

# 北陸電力(株)有峰第三発電所向け横軸フランシス水車・発電機

## Horizontal Shaft Francis Turbine and Generator for Arimine No.3 Power Station of The Hokuriku Electric Power Co., Inc.

高柳英夫 \* Hideo Takayanagi · 小岱将志 \*\* Takashi Konota · 小林一夫 \*\*\* Kazuo Kobayashi

森下悦明 \*\*\*\* Yoshiaki Morishita · 押谷 侃 \*\*\*\*\* Akira Oshitani

### I. まえがき

有峰水系総合開発の一環として計画された有峰第三発電所は、本格的な横軸フランシス水車を採用した地下発電所である。

我が国に水車が導入されて以来しばらくの間は、中小容量フランシス水車において横軸機が多く用いられたが、近年は、立軸機が主体となり、特に大中容量機においては、横軸機は見当たらない。

しかしながら、ヨーロッパでは Vianden (100,000kW × 12, 290m, 428.6rpm), Erzhausen (57,700kW × 4, 292m, 428.6rpm) など、数多くの横軸フランシス水車がある。立軸機あるいは横軸機のいずれを採用するかについては、機器代だけでなく、発電所建屋を含めた総合的な経済性の検討結果により決定すべきである。

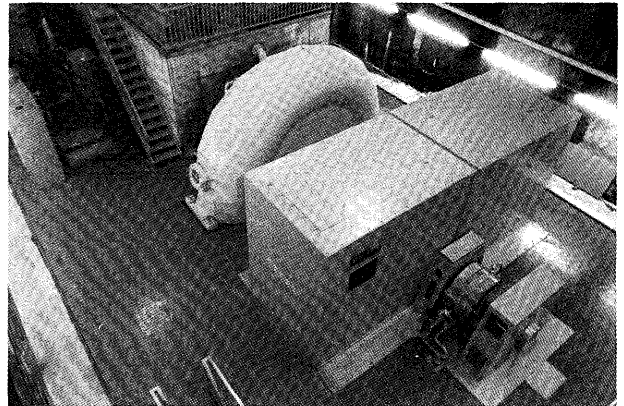
有峰第三発電所が横軸機を採用した主な理由は、当初サージタンクを持つ圧力トンネル式の立軸フランシス水車を設置する地上発電所として計画されたが、その後、細部地質調査の結果、サージタンク、水圧鉄管路の予定地点に大規模断層が存在し、少々の位置変更では避けることができないことが判明した。このため断層対策を施した数案について経済性及び土木施工の難易を比較検討した結果、ダムに水圧鉄管で直接つながる現在の地下発電所が最も経済的であることが判明した。

横軸機を採用しようという土木上の発想の基本的根拠は、比較的長い進入路トンネルをもつ小規模地下発電所空洞に水車・発電機を設置するとすれば、建屋の空洞の高さが低くでき、かつ機械軸センタを空洞の長手方向に合わせることができる横軸機の方が、立軸機に比べごく自然であろうと考えたことによるものである。

すなわち、横軸機の方が掘削断面が卵形になるため土木上、より安定した構造になり、また施工も容易となる。

横軸機の採用にあたっては、前述の総合的経済性、土木施工の難易についての検討のほか、特に機器について次の検討項目をも加味された。

(1) 水車・発電機が同一床面に据え付けられるので、保守が簡単である。また、給排水装置などの補機も原則



第1図 水車・発電機外観

Fig. 1. Exterior view of turbine and generator

として地下1階に収納できるので、配管等も非常に簡素化される。

(2) 水車の分解・組立は発電機に関係なく、すなわち発電機を分解せずに行える。特に水車・発電機の両者を同時にオーバーホールしたいときは、補修期間が短縮される。

(3) スラスト軸受、ガイド軸受の分解は、水車及び発電機本体を分解せずに行える。

(4) 据付においては、立軸機において必要とされる発電機バーレル（あるいは、二床式の場合の発電機床）が必要ないこと、また水車及び発電機を同時に行えるので据付期間が大幅に短縮されること、特に最近のように保守の簡素化、オーバーホール期間の短縮化、省力化が重視されるようになると、横軸機は大きな利点を有するものと判断される。

本稿においては、有峰第三発電所の主な特長、水車・発電機の新しい技術・構造を中心に紹介し、参考に供したい。

### II. 発電所の概要

この有峰第三発電所は、有峰第一・第二発電所とともに、主として夏期ピークの供給力の増強を目的として新設された。

\* 北陸電力(株)有峰発電所建設所 \*\* 電力事業部 水力部 \*\*\* 川崎工場 水力部 \*\*\*\* 川崎工場 回転機部  
\*\*\*\*\* (株)富士電機総合研究所 製造技術研究所

既設の有峰貯水池から新たに取水して発電する有峰第一・第二発電所の放流水(最大 $76\text{m}^3/\text{s}$ )を、今回新設の小口川調整池(有効容量 $1,500 \times 10^3\text{m}^3$ )で逆調整しながら発電する発電所である。最大 $26\text{m}^3/\text{s}$ の水を取り入れ、有効落差 $90\text{m}$ を利用して最大 $20,000\text{kW}$ を発電するものである。

