

ブラジルサンタイネスポンプ場納
大形遠心ポンプの模型試験
 Model Tests of Centrifugal Pumps for
 Santa Inês Pumping Plant, Brazil

宮 代 裕* 近 藤 正 道**
 Hiroshi Miyashiro Masamichi Kondô

要 旨

Santa Inês ポンプ場は、ブラジルのサンパウロ市の上水道拡張のため、Companhia Metropolitana de Água de São Paulo (COMASP) によって建設されている。このポンプ場に据付けられる3台のポンプは、横軸両吸込タービンポンプである。1台当たりの電動機出力が15,000 kW という大形のポンプであるため、実物ポンプの製作に先立ち、模型ポンプによって各種の試験を行なった。効率およびキャビテーション性能に関しては、COMASP の技師立会いのもとに試験を行ない、仕様を満足していることを確認した。模型ポンプの効率は90.4%である。立会い試験後、完全特性試験、半径方向推力の測定、起動試験など一連の模型試験を行ない、実物ポンプの設計および運転に必要な資料を得た。

1. 緒 言

人口の増加、生活水準の向上とともに、水の需要量は増加し続けており、水資源の確保は都市にとって重要な問題となっている。ブラジルのサンパウロ市においても上水道の拡張工事が実施されており、この関係の工事の取まとめを実施している政府出資の公社 Companhia Metropolitana de Água de São Paulo (以後、COMASP と略称する) から取水に用いるポンプ3台をこのほど受注して製作することになった。

このポンプは取水用ではあるが、送水距離、標高差などのため揚程が高く、電動機出力も15,000 kW という大出力になるため、実物ポンプの製作に先立って模型ポンプを用いて性能試験を実施することになり、効率試験をはじめとして各種模型試験を機械研究所において行なった。

ポンプ設備が集約されて大形化する傾向にある現状からみて、この種の模型試験を高精度で実施することは、今後ますます必要になってくると考えられる。さきにアメリカ開発局納めポンプの模型試験⁽¹⁾について報告したが、今回の模型試験はこれと種々の点で異なっているので、ここに報告するしだいである。

2. 実物ポンプの計画概要

今回納入するポンプは、サンパウロ市に1日285万 m³ の取水を行なうために用いられるものである。サンパウロ市の近郊において Jaguari 川、Cachoeira 川、Atibainha 川などにダムを設けて集められた水は、トンネル、Juqueri 川などを経て最終的には Juqueri 貯水池に集められ、ここから取水トンネルにより Santa Inês ポンプ場へ送られる。ここで水はポンプにより揚水され、Guaraú 浄水場へ送られて、浄化された上でサンパウロ市へ給水されるものである。

Santa Inês ポンプ場で用いられるポンプ設備は、COMASP から機器ごとに分割して発注されたものであるが、この中の主ポンプ3台を日立製作所が受注したのである。

ポンプの仕様は下記のとおりである。

吸込口径	1,800 mm
吐出口径	1,100 mm
形 式	横軸両吸込タービンポンプ
吐 出 量	11 m ³ /s

全 揚 程	119.6 m
有効NPSH(最小)	26.7 m
回 転 数	720 rpm
原 動 機	15,000 kW (20,000 HP) 同期電動機
台 数	3 台

ポンプは両吸込形の遠心ポンプであり、ボリュートケーシングについては内部の水圧に対して剛性を与えるとともに、羽根車出口における圧力ヘッドの回復のためにディフューザ羽根を有するものとし、鋼板溶接構造とした。

ポンプの水力設計上特に注意を払った点は下記のとおりである。

- (1) 吸込ケーシングはボリュート状として回転と同方向の子旋回を入口の流れに与え、かつ羽根車入口での流速分布を一様ならしめるようにしている。
- (2) ポンプ場は地下に設けられるため、据付スペースを最小限にする必要がある。このためポンプを小形化する必要があり、ディフューザ羽根の外径と内径の比を極力小にすることが望まれ、1.21 という小さい値とした。
- (3) この種の大形ポンプで運転上問題となりやすいことの一つに水圧脈動による振動問題⁽²⁾が考えられるため、水圧脈動を極力小さくすることが望まれる。このために羽根車外径とディフューザ羽根内径の間隙(げき)を大きくする必要があり、羽根車径の4%⁽³⁾以上の間隙を設けるようにした。

3. 模型ポンプ

模型ポンプの大きさ、仕様の決定については製作精度、測定精度などと重要な関係があり、慎重な検討を要する問題である。今回の模型ポンプの寸法については顧客側の要求により羽根車径を350 mm 以上とする必要があること、また準拠規格としてはアメリカの Standards of the Hydraulic Institute が指定されていることなども考慮して、模型ポンプの仕様を下記のように決定した。

