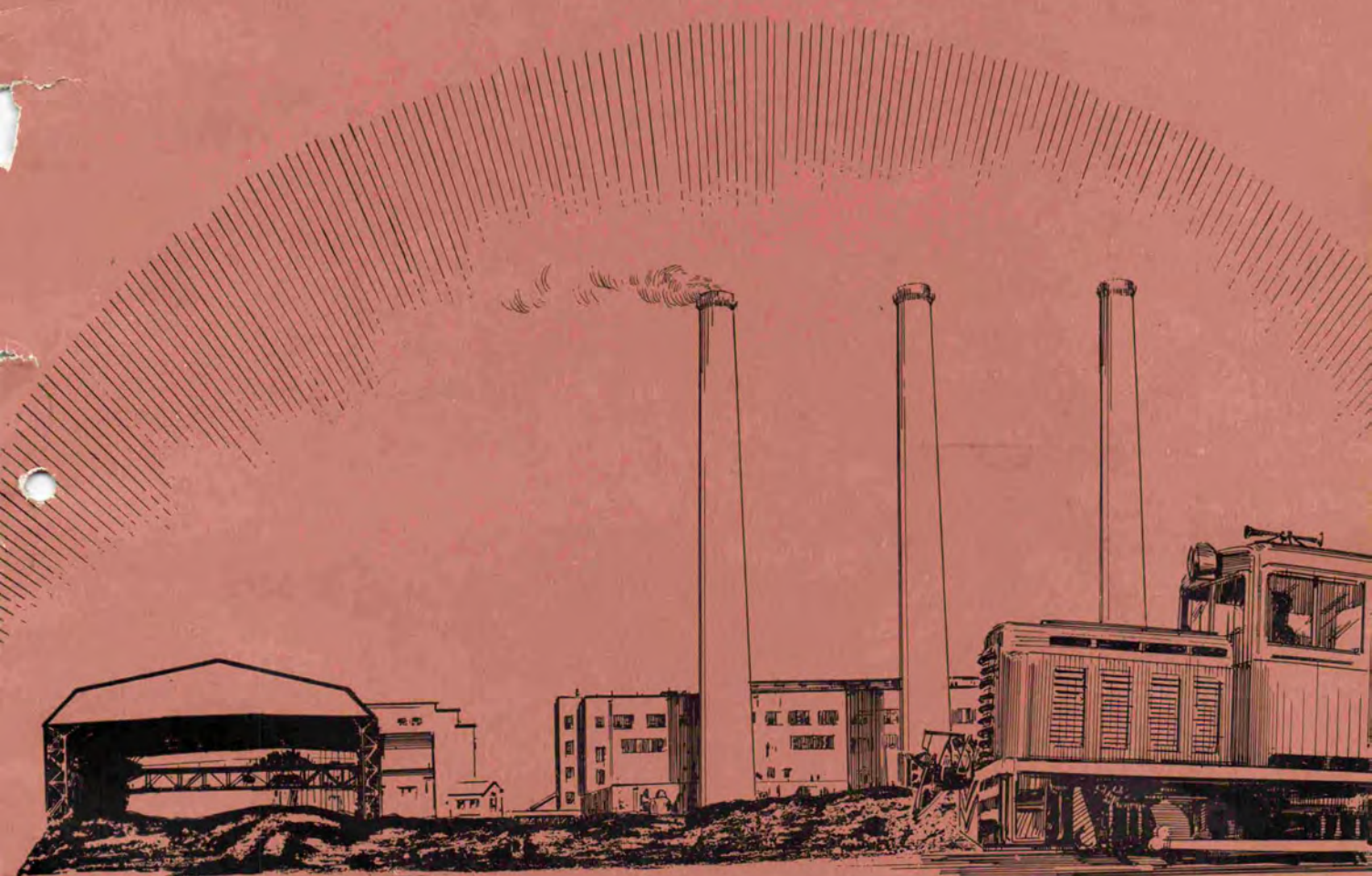


MITSUBISHI DENKI

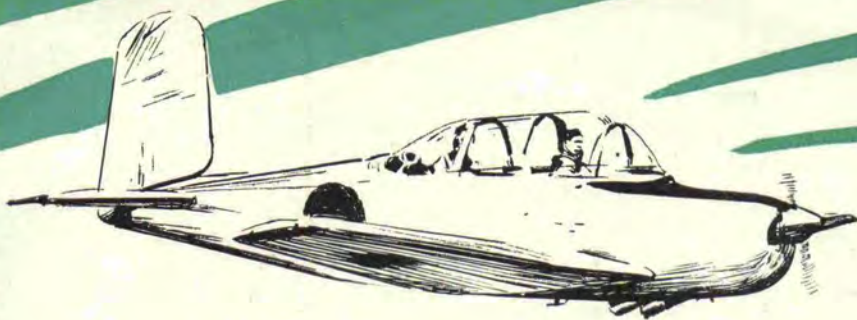
三菱電機



Vol. 28 1954

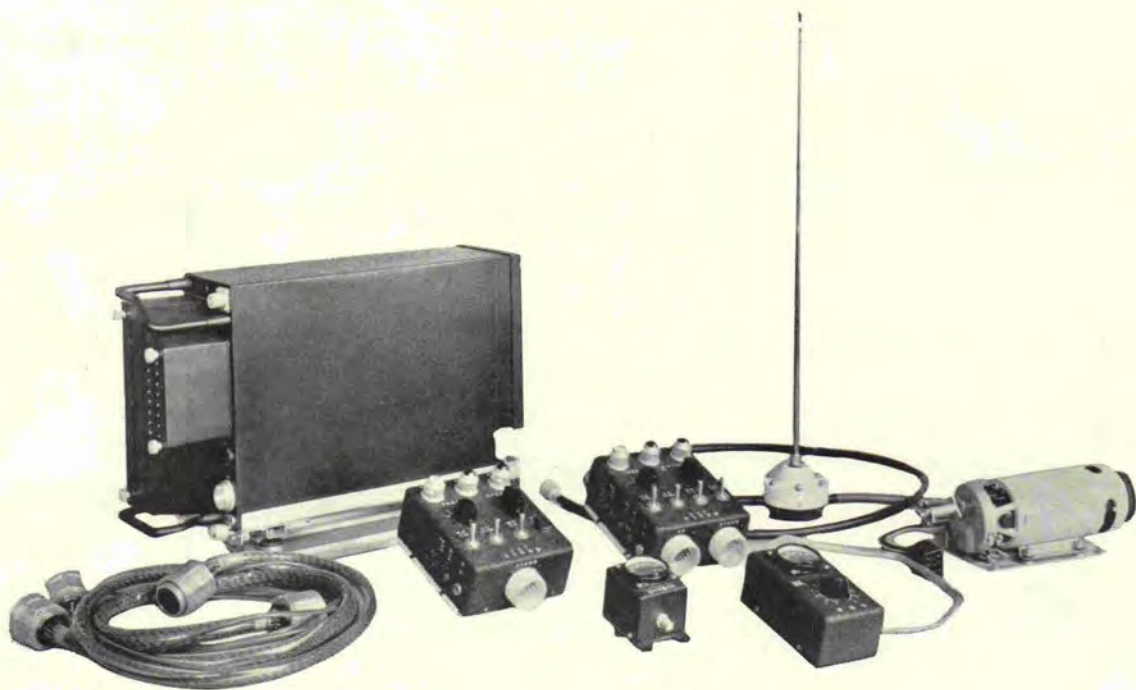
11

火力発電特集



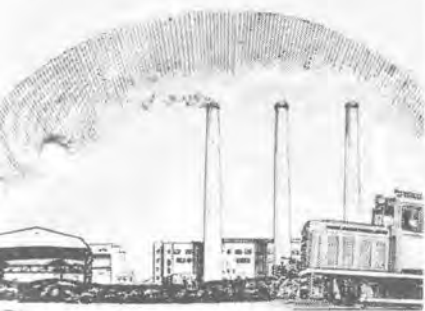
航空機用小型超短波無線機

第二次大戦中に高度の発達をした航空機その後の活躍は目覚ましいものであって、今日では航空機に乗ると東京からロンドンまで約 40 時間足らずで到着する。夢のような話であって科学の賜である。このような航空も機上の無線機がない時は不可能であって、航空機には無線機が絶対に必要である。写真は当社が苦心して製作した超短波無線機で性能は極めて優秀軽量でしかも取扱いが簡単である。



周波数範囲 118 Mc~144 Mc
出力 5 W
電波型式 A₂ および A₃

チャンネル数 8 チャンネル
通話方式 プレストーク方式
重量 約 11 kg



MITSUBISHI DENKI

三菱電機

表紙説明

表紙のペン画は九州電力築上発電所をモデルとして近代大容量火力発電所の形態の一端を示したものである。

築上発電所は戦後速早く大容量火力発電設備として、空冷 3,600 rpm 43,750 kVA、タービン発電機を設置し、引続き 2 号機として水素冷却 3,600 rpm 66,250 kVA を据付る等本邦における最も斬新な諸設備を備えた代表的発電所の一つである。

三菱電機株式会社

本社

東京都千代田区丸の内(東京ビル)

(電) 和田倉 (20) 代表 1631・2331

研究所 兵庫県尼崎市南清水

神戸製作所 神戸市兵庫区和田崎町

名古屋製作所 名古屋市東区矢田町

伊丹製作所 兵庫県尼崎市南清水

長崎製作所 長崎市平戸小屋町

機製作所 兵庫県尼崎市南清水

大船工場 神奈川県鎌倉市大船

世田谷工場 東京都世田谷区池尻町

郡山工場 福島県郡山市宇境橋町

福岡工場 福岡市仲野上町

姫路工場 兵庫県姫路市千代田町

和歌山工場 和歌山市岡町

中津川工場 岐阜県中津市駒場安森

福岡工場 福岡市今宿青木

静岡工場 静岡市小鹿 110

札幌修理工場 札幌市北二条東 12

大阪営業所 大阪市北区堂島北町 8 番地 1

(電) 福島 (45) 5251-9

名古屋営業所 名古屋市中区広小路通

(電) 本局 (23) 6231-5

福岡営業所 福岡市天神町(三菱ビル)

(電) 西 (2) 5821-5825

札幌営業所 札幌市大通り西 3 の 5

(電) (2) 7236・7237

仙台事務所 仙台市東一番丁 63

(電) 仙台 2573・8057

富山事務所 富山市安住町 23 の 2

(電) 富山 4692・5273

広島事務所 広島市袋町1(明治生命ビル)

