 UDC 621.311.322:621.224

水車発電機技術の進歩

秦 恵一(はた けいいち) 宮島 武夫(みやじま たけお) 村岡 政義(むらおか まさよし)

1 まえがき

水力発電分野においては，機種の多様化とともに，設備に対する品質と新技術の適用の要求がますます高まっている。

主なテーマとしては，次のような項目が挙げられる。

(1) 経済性の見地から，高速大容量化の傾向の強い揚水発電機器の開発

(2) エネルギーコストの高騰に対応するために，高効率発電機器の開発

(3) 超低落差地点の開発促進に対応して，大容量バルブ水車発電機の開発

(4) 運転コストの低減などを図るため，メンテナンスフリー機器の開発

(5) 発電所の無人化促進に対応し，保護監視装置の開発

富士電機は横軸小容量機から高速大容量発電電動機まであらゆる機種を製作する技術を持つ強みを生かし，積極的にこれら新技術・新製品の開発を進めてきている。以下にその成果の主要点につき，実例を挙げて説明する。

2 大中容量立軸発電機及び発電電動機

昭和50年代初期に受注・製作した発電機は，59年に運開した富士電機の記録品であるカナダ・レベルストーク発電所向け485MVA 112.5rpm 4台に代表されるように，比較的，中・低速機が多かったが，**表1**に示すように，近年，揚水発電電動機に代表される高速機の比率が増加している。これら高速機においては，鉄心長が長いことを考慮した，例えば通風冷却の検討が必要であり，富士電機では縮小モデルによる通風実験や実機による試験を通じて最適な通風冷却を実現している。

また，高遠心力と起動頻度を考慮した疲労・座屈を含めた回転部の強度に対しても従来以上の検討が必要となる。

これら発電機の構造の諸問題とは別に，エネルギーコストの高騰に伴う高効率発電機の要求も高まっている。発電機の効率は原動機の効率に比べ高い値であるが，富士電機

表1 立軸水車発電機及び発電電動機の受注・製作実績

年(昭和)	発電所名	台数	出力(kVA)	電圧(kV)	周波数(Hz)	定格回転速度(rpm)	負荷遮断時速度⊿N(rpm)	無拘束速度Nr(rpm)	⊿N/Nr	回転部最大周速(m/s)
56	Samrangjin	2	(G)385,889kVA (M)376,628kW	18.0	60	300	450	420	1.07	145
56	Pieman	2	136,000	13.8	50	167	242	300	0.81	126
56	Sultan River	2	60,720	13.8	60	257	321	460	0.7	111
57	Lower Borpani	2	62,500	11.0	50	500	650	850	0.76	143
57	東北電力(株)本道寺	1	83,400	11.0	50	273	445	545	0.82	144
58	Palmiet	2	(G)250,000kVA (M)200,000kW	16.5	50	300	490	497	0.99	176
59	Hapcheon No.1	2	55,000	13.2	60	257	347	505	0.69	137
59	Ventanas-Garita	2	54,100	13.8	60	400	600	680	0.88	160
60	Lucky Peak	2	50,000	13.8	60	257	475	643	0.74	165
60	Blanda	3	60,000	11.0	50	500	725	850	0.85	143
60	Upper Indravati	4	166,700	11.0	50	428.6	644	730	0.88	178
61	King	1	160,000	13.8	50	273	396	500	0.79	168
61	Anthony	1	94,000	13.8	50	428.6	644	740	0.87	163

秦 恵一

昭和39年入社。大形回転機の構造設計に従事。現在，川崎工場回転機設計部課長。

宮島 武夫

昭和36年入社。大形回転機の構造設計に従事。現在，川崎工場回転機設計部課長補佐。

村岡 政義

昭和50年入社。大形回転機の電気設計に従事。現在，川崎工場回転機設計部。

では最近の解析技術の進歩や種々の実験により，従来以上の高い効率を実現してきた。

本章では，上記した回転部強度に関する検討内容や実機への適用例，高効率対策に関する技術及び実機適用例について紹介する。

2.1 回転子の強度

表1に示すように，近年揚水機のみならず発電専用機においても，無拘束速度時の回転子周速が180m/sに迫る高周速機が増加しており，更に負荷遮断時の速度上昇（ΔN）と無拘束速度（N_r）との比率$\Delta N/N_r$も徐々に増加している。このような傾向から，回転子の強度評価は従来にも増して詳細な検討と実験に基づく信頼性の裏付けが必要である。

図1に薄板積層構造回転子リムに使用される材料の抗張力の推移を示す。この図に示すように最近では，抗張力が80kg/mm²級の材料も使用されるようになっている。これら高抗張力材料を適用する場合，特に注意を要するのは，発電機の起動停止に伴う疲労強度と薄板積層構造であるが故の座屈強度である。

疲労強度に関しては，一般に材料の疲労限度は材料の抗張力に比例して改善はされない。したがって設計にあたっては，特に応力集中部に対し，有限要素法による応力，ひずみ分布解析を行い，その結果に立脚した詳細な低サイクル疲労の検討を行っている（詳細は別稿「大容量発電電動機及びサイリスタ始動装置（パルミエット揚水発電所向け）」を参照いただきたい）。

一方，薄板積層構造物に対する許容座屈荷重は使用材料の機械的強度にはほとんど無関係で，鋼板厚さ，構造物の寸法，薄鋼板積層構造に大きく影響される。

高抗張力鋼板を適用する場合は，応力レベルを高く選定するため，座屈強度に対する条件は通常の抗張力鋼板使用の場合に比較して大幅に厳しくなる。

富士電機では薄板積層構造の回転子ポール取付部の座屈挙動について，実物大モデルによる実験により座屈荷重の把握を行った。**図2**に実験に用いたロータリムテストピースの座屈後の写真を示す。また，**表2**には磁極取付部に関し実験により求めた種々の構造による座屈荷重の改善度合を示す。