模 型 比	4.11
吐 出 量	38.6 m ³ /min
全 揚 程	116.4 m
回 転 数	2,940 rpm

模型ポンプの流水部分は直前の吸込管を含めて実物ポンプに幾何学的に相似に設計されている。図1は模型ポンプの構造を示したものである。

実物ポンプは15,000 kW という大形ポンプであり、過大な設計余

* 日立製作所機械研究所

** 日立製作所亀有工場

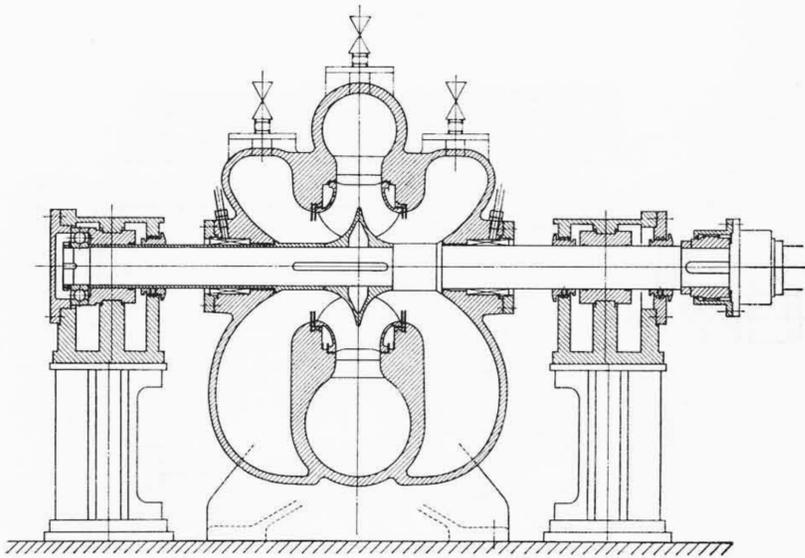


図1 模型ポンプ構造図

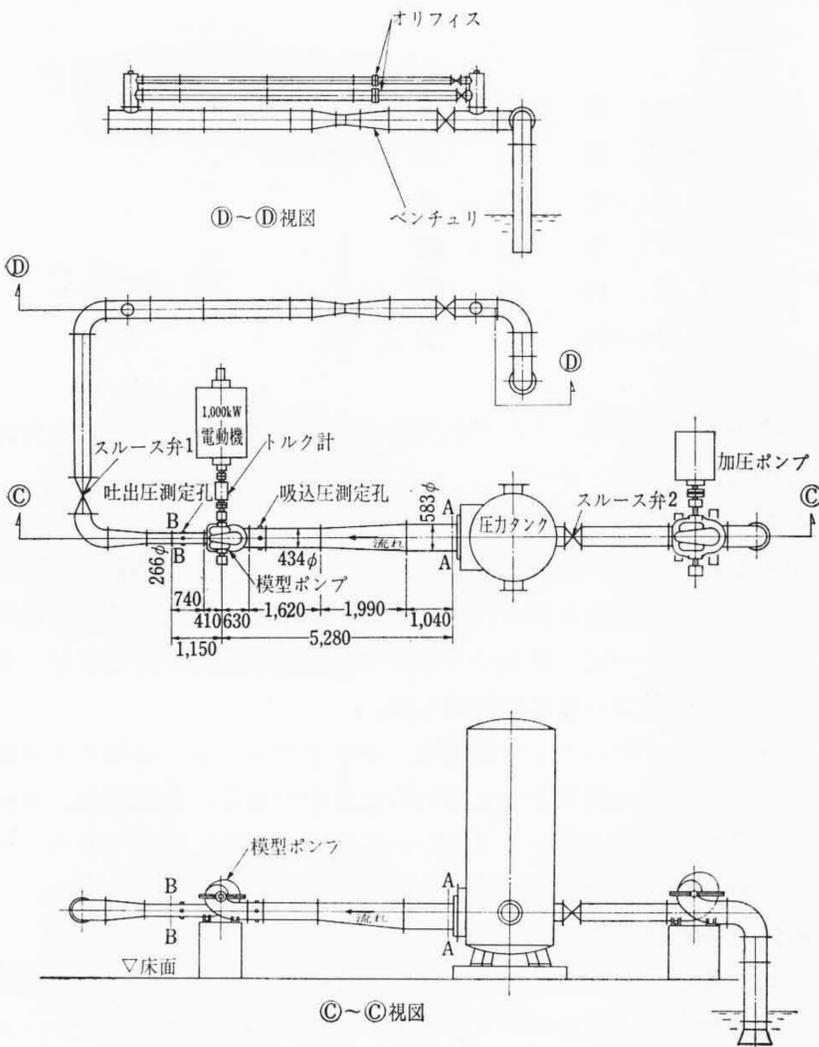


図2 ポンプ運転領域模型試験装置

裕をとることが許されないこと、原動機として同期電動機を使用し、起動時の引入れトルクの関係から、ポンプ内の水を抜いて空転起動した上で充水する必要があることなどの特殊な問題があるため、次章に示すように一般の模型試験では実施する必要のない特殊な項目まで試験する必要があり、模型ポンプについては、これらの測定が可能なように設計する必要があった。

