# 水流モデル法による大形回転電機の通風解析 Water Flow Models for the Investigation of Ventilation in Large Rotating Electrical Machines

In this water flow method, ventilation in rotating machines is investigated by driving a reduced scale model in water. Since the results of measurements by this method agrees fairly well with those by actual machines, with a difference of only 10%, this is a highly useful means to investigate ventilation in large-sized electric rotating machines for which usual calculation method cannot apply. Its principle, features and the construction of the testing equipment are introduced.

渡部正敏*	Masatoshi Watanabe
奥田宏史*	Hironori Okuda
高橋典義*	Noriyoshi Takahashi
永田一良**	Ichirô Nagata

# 11 緒 言

L.Y

1. 7

×

in 3

14

30

1

- K

~ 7

- 14-

--- jh

3

4

1 h

5. 14

- +

(Ar

- P

回転電機の通風解析は,近年大形水車発電機などで問題と なりつつある風損算定および温度上昇の基本となる重要な問 題である。しかしながら、通風や風損の問題は、電機内部に おける冷却気体の複雑な流動現象を取り扱うことになるため 全く新しい通風路を形成する場合などは理論解析だけでは信 頼性に乏しく,最終的には実験的な手段による検討確認が必 要である。 実験的な解析手段としては, 部分モデルを用いた風胴実験 による方法などもあるが、 電機全体としての通風状態や通風 損失を定量的に解析するという見地からすれば、電機の全体 モデルを実際に回転して試験する方法が最も有効といえる。 全体モデルを用いる試験では,大形機の場合には技術的,経 済的な理由から縮尺モデルとなるのが普通である。ところが 従来一般に行なわれてきた全体モデルを空気中で試験する方 法では、 縮尺比が大きくなるに従い、 実機と等価な解析を行 なうためには、後述するように、モデル回転速度を実機回転 速度に比べて非常に高くすることが必要となる。このため, 縮尺比を大きくとらざるを得ない大形機を解析対象とした場 合には、機械的強度が大きく、しかも十分に回転バランスの とれたモデルの製作が必要となり,装置の製作費がかさみ検 討に長期間を要するという欠点がある。

場合に限る。水流モデルではこの仮定を満足し,実機の場合 も風圧があまり高くなく,温度差も極端に大きくないので, この仮定を満足すると考えてよい。すなわち,モデルと実機 の相似条件は,

そこで筆者らは大形回転電機の通風解析手段として, 縮尺 モデルを水中で試験する方法について, 昭和42年ごろから検 討を進めてきた。その結果, この方法によって縮尺比をかな り大きくとっても, 比較的低いモデル回転速度で実機と等価 な試験および解析ができ, その信頼性も高いことを確認した。

現在われわれは、この方法を「水流モデル法」と名づけ、 記録的大容量水車発電機の通風解析、あるいは新形通風方式 の検討開発手段として活用し成果を挙げている。以下にその 概要、試験装置の構成および解析例などについて述べる。

# 2 水流モデル法の概要

### 2.1 運動流体の相似則

ある縮尺比で作られたモデルと実機間の流体の流れが相似 であるためには、両者のレイノルズ数(以下、Re数と略す)が D:代表寸法…たとえば,回転子外径(m)

 $\nu$ :動粘性係数( $m^2/s$ )

ただし、添字mはモデル、dは実機を示す。

Re数は慣性力と粘性力の比であるから、(1)式が成立する場合には、モデルと実機間の流体の主流および境界層内の流れの両方が相似流れとなる。(1)式より、速度Uを回転子周速、 代表寸法Dを回転子外径とすれば、モデルの縮尺比の逆数を る、回転速度をnとして、実機と完全に相似な試験を行なう ために要求されるモデル回転速度 nm と実機回転速度 naの関係は次式で表わされる。

$$n_m = \frac{\nu m}{\nu d} \cdot \delta^2 \cdot n_d (rpm) \cdots (2)$$

ただし、 $\delta$ :縮尺比の逆数(以下,縮尺と略す)=Dd/Dm(2)式より、モデルを実機と同一流体中で試験する場合には ( $\nu m = \nu d$ )、モデル回転速度  $n_m \epsilon$ 縮尺  $\delta$ の自乗に比例して大 きくする必要があり、一方、実機の作動流体より動粘性係数 の小さい流体中でモデル試験を行なう場合には、モデル回転 速度をそれに見合って下げて試験してもよいことがわかる。 そこでモデルの作動流体として、空気に比べ動粘性係数が½ ~½(温度によって異なる)と小さい水を使用するようにし たのが水流モデル法である。水を作動流体とすると、単にモ デルの相似回転速度を大幅に下げられるだけでなく、後述す るような別の長所もあり、経済的にも他の流体に比べ安価で ある。