図1　積層構造回転子リムの使用材料の推移

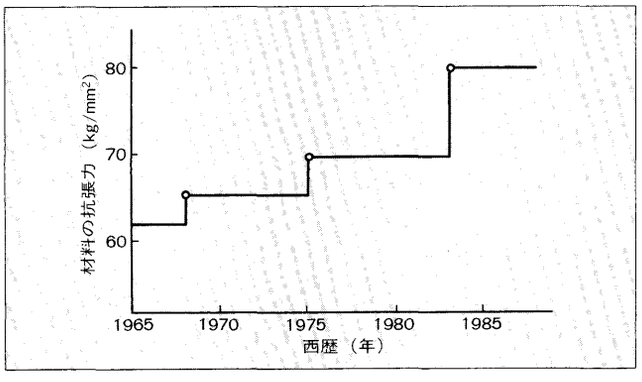


図2　ロータリム座屈試験用テストピース

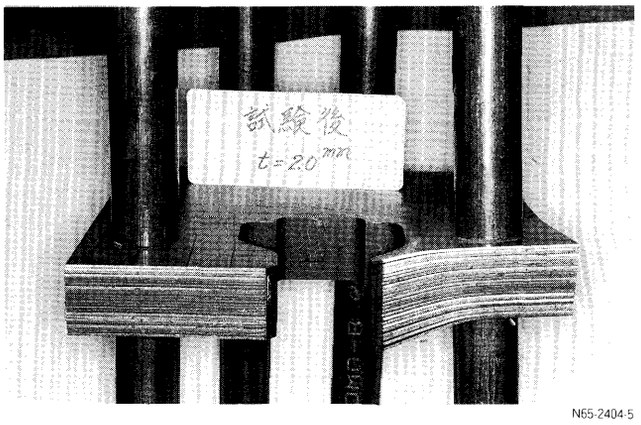
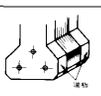


表2　各種構造における座屈試験結果

構造		A	B	C
実験モデル条件	締付スタッド本数	2	3	3
	溶接箇所	4	5	5
	端板有無	無	無	有
構造図				
座屈応力(%)		100	126	162以上

2.2 高効率技術

発電機の損失は軸受損，風損，鉄損，漂遊負荷損並びに電機子及び界磁巻線の銅損に分類される。これら損失は種々の物理現象に起因するものであり，発電機の速度により大幅に異なる。

本節では，損失の金額評価が特に高く評価されたため，効率向上に特別な考慮を払った韓国三浪津揚水発電所向け発電電動機（386MVA，18kV，300rpm）を例にとり，効率向上対策について紹介する。**図3**に本機の断面図を示す。

(1)　鉄損

鉄損は主として固定子鉄心内で発生するが，他にも界磁磁極表面に発生するスロットリプル損及び鉄心端部での漏れ磁束に起因する鉄心端構造物での損失が含まれる。

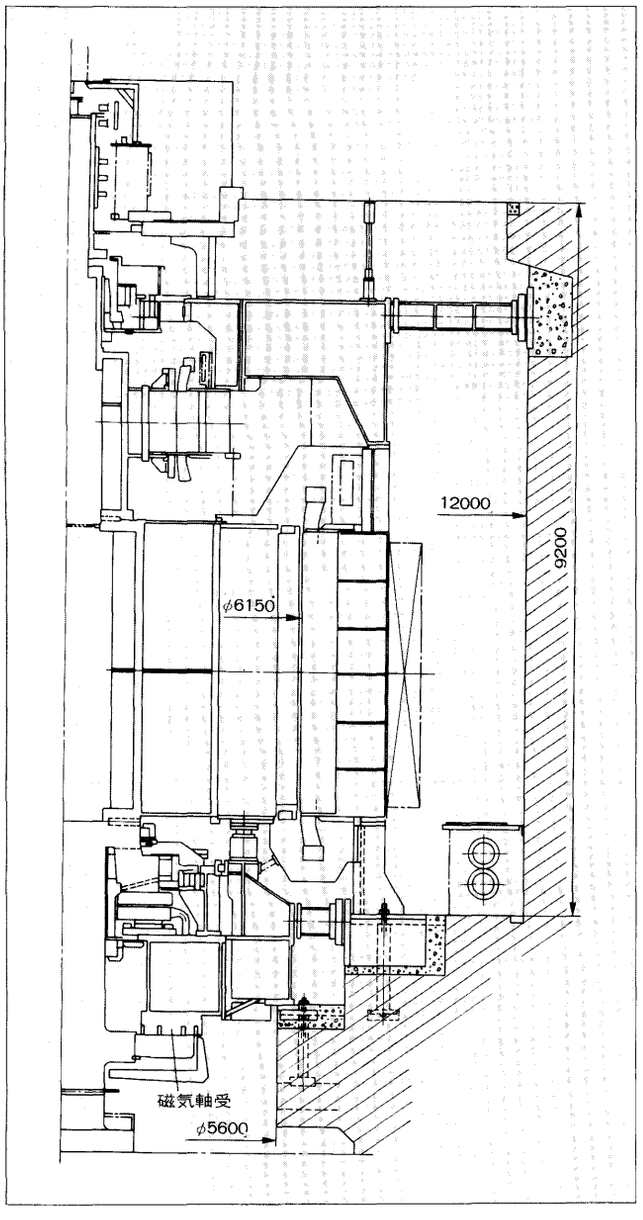
この鉄心内の損失を低減するために，0.35mm厚の最高級の低損失ケイ素鋼板及び非磁性ダクトピースを採用した。

スロットリプル損の低減のためには，0.5mm厚の界磁鉄心を採用した。また，鉄心端部に関してはFEMを用いた電磁界解析を実施し，適切に非磁性材料を使用することにより損失を低減している。

(2)　軸受損

本機では，富士電機の特徴である磁気スラスト軸受[1]を採用して，スラスト軸受に加わる荷重を大幅に軽減することで軸受損の低減を図っている。磁気スラスト軸受は水推力を含む全スラスト荷重の約50%（発電機総回転子重量の95%）を分担している。このため，運転の信頼性を損なうことなく軸受の小形化を図ることが可能で，これにより軸受のしゅう動損はもとより，高速機においては全スラスト軸