4. 模型試験

下記の模型試験を行なった。

- (1) 効率試験
- (2) キャビテーション試験
- (3) 完全特性試験
- (4) 半径方向推力の測定
- (5) 起動試験

このほかにも二、三の試験を行なったが、ここでは、上記(1)~(5)の試験について報告する。

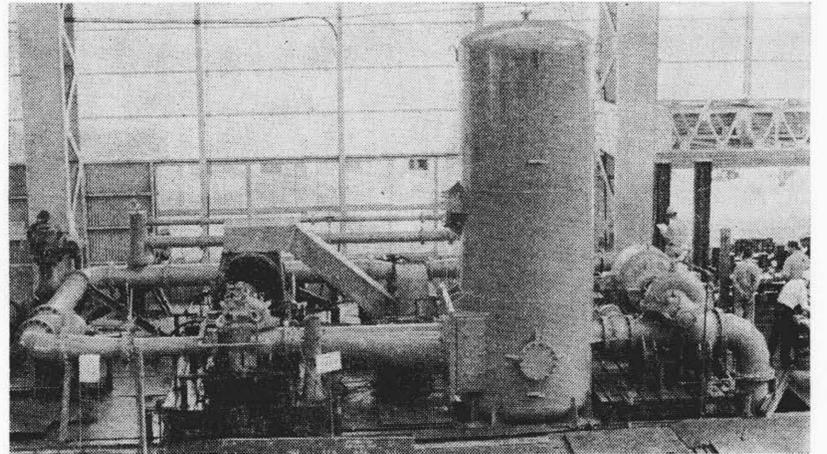


図3 ポンプ運転領域模型試験装置

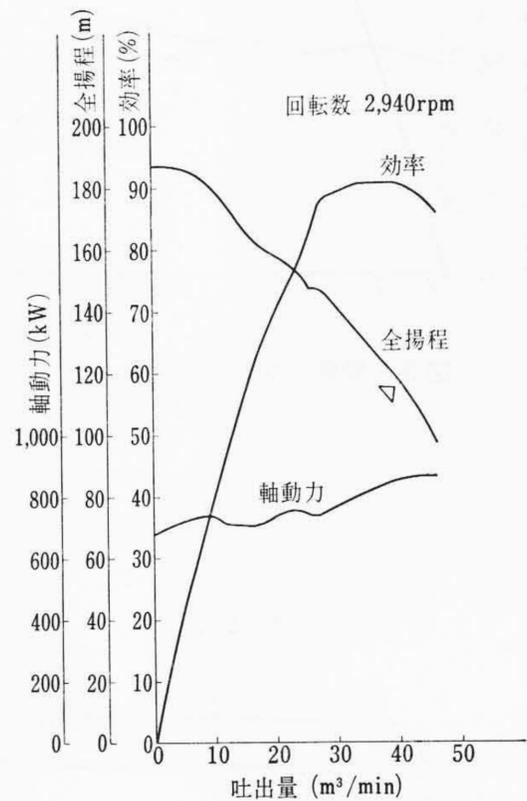


図4 模型ポンプの性能

4.1 効率試験

効率試験は、図2に示す試験装置を用いて行なわれた。図のA断面からB断面までが、実物に相似な範囲である。吸込側の傾斜管と吐出側の円すい管の形状は、COMASPによって指定されたものである。図3は試験装置の写真である。模型ポンプの駆動には、1,000 kW 2極の誘導電動機を用いた。吐出量は、スルース弁1により調節された。ポンプ吸込部の圧力は、Santa Inês ポンプ場の有効NPSHに等しくなるように、スルース弁2により調節された。試験の際には、吐出量、揚程、軸トルク、回転数を測定した。

吐出量の測定には、重量法⁽¹⁾により検定済のベンチュリ計および2組のオリフィスを用いた。これら3組の絞り流量計は、測定する流量の多少に応じて、互いに切り換えて使用した。吸込圧力は、容器付単管水銀マンオメータを用いて測定された。吐出圧力の測定には、重錘式圧力計を用いた。軸動力は、回転数と軸トルクとから求められる。回転数は、軸に取り付けたパルス発振器と、パルス計数器により測定された。軸トルクの測定には、次に述べる原理のトルクメータを用いた：トルク・ピックアップのトーション・バーのねじれ角を電気信号の位相差に変換し、この位相差をデジタル計数器により測定する。

試験により得られた性能曲線は、図4に示すとおりである。ポンプ効率は90.4%である。

この模型ポンプの性能から下記の換算式を用いて予測した実物ポンプの性能を示すと図5のようになる。なお、効率の換算式は、

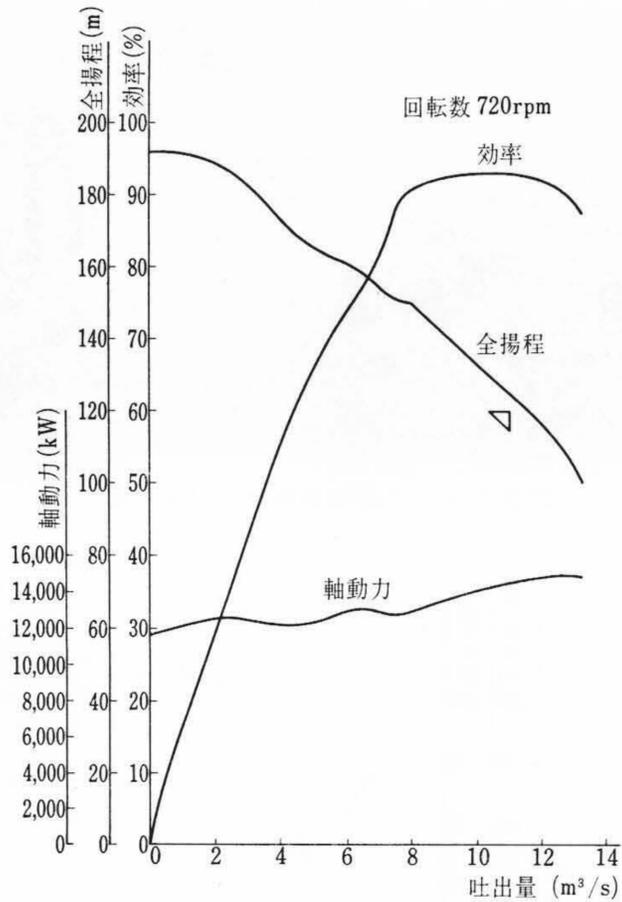


図5 実物ポンプの予想性能

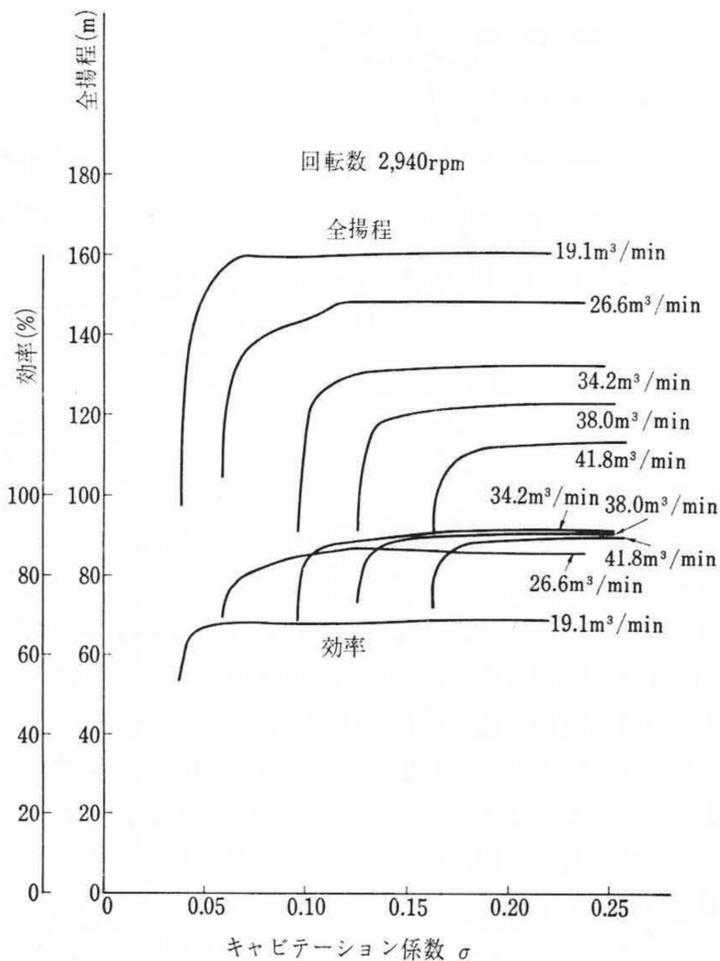


図6 模型ポンプのキャビテーション性能

COMASPにより指定されたものである。

$$\eta_p = \frac{100}{1 + \left(\frac{100}{\eta_m} - 1\right) \left(\frac{1}{MR}\right)^{0.2}}$$

