び操作機構

案内羽根には13Crステンレス鋳鋼が、操作機構及び案内羽根の軸受には無給油軸受が使用された。内側案内羽根リングはバルブの水圧力による軸方向下流変位を生じ、このため案内羽根の外側、内側両軸受間の変位差による過大摩擦力を生ずる可能性があり、実機大模型による軸受摩擦特性試験を行い、安全性を確認した。本試験では円筒形軸受に加え、球面軸受の試験も行い、比較検討の結果、最終的に円筒形軸受が採用された。図11に案内羽根の組立状態を示す。

(3) 水車ランナ

ランナブレードは流体設計から羽根面のNC(数値制御)加工まで一貫したCAD(Computer Aided Design)システムによって製作された。ランナブレードの固有振動数計算値検証のため、工場での水中固有振動数を実測し、予想加振周波数との共振がないことを確認した。工場組立完了後の水車ランナを図12に示す。

(4) バルブ水車工場組立

水車回転部を含め図13に示すように、全組立を実施し、各部間げき、変位、主軸受負担荷重及び各部動作状態に異常のないことを確認した。

(5) 発電機工場回転試験

発電機は工場で全組立し、回転試験を実施した。回転子固定子につり込む状況を図14に、また、試験中の発電機全景

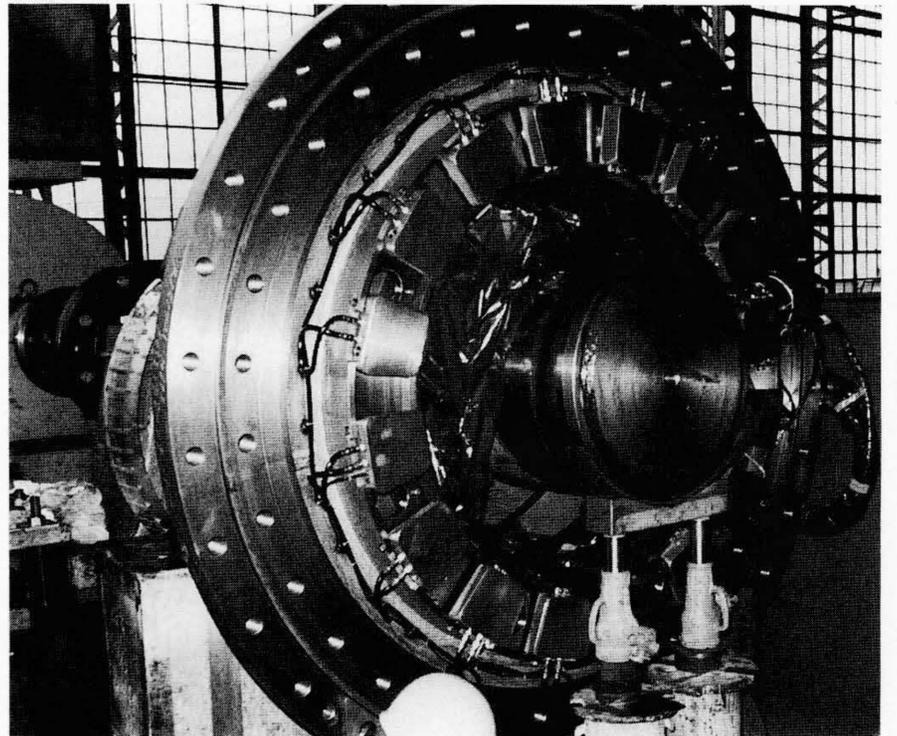


図9 スラスト軸受実物大相当モデル 中央部の扇形をしているのがスラスト軸受パッドである。

表2 スラスト軸受仕様比較 モデル試験の仕様と只見発電所実機スラスト軸受の仕様比較を示す。

項目	モデル	只見発電所
回転速度	140 min <sup>-1</sup>	100 min <sup>-1</sup>
軸受荷重	4.5×MN	6.3×MN
軸受外径	1,750 mm	2,400 mm
平均周速	11 m/s	11 m/s
平均面圧	4.7×MPa	4.4×MPa