モデルと実機間に(2)式の相似条件が成立する場合には、一方の速度(流速) v、圧力差 $\Delta H$ 、流量Q、損失Zを測定すれば、他方の値は以下の各式により求めることができる。すなわち、

等しければよい。ただし、これは両者の流体が非圧縮性でか つ任意の場所における温度が均一であるという仮定を設けた

$$v_m = \frac{n_m}{n_d} \cdot \frac{1}{\delta} \cdot v d \ (m/s) \cdots (3)$$

7

\*日立製作所日立研究所 \*\*日立製作所日立工場

水流モデル法による大形回転電機の通風解析 日立評論 VOL.56 No.7 622

$$\Delta Hm = \frac{\gamma m}{\gamma d} \cdot \left(\frac{n_m}{n_d}\right)^2 \cdot \frac{1}{\delta^2} \cdot \Delta Hd(\mathsf{mmAq}) \cdots (4)$$

ここに、 $\gamma$ :比重量  $(kgW/m^3)$ 

(3)~(6)式は、モデル計画時点におけるモデル駆動装置の仕様や規模の決定およびモデル測定結果から実機特性を算出する換算式として用いられる。

# 2.2 空気モデルと水流モデル

縮尺モデル試験を行なう場合,水中で試験する方法(水流 モデル)が空気中で試験する方法(空気モデル)に比べ有利 であることの一例として,容量100MVA,回転速度277rpmの 立て形水車発電機の通風解析モデル装置の必要仕様を,上記 二つの方法で(1)~(6)式を用いて算定した結果を表1に示した。

ただし, 算定するにあたり次の仮定を置いた。

(1) 従来の設計計算式による計算結果から,実機の風量は100 m<sup>3</sup>/s, 風損は500kW, 最高風圧100mmAq程度となる。

(2) モデルの縮尺比は、経済性および試験の容易さという点から考え、モデルにおける風道外径が2m程度となる½程度( $\delta \Rightarrow 5$ )が適当である。

**表1**より,空気モデルではモデル回転速度,したがって, 周速がきわめて高くなり,機械強度と駆動電動機容量の点か ら実現が困難なことが確かめられる。一方,水流モデルでは, 周速も低く駆動電動機の容量も小さくて済み,十分実現可能 であることが確かめられる。 (2) モデルの試験回転速度が低くて済むため、強度上の制約を受けにくく、種々に構造を変えて実験しやすい。

(3) 水の比重量が大きいため、モデル内各部の速度と圧力の 測定を、精度よく行なうことができる。

(4) 通風損失を他の損失と分離して精度よく測定できる。これは,通風損失に相当する水流で消費されるエネルギーが大きいため,モデル装置のベアリング損などが相対的に無視できることによる。

また欠点としては,

(1) 水漏れに対する考慮が必要である。

(2) 構造材の腐食に対する対策が必要である。

以上のように水流モデル法には多くの利点があり、その欠 点もあまり大きな障害とならないため、回転電機、特に大形 機の通風、風損解析手段として有利である。

# 3 試験装置

筆者らが製作した水車発電機を対象とした水流モデル試験 装置の構成およびモデル本体の構造について述べる。

# 3.1 試験装置の構成

図1は水流モデル試験装置の基本的な構成を示すものであ る。すなわち、試験装置は水を充満した水槽と、水槽中に据 え付けられたモデル本体およびモデルを駆動するための駆動 装置から構成される。ベアリング装置部からの漏水防止には メカニカルシールまたはオイルシールを用いた。駆動装置は、 50~300rpm程度の低回転速度で大きな伝達トルクが必要とな るので、電動機と減速装置を組み合わせた構成とした。また 水槽内の水の給排水には給排水時間を短縮し試験を効率よく 行なうため、別置かつ専用のボリュートポンプを用いた。