$$Q_p = \left(\frac{\eta_p}{\eta_m}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{N_p}{N_m} \times (MR)^3 \times Q_m$$

$$H_p = \left(\frac{\eta_p}{\eta_m}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{N_p}{N_m}\right)^2 \times (MR)^2 \times H_m$$

$$P_p = \left(\frac{N_p}{N_m}\right)^3 \times (MR)^5 \times P_m$$

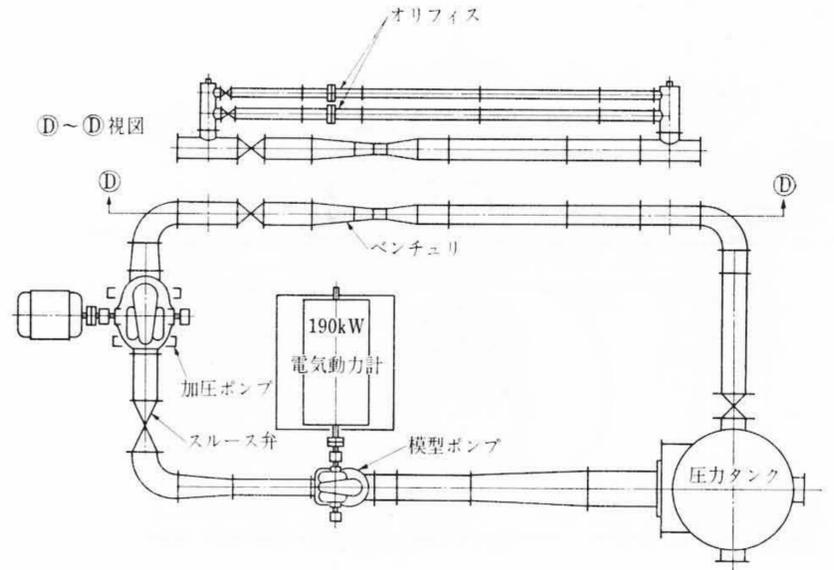


図7 逆流領域模型試験装置

- ここで、 η : 最高効率 (%)
 MR : 模型比 (=4.11)
 Q : 吐出量
 H : 全揚程
 N : 回転数
 P : 軸動力

である。

添字 p および m は、それぞれ実物ポンプおよび模型ポンプを表わしている。

4.2 キャビテーション試験

キャビテーション試験は効率試験と同一の試験装置(図2)を用いて行なわれた。試験の際には、数種類の吐出量を選び、各吐出量について吐出量を一定に保ちつつポンプ吸込部の圧力を変化させ、全揚程および軸動力の変化を測定した。

図6はキャビテーション性能を、キャビテーション係数 σ と全揚程および効率との関係として表わしたものである。全揚程は、ポンプ場の許容 σ ($=0.223$) より低い σ において低下し始めており、キャビテーション性能が満足すべきものであることを示している。

4.3 完全特性試験

ポンプ領域、正転逆流領域、逆転逆流領域における性能を測定した。この性能は、実物ポンプがトリップした場合に生ずるウォーターハンマを予測計算するために必要である。逆流領域における試験は、図7に示す装置で行なわれた。試験に用いた測定器は、効率試験に用いたものと同一である。

試験結果から相似則を用いて求めた完全特性曲線は、図8に示すとおりである。図中の n, q, h, m は、それぞれ N (回転数), Q (流量), H (全揚程), M (軸トルク) の無次元量であり、次式により表わされる。

$$n = \frac{N}{N_n} \times 100, \quad q = \frac{Q}{Q_n} \times 100,$$

$$h = \frac{H}{H_n} \times 100, \quad m = \frac{M}{M_n} \times 100 (\%)$$

ここで、添字 n は仕様点を表わす。すなわち、 $N_n=2,940$ rpm, $Q_n=38.6$ m³/min, $H_n=120.6$ m, $M_n=279.4$ kg·m である。

4.4 半径方向推力の測定

羽根車に半径方向に作用する推力の測定は、ポンプ領域および水車領域の両者について行なわれた。ポンプ領域における測定には効率試験装置(図2)を、水車領域における測定には逆流試験装置(図7)を用いた。