図3　韓国三浪津揚水発電所向け発電電動機断面図



受の過半を占めるかくはん損失も低減している。また，スラスト軸受外径縮小化に伴う下部ガイド軸受径の縮小によりガイド軸受損失も低減している。

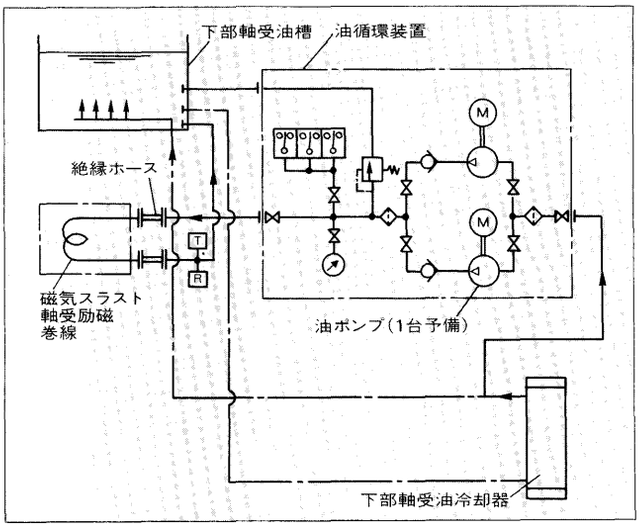
更に磁気スラスト軸受用励磁コイルを軸受油槽内の油を用いて直接冷却することにより，磁気軸受の小形化と温度上昇の低減による信頼性向上を図っている。**図4**に油冷磁気軸受の油系統図を示す。

(3)　風損

本機はリム通風（ラジアル通風）を採用している。リム通風では従来の強制通風と異なり，軸方向の風量不均一を低減できる。本機では，縮小モデルを用いた実験結果を基に，コンピュータによる通風解析を行い，最小の風量による最適な冷却を実現し，風損を低減した。また，高速機においては，風量とは無関係な回転子でのかくはん損の比率が高いので，回転子表面を極力平滑化することによりこの損失を低減している。

(4)　その他

図4　磁気スラスト軸受の油系統図



本機では，従来の360度レーベル転移に加え，コイルエンドにおいて特殊な転移を実施すること，またコイルエンド周辺構造物に一部非磁性体を用いることで漂遊損の低減を図っている。

また，リム通風の採用により，従来通風のために使用していた極間スペースに界磁巻線を挿入し，機械の体格を増加させることなく，界磁巻線銅損の低減を図っている。なお本機は，昭和61年6月から営業運転に入り，好調に運転を継続している。

3　バルブ水車発電機

表3に昭和55年以降に納入したバルブ水車発電機の実績を示す。

バルブ水車発電機の通風冷却方式には，大別してバルブ外被を利用して損失を直接河川水へ放出する方式，及び通常の空気冷却器を用いた方式がある。バルブ内壁にリブを植え付けたリブ冷却方式は，前者の冷却方式の中で比較的容量の大きい機械に適用される。リブ冷却方式は，水を用いないことによるメンテナンスフリー及び空気冷却器を無くすことによる点検スペースの確保の面で利点を有しているので，本方式の拡大が望まれている。

一方，**表3**で示されるように近年超低速大容量のバルブ水車発電機が出現しているが，これらの機械では従来より大きいバルブ径にもかかわらず，空隙長は従来と同等となる。したがって据付及び運転時に均一な空隙長を確保するためには，固定子構造の検討が従来にも増して重要となっている。

本章では，このリブ冷却方式及び大形機の固定子構造についての研究内容，実機への適用例について紹介する。

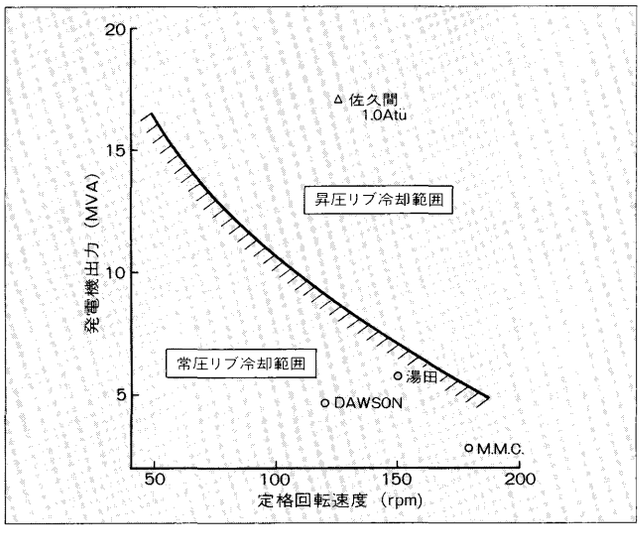
3.1　リブ冷却方式

リブ冷却方式におけるリブ本数は，バルブ内壁にリブを軸方向に植え付けることから，リブピッチとバルブ径の関係から決定される。一方，リブを植える面積は発電機出力

表3　バルブ水車発電機の受注・製作実績(昭和55年以降)

年(昭和)	発電所名	台数	出力(kVA)	電圧(kV)	周波数(Hz)	回転速度(rpm)	バルブ径(m)
55	Merced Main Canal	1	2,830	4.16	60	180	3.45
55	山口県二俣瀬	1	650kW	3.3	60	600	1.15
56	Western Yamuna Canal	8	10,440	6.6	50	188	3.49
56	Dawson	1	4,660	4.16	60	120	4.37
56	Lower Mettur	8	18,333	6.6	50	75	7.2
57	秋田県板戸	1	2,040kW	6.6	50	375	2.1
57	東北電力(株)第二新郷	1	40,900	6.6	50	136	5.9
58	Chungju No.2	2	7,060	6.6	60	171	3.75
58	Main Canal Headworks	1	27,370	6.9	60	113	6.3
58	九州電力(株)湯田	1	5,750	6.6	60	150	3.88
60	Eastern Gandak Canal	3	6,112	6.6	50	107	5.15
61	New Martinsvile	2	21,620	6.9	60	64.3	8.4