(電) 広島中(2)2211-3 2214

高松出張所 高松市南紺屋町 34 の 3

(電) 高松 3178・3250

小倉出張所 小倉市博労町 63(富士ビル)

(電) 小倉 3614

昭和 29 年 第 28 卷 第 11 号

(火力発電特集)

目次

巻頭言 荒井 潔 (2)

八幡製鉄所枝光発電所納入 12,500kW タービン

..... 村田義夫 (3)

大型タービン発電機の二、三の問題 加賀貞広・志岐守哉・

..... 今井 光・甲斐 高 (7)

2 極タービン発電機直結励磁機 萬谷 廣 (17)

水素冷却タービン発電機の据付、試運転、保守 米野俊彦 (25)

水素冷却発電機における水素ガス消費量 今北孝次・遠藤裕男 (36)

タービン監視計器 水野 茂・浜岡文夫・岡本孝治 (41)

給水ポンプ用電動機とその制御 武下定四郎・新良由幸 (50)

汽罐用通風機の風量制御装置 宮内貞夫 (56)

ニュースフラッシュ

三菱エスカレータ劇場へ進出 (61)

神戸製鋼向分塊ミル用 3,500 kW イルグナセット (62)

品質奉仕の三菱電機

火力発電特集号発刊に際して

電力技術部長 荒 井 潔

わが国の包蔵水力は 2,769 地点、2,000 万 kW⁽¹⁾ におよぶと称され、経済的開発に値するものは今後なお 1,000 万 kW を見込み得るといわれている。したがって将来において他のエネルギー源の利用がなされずとも引続き相当量の水力開発が行われるべきことは、現在の電力事情からしても当然である。

しかし本邦の火力は現在約 400 万 kW⁽²⁾ の設備があり、これは水力設備に対して大体 2:1 の割合となっている。わが国の火力は従来多くは水力の補給用として設けられたもので、いわゆる水主火従の形をとって建設されてきているのである。

この趨勢は水力設備の増設と共に火力設備も増容量される事柄からしては合理的と考えられるのであるが、水路式発電所の多いわが国の現状、ならびに全体的になお出力不足の状況と今後の工業に対して広い範囲の出力調整が必要になってくると考えられる情勢においては、火力設備をどの程度までに増強せねばならぬかという問題はさらに検討すべき事項である。

翻って米国における状況を見るに、米国においては従来も火力設備が遙かに大であって 1952 年の統計で、水力設備約 2,041 万 kW⁽³⁾ に対して火力は 5,958 万余 kW⁽⁴⁾ と称せられている。この傾向は T.V.A., Bonneville, Grand Coulee 等の大水力開発が行われてもなお継続するものと考えられ、たとえば T.V.A. においては現在すでに水力、火力共各 300 万 kW の設備となっており将来は火力設備が 700 万 kW に増容量されると聞いている。

このことはもちろん燃料入手事情、負荷需要事情等の根本的な理由によるものであろうが、火力設備充実による利益は建設費が比較的低廉なること、出力調整ないし尖頭負荷調節に有利なること等の他に最近の高効率の火力発電により電力料金も低減化されてきたこと等も大いに理由ある処である。

また渇水時における電力保持に対しては、とくにわが国において重要な問題で、今後大貯水池を有する発電設備が設けられても無視することはできぬ事項である。

なお最近欧米では火力設備の能率化が促進せられ、原動機は高温高気圧となり発電機もまた高回転の水素冷却機がすでに常識化してきている。そのため設備は飛躍的に進歩を見たのである。

その間わが国は戦後暫くその気運に迫随するを得ず、やや進歩が遅れたのであったが、昨年九州電力築上発電所向 3,600 rpm, 66,250 kVA(水素圧力 15 psig)のタービン発電機⁽⁴⁾⁽⁵⁾の完成を見て以来、東京電力、中部電力等においても次々と新型式大容量ユニットが設置されてきている。

すなわちわが国電力界も新しい認識の下に火力設備の増強が計画され、高効率の火力発生が続々と実施に移される情勢となってきたのである。

本特集号はかかる時機において、従来火力設備についてはわが国の推進力となってきたと自負する当社における活動情況をご紹介して広く大方のご参考に供し、あわせて今後の火力増強の資料といたしたいという念願にもとづくものである。

今年当社は関西電力姫路発電所向 81,176 kVA、東京電力鶴見発電所向 81,000 kVA 等の国産大容量記録品を製作した。詳細については本号⁽⁶⁾に記述してあるが、新様式の高回転大型発電機についての特長は突発ないし異常の機械的振動に対し機構上特殊の工夫を加えたこと、水素ガス耐爆構造には機械的強度を充分にするの外ガス純度の制御警報設備等に万全を期したこと、コイル絶縁の合成樹脂新材料ダイアレジンを使用し熱効果による絶縁劣化を完全防止したこと等多数を挙げられるのであって、今後さらに大容量機の作製上に充分な基盤を得たものと考えている。

またタービン監視計器を施設して温度変化による膨脹収縮の監視、振動の監視ならびに回転子の偏心および位置異常の監視を行ってタービン発電機の連続運転の確保を期したことは大きな進歩であるといえるであろう。

制御に関しては補機器の操作を中央制御とし、かつ給水給炭等の自動制御の完成によって、いわゆる自動燃焼制御を行うことあるいは工業用テレビの利用等機能の完全発揮と共に経費の節減上大きな利益となっている。

なお本号に紹介されているタービンのリクイッド・ガバナは、本邦では目新しいもので高い速応性と速度の精密調整に優秀性能を有するものである。

かくの如く幾多の改良と新工夫が加えられ充分成果を期待できる製品を製作し得るに至ったことは同慶の次第である。しかし思うに海外においては Joppa 発電所において世界最大のタービン発電機 216,000 kVA がすでに運転に入ったと報ぜられており、一方発電機の固定子および回転子コイルを水素ガス直接に冷却する方式によって単機容量 250,000 kVA までの設計可能になった⁽⁷⁾ともいわれている。

かかる海外の情勢を知る時現在なお残された問題が無しとしないのであって、さらに一層の発展の途に邁進すべきであると考え、大方のご指導ならびにご鞭撻を期待する。

資 料:

- (1) 第3回水力調査報告書
- (2) " "
- (3) Statistical Bulletin for the Year 1952.
—エジソン電気協会—
- (4) 三菱電機、昭和28年9号
- (5) "、昭和29年1号
- (6) "、昭和29年11号
- (7) E. E. Vol. 72, 1, 1953

八幡製鉄所枝光発電所納入12,500kWタービン

新三菱重工業神戸造船所

村 田 義 夫

12,500kW Steam Turbine for Edamitsu Power Station in The Yawata Iron Works

Yoshio MURATA

Kobe Shipyard & Engine Works

Mitsubishi Heavy Industries Reorganized Ltd.

The Mitsubishi Heavy Industries, Reorganized Ltd. had been chiefly building Ljungstrom turbines for power plant use till 1952, when it entered into a technical concert with the Westinghouse Electric Corporation on steam turbines and their auxiliary apparatus. Turbines having capacities of 12,500 kW, 12,000 kW, 22,000 kW have been built with success since then, and 66,000 kW unit is now under construction. This paper deals with the 12,500 kW machine that has been in successful commercial operation since last April in the Yawata Iron Works.

1. まえがき

新三菱重工業神戸造船所では、従来発電用タービンとしては、主としてユングストロムタービンを製作してきたが1952年米国 Westinghouse 電機会社（以下 W 社と略す）と、タービンならびにその付属設備、すなわち復水器、油冷却器、空気抽出器、給水加熱器、蒸発器、復水ポンプ、循環水ポンプ等の技術提携を行い、以来12,500 kW, 12,000 kW, 22,000 kW のタービンの製作を完了し、目下 66,000 kW を製作中である。12,500 kW は本年4月八幡製鉄枝光発電所において、きわめて満足すべき状態にて実用運転を開始した。本機はその蒸気条件容量においてはなんら特筆すべきものではないが、神戸造船所が W 社と技術提携をして間もなく製作開始した発電用タービンの第一号機であり、W 社の最新の技術を忠実に取入れて作ったものであり、したがって W 社のタービンの典型的な特長をほとんどすべて具備しており、従来日本では見られなかった新しい型式のタービンであるので、以下その特長を概説する。（1 図）

2. 要 目

経済出力	10,000 kW
最大連続出力	12,500 kW
回転数	3,600 rpm
蒸気圧力（主弁前）	50 kg/cm ² G
温度（同上）	450 °C
真空度	710 mm Hg
海水温度	28 °C

抽気段数	2 段
給水温度	150 °C

蒸気圧力、温度は容量に比してやや高かったが材料は 60 気圧、482 度級を使用している。また海水温度 28 °C の時の真空度は復水器容量の決定のためであり最終翼長は 725 mm Hg に対して設計されている。抽気段数および給水温度は普通の標準よりいちじるしく異なっているが、既設プラントとの関係上決定された値である。

3. 主要材料

材料の選択はすべて W 社の基準にしたがい、主蒸気弁および高压ケーシングは

	0.5 % Cr 0.5 % Mo 鋳鋼
翼 部	12 % Cr 不銹鋼
翼 車	Ni Cr Mo 鋼



1 図 12,500 kW タービン外観

Fig. 1. General view of 12,500 kW turbine.