水車仕様

- 形式：横軸フランス水車
- 最大出力： $21,000\text{kW}$
- 有効落差：最高 $101.3\text{m}$ ，基準 $92\text{m}$ ，最低 $82\text{m}$
- 最大流量： $26\text{m}^3/\text{s}$
- 回転速度： $400\text{rpm}$
- 比速度： $203\text{m} \cdot \text{kW}$

発電機仕様

- 形式：横軸全閉内冷同期発電機
- 出力： $22,000\text{kVA}$
- 電圧： $6,600\text{V}$
- 回転速度： $400\text{rpm}$
- 周波数： $60\text{Hz}$
- 力率： $0.91$ (遅れ)
- $GD^2$ ： $240\text{t} \cdot \text{m}^2$
- 励磁方式：サイリスタ直接励磁方式

III. 水車

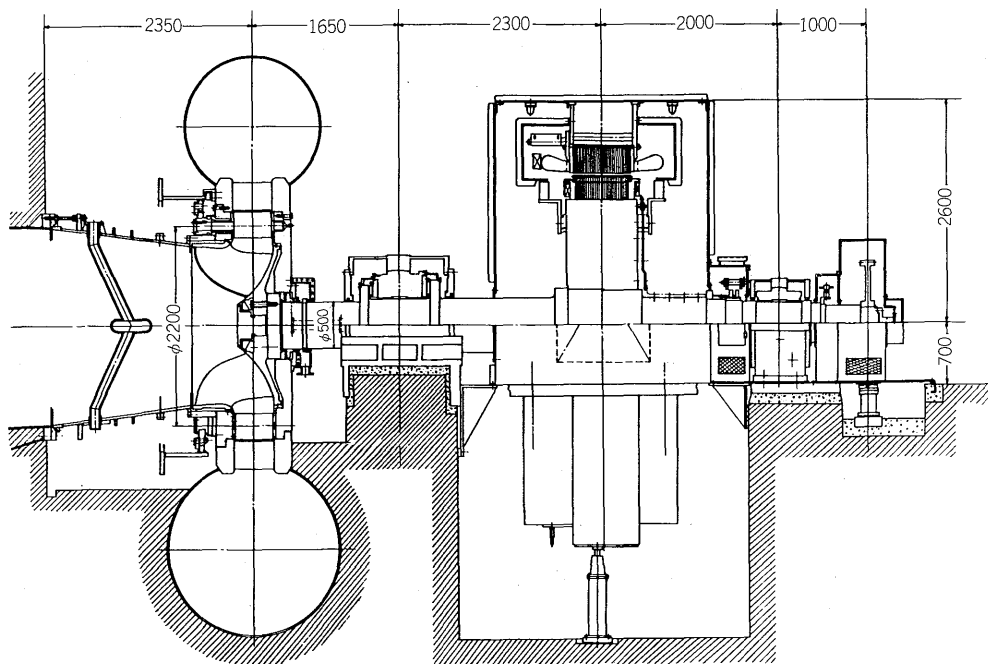
第2図に水車・発電機の組立断面図，第3図に発電所内の機器配置図を示す。

本発電所の水車は、先に述べたとおり、横軸単輪単流

フランス水車である。水車ケーシングは入口直径 $2,050\text{mm}$ のスパイラルケーシングで、その特徴とするものは、第2図に示すように上側半分以上が空中に露出し、下側がコンクリートに埋設されていること、吸出し管形状が従来一般的に用いられているエルボ形ではなく、水平円すい形を採用していることである。これは発電所空洞高さを大幅につめることができ、発電所掘削容積を減少させる。更に、掘削断面をできるだけ卵形に近づけ、発電所全体としての構造的安定性、施工の単純化を図ることも容易になる。このことはそれぞれの発電所地点の地質条件によっても異なるが、有峰第三発電所の本館部分でのNATM(ニューオーストリアトンネルメソッド)工法の採用にもつながっている。また、水平円すい形吸出し管の採用は構造的に水車軸受を省略して、発電機の両側に軸受を設ける二軸受方式の採用と相まって、軸方向の機械長さの短縮、つまりは発電所空洞長さの減少をもたらしている。

一方、ケーシングの上半分が露出しているためにケーシング内が充水されると、ケーシングコーンは水圧により膨張し、もしもケーシングをそのままコンクリートに埋設すると、結果的には充水によりケーシング中心が上方に変位することになる。

これは、充水によりケーシング中心が、ランナ中心に対して移動すること、すなわちランナギャップが、ケーシング中心の変位位置だけ変化することを意味し、この量は、本発電所向け水車のように寸法的に大きな機器では無視できない量となる。当発電所向け水車では、この値