図5　リブ冷却方式の適用範囲



に比例して増やすことができないため，リブ冷却方式を採用できる範囲が決定される。

富士電機ではリブ冷却の初号機である電源開発(株)佐久間第二発電所向け17MVA機(昭和56年納入)以降常圧機に対しても冷却器のコンパクト化を推進し，冷却効率の向上による冷却密度の改善を図り，**図5**に示すようにリブ冷却方式の範囲を拡大してきている。

ここに常圧リブ冷却方式としては国内最大容量である九州電力(株)湯田発電所向け5,750kVA発電機の現地試験が終了したので，その試験結果を**表4**に紹介する。なお，昇圧形リブ冷却方式[2]は熱放散係数を大幅に改善できるので，大容量機にもリブ冷却が採用できる。

3.2　大形機の固定子構造

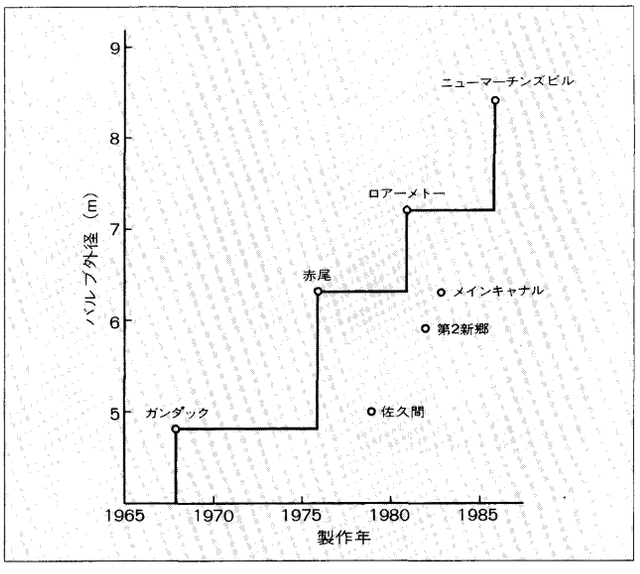
図6に富士電機が製作したバルブ水車発電機のバルブ径の推移を示す。

バルブ水車発電機のバルブ外径は，水路条件の制約により一般の立軸・横軸水車発電機のように自由に選ぶことができない。

表4　5,750kVA常圧リブ冷却採用機の現地試験結果

試験項目		実測値	保証値
巻線温度上昇値(℃)	固定子	50	70
	界磁	29	80
冷却風温度(℃)	冷風	29	50
	温風	41	—
軸受温度(℃)	スラスト	35.5	65
	発電機ガイド	38	65
	水車ガイド	32	65
冷却水温(℃)		16	25

図6　バルブ水車発電機のバルブ外径の推移



したがって，短絡比などの電気的特性を一定と仮定した場合，バルブ機の磁極ピッチは一般機に対し小さく，200～300mmとほぼ一定となる。このため，空隙長はバルブ外径にかかわらず7～11mmの範囲となる。

一方，固定子の据付状態での変形量はバルブ直径の3乗に比例するため，大形機の固定子では空隙長に占める変形量の比率が大きくなり，その対策は重要な課題となる。

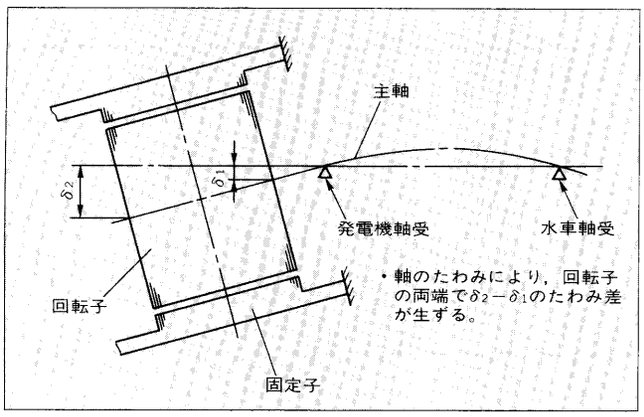
バルブ機の場合，固定子自体の剛性を支配する鉄心外径と固定子枠外径との間隔はバルブ径が増大してもそれほど大きくすることができないので，大形機の固定子に対しては特別な対策が必要となる。

このため，固定子内に井げた構造の変形防止用ビームを設置して，変形量を少なくする方法を採っている(特許出願中)。

2軸受支持方式のバルブ水車発電機は，据付期間の短縮，発電機軸受回りの保守が容易などのメリットを有しているが，回転子をオーバハングしているため，大形機では回転子の自重による主軸のたわみにより軸方向の空隙値の不ぞろいが大きくなり，運転中の振動及び電気的諸特性に対し好ましくない影響を与える。

富士電機の大形固定子は**図7**に示すように固定子を回転

図7　固定子据付方式概念図



子のたわみに沿わせて据え付ける方法を採用し，この問題の解決を図っている（特許出願中）。

固定子鉄心は運転中の温度上昇により外径側に膨張しようとするが，外水により冷却された固定子枠によって拘束されると鉄心に内部応力が発生し，この応力が限度以上になると鉄心に波打ち現象が起こる。この対策として鉄心の熱膨張を逃すように鉄心と固定子枠間に特殊な考慮を払っている（詳細は別稿「超大形・大容量バルブ水車・発電機（米国ニューマーチンズビル発電所向け）」を参照いただきたい）。

4　小容量水車発電機

本章では，小容量水車発電機の技術動向及び近年注目をあびている冷却水を用いない空冷軸受に関する富士電機の技術について紹介する。

4.1　最近の技術動向

国産エネルギー化推進政策の結果，従来開発が見送られていた地点の水力開発が進められており，これら新開発の水力発電プラントの平均出力は10MW 以下である。また，これら新開発の地点とは別に，建設後数十年を経た機械のスクラップアンドビルドも進められている。