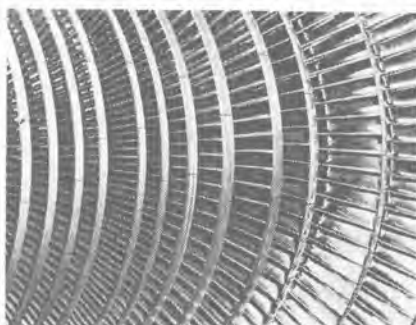
であるが、ケーシングに対しては機械加工途中において長時間焼鈍を行い、材料の履歴中の残留応力を完全に除去し、使用中の歪、ならびに熱応力による事故を極力防止するように留意した。一方翼車は従来日本で行われた油中焼入焼戻法を排し、すべて空中または炉中冷却を指定し、材質の均一化と残留歪の完全除去に努め、熱歪試験に合格したものを受入れた。したがって、試運転当初より振動極めて少く歯帯フィンその他細隙部接触が皆無であったことは、次項に述べる構造の合理性と相まって製造過程における上述の処置の正しかったことを立証するものとする。

翼材の 12 Cr 鋼は従来わが国において一般に使用されてきた 13 Cr 不銹鋼と酷似の化学成分ならびに機械的性質を有する材料であるが、本機製造過程を通じ判明したことは、振動に対する材料特有の減衰能の大なること、疲労限の高いことその他翼材として格段の優秀な性質を有することである。これによって大型機の長大最終翼ならびに高圧部翼の製作に対する自信を深めることができたのは幸いである。

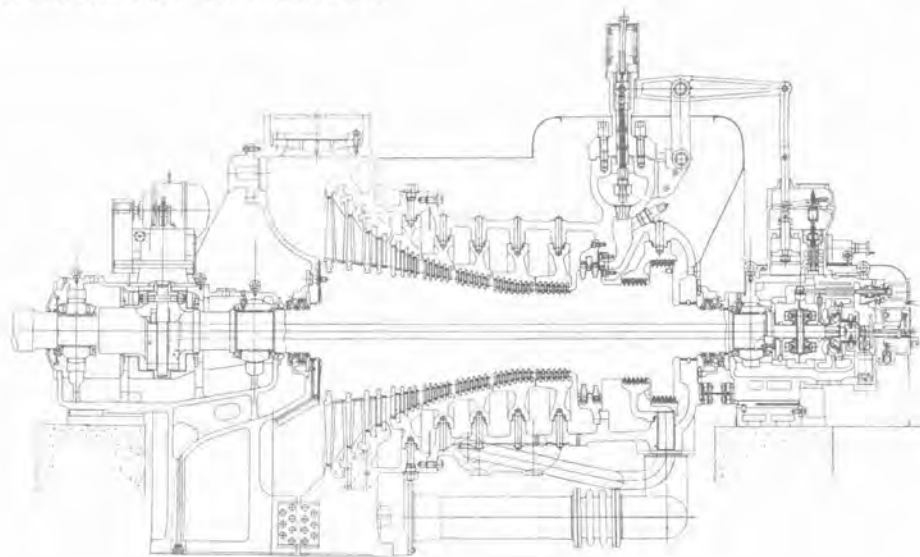
4. 構造上の特長

本機の構造は出力 12,500 kW ないし 33,000 kW の単気筒タービンに対する W 社の典型的設計である。(2 図)

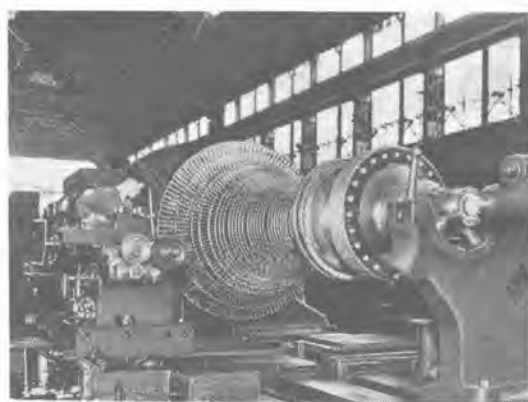
翼部は調速段落にカーチス 1 段を配し以後は効率のよい反動段落である。この構造は高温高圧になる程その特長を発揮する。すなわちカーチス段落において相当大なる温度降下を行わしめ、高い応力のかかる回転部分が比較的低い温度の蒸気に曝されるようにする。しかもそれによ



4 図 翼部
Fig. 4. Blades.



2 図 12,500 kW 断面図
Fig. 2. Cross sectional view of turbine.



3 図 12,500 kW ロータ
Fig. 3. Rotor.

て起る効率の低下は、つぎに続く効率の高い反動段落で回復し総合効率を合理的な値に納めることができる故、高温高圧タービンにはもっとも適した型式といえることができる。

低圧部は渦流理論により設計された振り翼を採用し、精密鍛造により製作された。なおこれら低圧部動翼入口部には、ステライト板を銀鍍付し水滴による浸食防止の用をなさしめている。これは本邦最初の試みと思われる。

反動翼は涙滴型の断面を持ち、先端はシュラウドにより結ばれている。したがって従来の反動翼の欠点を清算し、面目を一新した頭丈にして効率の良い翼である。(3, 4 図)

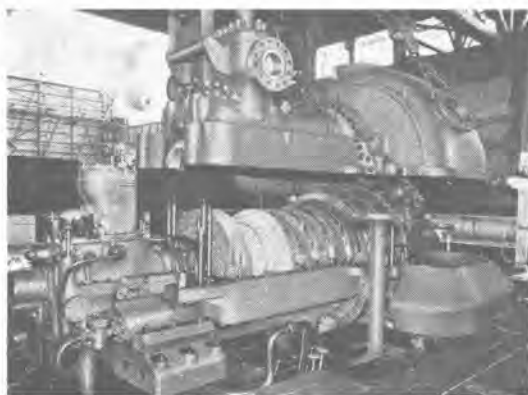
ロータは高圧端にダンミーピストンを設け、軸方向推力をバランスすると共に推力軸受の負荷をもっとも条件の良い値に定めることができる。水封軸衛を備え蒸気グラントの煩雑さを除いている。発電機との接

手は固定接手でタービン側の限界速度は常規回転の上にある。軸方向の調整移動は推力軸受箱に取付けられたねじにより容易に行うことができる。

ケーシングの高圧部は二重ケーシングとし、タービンの起動停止時および負荷急変の場合の温度変化に順応しうる構造とした。低圧排気室中心を基礎に固定し、高圧側は滑り台にて支える構造として温度による膨張を自由ならしめている。(5, 6 図)

5. 調速装置

調速装置は従来の型式と



5 図 12,500 kW タービン解放中
Fig. 5. Under overhauling.

は全く趣きを異にしたものである。まず调速機自体は、ロータの一端に取付けられ軸回転数の自乗に比例した油圧を生ぜしめる役目をもった一種の油ポンプである。ばね、重錘の組合せである従来の调速機における如き摺動部を持たず、したがって摩擦を生じない、一方長期使用による摩擦のための不具合を生じない。调速油ポンプにより生じた一次油圧の変化は、5 倍に増幅された二次油圧となり、サーボモータのパイロット弁のパイロットピストンを動かす。従来の油圧调速機においては油温度すなわち油の粘度により调速装置の速度調整率が変化するものが欠点とされていたが、本型式では一次油圧はもちろん二次油圧も、油の温度による影響がないのが特長である。いまその理由を少しく詳細に説明するならば、二次油圧は圧力油を絞弁を経て、カップ弁より排出される。カップ弁の他端はスビーダのばねを取付けられたベローズである。カップ弁上には二次油圧ベローズ上には一次油圧が働く。したがって一次油圧の変化により、カップ弁の開度が変り二次油圧が変化する。

この場合、カップ弁が 0.1 mm 程度の動きにより二次油圧が充分広範囲に変化しうるようにして置けば、スビーダ用のばねの力の変化は無視されるので、ベローズ上の一次油圧による力とカップ弁上の二次油圧による力が常に釣合を保つ。したがって油温すなわち粘度の変化によりカップ弁より排出される油量が増減し二次油圧が変化しても一次油圧が変わらないから、釣合が破れカップ弁が動き二次油圧を一次油圧と釣合う値まで変えて、結局は一次油圧と二次油圧が釣合を保った位置で弁の動きが止まることになる。すなわち一次油圧と二次油圧の関係は油の粘度に関せず一定である。本型式の调速装置においては工作上的誤差部品組立による誤差、長年使用による摩擦など、従来の调速装置に起った困難が除去されているので、工場試験現地試験を通じ終始好調であったことを強調したい。

なお軸へ直接嵌込んだ遠心注油ポンプを採用したことと相まって、歯車駆動部分のないため歯車の故障の問題より解放されたことは本型式の持つ特長の一つである。(7 図)

6. 保安装置、その他

油圧式调速装置であるため種々の保安装置を自由に、至極簡単に備えることができる。本機はつぎのような保

八幡製鉄所枝光発電所納入 12,500 kW タービン・村田



6 図 22,000 kW 組立作業
Fig. 6. Under construction at shop.

装装置を具備している。

1. 自動ならびに手動危急遮断装置
2. 推力軸受損壊時の危急遮断装置
3. 軸受油圧低下安全装置
4. 真空低下非常装置
5. 大気放出安全装置
6. 差動リレーによる危急遮断装置
7. 並列運転開放装置
8. 負荷制限装置
9. 常規運転中の制速機手動作動装置
10. その他、電動および気動油ポンプおよび回転装置
電動機の軸受油圧による自動発停装置

7. 復水装置ならびに給水加熱装置

復水器を始めプラント補機類はポンプも含めてほとんど W 社の基準にしたがい設計製作されたものである。とくに復水器ははなはだ特長ある構造である。

冷却管の配列はラジアルフロで、蒸気は管束の外側より中心に向かって流れ、空気は中心に集りさらに冷却されて器外に導き出される理想的な配列といえることができる。管束の周囲は薄板の端板となって胴に取付けられているため管と胴の温度差による熱膨脹に対して特別な伸縮装置を必要としない、したがって据付容易である。さらに復水を復水溜に導く際脱気作用を行わしめるため、脱気性能は優秀である。神戸造船所において現在製作中の関西電力姫路発電所向 66,000 kW プラントは、60 気圧 482 度の蒸気条件であるが、脱気器を省き復水器の脱気作用に全面的に依存している。米国の最近の傾向も脱気器を持たない密閉給水方式に向いつつあることを思い合せ本型式の復水器は今後大いに注目されることを確信する次第である。

なお八幡製鉄枝光発電所の場合、ウインクラー法で定量されたため、酸素含有量は 0 cc/l であったが、W 社では 0.01~0.005 cc/l を保証している。

8. 運 転

前述の保安装置ならびに自動発停装置を具備しているので誤操作の防止にも役立ち、起動時、停止時における操作が至極簡単にして容易になったことは特筆すべき事項である。電動補助油ポンプの油圧がロータ回転装置を

大型タービン発電機の二、三の問題

長崎製作所

加賀貞広* 志岐守哉** 今井 光** 甲斐 高**

A Few Problems on Large Sized Turbine Generators

Sadahiro KAGA, Moriya SHIKI, Hikaru IMAI, Takashi KAI

Nagasaki Works

The building of large sized turbine generators has been made feasible by the introduction of hydrogen cooling. Mitsubishi has turned out five huge machines—three 55,000 kW and two 66,000 kW units—and three more are under construction. From the experience on them, many problems have been brought to light, conspicuous ones being: the measurement of the stress of stator frames by means of strain gauges, vacuum treating of sealing oil and its simplification, new "Diaresin" insulation of stator coils.