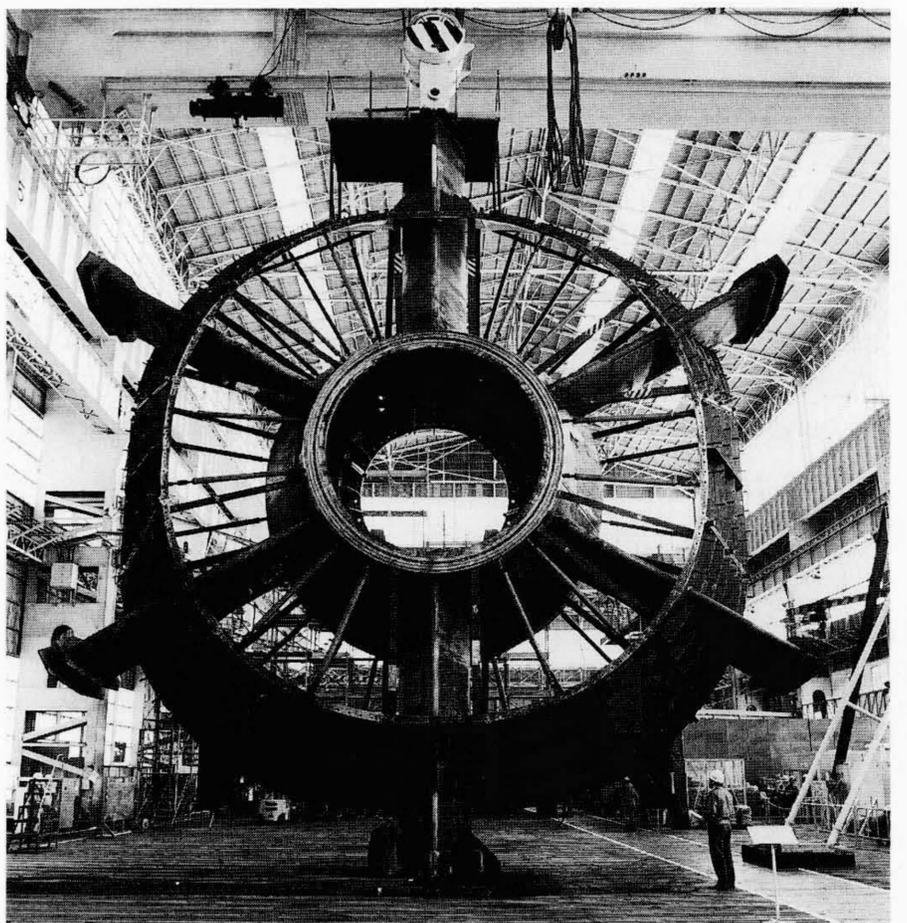


図10 ケーシング工場組立完成状態 等間隔に6本の中空ステーパーンが設けられ、各々のステーパーンを含む6ピースと合わせ計12ピースから成っている(最大高さ15.7m)。