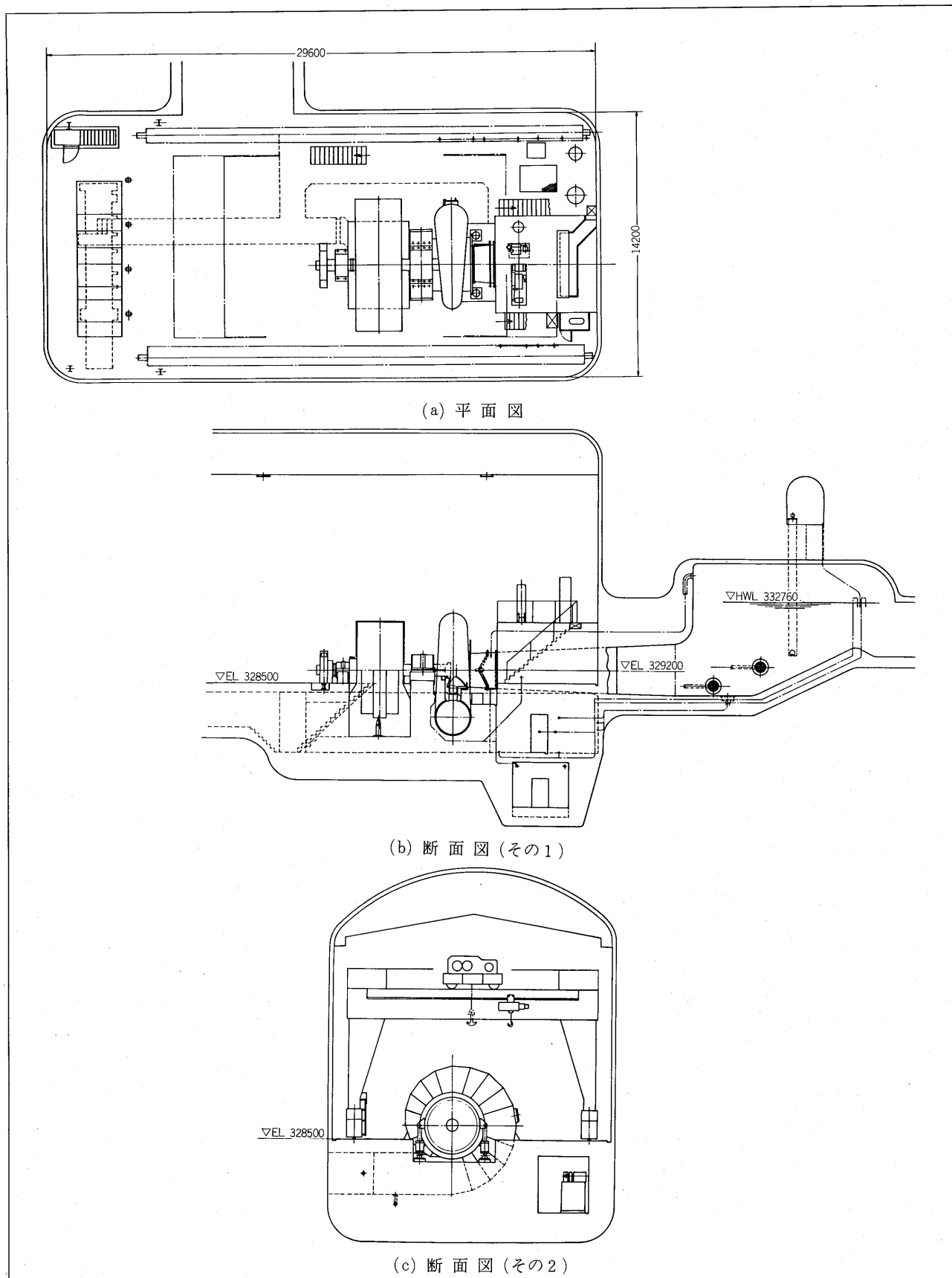
第2図 水車・発電機組立断面図  
Fig. 2. Cross-section of turbine and generator

は負荷しゃ断時も考えると約0.6mm程度の値となる。

本水車の設計・据付に際しては、この点が十分検討考慮され、ケーシング下側にはルーフィングを施し、充水によるケーシングコーンの膨らみは、ルーフィング

材で吸収するような配慮がなされた。

この結果、据付試運転後の測定では、充水後のケーシング中心の変位量はほとんど無視できる値に収めることができた。



第3図 機器配置図

Fig. 3. Layout

また横軸機であるため、ランナにかかる水圧スラストによる軸方向スラスト荷重は、第2図からわかるように片持ちの軸受台で支持される形となり、軸受台だけでこの荷重を支える場合には、軸受台及びその基礎コンクリートは強固なものとする必要がある。しかし、軸受台の設置位置は、水車ケーシングと発電機ピットの間であり、この部分のコンクリート部は、水車・発電機の全体寸法をできるだけ短く抑えるためにも、できるだけ幅を狭くすることが望ましく、コンクリート強度上も、できるだけ軸スラスト荷重を少なくすることが望ましい。

またケーシング自体には、軸方向スラストにほぼ等しい逆向きの荷重が働き、ケーシングは軸方向、すなわち発電機側に倒れようとする。そこで、軸受台に働く荷重を少なくし、更にケーシングの倒れを防ぐ目的で、軸受台と上カバーを連結する水車スラスト支えが設けられた。

このスラスト支えにより、軸受台に作用するランナの水圧スラストと上カバーに作用する逆向きの荷重がほぼ打ち消し合い、軸受台及び水車ケーシングの倒れが解消される。このことは、後述の現地試験時の測定でも確かめられた。