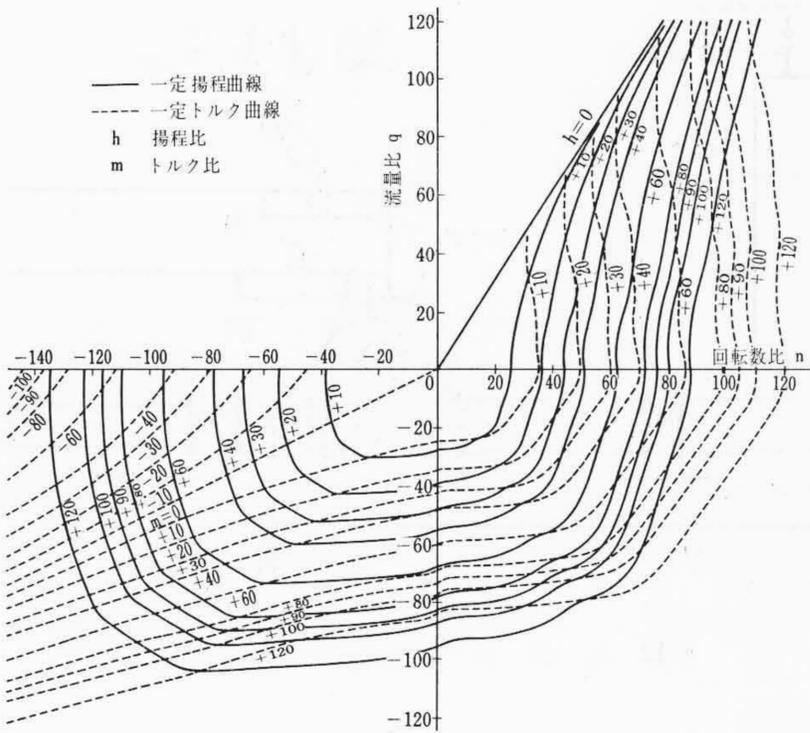


図8 完全特性曲線

半径方向の推力測定は、図9に示す装置を用いて行なわれた。羽根車に作用する半径方向推力は、自動調心形ローラベアリング No. 1 およびローラベアリング No. 2 によって支持される。ローラベアリング No. 2 に作用する半径方向の力は、荷重計の4本の柱 (A-A断面図) に伝えられる。A-A断面図に示すように、各柱に2枚ずつ計8枚のひずみゲージがはられている⁽⁴⁾。4枚ずつ2組のひずみゲージ、すなわち $U_{x1}, U_{x2}, U_{x3}, U_{x4}$ および $U_{y1}, U_{y2}, U_{y3}, U_{y4}$ は、2組のブリッジに結線され、各ブリッジによって、柱に作用する半径方向の力の水平方向成分および垂直方向成分を測定する。両成分をベクトル合成することにより、半径方向の力の大きさと方向を求めることができる。

ローラベアリング No. 2 は軸方向の力をささないで、4本の柱には引張りあるいは圧縮以外の力は作用しない。仮に多少の曲げ応力が支柱に生じたとしても、その影響は互いに打消されるように、ブリッジが組まれている。この測定装置は、半径方向推力に相当する荷重を羽根車の中心に加えることにより、あらかじめ検定されている。

ポンプ領域における測定結果は、図10に示すとおりである。半径

方向推力の最大は締切運転状態で生じ、その値は約 380 kg である。最小値は吐出量—全揚程曲線 (図4) の曲率が変化する付近に生じている。水車領域における測定結果は、下記の無次元量を用いて図11に示される。

$$n = \frac{N}{N_n} \times 100, \quad q = \frac{Q}{Q_n} \times 100, \quad t = \frac{T}{T_n} \times 100 \quad (\%)$$

ここで、 T は半径方向推力であり、添字 n は仕様点を表わす。すなわち、 $N_n = 2,940 \text{ rpm}$, $Q_n = 38.6 \text{ m}^3/\text{min}$, $T_n = 222 \text{ kg}$ である。図に示されているように、走り放し (runaway) 状態において、半径方向推力は最小になっている。

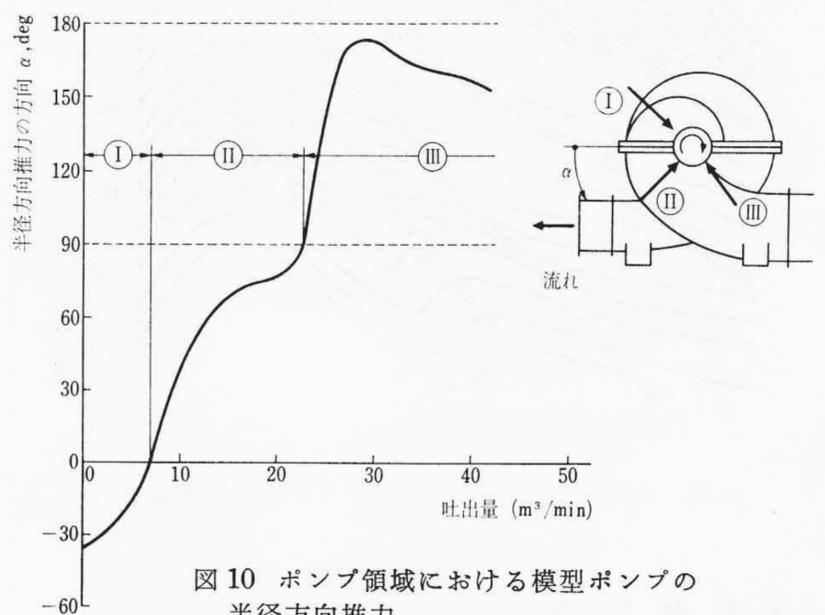
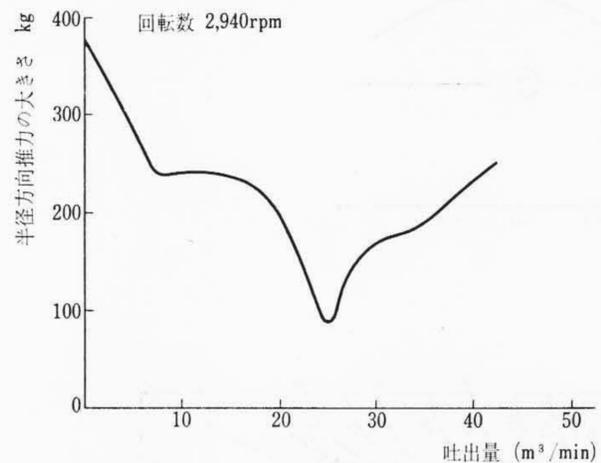