これら小容量発電プラントの場合，スケールメリットが期待できないので，初期及び運転コストを低減することが重要な課題となっている。

初期コスト低減のためには，

(1)　F 種温度上昇の採用

(2)　負荷遮断時速度上昇を無拘速速度に設定することによる固有 GD^2の採用

(3)　適用地点及び容量によっては誘導発電機の採用などにより，機械の小形化及び機器の簡素化を図っている。

また，運転コスト低減のためには，

(1)　ブラシレス励磁機の採用

(2)　後述する空冷軸受の採用

などによりメンテナンスフリーを図っている。

4.2　立軸機軸受の空冷化

ブラシレス励磁機の採用が普遍化するとともに，中小容量発電機での保守の省力化は近年，国内需要家を中心に冷却水システムに着目されてきた。

特に河川水の汚れや洪水期に枯葉，土砂の混入がひどい発電所では冷却水系統のストレーナの性能強化や，逆流方式によるごみの強制排出などの対策を施しても，それらの機器や配管系への日常的な保守業務を怠ることはできず，省力化の大きな課題であった。

富士電機では，軸受潤滑油の冷媒に水を必要としない空冷方式の研究・開発及び実験を昭和50年代当初から推進し，53年に東京電力(株)大津発電所向け（2,800kVA/333rpm）で初号機を納入し，その後，三重県企業局大和谷発電所向け（7,200kVA/514rpm）にも採用し，いずれも好調に運転している。

図8 に空冷軸受採用機の断面図を示す。また，**図9** には空冷式軸受油槽の外観写真の一例を示す。図に示すようにスラスト軸受は外部クーラを設けて空気で冷却，下部軸受は油槽にフィンを設けて冷却している。

空冷式は冷媒温度が水冷式に対し高く，かつ熱伝達率が悪いため軸受温度が高くなる傾向にある。そこで空冷式軸受適用範囲拡大のポイントは油槽表面，あるいは空冷油冷却器の熱放散密度の向上にあるが，最近の水を用いない傾向の高まりに伴い，この面での性能改善も著しく進歩している。**図10**に最近の空冷式油冷却器に採用されている冷却管の構造を示す。

図11は実機での現地実測データから求めた冷媒温度と軸受温度の関係を示す。この図から水冷式軸受に対し，そん

図8　空冷式軸受採用機の断面図

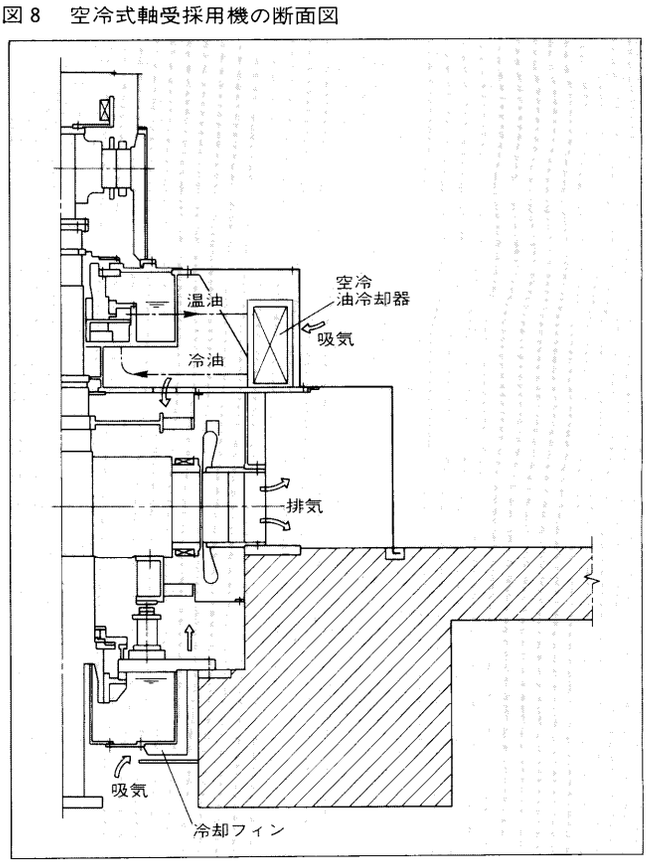


図9　空冷式軸受油槽の外観

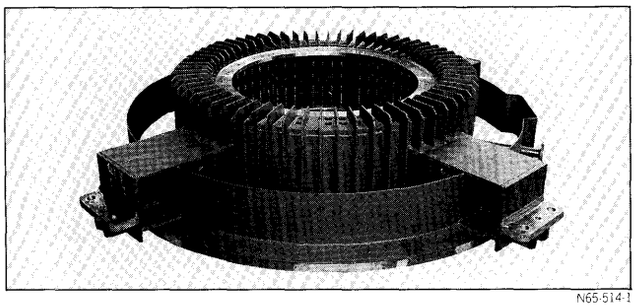
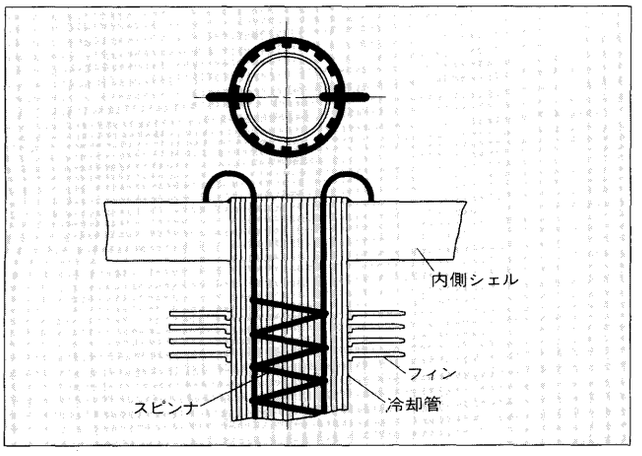