1. まえがき

現在まで当社は容量 500 kW～75,000 kW で 3,000～3,600 回転タービン発電機を多数製作納入し、ことに今回大容量水素冷却機を 5 台製作完成し、なお製作中である⁽¹⁾。すなわち大容量高速度機の冷却方式として水素冷却式が標準となり空気冷却式は 30,000 kW 3,600 回転機および相当機以下にのみ採用せられる状況と成ってきた。さてタービン発電機製作技術は関連産業の進歩発達に追従するもので、たとえば最近の低損失低素鋼板の使用、特殊非磁性鋼の使用、固定子コイルへの合成樹脂を接着剤とした雲母絶縁の利用等によって大いに改良発達してきた。当社ではこれらあらゆる最近の製作技術を導入集積した 66,000 kW、3,000～3,600 回転水素冷却機が間もなく完成する予定である。

また大容量高速度機の製作技術上の諸問題としては設備費の低減をねらう屋外型発電機の構造、水素冷却発電機の内部送風機としてのプロペラブロワの設計製作の問題、およびそれに関連した通風および冷却方式の改良点、またガス圧上昇時の特殊高圧大容量プロペラブロワの設計製作の問題、構造部分の使用材料選択の考慮、大容量機用回転子のサーマルバランシング、その他内部冷却法を用いた発電機の通風、絶縁、電気的特性上の設計製作の点など極めて多い。

本文では大型水素冷却機の概括的な説明は他に譲るとして⁽²⁾設計製作上興味ある二、三の問題に限定して述べ

ることにする。

2. ガス冷却器設置法

水素ガスと空気がある混合割合になると、混合ガスは爆発性となり何等か発火源が存在すれば爆発を生ずることは衆知の事実である。このため発電機内で混合爆発性ガスが生起できぬよう完全に防護する。以下述べるように水素ガスは空気に比べて密度が 7% にすぎぬので洩れやすく、このためガス漏洩の機会を少なくする目的でガス通路をできるだけ短くする必要がある。これらの目的を満足さすため一般に水素冷却機ではガス冷却器を固定子枠内に設置する。

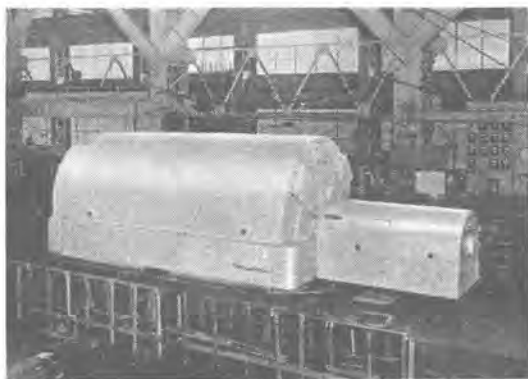
ガス冷却器は発電機内の発生熱損失を吸収し冷却水により熱を外部に運び出すが機枠内に自蔵されるため場所の制限を受け、かつ自体の通風損ができるだけ少いことが望ましい。ガス冷却器としては空気冷却器の場合に比べてガス速度を増し、同時に冷却管内水速を増し能率の良いものとするが、このための通風損失の増加は内部送風機の必要なる風圧増加と勘案して計画するのが普通である。

したがってどのような方法でガス冷却器を配置するかが問題となるがこれには (1) 水平かつ軸と直角方向に 2 箇の冷却器を置く (1 図参照) (2) 水平かつ軸方向に 2 箇あるいは 4 箇の冷却器を置く (2 図参照) (3) 垂直に 4 箇、6 箇あるいは 8 箇の冷却器を置く (3 図参照) 方法がある。



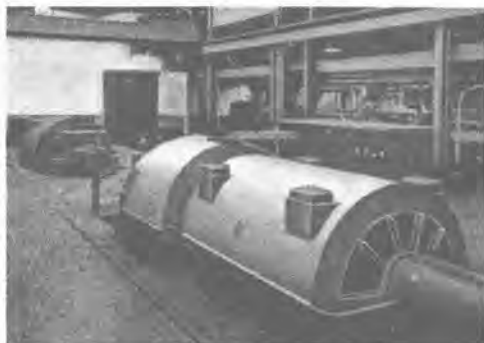
1 図 水素冷却機（水平かつ軸に直角な冷却器付）

Fig. 1. A hydrogen cooled generator with a core cooler.



2 図 三菱 66,000 kW 3,000 回転水素冷却機
（水平かつ軸方向冷却器付）

Fig. 2. A 66,000 kW 3,000 rpm hydrogen cooled generator built by Mitsubishi.



3 図 水素冷却機（垂直冷却器付）

Fig. 3. A hydrogen cooled generator with vertical cooler arrangement.

(1)の方法は米国 Westinghouse 電機会社（以下 W 社と略す）で以前採用され現在他社でなお採用しているが、特長は冷却器および水管の取入取出が容易なこと、固定子枠と冷却器の温度差による伸縮の差に対応するバックアップ装置が比較的簡単にできること、冷却水の供給が容易なことがあげられる。一方欠点として固定子枠の構造がやや複雑になること、大型になると輸送上の寸法の制限をうけること、冷却器の有効管長が短くなることなどがあげられる。

(2)の方法は W 社および当社が現在採用しているが

特長は固定子枠の構造が簡単にして耐圧設計が容易であり、冷却水管の取付簡単なこと、1 箇の冷却器を取りはずしても発電機の温度分布が変化しないこと等であるが欠点としては (1)の方法に比べて大容量機になるとガス冷却器が長くなり取付取はずしがややむずかしいことがあげられる。しかし筆者はこれは問題にならないと考えている。

(3)の方法は GE 社で採用しているが、特長は冷却器の組立分解が容易であること、欠点は (1)の方法と同じく冷却器の有効管長が短くなること、輸送上寸法の制限をうけることである。

当社では現在 (2)の方法を採用し、充分その特長を生かすように計画実施している。

3. 固定子枠の強度と水圧試験

水素冷却発電機では封入ガスの爆発圧が大きな問題となる。

一般に水素は純度 5% から純度 70% までは燃焼ないし爆発可能な範囲で、純度 35% 付近では理論上爆発圧は最高で大気圧の混合ガスに対して約 $7 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ となる。したがってガス圧 15 psig では理論上最高爆発圧は約 $14 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ となる。

しかしこの値は周囲の状況や大きさにより大いに異なり、従来の試験では爆発値は常に理論値より少い。これはガスの周囲の物体が反応熱を幾分吸収するからであるが、機内ガス圧 0.5 psig の時は爆発圧は $5 \sim 6 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ を越えることはない。かかる爆発圧に対して固定子枠は $7 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ の耐圧設計とするが、使用ガス圧が 15 psig あるいは 30 psig に使用する機械でも耐圧限度を増さないのが従来米国での習慣である。それは機内ガス圧が増せば爆発圧力も増すが、実際運転時水素純度が 90% 以下に下ることが絶対無いように種々の装置をつけて安全にしているので固定子枠を常に水素純度 35% 時の最高爆発圧以上の耐圧構造にするのは無意味であると考えられているからである。

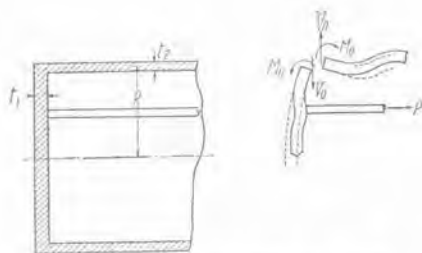
ア. 固定子枠の構造

固定子枠は重量を軽減するため溶接組構式とし、材料は外板、両端板、内部仕切板いずれも焼、硫黄分の少い罐用圧延鋼材を用い、外板は溶接箇所をできるだけ少くするため大型の圧延鋼材を用いる。（6 図参照）

外板は完全な円筒でその両端面を厚さの厚い端板で塞ぎこれに軸受ブラケットを取付ける。外板と端板の接続部は曲面とせず平板を直角に溶接し、溶接部の補強の意味で一円周数箇所に三角形、および矩形の強め板を溶接する。ここで接続部を曲面としないのは、平板の方が製作容易でありかつ充分応力に耐え得るためである。また円筒内部には数枚の仕切板を設け、両端板間には数本のタイバを通して両端および仕切板に溶接している。

4. 理論的考察

6 図に示すのは固定子枠端部の構造略図であるが、も



4 図 内圧を受ける平端面を持つ円筒

Fig. 4. Cylinder with a flat head being worked by uniform internal pressure.

しタイバが無いとすれば爆発圧 P によって円筒部と端板の接続部は惹起される曲げモーメント M_0' および横剪断力 V_0' はつぎの如くなる。(4 図参照)

$$M_0' = \left[\frac{RP^2\lambda^2 D_2}{4D_1(1+\nu)} + \frac{2PR^2\lambda^2 Et_1 D_2}{Et_2 \left(1 - \frac{1}{2}\nu\right) \{Et_1 + 2RD_2\lambda^2(1-\nu)\}} \right] \left[2\lambda_2 + \frac{2R\lambda_2^2 D_2}{D_1(1+\nu)} - \frac{\lambda_2 Et_1}{Et_1 + 2D_2\lambda_2^2 R(1-\nu)} \right]$$

$$V_0' = M_0' \left(2\lambda_2 + \frac{2R\lambda_2^2 D_2}{D_1(1+\nu)} \right) - \frac{PR^2\lambda_2^2 D_2}{4D_1(1+\nu)}$$

ここで ν = Poisson's ratio

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 t^2}}$$

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$$

E = Young's modulus.

なお添字 1 は端板に、添字 2 は円筒部に關するものである。實際はタイバがあつて P なる力を受持つて接続部の変位を阻止する方向に働き接続部に實際に惹起される曲げモーメント M_0 および横剪断力 V_0 は上式の値より小さくなる。その程度はタイバの本数、太さ、端板の厚さ、取付半径等によって変化し計算できるが、ここでは省略することにする⁽⁴⁾。

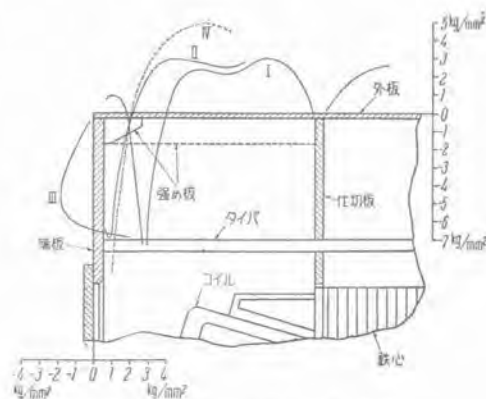


したがって円筒部に生ずる応力は P による応力, M_0 による応力, V_0 による応力を加え合すればよく、また端板に生ずる応力は P による応力, M_0 による応

5 図 水圧試験による応力分布測定 (6,600 kW 3,600 回転機)

Fig. 5. Water pressure test by strain gauge and dial gauge.