また、下カバー、ランナ、ガイドベーン、上カバーなどは、すべて吸出し管側から分解・組立できる。したがって発電機とは独立に、水車各部の保守・点検を行うことができる。

ガイドベーン操作機構には、チューブラ水車でも採用されている弱点リンクが用いられており、万一ガイドベーンに異物を挟み込んだ場合には、この弱点リンクが曲がり、無理な力が操作機構に働くのを防ぐ。しかし、弱点リンクは破断しないためガイドベーンはフリーにならず、リンク機構同士が干渉し合っ互に動きを妨げることはない。

このほか、本発電所向け水車には、富士電機標準のバランス形カーボンパッキングが用いられている。

ガイドベーン端面のすきま部には、ゴムシールが設けられている。ガイドベーン軸受を初め、ガイドベーン操作機構のしゅう動部には無給油軸受が用いられており、保守面の手間が省かれるよう考慮がなされている。

ガイドベーンサーボモータは、揺動形2個が用いられている。吸出し管吸気は、いわゆるトライポット形給気管が用いられており、自然給気が行われる。

調速機は、富士EA75形電気油圧式調速機が用いられている。

圧油装置としては、M-M式圧油ポンプセットと圧油タンクのほかに、入口弁を設けていないため万一主圧油タンクの油圧が喪失した場合にも、確実にガイドベーンを閉じ、水車を停止することができるよう、非常用圧油タンクを設けてある。このため、主圧油タンクの油圧が喪

失すると、油圧低下により自動的に油圧源が非常用圧油タンクに切り換えられ、水車は安全に停止することができる。

水車及び発電機用冷却水は、放水路から取水され、常用、予備2台の給水ポンプにより、自動ストレーナを経て、各部に供給される。また、水車主軸封水用カーボンパッキン部には、発電所内のわき水を利用し、常用、予備2台の加圧ポンプにより給水されている。

所内ピット排水装置としては、2台の電動ポンプと、1台の非常用ジェットポンプが備えられている。

## IV. 発電機

本発電機は、全閉内冷同期発電機で、横軸機としては国内最大級の大きさである。しかし、トンネル内の発電機設置空間の寸法をできるだけ小さくし、そのスペースを有効に利用できるようにするとともに、横軸機の特徴である保守の容易性を生かせるよう、種々の配慮を払っている。

### 1. 固定子

固定子は二つ割構造で、現地で一体にした後は固定子を分割することなく、回転子の引抜き分解が可能である。また固定子にはシフト装置を設置し、回転子の点検が容易に行える構造としている。

ブレーキ装置は反水車側軸端部に設け、ブレーキカバーを分解することなく点検を可能とし、ブレーキシューの交換も容易な構造としている。

外被カバーは幅7m、高さ3.3m、長さ2.5mにもなるためプレハブ方式を採用し、各面ごとに分解可能な構造とし、分解時の仮置スペースが少なくすむよう配慮している。

### 2. 回転子

回転子ヨークは、輸送制限から現地で軸に焼きばめる方式を採用し、クレーンリフトの短縮を図るため、横置状態で焼きばめる作業方法が採られた。

回転子軸には、水車ランナがオーバーハングされているが、運転中の水車ランナ部での半径方向力に対する軸の挙動にも十分な解析が加えられ、信頼性の高い構造となっている。

### 3. 軸受

第2図に示すように二軸受方式であり、水車側軸受は正逆スラスト力を受けるためのパッド方式スラスト軸受を内包する複合軸受構造としている。このスラスト軸受台は、第4図に示すように軸受台のスラスト耐力を向上させるため、いわゆる猫足構造とし、ベースプレートを特殊な構造とし、軸受台基礎のスラスト耐力の向上を図っている。

また、軸受は自動調心性をもたせるためラジアル軸受

の混入により目づまりが生じないように、電動操作四方弁を設置し、定期的な逆洗方式を採用していることも特徴の一つである。

### V. 現地特殊試験

本発電所の水車・発電機は大形横軸機であるため、設計に際しては前述のごとく種々の配慮がされている。特にケーシング下側に施したルーフィングの効果、ケーシングの倒れ、軸スラスト荷重の変化、部分負荷時に発生するサージングを防止する目的で設けられた円すい形吸出し管内トライポットの効果等を確認するため、現地において各種の試験を行った。

#### 1. 水車ケーシングの変形、応力の測定

水車ケーシングの変形を調べるため、発電機室基礎より支柱を立て、十数個の差動トランス形変位計を取り付け、たわみ挙動を測定した。

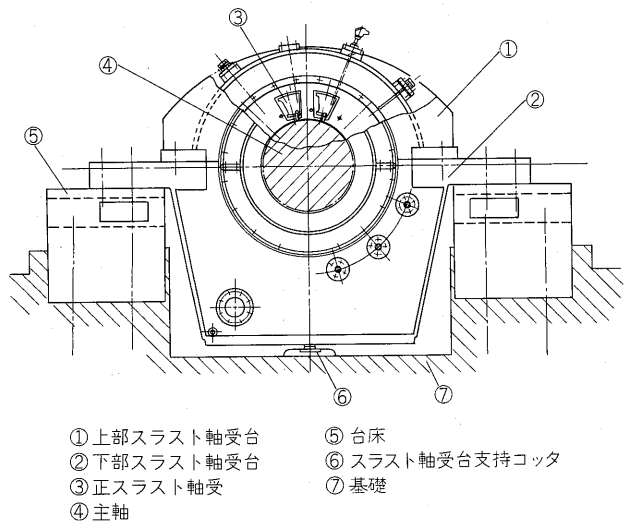
露出しているケーシング上半分の巻胴部の応力分布と、ケーシングを支えている脚部近傍の応力をストレングージにて測定した。