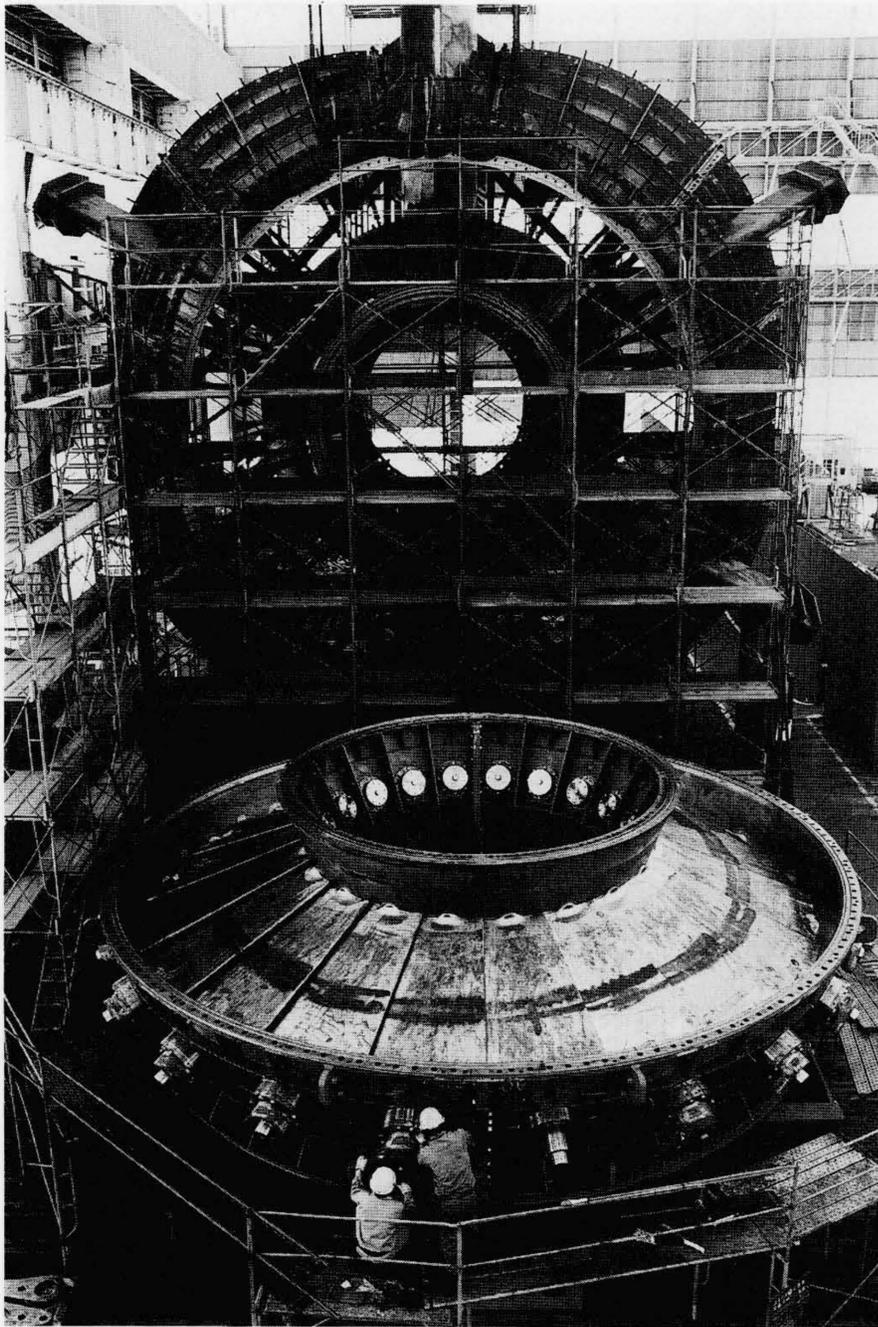


図11 案内羽根組立完成状態 組み立てられた案内羽根は、後方のケーシング手前側フランジにボルト結合される。

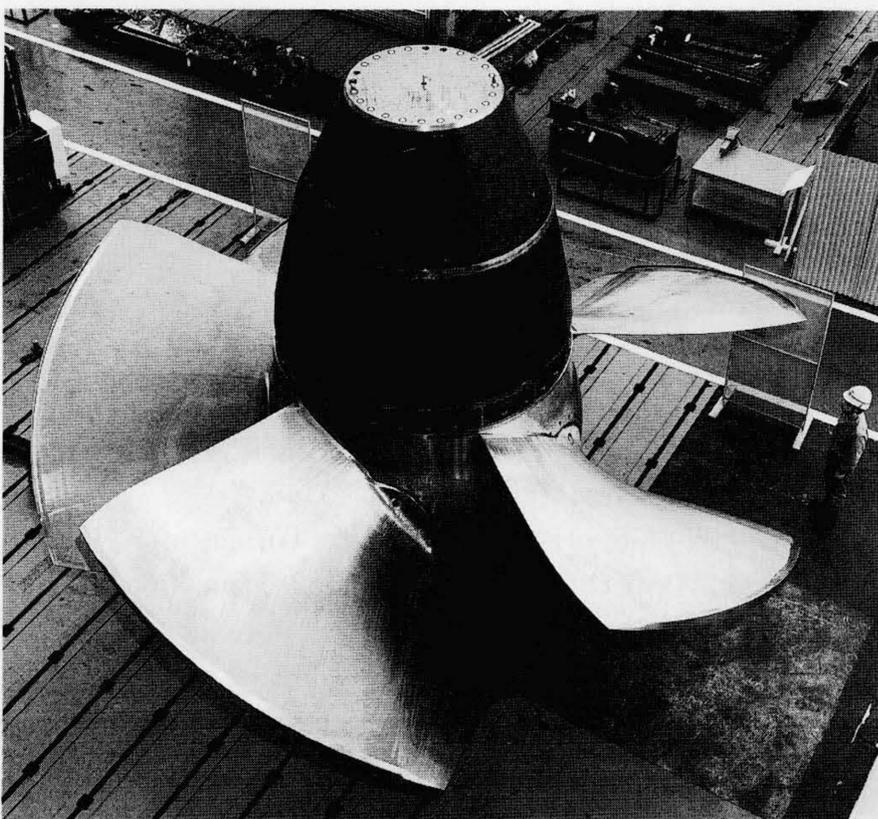


図12 工場組立完了の水車ランナ ランナ羽根は5枚羽根の5Ni13Crステンレス鋳鋼製で、外径は6,700mmである。