- 曲線
- I. 強め板のある部分の軸方向応力
 - II. 強め板のない部分の軸方向応力
 - III. 端板の円周方向応力
 - IV. 強め板のない場合の軸方向応力計算値



6 図 固定枠の各部応力分布図

Fig. 6. Stress distribution of stator frame.

力および V_0 による応力 V_0/t_1 を加え合すれば直ちに計算できる。

ウ. 測定結果と考察

實際に固定子枠の各部に生ずる応力を測って安全を期し、かつ理論的計算結果を確めるため、固定子枠はかならず水圧試験を行いストレインゲージとダイヤルゲージを用いて歪を測定し応力を計算する。

5 図は 66,000 kW 3,600 回転機の水圧試験の有様を示すもので、とくに外板と端板の接続部を重点的に測定しているがこの応力分布測定の結果をまとめて 6 図に示す。同図で曲線 IV は計算値、曲線 I は強め板のある部分、曲線 II は強め板のない部分の軸方向応力実測値をそれぞれ示しいずれも計算値より低く出ている。

曲線 III は端板の円周方向応力実測値を示すがタイバの影響が強くあらわれている。

この実測結果を取りまとめてつぎのようにいえる。

(1) 爆発圧 7 kg/cm²g に対していかなる部分の応力も 15 kg/mm² を越えない。実際の発電機では端板に軸受ブラケットを取付け、これに軸が貫通し端板全部が爆発圧をうけるのではないからいかなる部分の応力も 7 kg/mm² を越すことはないと思う。

(2) 端板および仕切板より充分離れたところでは切線方向の応力が軸方向応力より大きく、2 倍になるが端板の近くでは軸方向の応力の方が大きい。

(3) 最大応力は円筒部の端板接続部付近に働く軸方向圧縮力で、その他の部分 (円筒部の中央、端板等) に働く応力は問題にならない。

(4) 強め板のある場合には最大応力は接続部より内側の三角片の付根にあり、応力をなるべく溶接接合部から内部に分散させるためにはこの方が望ましい。また強め板の形は局部的にはげしい応力の集中をさけるため三角形より矩形にして仕切板まで通した方がよい。

(5) タイバの本数は許し得る範囲で多い方がよい。

(6) 端板に開けた人穴、冷却器取付穴等では蓋の取付のために板が重なっているので剛性を増すに役立つ。この量はかなりあると推量される。

4. 固定子コイル絶縁

固定子コイルの絶縁はある制限された厚みで耐高圧性でかつ誘電体損の低いこと、電離を最小にし良好な熱伝導率を与えるために内部に気泡がないこと、許容温度で劣化がひどくないこと、運転時の機械的衝撃やその他物理的な力に耐えること等が要求される。

大型タービン発電機になると鉄心積長さが長くなるので、固定子コイルにテープ剥離現象が生ずることがある。すなわちコイル絶縁が周期的に負荷状態で熱的に膨脹収縮する場合、銅体の膨脹収縮に絶縁物が追従できない。いいかえると絶縁物が銅体がもつような弾性を持たず、冷却にさいして絶縁物が熱せられるまえの状態まで縮れぬことがある。この効果が累積的に加わって剥離現象を生ずる。この剥離は固定子鉄心端の出口付近で起り易い。これに2種類あって第1は表面剥離と呼ばれ、その付近で絶縁破壊を生じているものである。第2は深部剥離で、これが生ずると運転に危険でコイル絶縁は新製または修理の要がある。この現象は大型水素冷却機で起り得ることもあるのでぜひこの現象を防止できるよう製作者として対策を講じなければならぬ。この目的のため生れたのが新しい合成樹脂を接着剤とした雲母絶縁であって当社では最近設備を完成しこの種コイルの製作に着手した。

いままで固定子コイルの主絶縁はマイカテープを用いアスファルトボンドを真空含浸する方式を採用してきたが、このアスファルトボンドは常温で非常に大きな粘性をもつもので、絶縁物中の気泡を埋めるため高温高压で繰返し含浸の必要があること、および運転温度で粘りのある液体のように流動する。この欠点を除くためアスファルトボンドの代りに合成樹脂を用いた。これはリニヤ

ーポリエステルなる合成樹脂を特殊な熱で反応するビニールモノメルに溶かしたものであって、この両者を組合すと重合前は自由に流動するので常温でマイカテープに自由に含浸する。この2種類のレジンを混じて熱を加えると各レジンは互に結合し熱的に安定なレジンを作る。この反応には何等ガスや液状副産物を生じないので気泡を完全に満すことができる。当社ではこの重合物をダイヤレジンと名づけタービン発電機固定子コイルに使用するようにした。つぎにダイヤレジンの主なる特長を列記する。

(1) ダイヤレジンはアスファルトボントに比べて誘電体力率の値が非常に小さいばかりでなく温度の力率におよぼす影響は無視できる。

(2) ダイヤレジンはアスファルトボントに比べて抗張力が室温で3倍、運転温度(100°C)で30倍以上ある。また長さ方向の熱膨脹係数は大差ないが厚さ方向は1/4に減少している。ダイヤレジンは弾性にとむ絶縁材料で固定子コイルを加熱冷却して熱サイクルを繰返している間に銅、鉄、絶縁物のお互の間に膨脹係数の差はあってもこの原因で雲母の永久変位あるいは破裂等の結果を生じない。

(3) 吸湿性が非常に少ない。

(4) 耐電圧は単位厚さあたり20%以上増す。

(5) 合成樹脂であるので均一性に富み、耐圧の弱い点がない。

5. 水素冷却機の通風

水素冷却機は固定子枠内にガス冷却器を自蔵し、回転子軸の両端につけた2箇のプロペラ型内部送風機で機内ガスを循環させる。ガスは機内で得た発生熱をガス冷却器で冷却水に伝え再び送風機に入り幾度も循環する。その通風路系統を7図に示す⁽²⁾。

ア. 通風の要点

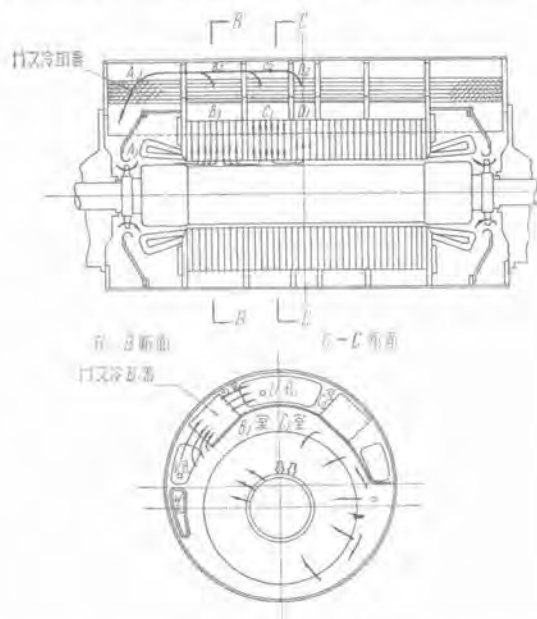
他のすべての回転電気機械と同じようにタービン発電機の通風も発電機内部に発生した熱損失を完全に吸収し、ガス冷却器を通じて機外に排出して各部の温度上昇を規定値以下におさえることが目的である。したがって良好な通風系統を計画するにはつぎの諸点に注意する必要がある。

(1) 風量

一般にガスの温度上昇と風量の積は機内に発生する熱損失に比例するが、熱損失は特定の機械については一定であり、ガスの温度上昇もある値以下におさえねばならないので、これに適した風量を選ばねばならない。

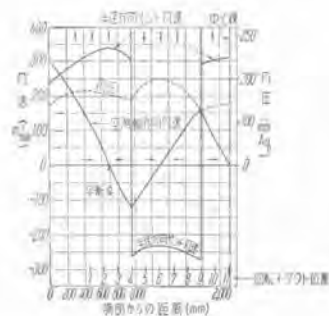
(2) 所要風圧

最近の水素冷却機では単機容量が非常に増加したので発電機の熱損失は大となり、したがってこれに必要な風量も大となる。また発電機も大型になるのでガス通路は長くなり、上記風量を満足に循環させるためには相当高い風圧が内部送風機に要求される。風圧が高くなればな



7図 通風路系統図

Fig. 7. A diagram of ventilating system of generator.



8 図 固定子内部の風速、風圧の分布

Fig. 8. Velocities and pressures in stator and air gap.

るほど送風機の設計がむづかしくなるので同じ風量に対してなるべく風圧を小さくするように通風システムを設計せねばならない。

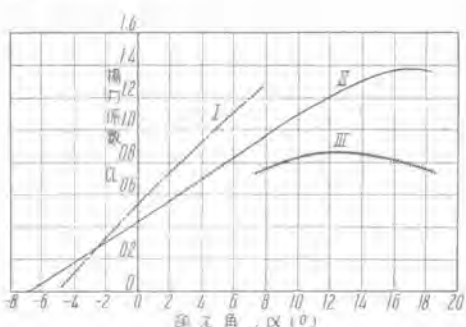
(3) 風速、風圧の分布

発電機内の温度分布はなるべく均一なことが望ましいが、このために各部の風速の分布を適当にする必要がある。したがって通風溝の箇數、区分、鉄心積厚さなどに細心の注意を払わねばならない。

イ. 機内の風速、風圧の分布

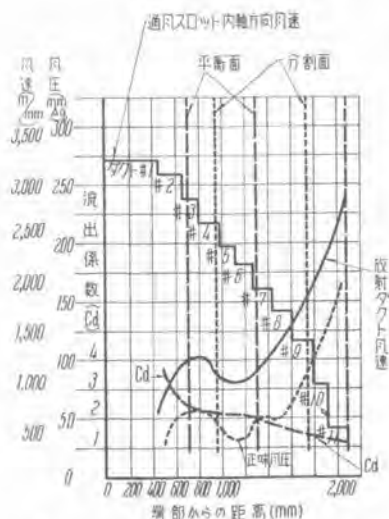
軸流送風機の所要風圧を算定するためおよび機内の温度分布を予測するためには機内各部の風速、風圧の分布を正確に算定せねばならない。いままでタービン発電機の通風に関する研究発表はほとんどこの問題に限定されている観があるが、固定子通風については Fechheimer および Penney のまとまった発表がある⁽⁴⁾。この方法に若干修正を加えた方法で固定子内の風速、風圧の分布の計算例を 8 図に示す。

回転子通風は固定子通風と比べて解析がむづかしく、cut and try で根気良く計算せねばならぬので非常に面倒である⁽⁵⁾。回転子内の風速、風圧の分布の計算例を 9 図に示しておく。



10 図 NACA 翼型に対する迎え角と揚力係数の関係

Fig. 10. Relation between attack angle and lift col of NACA aerofoil.