軸スラスト荷重は、水車スラスト支えに生ずる反力をストレングージで検出し測定した。

#### 2. ランナに働く動的荷重の測定

主軸系の振動を予測するには、ランナに働く半径方向荷重、モーメントを測定する必要がある。このため水車軸表面の直交 2 方向に生ずる応力ひずみをストレングージで検出し FM テレメータで回転主軸から取り出し、復調後データレコーダに記録した。

主軸系の振動解析計算結果と測定結果を比較するため、

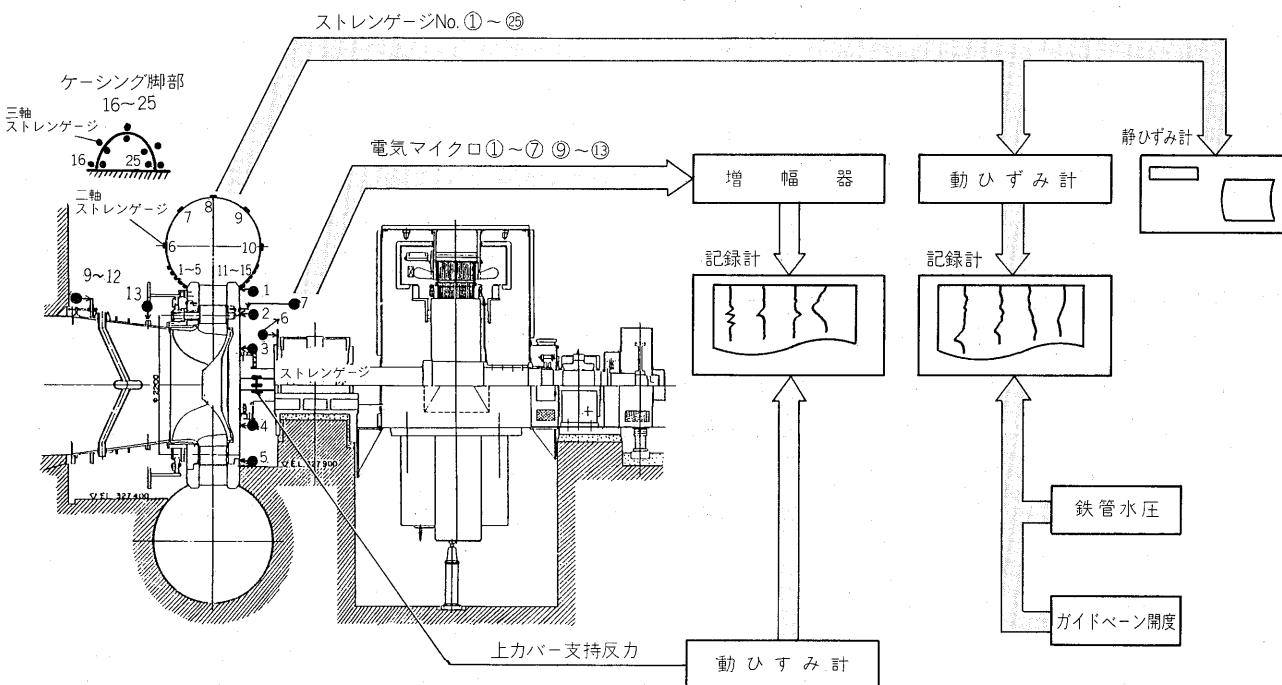


第 4 図 スラスト軸受台構造図  
Fig. 4. Construction of thrust bearing stand

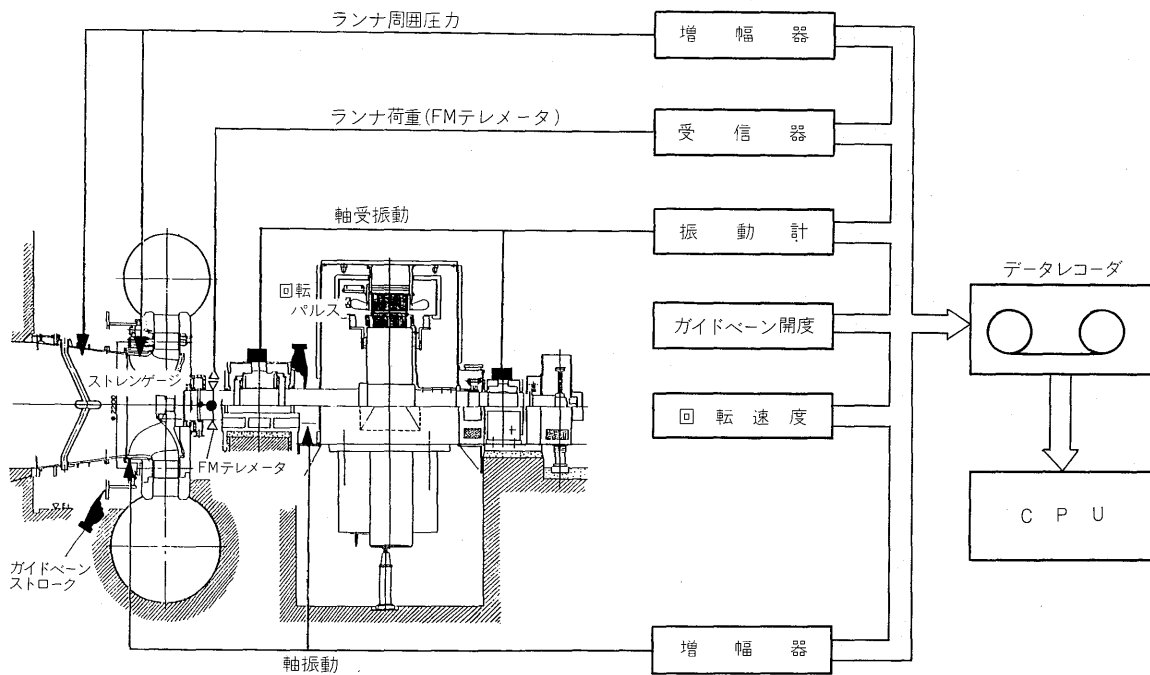
を球面座で支持しているが、スラスト力が直接球面座に加わると過大な面圧になるため、軸受水平中心位置にピンを設置する特殊構造を採用し、自動調心性を損なうことなく、スラスト力の基礎への伝達を可能にし、軸受構造のコンパクト化を図っている。

軸受給油方式は、始動・停止時のオイルリフト用高圧給油と軸受潤滑用低圧給油の併用方式である。特にスラスト軸受では、軸受潤滑冷却に効果的な油路を構成し、構造のコンパクト化を図るとともに、オーバハンク長さの短縮を図り、軸系強度の向上に配慮している。

その他空気冷却器、油冷却器の冷却水系統には、ごみ



第 5 図 応力及びケーシング変形測定系統  
Fig. 5. Measurement of stress and casing displacement



第6図 ランナ荷重、圧力、振動の測定系統  