羽根面はNC(数値制御)加工が適用された。

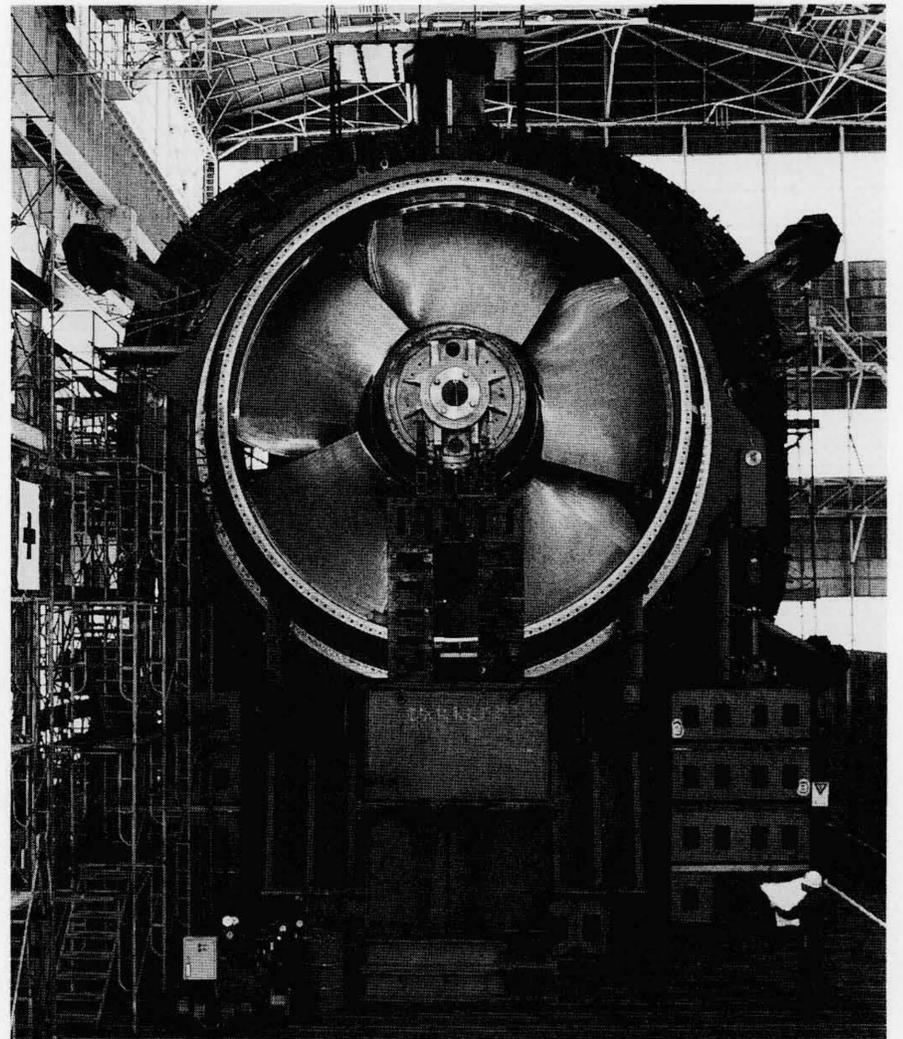


図13 工場組立完了のバルブ水車本体(下流側から見たもの) 回転部(水車ランナ、主軸)を含めて組立検査が実施された。

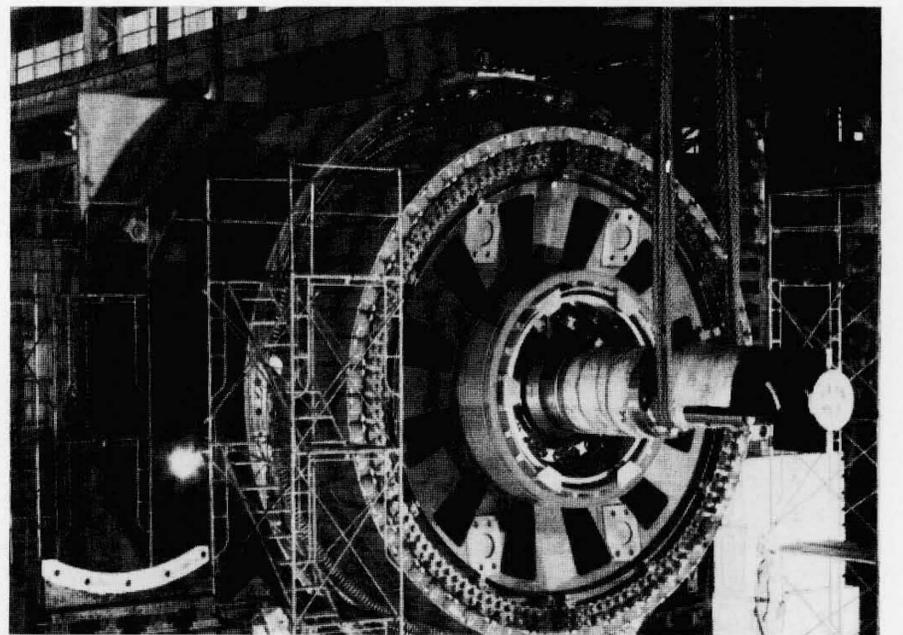


図14 回転子つり込み状況 外周側に設置した固定子の内側に回転子をつり込んでいる状態を示す。

を図15に示す。組立状態で各部のギャップや変位が設計許容値内であることを確認し、かつ回転試験で電氣的性能や軸受特性が保証値を十分満足していることを確認した。更に、通風特性がモデル試験の結果とよく一致していることや、振動・軸振れなどが機器全般にわたって良好であり、高い信頼性を持っていることを確認した。