### 2.3 水流モデル法の特徴

8

水流モデル法の長所,欠点を要約すれば次のとおりである。 長所としては、

(1) 大形回転機を対象とした場合でも, 縮尺モデルを用い比較的容易に実機と流体力学的に等価な解析を行なうことができる。

表 | 縮尺モデルの計画例(空気モデルと水流モデル) 水流モデルを用いると、空気モデルに比べ駆動機容量が小さくて済み、かつ低い回転速度で等価試験を行なえることがわかる。

Table I An Example of Plan with Scale Model (Air Flow Model and Water Flow Model)

項目		実	機	⅓空気モデル	⅓水流モデル			
作	動流体お	よび温度(°C)	空気	50	空気 50	水 40	水 20	
回	転 子	外 径(m)	5.0		1.0	١.0	1.0	
	転 速	医(rpm)	277		6,925	231	346	
動	粘性低	系数(m²/s)	1.8×10	- 5	1.8×10-5	0.66×10-6	I.0×10-6	
比	重	量(kg/m ³)	1.1		1.1	992	998	
圧	力水	頭(mmAq)	100		2,500	2,320	5,208	
回	転子原	周速(m/s)	72.5		362.5	12.1	18.1	
流		量(m ²/s)	100		16	0.666	١.0	
流	体力	★ 員 失(kW)	500		2,500	78	260	
必	要駆動物	<b>* *</b> 费容量(kW)	625		3,100	100	330	
L	レイノルズ数(%) 100			100	"	100		

モデル内は水で充満しており開水面がないので、流れの様子はモデルの回転軸の方向とは無関係となる。それゆえ、立て軸機を横軸形のモデルとしてもよく、逆に横軸機を立て軸形のモデルで計画することも可能である。水車発電機の立て軸形モデルでは、風道を水槽に兼用してモデル装置のコンパ



図 | 水流モデル装置の構成 立て形水流モデル装置の基本構成を示 した。モデル回転軸と水槽間のシールにはオイルシールまたはメカニカルシー ルを用いた。

Fig. I Construction of Water Flow Model Equipment



水流モデル法による大形回転電機の通風解析 日立評論 VOL. 56 No. 7 623

- 図2 立て軸形水流モデル装置の一例 このモデルでは、水槽が軸方 図3 相似形固定子鉄心モデルの構造 鉄心モデルを相似形に製作す 向に2分割されており、写真は水槽の上半分を取り去り、モデル回転子をつり 上げた状態を示す。
- Fig. 2 An Example of Vertical Type Water Flow Model Equipment

クト化を図るようにした。

icy.

1. 7

14

9.2

WY W

~ 7

1

- A

W

- 10-

図2は、立て軸形水流モデル装置の外観写真を示すものである。 3.2 モデル本体の構造

モデル本体は、解析対象とする実機に対し、幾何学的にで きるだけ相似に製作する。モデルの大部分,特に強度メンバ ーとなる部分については鋼板溶接構造としたが, 重量を軽減 し腐食を防止するため,磁極,固定子コイル端部,固定子鉄心 などの部分はできるだけ塩化ビニルで製作するよう配慮した。

# 3.2.1 モデル固定子の構造

モデル固定子は、縮尺比が½~½程度のものまでは実機同 様パケット構造として製作することが可能である。しかし, これ以上の縮尺比になると各パケット間に多数設けられる通 風ダクトの正確なモデル化が製作上困難である。この問題は, 固定子鉄心部のモデルを,実機固定子と等価な通風抵抗を有 する金網,あるいは打抜き鋼板で模擬する方法を開発するこ とによって解決された。

図3は、固定子モデル(鉄心部)を実機と幾何学的に相似 なパケット構造として製作する場合の構造図を、図4はこの ような構造に製作された固定子鉄心モデルの1パケット分の 写真を示すものである。