Fig. 6. Measurement of force acting on runner, pressure and vibration

ランナの振れ回りもろず電流式非接触変位計により測定した。

### 3. 機械振動・水圧脈動の測定

発電機出力の変化による機械振動・水圧脈動の変化を測定し、周波数分析を行い、水圧脈動と機械振動との関係を調べた。

### 4. 測定系統図

応力・変形の測定系統図を第5図に、ランナ荷重・機械振動の測定系統図を第6図に示す。

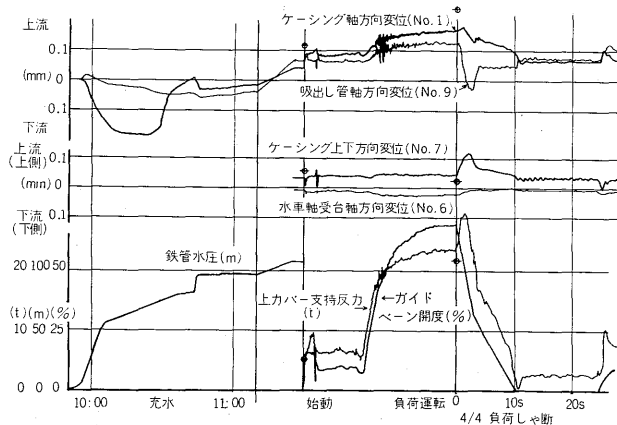
## VI. 測定結果及び考察

### 1. ケーシングの変形

水圧鉄管の充水時と発電運転中におけるケーシング、並びに吸出し管の変形及びスラスト支反力の変化を第7図に示す。充水途中においては鉄管水圧が低く、吸出し管内の水の重量によりケーシングは吸出し管側に傾いている。

図中⊕印は有限要素法により求めたケーシングの変形、支持反力の計算結果である。計算に際してルーフィングを施さないコンクリート埋設部は、コンクリートを圧縮する方向に作用するため板厚と垂直方向の変形を拘束し、ルーフィング部は無拘束条件とした。

充水完了時では、ケーシング圧力によりケーシングが変形し、かつ上カバー水圧により発電機側に戻される。発電機出力の増加によりケーシングはより発電機側に傾くが、最大出力時でもそのたわみは最大0.18mmと小さい。このケーシングのたわみ挙動に比例して、スラスト



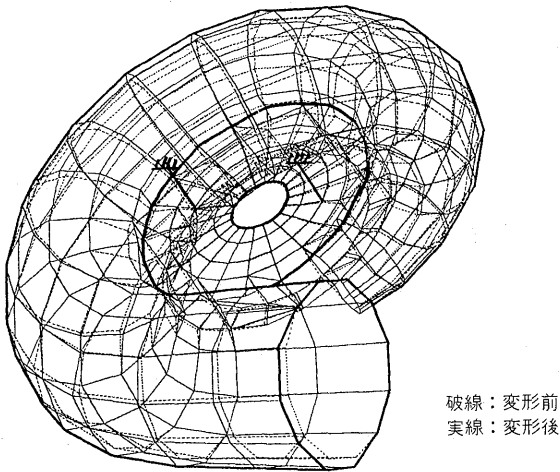
第7図 ケーシング及び吸出し管の変位  
Fig. 7. Displacement of casing and draft tube