図10　最近の空冷式油冷却器の冷却管形状



色ない温度特性が実現されていることがわかる。

上述のような開発，適用技術の進歩と，低損失油槽構造の開発とが相まって，現在では小容量，中速機以下では条件が整えば，その全領域で空冷方式の採用可能な見通しがついている。**図12**に立軸機への適用可能範囲を示す。

以下に空冷式軸受適用の場合の標準的な条件及び構造を示す。

(1)　発電機は出口管通風形であること。
(2)　軸受保証温度は75℃以下とする。
(3)　使用油種はVG46（120タービン油）を標準とする。
(4)　構造　スラスト軸受油槽　：別置油冷却器方式
　　ガイド軸受専用油槽：フィン付油槽による直接冷却方式

水車発電機への空冷式軸受の需要は近年急速に高まっており，富士電機では今後とも冷却効率の改善，適用範囲の拡大及びシステムの一層のコンパクト化を図り，需要家各位の要望に応じる所存である。

4.3　横軸機軸受の自冷化

従来の横軸機軸受の潤滑・冷却方式は潤滑油装置，冷却水装置及び建屋天井部に上部重力タンクを装備した強制給油方式が一般的であった。

横軸機においても小容量が主体であるので，冷却水システムを省略した機器の簡素化及び保守の簡易化に主眼を置いた水車・発電機の開発を推進してきた。軸受の潤滑・冷却方式については，おおむね**図13**のように分類され，潤滑油装置の省略，冷却水装置の省略，又はそのいずれも省略

図11　空冷軸受温度の現地実測値

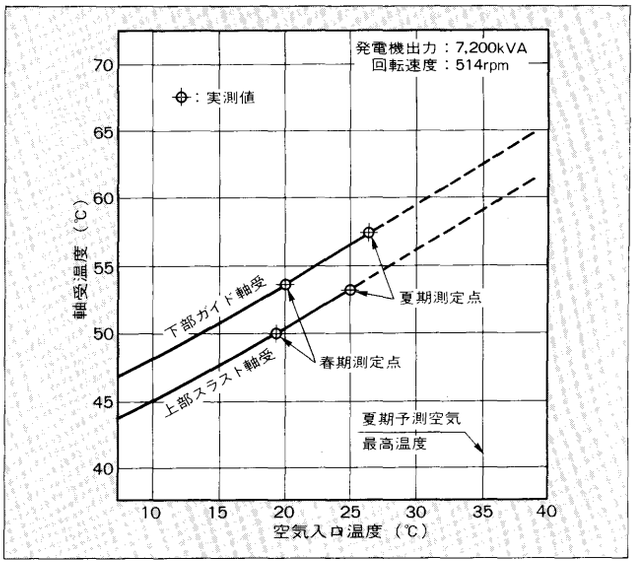
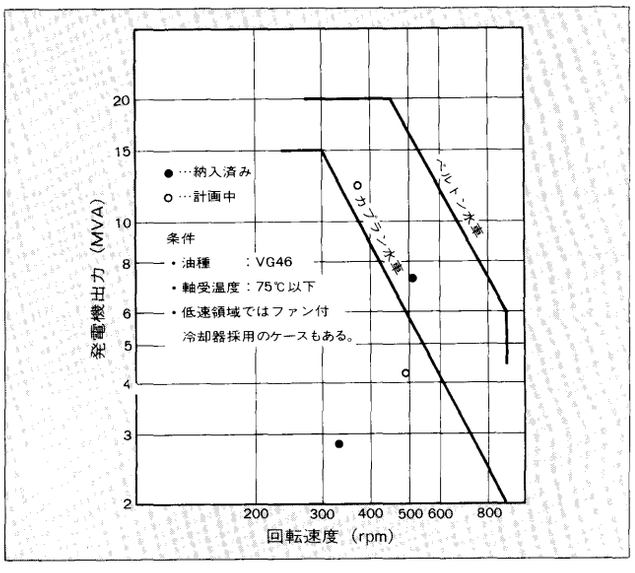


図12　立軸機空冷式軸受適用範囲



するなど発電所の機器の簡素化の一翼を担ってきた。**表5**にその適用例を示す。

また，ヒートパイプを利用した新形軸受の開発も合わせ推進している。軸受部で発生した熱量をヒートパイプを利用して水車の流水部へ移送して，軸受の冷却を図るもので回転ヒートパイプと呼ばれているが，軸受の潤滑・冷却に関する付属装置を必要としないメンテナンスフリーの軸受である（特許出願中）。