(6) 水車埋設品、現地据付け

ステーリング、ハッチカバー、ドラフトチューブライナなどの埋設品の据付けは、特に大形低剛性であることを考慮し、

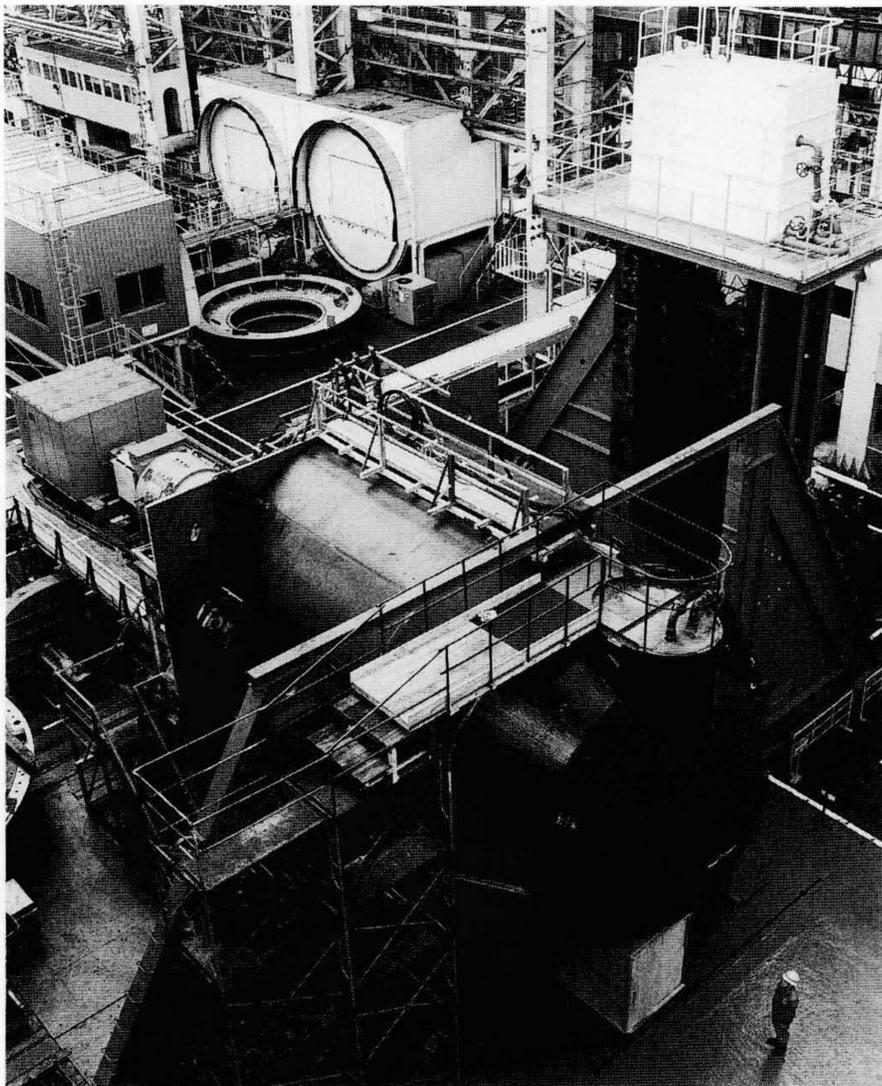


図15 発電機工場組立全景 中央の黒い潜水艦形のものがバルブ発電機本体であり、右上は上部油タンクである。

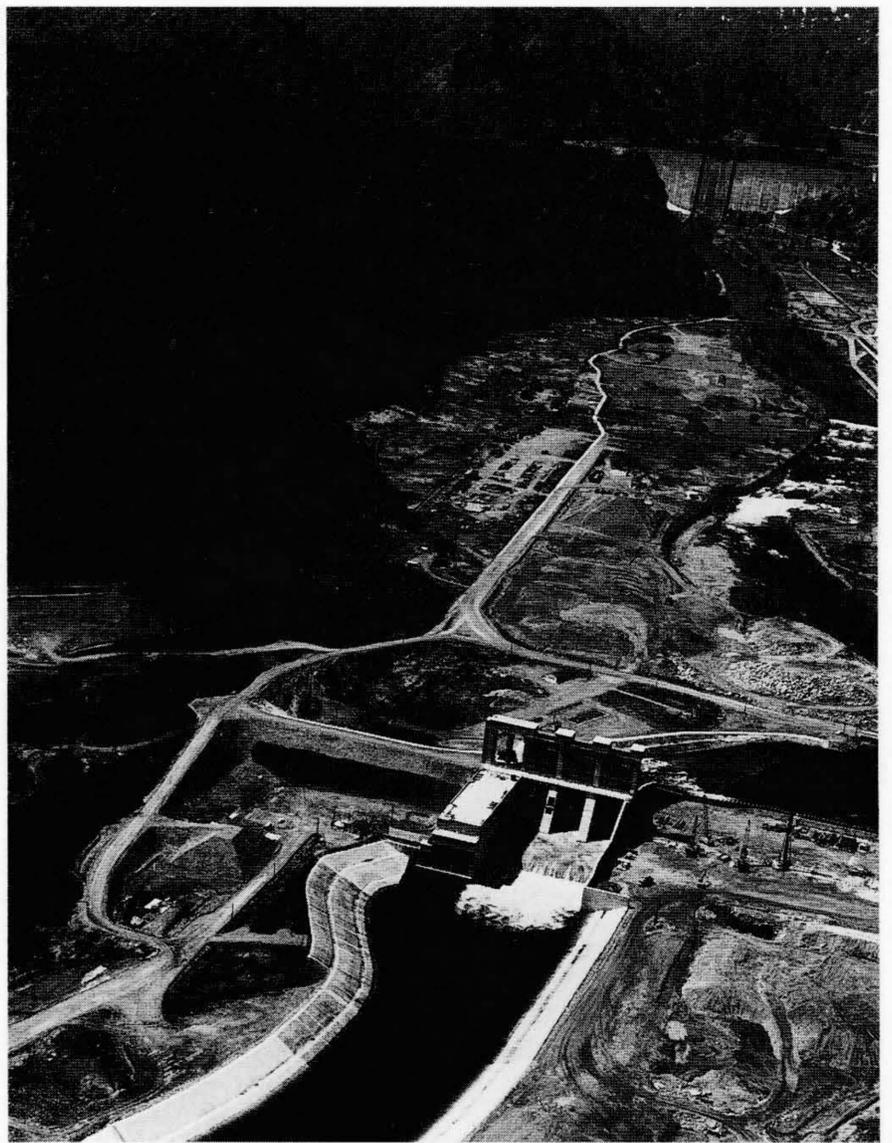


図17 只見発電所全景 田子倉ダム(写真上方)の下流約3 kmに位置し、右岸のロックフィルダムを築造中で、発電所建屋は既に完成している。

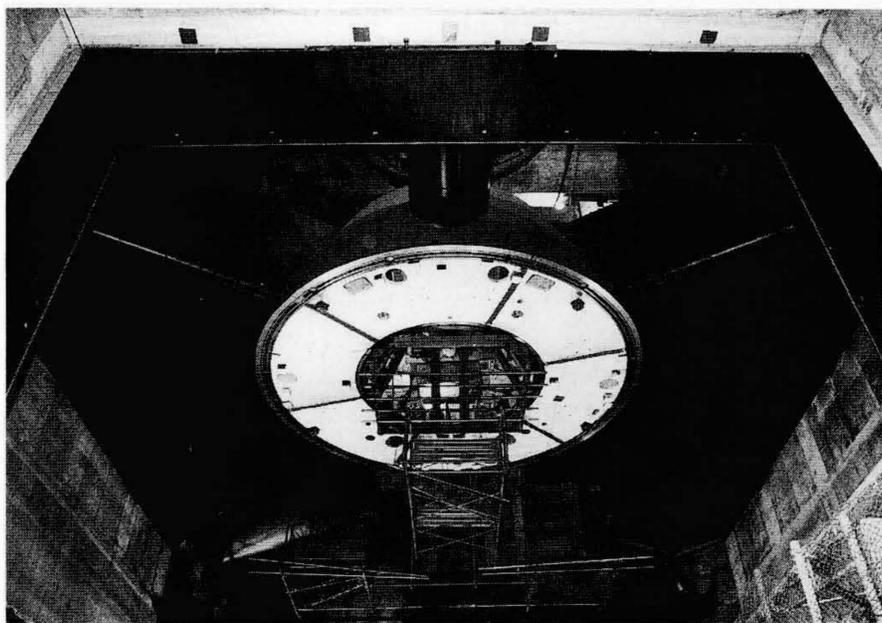


図16 据付完了のケーシング、ハッチ枠 コンクリート打設を完了したケーシング、ハッチ枠を上流側上方から見たものである。等間隔に配置されたステーションが見える。

変形低減を図るべく慎重に行われた。ステータリングの面変形、うねりは最大0.3~0.8 mm/10.2 mと許容値(1.5 mm)以下に収められた。据付けが完了したケーシングの状況を図16に、現在の発電所状況を図17に示す。

## 6 結 言

只見発電所用世界最大容量バルブ水車の開発研究、設計製