支え反力も変化している。一方、水車軸受台軸方向変位はどの運転条件においてもほとんど変化せず、ランナに作用する水力軸スラストによって軸受台は変形しないことが分かる。

ケーシングの上下方向変位は発電機出力によっては変化せず、負荷しゃ断時に最大0.11mm上方向に変化するだけで、下部ケーシングに施したルーフィングの効果を表している。

有限要素法の変形図の代表例を第8図に示す。図中破線は変形前、実線は変形後の形状を表している。ケーシング入口部下側のルーフィング部の変形が大きいことが分かる。

### 2. ケーシングの応力



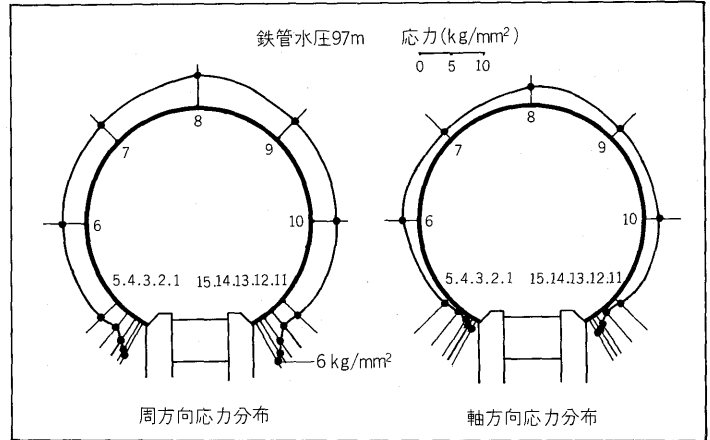
破線：変形前  
実線：変形後

第 8 図 有限要素法によるケーシング変形解析  
Fig. 8. Displacement analysis by finite element method

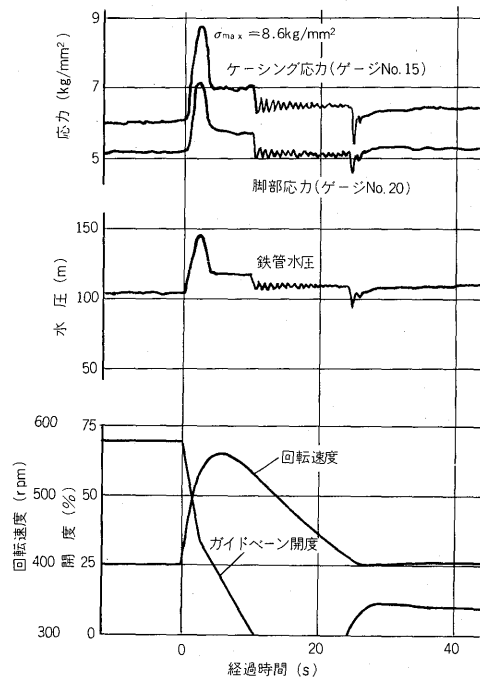
水車停止時のケーシング巻胴部の応力分布を第 9 図に示す。ステーリングとの結合部で若干の応力の集中がみられるが、その値は  $6 \text{ kg/mm}^2$  と低い。この応力分布のうち最大応力となる箇所と、ケーシング脚部の応力変化を第 10 図に示す。最大出力時負荷しゃ断の鉄管水圧が最大となるとときに応力も最大となり、 $8.6 \text{ kg/mm}^2$  の値を示した。第 11 図から分かるように、応力は鉄管水圧の変化とよく一致しており、脚部でも最大  $7.1 \text{ kg/mm}^2$  であり、極端な力が脚部に作用していないことが分かる。

3. ランナに働く横荷重

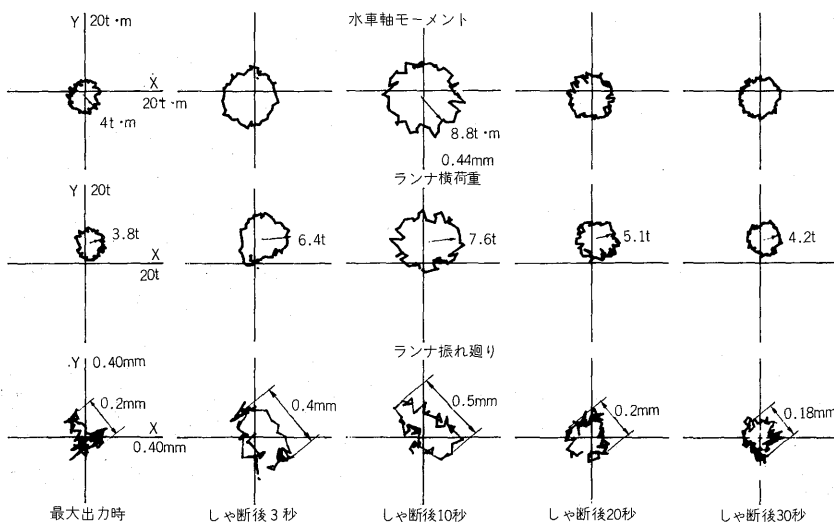
ランナに働く半径方向荷重とモーメント、並びにランナの振れ回り挙動の代表例を第 11 図に示す。図は負荷しゃ断後の各時刻における動きを示している。荷重、モーメントとも 1 回転に 1 回の成分と、ランナベーン枚数を乗じた成分とで形成されている。この荷重によりランナ下端の振れ回りは最大  $\pm 0.25 \text{ mm}$  であり、固定部と接触する危険性がないことが分かった。