9 図 回転子内部の風速風圧の分布
ただし風量は回転子両端での
おの 95 m³/mm.

Fig. 9. Calculated air velocities, net head and discharge coefficient in a rotor.

ウ. 内部冷却式

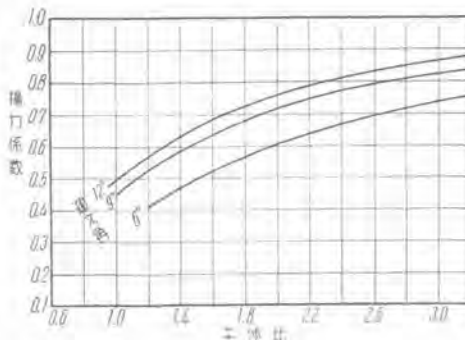
最近、米国では単機容量の増加とともに内部冷却式の通風方式が急速に進歩して実用の段階に入った。内部冷却式とは周知のように固定子銅体および回転子銅体の内部に中空の通風溝ダクトを設けて、ガスを直接にこの中通しコイル内部に発生する熱を吸収する方法である⁽⁴⁾。これまで採用した通風方式ではコイルの絶縁部分の温度差が全温度上昇の中の相当な割合を占めていたのに比べると、この方式では絶縁を介しないで直接に熱を吸収するから、温度上昇の大部分はガスの温度上昇になり同じ寸法の機械で出力を数割も増すことができる。

内部冷却式でもっとも問題になるのは絶縁および内部送風機である。絶縁は別としてこの方法はコイル内部に通風溝を設ける関係上通風路の断面がいちじるしく小になるとともに長さも長くなるので、通風抵抗

が増加し適当な風速を保つために非常に大きな風圧が内部送風機に要求され、いままで製作した軸流送風機の限界を超えることが予想され特別な考慮を払う必要がある。したがってこの方法はまことに画期的で将来大容量機の標準冷却方式になることが予想されるのでその経済問題とともに、製作技術の面にも慎重な研究が必要であると考えている。

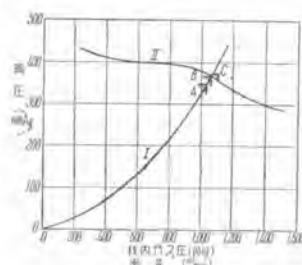
6. 内部送風機

水素冷却機ではガス通路を密閉しかつガス漏洩の点を考えに入れてガス通路の長さをなるべく短くするため回転子軸の両端に取付けた内部送風機だけで発電機の発生熱量を冷却するに充分な風量、風圧を得ることが必要となる。この場合遠心型送風機では目的を達しないのでプロペラ型送風機を採用している。(7 図参照) たとえば 55,000 kW 3,600 回転機では比較回転度は 1,200 程度で当然プロペラ型送風機を採用せねばならない。また回転子軸の二次危険回転数の関係から軸長に制限がありその



11 図 平板半径での迎え角、干渉比と揚力係数の関係

Fig. 11. Relation between attack angle, interference ratio and lift coefficient.



12 図 発電機内抵抗曲線およびブロワ風量風圧特性
Fig. 12. Resistance in generator and blower characteristics.

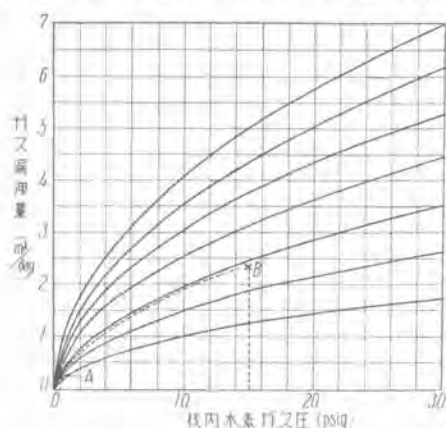
ためプロペラの前後にガイドベーンやディフューザを付けることができず、また風入口の条件がきわめて貧弱であるので、一般のプロペラ送風機の設計に使用する揚力係数曲線を、そのまま内部送風機の設計には使用できない。

送風機の特性を害する要素としては近接して置かれた羽根相互の干渉、摩擦、流れの分離、縦横比等の外に送風機入口部のガス流れに対する不完全さ等があるが、当社ではそれらの影響を知るため実物およびモデルの送風機を実際の発電機および模擬のガス通路中で運転して試験を行い、測定した風量、風圧等の値から設計上必要な揚力係数曲線を求めたので前述の要素はすべて曲線に含まれ計画設計にさいして一層安心して使用できる。

10 図は当社で採用した NACA 翼型に対する迎え角と揚力係数の関係を示すもので、曲線 I は単独翼で縦横比無限大の場合、曲線 II は単独翼で縦横比 6:1 の場合、曲線 III は実際の発電機について風量、風圧から逆算したもので干渉比 2.0 のものである。迎え角が 12° 位より大となると C_L が減少するのはガスが翼の背面に沿って流れることができなくなり大きな渦流を伴う部分が生ずるからである。

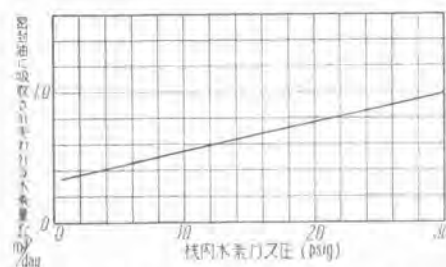
11 図は揚力係数の曲線を羽根の平均半径部分について、迎え角と干渉比の函数として示したものである。これによると羽根の大きさと幅の比が変わるにつれ特性も一貫して変ることが判る。

12 図において曲線 I は発電機内風量、風圧を示し点 A に相当する風量が発電機の熱損失の冷却に必要であるが



13 図 種々の径の仮想ピンホールに対するガス圧と漏洩量との関係

Fig. 13. Relation between gas leakage and pressure.



14 図 密封油に吸収されて失われる水素量

Fig. 14. Hydrogen loss due to seal oil absorption.

これに対し曲線 II は模型試験結果をもとにして計算した発電機内における送風機の特性格線として動作点は B にくる筈である。

実際の発電機で運転中適当な場所に開けた、ブラックホールにより測定した動作点は点 C であり、期待した風量を若干上まわる風量が得られることが判り、したがって設計の妥当であることが立証されている。なお送風機の出口には真向いにコイル押えリングがありこのための損失は速度水頭の数 10 % にもおよび相当大きいので保持環の端部の形を流れに都合の良いように変え損失を少なくするよう考慮を払っている。羽根は耐蝕性のよいアルミ合金鋳物で試験片による機械的試験を行いさらに羽根 1 枚毎に縦横方向に X 線写真をとり疵の有無を検査し充分信頼性のあるものを使用した。この羽根はハブに圧入されるがハブの材質はニッケルクロム鋼で回転子軸に焼ばめされている。その他設計計算上残された問題として羽根の材料の研究、工作加工を加味した翼断面の形、羽根数、縦横比や隙間の影響、さらに所要風圧を大とするためのタブローあるいは 2 ステージの特殊送風機の研究等があるが、この点についても不断の研究改良を行っている。

7. 水素ガス消費量と密封方式の改良点

水素冷却機では機内に大気より若干高い圧力で水素ガスを入れるが、回転軸が固定子枠を貫通する部分でガスを機内に密封するのに液体密封装置を用いる。しかも密封装置に使用する油をあらかじめ真空処理して密封部において油中に含まれた空気、湿度が機内に混入し純度低下を来すのを避けている。

固定子枠に水素ガスを充填し諸部分の水素漏洩量を考えた場合水素ガスの全補給量 q_r あるいは q_r' は次式で与えられる。

$$q_r = q_L + q_r \quad \text{--- (1)}$$

$$q_r' = q_u \quad \text{--- (2)}$$

ただし q_r = 発電機枠その他の水素漏洩量

q_r = 密封油中に溶け込んで逃げる水素量

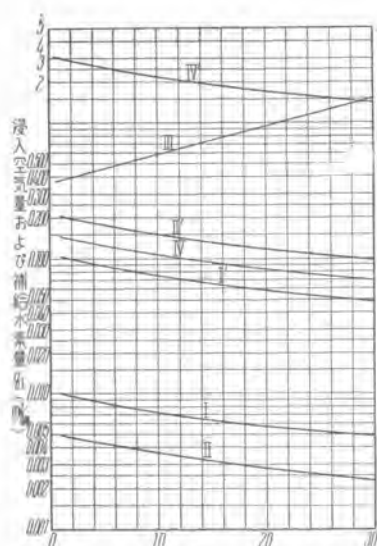
q_u = 密封油を介して浸入する空気に対して必要な純度を保つために補給すべき水素量

(1) 式より q_L , q_r なるガス漏洩量があっても全補給量 q_r は機内ガス圧を低下さず純度の低下はない、したがって q_r なる量を補給すればガス圧は一定に保たれることを示す。また (2) 式より空気が機内にはいり純度低下を来すので q_r' なる量を補給して純度低下を防ぐことを示す。

4. q_L の値

ここで問題としている漏洩はきわめて小さな穴を通しての気体の流れであり、漏洩量は粘性流として固定子枠内外の圧力差により求めることができる。

13 図は 30 psig までの機内ガス圧に対する漏洩量を種々の仮想ピンホールの径につき描いたものである。図



15 図 密封油を介して侵入する空気量と補給すべき水素量

Fig. 15. Air Penetrated by seal oil and hydrogen supply volume.