#### 3.2.2 モデル回転子構造

回転子モデルの製作は、固定子モデルの製作に比べれば比

る場合、塩化ビニルを用いると加工が容易であり、また腐食対策ともなり便利 である。

Fig. 3 Construction of Similar Stator Core Model

# 4 測定方法

固定子側で測定する方法は普通一般に行なわれている方法 となんら変わりなく、ピトー管、水車式流速計などを用いる。



較的容易であり,突極形回転子の場合には,縮尺比が ¼程度 になっても実機と十分相似なモデルの製作が可能である。 一例として、図5は容量100MVA級の立て形水車発電機を 対象として製作した,モデル回転子の外観写真を示したもの である。この例では、磁極およびダンパリングが塩化ビニル で製作されている。

固定子鉄心モデルの製作例 写真は |パケット分を示しており, 义 4 このようなパケットを軸方向に積み重ねて固定子鉄心モデルが完成する。放射 状に通風ダクトが形成されている。

9

Fig. 4 An Example of Stator Core Model



#### 図5 回転子モデルの製作例 容量100MVAクラスの縮尺½回転子モ

水流モデル法による大形回転電機の通風解析 日立評論 VOL.56 No.7 624

1mm Ø程度の銅パイプ2本で動圧と静圧を個々に検出することによってかなり狭い場所でも測定できる。局部流れの測定には,必要に応じて,流れの方向と流速を同時に検出できる 多孔ピトー管を用いた。

回転子各部の流速や圧力の測定も、固定子側と本質的には 同様の方法で行なうことができる。しかし、一般に回転子側 では狭い場所での測定になるので、ピトー管によるのがよい。 ピトー管を用いる場合には、検出した圧力を外部に引き出す ことが必要である。横軸形のモデルでは、特殊なメカニカル シールを用い、中空シャフトの内孔を介して軸端から圧力を 外部に取り出すようにした。一方、立て軸形のモデルの場合 には、図6に示すように、静止側に引き出さずに軸の中心部で 回転したまま測定する方法を採用した。

実機の風損に相当する流体損失の値は,駆動電動機の入力から駆動装置の諸損失を差し引いて求めた。

# 5 解析例

### 5.1 大形水車発電機の通風,風損解析

われわれは表2に示すような大形水車発電機用水流モデル 装置を製作した。

表2中、No.1~No.4のモデルは、既製水車発電機の実測値 と水流モデルによる測定値との結果を比較し、水流モデル法 の実用性および信頼性を検討するために製作したものである。 これらのモデルによる検討の結果、水流モデル法による解析 結果と実機実測結果が、風量、風損について約±10%の差で 一致することが確認された。また細部の測定値や風量(Q)一 風E(H)特性についても、ほぼ満足すべき結果を得た。

デルの外観である。回転子上部に見える三角形状の部品は,回転子つり上げ用 の治具である。

Fig. 5 An Example of Rotor Model

水車式流速計は流速と水車の回転速度の関係を校正して使用 するもので、あまり狭い場所では使用できないが、空気冷却 器の出口流速などを測定する場合には、測定の時定数が短く 有利である。狭い場所での測定にはピトー管を用いる。直径 No.5 モデルは,通風冷却方式に関する基礎研究設備である 温度上昇試験機を供試実機として製作されたもので,水流モ デル法の信頼性についてさらに詳細な検討を行なったもので ある。その結果,水流モデル法の信頼性は主としてモデルと 実機の幾何学的相似性に依存し,2.1(1)式に示した流体運動 上の相似条件はかなり緩やかなものであることが確かめられ



図 6 回転子の圧力測定の一方法
マノメータを軸中心に設置することにより、圧
力測定管路に作用する遠心力の影響が排除され、
差圧を正確に測定することができる。
Fig. 6 A Method of Pressure

Measurement in Rotor Models

10



水流モデル法による大形回転電機の通風解析 日立評論 VOL. 56 No. 7 625

表2 水車発電機用水流モデルの製作実績 モデルNo.1~No.4は水 流モデル法の信頼性の確認, No.5は基礎的な通風解析, No.6~No.9は新構造の 検討確認などを目的に製作された。