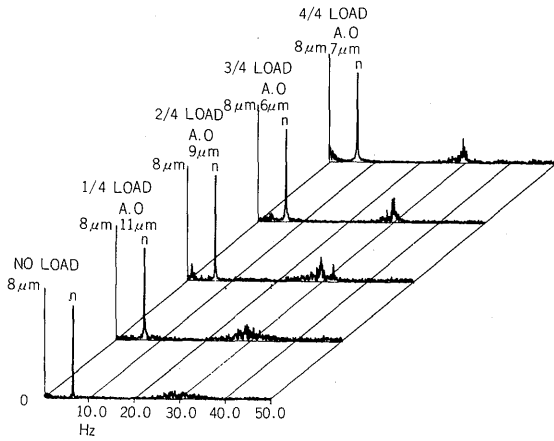
第 9 図 ケーシングの応力分布  
Fig. 9. Stress of casing



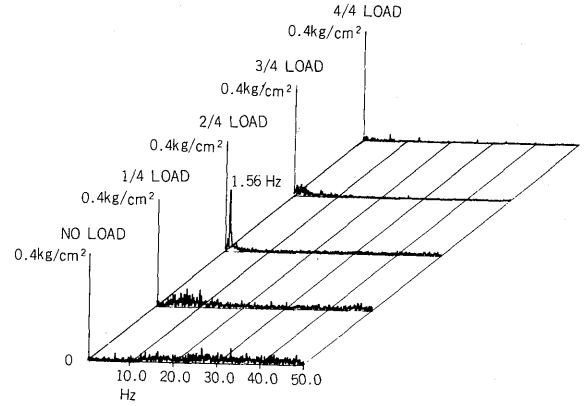
第 10 図 負荷しゃ断の応力挙動  
Fig. 10. Stress at load rejection test



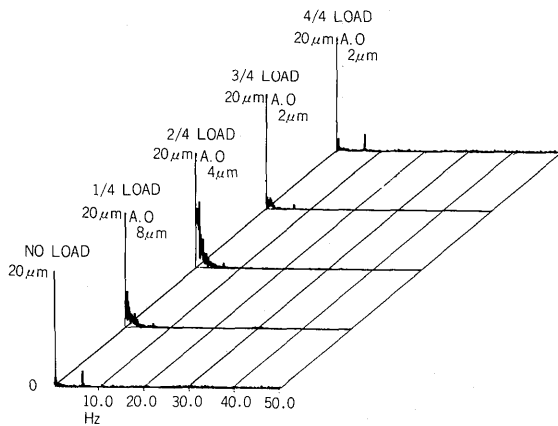
第 11 図 全負荷しゃ断後の軸モーメント、ランナ横荷重及びランナ振れ回り  
Fig. 11. Bending moment of shaft, force on runner and runner displacement



第 12 図 水車軸受振動(H)のスペクトル  
Fig. 12. Vibration spectrum (H) of turbine guide bearing



第 14 図 ドラフト水圧脈動(H)のスペクトル  
Fig. 14. Spectrum of draft tube pressure fluctuation (H)



第 13 図 水車軸受振動(V)のスペクトル  
Fig. 13. Vibration spectrum (V) of turbine guide bearing

#### 4. 軸受振動, 水圧脈動

水車軸受振動と吸出し管水圧脈動の周波数分析結果を第12～14図に示す。水平方向軸受振動はどの運転条件においても回転速度成分が大きい。一方、軸方向軸受振動は部分負荷時には低周波成分が大きく、これは吸出し管内水圧脈動による。特に1/2 負荷運転時には1.56 Hzの成分が強く、これは回転速度1/4の周期であり、この負荷で吸出し管内にサージングが発生していることを示している。

本発電所の水車・発電機は横軸機であり、吸出し管が円すい形に近く、しかも上部吸出し管が露出しているため部分負荷時のサージング発生による機械振動、騒音が懸念された。このため、模型試験において数種の吸出し管形状を製作し、試験を行うとともに吸気方式についても十分な検討を行って、最適な吸出し管と吸気方式を決定した。この結果、部分負荷時にはサージングは発生するがその強さは弱く、トライポットからの自然給気にて十分に防止できることが確認され、設計時点で懸念された強制給気方式は不要となった。

#### VII. あとがき

有峰第三発電所は、昭和56年5月27～29日の官庁試験も無事合格し、引き続き好調に営業運転に入っている。

我々は、現在ではほとんど顧みられない大中容量の横軸機が、「土木工事が簡素化されること」、「機器の保守が容易であること」、「補修期間が短いこと」などにより、もっと採用されることに値する機械であることの確信を得ることができた。本稿が関係各位の参考になれば幸いである。

なお、建設にあたり終始御指導いただいた関係各位に心からお礼を申し上げる次第である。





\*本誌に記載されている会社名および製品名は、それぞれの会社が所有する  
商標または登録商標である場合があります。