ヒートパイプの回転電機への応用は，昭和54年に全閉形誘導電動機の回転子の冷却用に採用され，以来数万台を納入し現在まで何ら問題なく運転されている。

ヒートパイプを利用した新形軸受の開発実験は，現在ほぼ終了し，ユーザーの御協力を得て，数箇所の発電所を対象に検討を重ねている。

図14にヒートパイプを利用した新形軸受の概念図を示す。回転ヒートパイプの熱移送量に比べて，軸受部の発生熱量が上回る場合には，ヒートパイプクーラを併用して軸受を

図13　横軸軸受の潤滑・冷却方式

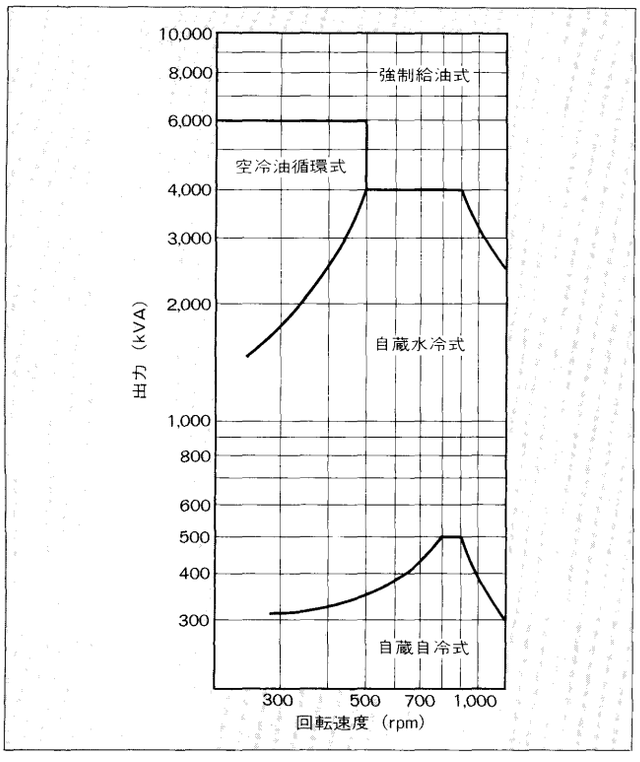


表5　横軸機軸受の潤滑・冷却方式の適用例

プラント名	出力 (kVA)	回転速度 (rpm)	水車の種類	潤滑・冷却方式	軸受温度 (℃)
水資源開発公団 室生ダム	630	900	クロスフロー	自蔵・自冷	85
北陸電力(株) 神子清水	490	900	フランシス	〃	75
高知県 桐見	670	900	クロスフロー	〃	85
山梨県 湯島	2,110	750	ペルトン	〃	85
栃木県 深山	2,465	300	ペルトン	〃	85
中部電力(株) 小黒	1,160	600	ペルトン	〃	75
中部電力(株) 阿知川	920	400	複流フランシス	〃	65
中国電力(株) 勝山第一	4,000	514	〃	〃	75
中国電力(株) 安蔵川	3,200kW	900	フランシス	自蔵・水冷	75
北陸電力(株) 折立	4,200	450	複流フランシス	〃	65
九州電力(株) 幸野	2,200	900	フランシス	〃	65
東京電力(株) 道谷原	1,895	429	S形チューブ	〃	65
中部電力(株) 青原	2,010	600	フランシス	空冷油循環	70

冷却する。

5　水車発電機の保護監視装置

近年，発電所の無人化及び省人化が進むとともに，従来，巡視で行っていた点検項目を，遠方監視とする要求が高まってきている。富士電機ではこれら顧客ニーズに対応すべく研究開発を進めている。本章では一例として，ブラシレス励磁機のテレメータリングシステム及びスリップリング火花監視装置について紹介する。

5.1　界磁テレメータリングシステム

図14　ヒートパイプを利用した軸受

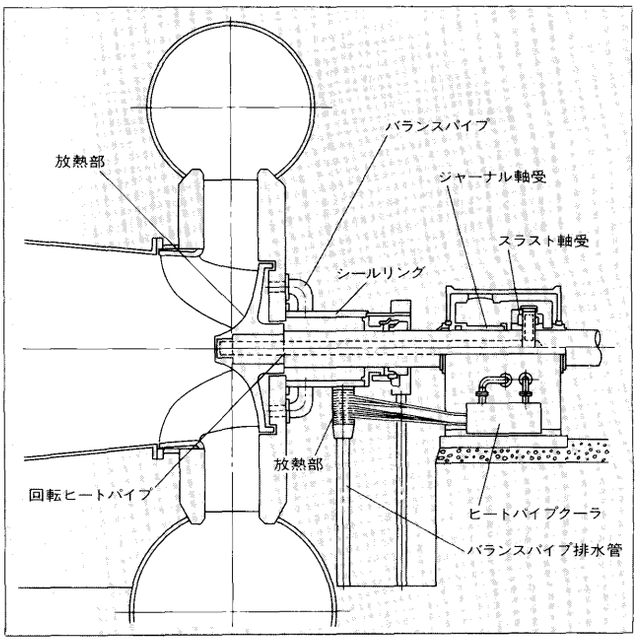


図15　界磁テレメータリングシステムの概念図

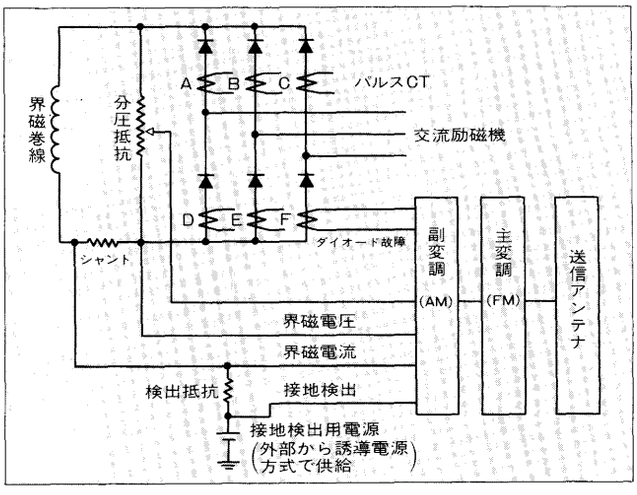
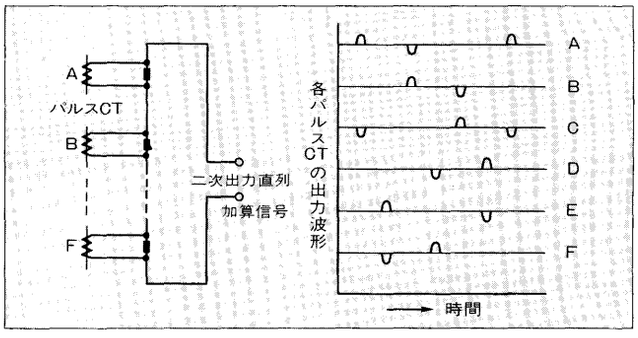


図16　パルスCT二次出力加算システム



本システムは現在，東北電力(株)本道寺発電所向け83.4 MVA発電機に適用すべく製作中であり，その概要を**図15**に示す。本図に示されるように，検出諸量は主機の界磁電流・電圧，界磁地絡及びダイオードの故障検出であり，これら界磁諸量はすべて変換器にて微小信号電圧に変換し，FMを主搬送波として非接触で外部に伝送している。ダイ