曲線

- I 真空度 25mmHg abs. 真空処理効果 100% の場合の浸入空気量.
- II 真空度 50 mm Hg abs. 真空処理効果 100% の場合の浸入空気量.
- III 真空タンクに入ってくる空気量.
- I' 真空度 25 mm Hg abs. 真空処理効果 100% の場合、純度を 95 % に保つための水素補給量.
- II' 真空度 50 mm Hg abs. 真空処理効果 100% の場合、純度を 95 % に保つための水素の補給量.
- IV' 未処理油を使用した場合、純度を 95 % に保つための水素補給量.

中 A および B 点は 55,000 kW 発電機の空気中での実測値であって大体この曲線の傾向にしたがうことが判る。それゆえ 0.5 psig ガス中の漏洩量を知ればこの曲線を利用して他のガス圧における漏洩量を知ることができる。空気を用いて試験して得た漏洩値を水素ガスに換算するには 3.8 倍すればよい。

漏洩量 q_L の値は材料および工作上から完全に零にすることはできないがかなり零に近づけることはできる。 q_L の許容値は水素ガス圧 0.5 psig において約 0.9 m³/day 程度としている。

ロ. q_Q の値

密封油に吸収されて失われる水素量は水素側に流れる油量、機内ガス圧、機内水素純度、温度等によって変化する。いまこれを式で示せば

$$q_Q = 0.101 Q_H K_H S_H x (P_H + 14.7)$$

ここで q_Q = 密封油に吸収されて失われる水素量 (m³/day)

Q_H = 水素側に流れる密封油量 (l/min)

S_H = 密封油に対する水素可溶度 (%、ただし大気圧にて)

K_H = 可溶係数

x = 機内水素ガス純度 (%)

P_H = 機内水素ガス圧力 (psig)

50,000 kW ~ 60,000 kW 程度の発電機について機内水素純度を 98 % としガス圧との関係を示せば 14 図のようになる。

ハ. q_H の値

密封油を介して浸入する空気の量は水素側に流れる油量、密封油圧、機内ガス圧、温度、真空タンクの真空度等によって変化する。いまこれを式で示せば

$$a = 1.44 Q_H K_A S_A P_{0H} \frac{P_{0H} - P_H}{P_{0H}}$$

ここで a = 密封油を介して浸入する空気量 (m³/day)

S_A = 密封油に対する空気可溶度 (%、ただし大気圧にて)

K_A = 空気放出係数

P_H = 真空タンク圧力 (kg/cm² abs)

P_{0H} = 機内水素ガス圧力 (kg/cm² abs または psig)

P_{0H} = 密封器入口油圧 (kg/cm² abs または psig)

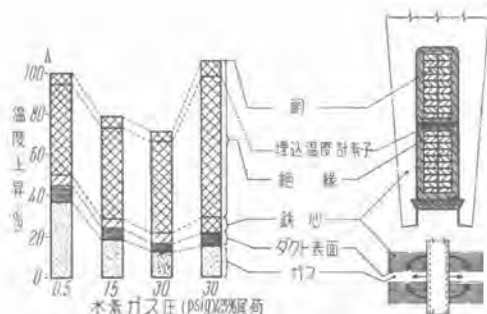
50,000 kW ~ 60,000 kW 程度の発電機について 25 および 50 mm Hg abs の二つの真空度に対して真空処理効果 100 % の場合の浸入空気量および補給すべき水素量 q_H は、機内水素純度をたとえば 95 %、補給水素の純度を 99.6 % とすれば 15 図の曲線 I, II, IV および I', II', IV' の如くなり真空処理の効果によっていちじるしく増減することが判る。したがって実際に補給すべき水素の量は曲線 I' と IV' の間の値をとり当社で採用している真空処理装置のように、密封油ポンプを出た油の大部分を真空タンクに再循環させてスプレさせ、充分真空処理の効果を上げる如く設計計画した方式においては曲線 I' に近い低い値をとる。

曲線 III は密封油を介して真空タンクに入る空気量で結局曲線 III と曲線 I および曲線 II との差に比例した空気が真空ポンプにより機外に抽出されることになる。

ニ. 密封方式の改良

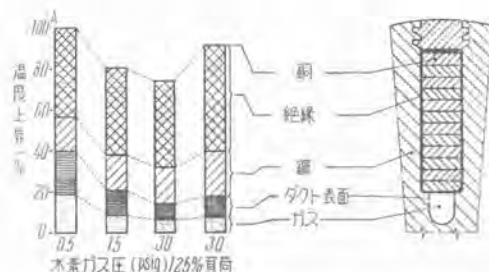
上述の如くガスの漏洩および密封油に吸収されて失われる水素量はある程度止むを得ないものとしても密封部において密封油を介して浸入する空気の量を少なくするように考慮すれば真空処理装置を省略してもなお水素補給量を相当節約できる筈であることが判る。このため密封部分にゆく密封油の回路を空気側と水素側に別々に分け空気側に出た油は再び空気側を密封し、水素側に流れた油は再び水素側のみ密封するようにし、互に密封部分で混ざり合うことの少いようにすれば機内への空気の放出されることは少くなり、真空処理装置を省略できるのである。ただ密封部において多少の油が混合しあうことは避けられないので、このことについて特別に考慮を払う必要がある。そのため密封部における空気側、ガス側両方の油回路の油圧を等しくする調圧器が必要となる。

いま機内ガス純度を 95 % に保ち、純度 99.6 % の水素瓶からの補給量を仮に 8 m³/day 以内に収めようとするれば、浸入する空気量を 0.4 m³/day 以下に制限せねばならぬ。そのためには密封部の空気側から水素側に浸入する未処理油の量を発電機の両側すなわち各密封部で 2 l/min 程度とすればよく、したがって空気側と水素側の許し得る差圧は約 1 psig となり、この値はガス圧 15 psig の時の各油圧が互に 4 % 以内にあるべきことを意味し、この程度の調圧器の製作は容易である。この詳細は別に発表するが、単流型の密封器を用いていわゆる連



16 図 固定コイルの種々のガス圧に対する温度勾配

Fig. 16. Temperature rise through conventional stator elements.



17 図 回転子コイルの種々のガス圧に対する温度勾配

Fig. 17. Temperature rise through conventional rotor elements.

続掃気した場合よりはるかに上述の方式の方がガス消費量が少なくて済む。

8. 温度上昇

ア. 水素冷却機の温度上昇の特長

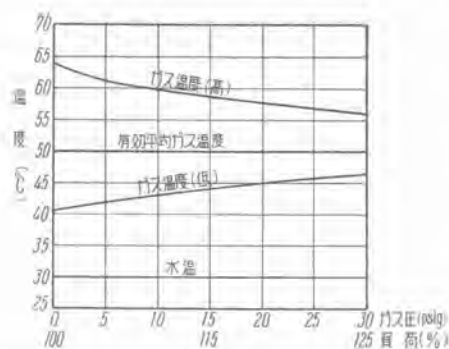
一般に回転電気機械の固定子および回転子コイルの電流容量を制限するのは電氣的絶縁の最大許容温度ならびにコイル中に発生した熱損失を放散する能力である。絶縁の最大許容温度は絶縁の寿命に関係するもので、長期間の運転を支障なく行うため、過去の慣例を基にして完全に規定している。従来の空気冷却機において日本電気規格調査会標準規程 (JEC) に定める温度上昇の規格は埋込温度計で測定して、入口空気温度 40°C に対して固定子コイル温度上昇 80°C 、回転子コイル温度上昇 90°C である。しかし水素冷却機では、水素圧力を上昇させた場合二重定格を有することになるので、温度上昇に対して従来の考えかたとかなりちがった部分を生ずる。

(1) 温度上昇の分析

現在の通風方式ではガス圧 0.5 psig の場合の回転子コイルまたは固定子コイルの温度勾配の中でコイルの絶縁物を通して起る温度低下が $40\sim 60\%$ をしめる。温度勾配の他の部分は、コイル周辺の鉄心部における温度勾配、鉄心表面における表面熱伝達率による温度勾配およびガスの温度上昇である。これ等の値は絶縁の厚味、通風溝の配置や通風ガス量によって異ってくるものであらゆる機械に一定の割合をもったものとは限らないが、16

18 図 諸温度とガス圧の関係

Fig. 18. Relation between temperature and gas pressure.



図および 17 図にその一例を示す。

16 図について説明すれば、絶縁物における温度降下は 0.5 psig 時全体の 50% にもおよびガス圧が上昇してもほぼ一定である。

鉄心部における温度降下は全体の 5% 程度に過ぎず、これもガス圧のいかにかわらない。

表面における温度降下は表面熱伝達係数がガス圧の 0.8 乗に比例して大きくなるので温度降下は逆比例して小さくなるが、もともと全体で占める割合は 8% 程度なので影響は少ない。

もっとも影響の大きいのは、ガスの温度上昇であり、これは全体の 40% にもおよびしかもガス圧に反比例して減少するので、16 図に示す如く 0.5 psig を 15 psig とし、負荷を増さなければ、電機子銅の温度は約 80% になる。しかしさらにガス圧を増して行っても、ガスの温度上昇の全体に占める割合は次第に小さくなって行くので、それ程電機子銅の温度は下らなくなる。すなわち飽和してくるのである。この意味において、通常の水素冷却方式においてはガス圧は 30 psig までで限度としている。

ガス圧を上昇せしめれば電機子銅の温度は下降するので、ある一定温度で負荷を定めるとすれば、ガス上昇と共に負荷は増大せしめることができる。しかしこの値を 15 psig までは 1 psig につき 1% 、30 psig までは 1 psig につき $2/3\%$ と定めているのは上記の如き考察の結果である。

(2) ガス冷却器の効果

ガス圧を上昇せしめて、負荷を増大せしめれば、発電機の発生する損失を増すと同時に、ガスの密度の増大によってガス冷却器の総合熱伝達率を増す。

この場合の増加の割合を一般的に説明すると、熱伝達率増加の割合と熱損失増加の割合は同じ程度であって、ガス密度増加の割合より小さい。すなわちガス冷却器の冷却効果と発電機熱損失増加の割合がほぼ等しいので、冷却器における冷却水とガスの平均温度差は大体一定であり、水温も一定であるので 18 図に示すように有効平均ガス温度も一定と考えられる。ところがガスの温度上昇は上述の如く、ガス圧に反比例して減少するので、高温ガスと低温ガスの温度は 18 図のように平均ガス温度に関して互に反対側にあつて、ガス圧増加と共にその差

1 表 温度上昇試験結果

納入先 九州電力相浦発電所

定格 0.5 psig 50,000 kW 58,800 kVA 85 % PF
 15 psig 55,000 kW 66,250 kVA 85 % PF
 13,200 V 3,600 rpm 250 V 励磁 水素冷却