Table. 2	Water	Flow	Models	for	Hy	/droelectric	Generators
----------	-------	------	--------	-----	----	--------------	------------

区分	モデルNo. 項 目	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	容 量(MVA)	100	24	65	27	7	388	250	206	100
実機	回転速度(rpm)	277	125	150	75	600	112.5	375	136.4	115.4
	極数(極)	26	48	40	96	12	64	16	44	52
モデル	縮尺比	1⁄5	1∕5	1/6.5	1/7	1/2	1/10	1⁄5	1/1	1/7
	回転速度(rpm)	100	70	70	70	140	70	200	80	80

た。すなわち、モデルのRe数を実機Re数よりもかなり低い (または高い)値にとっても、モデルと実機間の諸量の換算 式として、(3)~(6)式が成立することがわかった。この範囲は、 Re数の大きさや個々のモデルによって異なるが、一応下記の 範囲であれば十分であることを確認した。

 $0.1 \times Red < Rem < 10 \times Red$ 



図8 No.6水流モデルの構造断面図 このモデルは、これまでに製作 したモデル中で最も縮尺比の大きなモデルである。

ただし、  $Red \ge 10^{5} \sim 10^{6}$  .....(7)

ここに、Red:実機のレイノルズ数

14

1. 11

1 1

~ 7

T

mile

10-

1. 14

100

- 10-

- -

Rem: モデルのレイノルズ数

No.6~No.9モデルは大容量実機を対象として、通風特性や 風損に関する設計資料を得ることを目的に、 製作、 試験を行 なったものである。モデル試験の結果,風損の低減構造など に関し有益な設計資料を得,実機設計のバックデータとして 活用し種々の成果を収めることができた。No.6 モデルに関し ては、 縮尺比が 払と大きく、 相似則の成立する限界近くでの 試験しかできなかったため, 試験結果の信頼性について多少



注: ○,● 水流モデルによる解析結果

△,▲ 実機実測値

Fig. 8 Construction of No. 6 Model

の懸念があったが、実際には図7に示すように実機の工場試 験値とモデルによる解析値とは、かなりよく一致した。

図8は、No.6モデルの構造断面図を示すものである。

#### **5.2** 局部流れの測定例

通風解析を最終目的である温度上昇と結びつけるためには 機械全体としての通風量だけでなく, 機内各部における冷却 空気の流速分布,すなわち、局部流れについても検討するこ とが必要である。水流モデルによる局部流れの測定実績とし ては,極間中の流速分布,固定子通風ダクトの流速分布の測 定などがある。

ここでは一例として、表2におけるNo.5モデルで測定した 固定子通風ダクトの軸方向風速分布の測定結果を紹介する。 通風ダクトの幅はモデル縮尺比を考慮して5mmである。こ のため、このモデルでは外径3mm Øの小形ピトー管を用い比 較的容易に測定することができた。

図9は測定結果を示すものである。図には比較のため同一 構造条件における実機実測値も示してある。同図より, モデ ルと実機の測定結果がかなりよく一致しており,水流モデル 法が局部流れの検討に対しても有効であることがわかる。

#### 水流モデル法の応用範囲 6

水流モデル法は大形機ばかりでなく、小形機に対しても利 用価値がある。たとえば、小形汎用誘導電動機の通風特性な どは、風量や風速が小さいため測定が困難である。すなわち、 ピトー管では差圧が読めず、サーミスタ風速計でも誤差の大 きな範囲に入り測定できない場合がある。このような場合に 実機をそのまま水槽中に入れ、水槽外から駆動する水流モデ ルとすると、ピトー管による測定が可能になる。超小形機の

11

図7 解析結果の一例 表2, No.6 モデルによる設計段階における解析 結果を,実機実測値と比較して示したものである。実機動作点付近で両者は良 く一致した。

Fig. 7 An Example of Resultant of Ventilation Analysis

水流モデル法による大形回転電機の通風解析 日立評論 VOL.56 No.7 626



場合には, 倍尺モデルを用いればいっそう精度のよい測定が 可能である。

一般に回転電機内部における冷却空気の流れは, 三次元の 流れである。このような流れの検討には、流れを可視化して 観察することが解析上の手がかりとなる場合が多い。水流モ デルでは、流れの可視化という点でも空気モデルより容易で あり、この方面での応用も期待できる。