図17　火花号数と出力電圧の関係

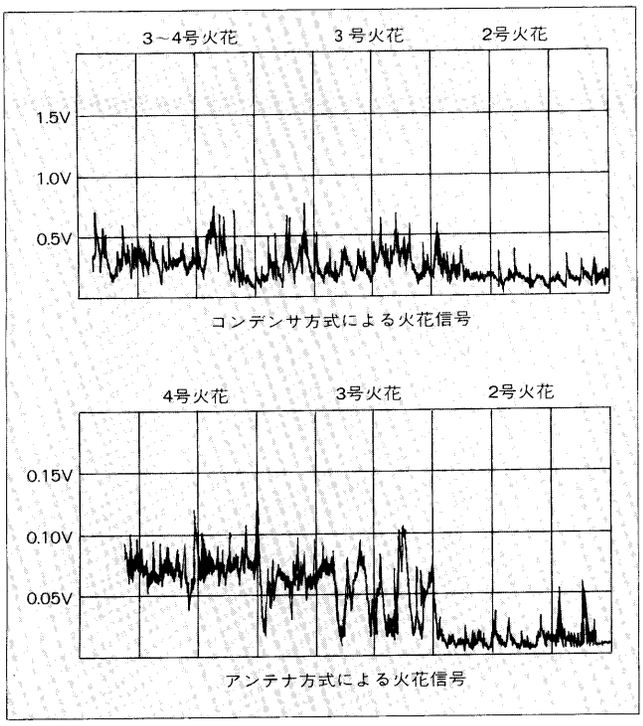
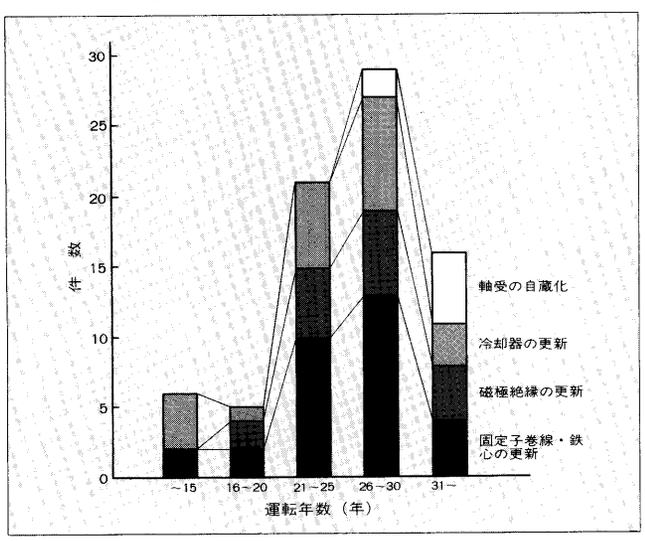


図18　水車発電機の改修・近代化工事の実績



オードの故障検出を除く検出回路は，既にタービン発電機に適用しているシステム[3]と同一である。ダイオード故障検出に関しては伝送システムを簡素化するため，パルスCTの二次出力直列加算による新方式を採用した(特許出願中)。すなわち，ダイオードが健全時はCT二次電圧を加算したものは**図16**に示すように零となるが，故障した場合には出力が生ずるのでこれを故障信号として利用している。本方式の採用により変調周波数の数を1/6に低減できる。

5.2　ブラシ火花検出

富士電機では，コンデンサ結合による方式及びアンテナによる火花放電電波を検出する方式を研究している。**図17**に各方式の火花号数と出力電圧波形の相関関係を示す。いずれの場合も火花号数と出力電圧の相関関係は良好であり，スリップリングでの火花発生の遠方監視を実用化できることを確認した。しかしながら前者の場合，給電ケーブルに進入した制御機器の外来ノイズに対して弱いこと，また後者の場合，機器の構造により受信感度が異なり汎用性において前者に劣るという欠点を有しているので，設置に際しては環境などを十分調査の上，いずれの方式を採用するか決定する必要がある。富士電機では両方式の欠点を改良すべく，現在研究開発を継続中である。

6　更新技術

既設水力発電設備を有効に活用すべく，近年水車発電機の改修・近代化が進められている。

図18に現在実施されている改修・近代化工事の実績を示す。特に，シェラック絶縁の固定子巻線は予防保全という観点から機会をとらえ，エポキシレジン絶縁の巻線に更新することを推奨している。これら改修・近代化工事の実施により，機械の信頼性向上及び保守・点検の簡素化が図れるとともに，固定子鉄心・巻線更新では効率の向上，巻線温度上昇の低減などの性能向上が図れる。12MVA, 400rpm機においては0.3%程度の効率向上が図れた。富士電機は今後共最新の技術を用いてユーザー各位の御要望に沿った改修・近代化を図るべく努力する所存である。

7　あとがき

以上，富士電機の水車発電機の最近の技術について，その概要を述べた。

ユーザー各位に富士電機の水車発電機に対する技術について御理解を深めて頂ければ幸いと考える。

このほかにも最近の多様化する市場のニーズにこたえるべく，

・予防保全技術の開発・実用化
・高品質・低コスト機器の開発
・新機種の開発

など多くのテーマに対し，ユーザー各位の御指導を賜りながら，積極的に取り組んでいる。

最後に本稿の内容も含め，富士電機の水車発電機技術の今日あるは，国内ユーザーの皆様の御指導に負うところ大であり，ここに心から感謝の意を表する次第である。

参考文献

(1)　清水照久：磁気軸受の性能と実績，富士時報，Vol.36, No.3, p.219－224 (1963)
(2)　北原義彦ほか：電源開発(株)佐久間第二発電所納入バルゴ水車・発電機，富士時報，Vol.55, No.4, p.248－253 (1982)
(3)　井上俊夫ほか：タービン発電機界磁テレメータリング超小型システムの完成，昭和60年電気学会全国大会，No.826 (1985)

＊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。