図10 ポンプ領域における模型ポンプの半径方向推力

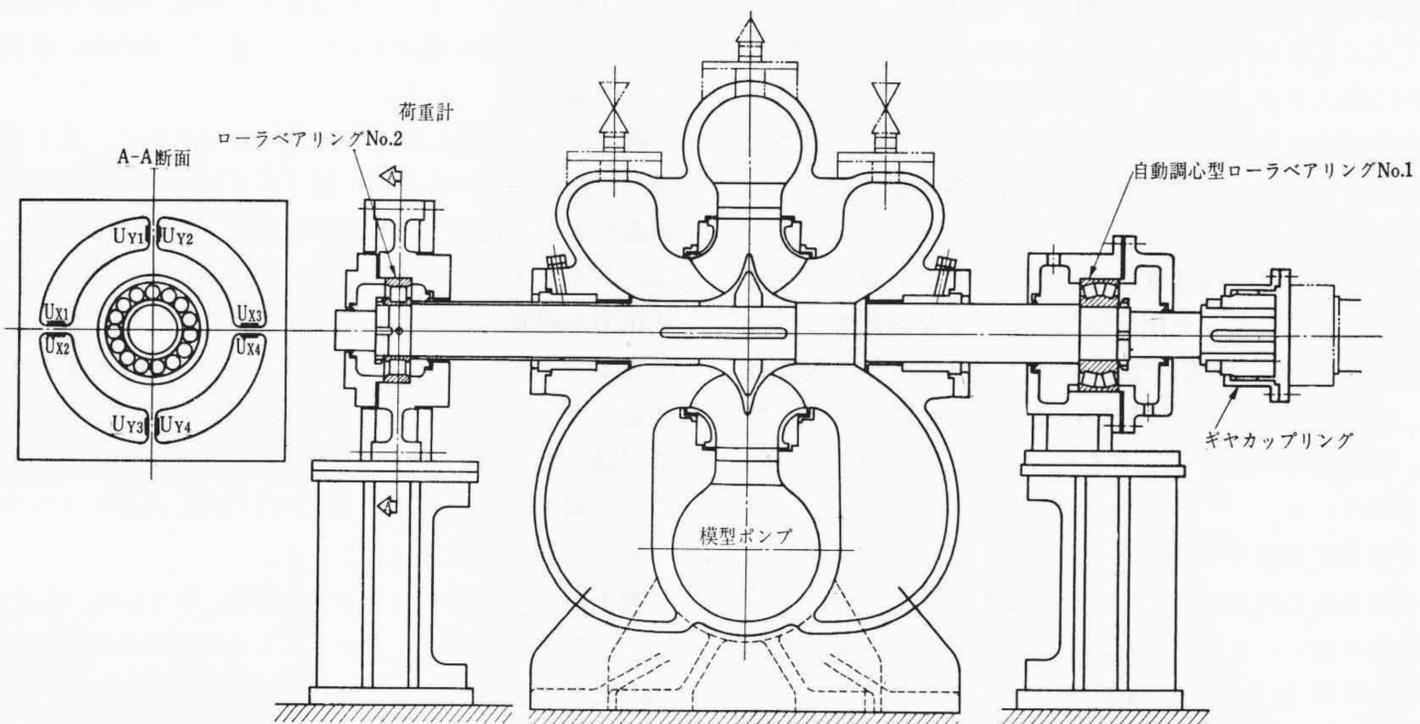


図9 半径方向推力測定装置

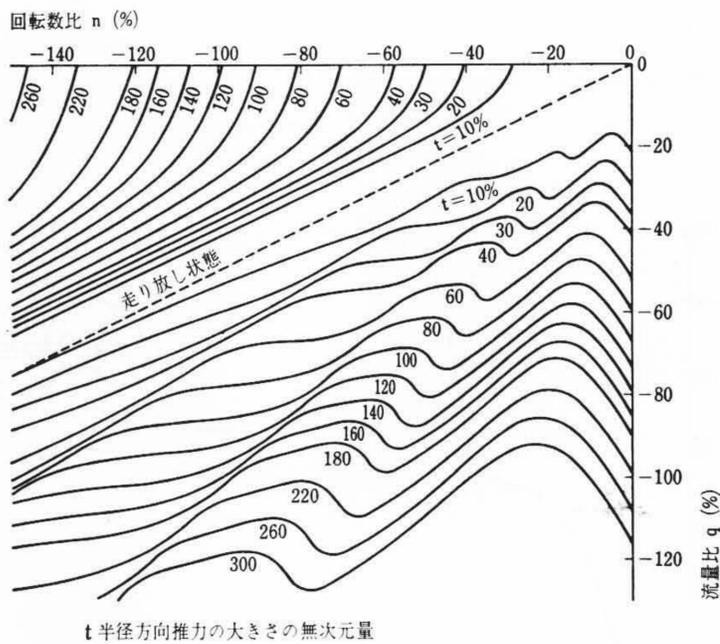
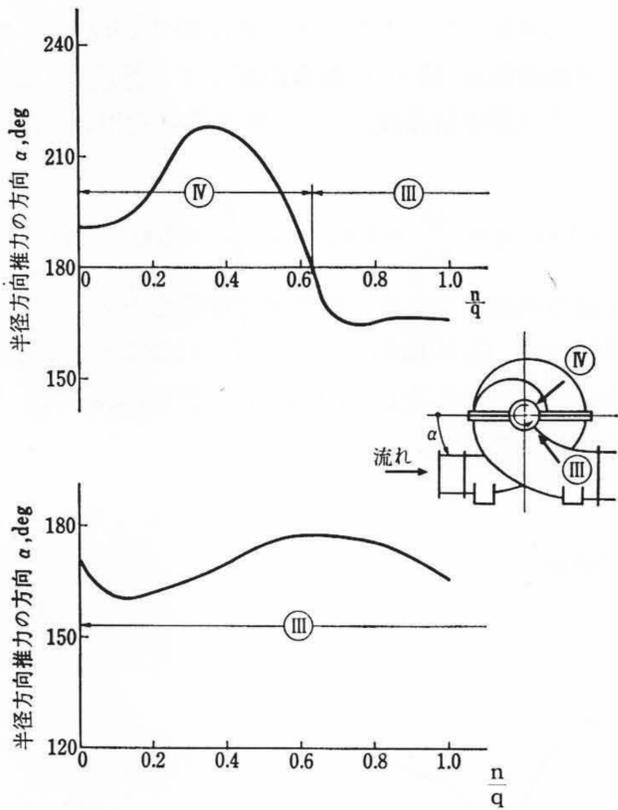


図11 水車領域における模型ポンプの半径方向推力

4.5 起動試験

実物ポンプは、ケーシング内部の水を抜いた状態で起動する、いわゆる空転起動を行なうように、COMASPにより計画されている。この起動方式によれば、電動機を同期させた後に水を吸込管からケーシング内に流入させ、ケーシング内の空気をケーシング上部の空気抜きから抜くことになる。実物ポンプの起動に際して遭遇するであろう諸問題をあらかじめ調べ、適切な起動条件を見いだすために、一連の試験を行なった。

試験装置を図12に示す。吸込管には一基のタンクが取り付けられている。タンクに接続している圧縮空気配管の弁を調節することによって、吸込主弁①の上流側の圧力を実物ポンプの有効NPSHに等しく保つ。吐出管は、吐出バイパスによって吸込側タンクに接続されている。吐出バイパスには、バイパス弁③と逆止弁⑩が直列に取り付けられている。