#### 7 結 言

本稿は回転電機,特に大形機の通風解析手段として,縮尺 モデルを水中で駆動して試験する水流モデル法が有利であり, 種々の利点のあることを述べた。さらに、この方法を大形水 車発電機に適用した結果,本法による解析結果が実機実測値 と±10%の差で一致し、従来の設計法では解析困難な記録機 の通風,風損解析なども精度よく行ない得ることを,実例を もって示した。

今後は,この水流モデル法を,計算や単なる経験的な手法 では定量的な予測あるいは検討が困難な新形通風方式および 低風損構造の研究開発手段として積極的に活用して行くため, 縮尺比が大きい場合の固定子通風ダクトモデルの製作などに 関し、より実用的なモデル化の手法を確立するよう努力して 行く所存である。

# 参考文献

ダクトの風速分布に関し,水流モデルによる解析値と実機実測値を比較して示 した。両者は比較的よく一致している。

Fig. 9 A Result of Measurement with Distributions of Airspeed in Stator Ventilation Ducts

- (1) Limbora K. et al ; Electrotechn Obz. 49, 1960 pp. 260~268 (チェコスロバキア)
- (2) R. J Munton; AIEE. trans (Dec. 1963), pp. 896~900
- K. Limbora; Proc Instn Mech Engrs Vol. 184 Pt 3 E(1969- $(\mathbf{3})$ 70), pp.  $55 \sim 61$



タービン高圧段翼の軸方向固有振動数

日立製作所 志賀元弘

# 日本機械学会論文集 39-319, 853 (昭48-3)

蒸気タービンの高圧段落に使用される動 翼は, 蒸気の流れの不均一性に起因して, 回転数とノズル数の積およびその整数倍の 振動数の励振力を受ける。もし、この励振 振動数が翼の固有振動数に一致すると翼に 共振応力が発生し, 翼破損の原因となる。 そこで,設計段階において翼の固有振動数 を計算により求め, 共振しないように設計 することが必要となる。

翼は強度を増すため、数本の翼の先端を シュラウドにより結合し、群翼として使用 している。翼断面の主軸が近似的に円周方 向(翼の回転方向をさす)に平行および垂 直になる場合には、円周方向振動と軸方向 振動は連成しないと仮定して計算してよい。 そのような場合の群翼の軸方向固有振動数 の計算法について検討した。群翼の固有振

翼の場合に、計算値は実測値より約30%高 くなった。そこで、回転慣性および剪断変 形を考慮して、 プロール法よりも計算精度 のよい、厳密な計算式を使用した計算方法 を開発した。

あるタービン翼について、6本群翼の場 合の固有振動数を計算し, モデル群翼につ いての測定結果と比較した。その結果、ね じり振動の固有振動数, すなわち, ねじり振 動数は計算上 5,000~6,000Hz, 測定上6, 000Hz付近,曲げ振動の固有振動数,すな わち曲げ振動数は計算上7,000~8,000Hz, 測定上 8,000~10,000Hzに分布していた。 このようにねじり振動数および曲げ振動数 は測定結果と計算結果でほぼ同じ振動数範 囲に分布している。曲げ振動数の計算値と 測定値の差は10%程度である。シュラウド

ドの剪断変形の影響はないが、それ以外の 翼の曲げが主となる固有振動数は、シュラ ウドの剪断変形による固有振動数変化が20 %と大きくなることがわかった。

群翼数を変えたときの固有振動数変化を 計算により求めてみた。この結果,群翼数 が変化しても曲げ振動数の分布する範囲は 変化しなかった。曲げ振動数の分布する範 囲は計算上 6,500~8,500Hz である。ねじ り振動数は翼数が変化しても固有振動数が ほとんど変化しない。また、曲げ振動数お よびねじり振動数ともに翼数が増加すると 現われる振動形の数は増大する。たとえば、 曲げ振動数の場合に4本群翼のときには各 翼の位相関係が++++, ++--, +--+, +-+-の4種存在し, 6本群翼の ときには6種存在し、一般にR本群翼のと