作、据付けについてその概要を述べた。本機は、従来の実績を大きく上回る記録機であるが、最新の技術、独自の品質保証体制を駆使し、十分な試作と開発研究を経て完成したものである。今後も大容量化が進められる極低落差大流量地点の経済的開発にバルブ水車の果たす役割は大きく、本機の開発、設計製作実績は水力発電技術の信頼性向上に大きく寄与できるものと考えられる。

終わりに、本発電所機器の開発、設計製作に当たり貴重な指針、助言を供与された関係各位に対し、厚く謝意を表す次第である。

## 参考文献

- 1) "The Rock Island Project" American Power Conference April 27-19, 1981 Chicago Illinois U.S.A.
- 2) T. Motoki, et al.: 65 MW Bulb Turbine for Japan's Tadami Project Water Power and Dam Construction (August 1986)
- 3) M. Suzuki, et al.: "Recent Developments in A.C. Machines" Water Power and Dam Construction. (March 1983)
- 4) 井上, 外: 大容量バルブ水車の構造強度検討, 日本機械学会, 精密工学会, 日立地方講演会講演論文集, p.85~87(1986. 9. 26)
- 5) 渡部, 外: 水流モデル法による大形回転電機の通風解析, 日立評論, 56, 7, 621~626(昭49-7)