実物ポンプを最初に起動する場合、すなわち上部貯水池に水が無い状態で起動する場合には、吐出主弁⑧の下流側の圧力は吸込主弁①の上流側の圧力に等しいと考えられる。この状態を模擬するためには、吐出バイパス弁③を開いておき、ポンプから吐き出された水を逆止弁⑩を通して吸込側タンクへ戻すようにする。実物ポンプの通常の起動の場合、すなわち吐出管が水で満たされていて吐出弁

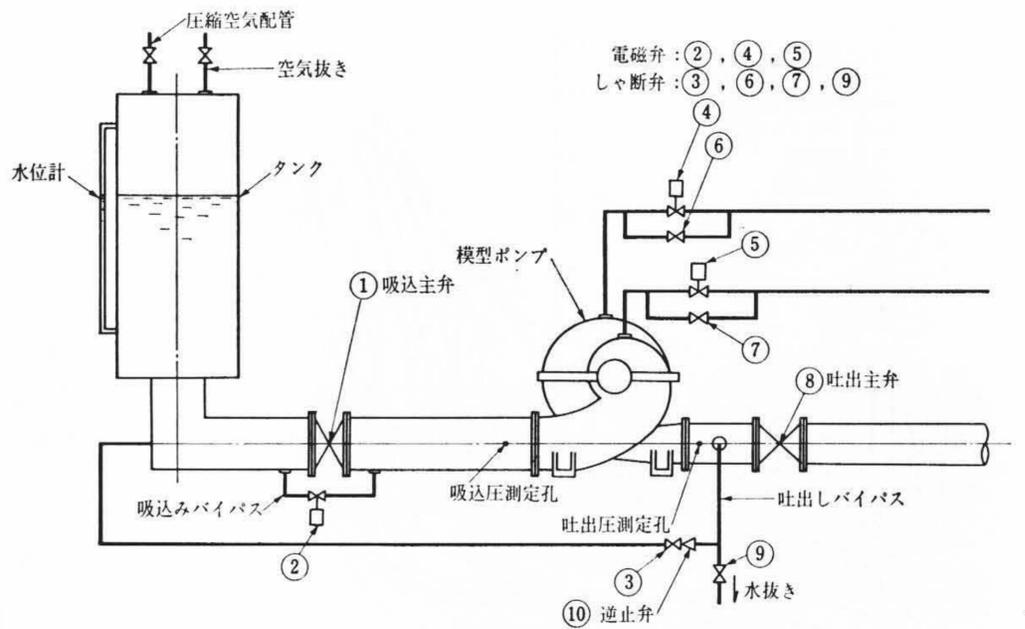


図12 起動試験装置

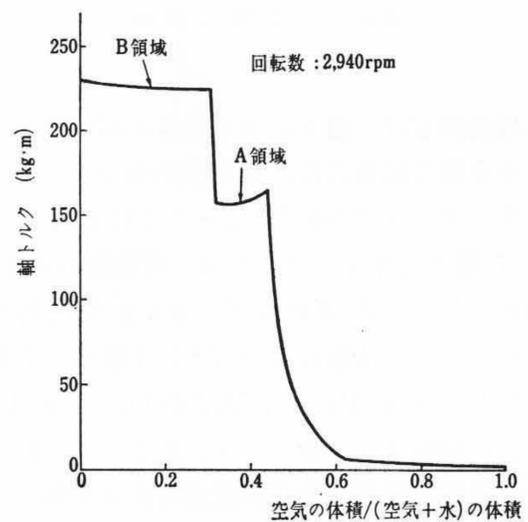


図13 ケーシング内の空気の体積比と軸トルクとの関係

に約 12kg/cm² の圧力が作用している場合は、模型ポンプにおいて、吐出バイパス弁③が全閉に近い状態で起動する場合に相当すると思われる。

まず、ポンプ・ケーシング内の空気の体積比と軸トルクとの関係を求める試験を行なった。この試験中、吸込弁、吐出弁および空気抜き弁は閉鎖しておく。試験結果は図13に示すとおりである。ポンプ・ケーシング中に占める空気の体積が減少すると軸トルクは増加するが、単調に増加するのではなく、図のA、B領域において階段状の変化をしている。

次に、起動に適した条件を見いだすために、表1に示されている種々の起動条件のもとで、軸トルク、吐出圧力、吸込圧力、軸受の振動などを測定した。起動の際の過渡状態における軸トルクの変化は、トルク・ピックアップによって測定された。吐出圧力および吸込圧力の過渡的变化は、図12に示す点において、ひずみゲージ式圧力ピックアップを用いて測定された。軸受の振動の過渡的变化の測定には、加速度計を用いた。測定結果はすべて電磁オシログラムに記録した。軸トルク、吐出圧力および吸込圧力の測定結果を示したのが図14である。この図においては、水がケーシングに流入しはじめた時刻を時刻0としている。

表1の試験番号1および2の結果、すなわち、吸込主弁①を開くことにより水をケーシングへ流入させた場合の測定結果は、図14(a)に示すとおりである。測定結果は次のように要約される。

- (1) 軸トルクおよび吐出圧力は約4、5秒で定常値に達する。
- (2) 軸トルクおよび吐出圧力が急上昇する上昇の割合は、試験

表1 起動条件 (図12参照)

試験番号		吐 バイパス弁3	空気抜き弁7 (吸込ケーシング)	空気抜き弁6 (吐出ケーシング)
1	吸込主弁1を通して	開	閉	開
2	吸込主弁1を通して	閉	閉	開
3	吸込バイパス弁2を通して	開	閉	開
4	吸込バイパス弁2を通して	閉	開	開

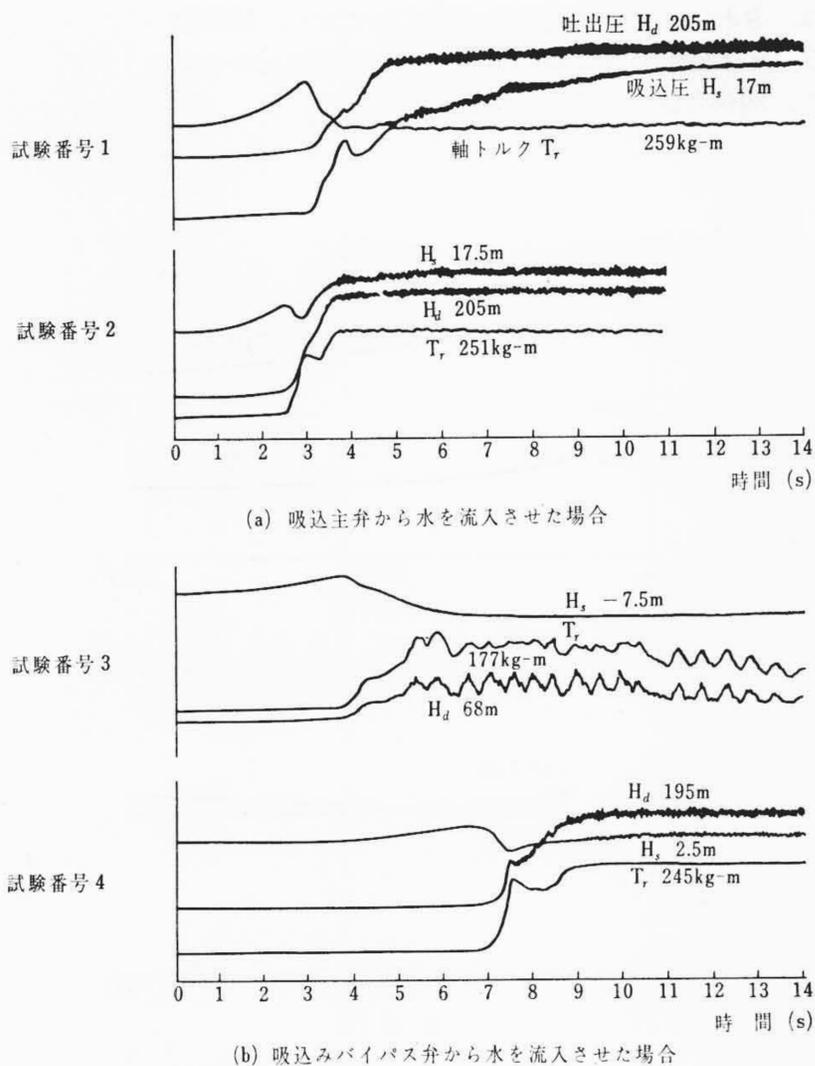


図14 起動時の軸トルク、吐出圧力および吸込圧力の過渡的变化

番号2の場合、すなわち吐出バイパス弁③を閉じている場合のほうが急である。

(3) 軸トルクは単調には増加せず停滞する領域がある。なお、これと似た現象が、立軸ポンプ水車のポンプ起動の場合について報告されている⁽⁵⁾。

表1の試験番号3および4の結果、すなわち、吸込みバイパス弁②を開くことにより水をケーシングへ流入させた場合の測定結果は、図14(b)に示すとおりである。試験番号3の結果は、試験番号1および2の結果と、主として次の点で異なっている。

- (1) 定常状態に到達しない。軸トルクおよび吐出圧力の変動が大きい。
- (2) 吸込圧力は定常値に達するが、その値は低く約 -7 m である。

この相違は、下記の原因に基づくと考えられる。試験番号3の場合には、吸込みバイパス弁②を開くと、水はケーシングへ流入し始める。吐出圧力が上昇するにしたがって、吐出バイパスの逆止弁⑩が開き、水がポンプから流出する。おそらく吸込みバイパスの直径が細すぎるため、吸込みバイパスを通してケーシングへ流入する水の量が不足し、結局ケーシングは充水されない。

試験番号4における軸トルクおよび吐出圧力の測定結果は、試験番号1および2における結果と似ている。ただし、試験番号4においては、吸込圧力は定常値 2.5 m に達している。この値は試験番号1および2における値より小さい。

上記の試験検討の結果、次の方法が起動にもっとも適している方法として、COMASP に提案した。吐出バイパス弁③を開いておき、吸込主弁①を開いて水を導入する方法。あるいは、計画を変更して吸込みバイパスの直径をより太くし、吸込みバイパス弁②を開いて水を導入する方法。

5. 結 言

Santa Inês ポンプ場納めポンプの模型を設計、製作し、試験を行なった。1969年9月、COMASPの立会官 T.M. Assy 教授立会いのもとに、効率試験およびキャビテーション試験を行ない、これに合格した。模型ポンプのポンプ効率は 90.4% である。

立会い試験後に、完全特性試験、半径方向推力の測定、起動試験など一連の模型試験を行ない、実物ポンプの設計および運転に必要な資料を得た。

この模型試験を遂行するにあたっては、多くのかたがたの協力をいただいた。日立製作所日立研究所山部主任研究員および機械研究所藤芳主任技師からは、それぞれ、起動試験および半径方向推力の測定装置に関して種々の有益な助言をいただいた。川上速水、長沢重信、高田国雄、大野政行の諸氏は、試験装置の設計および試験に従事された。これらのかたがた、ならびに模型ポンプの製作に従事された亀有工場の関係各位に深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 宮代, 近藤: アメリカ内務省開発局スネーククリーク第1ポンプ場納ポンプ模型試験, 日立評論 50, 936 (昭43-10)
- (2) J. Parmakian: Vibration of the Grand Coulee Pump-Discharge Lines, Trans. ASME, Vol. 76, pp. 783-790 (1954)
- (3) I. A. Winter: Discussion of "Development of the Hydraulic Design for the Grand Coulee Pumps" by C. Blom, Trans. ASME, Vol. 72, p. 66 (1950)
- (4) H. W. Iversen, R. E. Rolling and J. J. Carlson: Volute Pressure Distribution, Radial Force on the Impeller, and Volute Mixing Losses of a Radial Flow Centrifugal Pump, Trans. ASME, Series A, Vol. 82, pp. 136-144 (1960)
- (5) D. Florjancič and D. Hartland: Starting Characteristics of Pump-Turbines of High Rating or High Specific Speed, Sulzer Technical Review, No. 2, pp. 81-86 (1963)