項 目	負荷の種類	50,000 kW 水素 (0.5 psig)	55,000 kW 水素 (15 psig)
時 間 (h)		3	6.5
電 圧 (kV)		11.0	11.1
電 流 (A)		3080	3350
力 率 (%)		86	83
励磁電圧 (V)		198	208
励磁電流 (A)		660	710
周 波 数 (c/s)		59.7	59.9
固定子コイル温度 (°C)*		72	60
回転子コイル温度 (°C)**		82	75
ガ ス 温 度	低温 (°C)	30.4	31.0
	高温 (°C)	46.5	41.0
冷却水温度	淡水 (°C)	24.1	24.8
	復水 (°C)	30.5	30.3
ガス純度 (%)		97	97

* サーモカップル最高 ** 抵抗法

を縮めてゆく、いままでどおりコイルの温度上昇はガスの低温を基準にした温度上昇と考えれば、ガス圧増加と共に、同じ電機子銅温度に対して、見掛けの温度上昇は減少することになる。この問題については、水温は一定であるので、水温を基準として、ガス冷却器、発電機電機子をひっくり返して、電機子銅の温度上昇を考えた方が妥当と考える⁽⁶⁾。

(3) 固定子コイル温度計の指示

コイル温度測定素子は 16 図に示すように上コイルおよび下コイルの間に挿入するので、主絶縁の外側に位置している。温度上昇の分析中に述べているのはいずれも電機子銅自身の温度であり、これは決して温度測定素子（サーモカップルまたはサーチコイル）の温度と同一ではない。

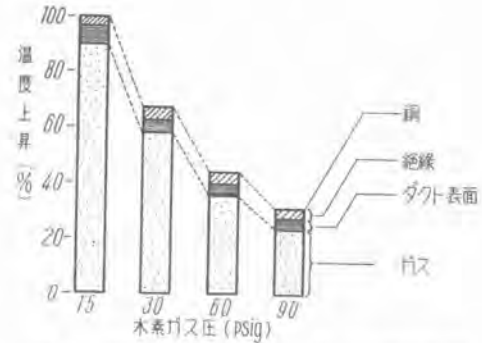
空気冷却機の場合、この温度計と電機子銅の温度との余裕を 10°C と見て定められた JEC の温度上昇規格であるが、この問題も水素冷却機になると些か状況を異にする。

埋込温度計の温度と電機子銅の温度との差は絶縁物の厚味、温度素子挿入部の寸法に大いに影響するものであるが、埋込温度計挿入箇所の温度は 16 図の絶縁物における温度勾配寸法によって、ある一定した点にある筈である。

かりにサーモカップル部分の温度が 16 図中 A 点にあるとすれば、15 psig、30 psig、においては、図中の如くなる。ガス圧上昇して負荷を増すと共に、絶縁物における温度勾配の、電機子銅温度上昇において占める割合は増えてゆくので、サーモカップル温度と電機子銅の温度との差は増える。

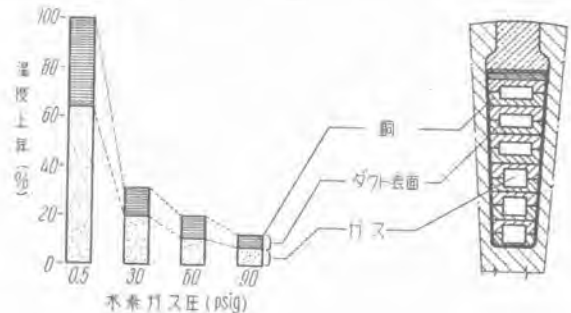
すなわちガス圧上昇して負荷を増すと共に、温度計は

大型タービン発電機の二、三の問題・加賀・志岐・今井・甲斐



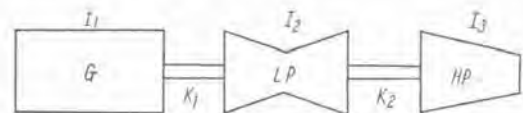
19 図 固定子コイルの温度勾配 (内部冷却式)

Fig. 19. Temperature rise through Inner-Cooled stator elements.



20 図 回転子コイルの温度勾配 (内部冷却式)

Fig. 20. Temperature rise through Inner-Cooled rotor elements.



21 図 発電機とタービンの振動系

Fig. 21. Vibration system of turbine and generator.

実際の電機子銅の温度をより低く指示することになる。

この埋込温度計指示と電機子銅温度との差は、サーモカップルを使用するか、サーチコイル（抵抗式）を使用するかによっても大いに異なる。一般にサーチコイルは素子が大きいので、素子自身が水素ガスに触れる面積も広いので、サーモカップルより低い温度を示すであろう。サーチコイルの指示のサーモカップル指示に比しての低下はガス圧を上昇せしめればせしめる程、大きくなると考えられる。

4. 実 例

当社では前述の如く水素冷却機を完成または製作中で一部は工場試験および現地試験を順調に終了して営業運転に入っているが、1 表に現地温度上昇試験結果の 1 例を示す。

この試験結果において低温ガスの温度を温度上昇の基準にとれば、

ガス圧 0.5 psig 50,000 kW 85 % PF で

固定子コイル温度上昇 41.6°C

回転子コイル温度上昇 51.6°C

ガス圧 15 psig 55,000 kW 85 % PF で

固定子コイル温度上昇 29°C

回転子コイル温度上昇 44°C

となり、JECの規定に対し相当の余裕がある。なおこの試験の結果においても(ア)にのべた水素冷却機の特長がよくみられる点に注意すべきである。

ウ. 内部冷却式

内部冷却式については通風の項でのべたがその要点は、コイル内部に発生した熱をガスに直接に吸収させることにより、水素冷却機の温度上昇の主要部分を占める絶縁部分の温度差を一挙に減少させることにある。この場合の固定子および回転子の温度勾配の分布を19図、20図に示す。これを現在の通風方式の場合の16図、17図と比較すれば、内部冷却式の利点が判然と認められるがとくにガス圧の増加に対する出力増加の割合が現在の冷却方式より非常に優れているので、内部冷却式発電機においては、30 psig 以上 45 psig 等で運転するのが通常である⁽⁷⁾。

9. 相間短絡時の軸トルク

一般にタービン発電機は、相間短絡・2線地絡・脱調等の場合に大きな電氣的トルクの過渡的現象を生じる。その計算式については H. S. Kirschbaum の文献⁽⁸⁾に詳細に述べてあるが

$$T_r = A\varepsilon^{-\alpha t} + B\varepsilon^{-\beta t} \sin \omega t - C\varepsilon^{-\gamma t} \sin 2\omega t \quad (1)$$

の形に表わすことができる。

この値は実際計算してみると、場合によっては最大のトルクが定格のトルクの10数倍に達する。

しかしこの10数倍のトルクが直ちに発電機とタービンの間の接手に作用するのではなく、このトルクは、発電機の回転子空隙部に働くトルクである。発電機の回転子およびタービンの回転子共に大きなMoment of Inertiaを有し、かつ両者の軸端は細くなって接手で連結しているので、Spring Constantは小さな値となり模式的には21図のように考えることができる。

これ等の各Moment of Inertiaと各Spring constant Momentとの間に振り振動を考えると軸接手部にかかるトルクは計算できる。軸接手はかかる異常時のトルクに耐えるように設計されるべきであるが、軸端部寸法が不適であると、軸接手部のトルクは10倍以上に達し、軸接手の設計が甚だしく困難となる。

この振り振動に対する方程式はつぎの如くなる。

$$\left. \begin{aligned} T_r - \Delta T_L &= I_1 \theta_1'' + k_1(\theta_1 - \theta_2) \\ 0 &= k_1(\theta_2 - \theta_1) + I_2 \theta_2'' + k_2(\theta_2 - \theta_3) \\ 0 &= k_2(\theta_3 - \theta_2) + I_3 \theta_3'' \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここで

T_r = 短絡時電氣的トルク

ΔT_L = 短絡による負荷の変化

I_1, I_2, I_3 = Moment Inertia

k_1, k_2 = Spring Constant

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$ = 角変位(最初の位置からの変化分を示す)

この式により表わされるトルクは変化分のトルクを表わすので実際にかかる軸トルクは最初の時のトルクを加えればよろしい。

もっとも苛酷な条件は、全負荷時の外部インピーダンスが零における相間短絡であるから、その条件時に、軸接手にかかるトルクを考慮すべきである。

以上の計算式はアナコム利用にはもっとも恰好の式であるので、現在製作中の 66,000 kW 3,600 rpm 機につき当社研究所において、アナコムを使用して結果を求めたので、その最終的結果のみ記すれば、105% 電圧にて定格負荷定格力率運転時に相間短絡した場合の電氣的トルクは

$$T_r = 2\varepsilon^{-5.78t} + 8.64\varepsilon^{-5.42t} \sin \omega t - 4.81\varepsilon^{-5.2t} \sin 2\omega t$$

である。(2)式に上式および I_1, I_2, I_3, K_1, K_2 を入れて解いた結果、 K_1 部における最大軸トルクは、変化分で 2.1 (単位法) であり、 K_2 部における最大軸トルクは変化分で 0.9 (単位法) であった。

したがってもっとも問題になる発電機と低圧タービン間の軸接手部の最大軸トルクは、最初のトルクを加えて、定格トルクの3倍以下となった。

10. むすび

現在まで大容量水素冷却発電機を5台製作納入し引き続き3台製作中であるので、これ等の製作経験を基にして大型タービン発電機の二、三の特殊な問題をとりあげわれわれがこれらの問題に関して平常考えている見解なり、実際試験結果の一端を述べさらに将来いかなる方向にタービン発電機製作技術が進みつつあるか、と云う点につき若干触れてみた。この外固定子鉄心の2倍周波数振動防止法、回転子のサーマルバランスの方法等興味深い問題が残っているが、すべてこれらは割愛した。最後に固定子枠の応力測定は当社研究所の協力を得て行ったもので付記して謝意を表する。

参考文献

- (1) 加賀：タービン発電機の趨勢「動力」4, 10 (昭 29 5)。
- (2) 加賀：九州電力 66,250 kVA, 3,600 rpm 水素冷却タービン発電機「三菱電機」27, 13 (昭 28-9)。
- (3) Raymond J. Roark: Formulas for Stress and Strain 262 (1943)。
- (4) J. Fechheimer: Ventilation of Turbo Alternators-Concluding Study. TAIEE 45, 253 (1926)。
- (5) J. Fechheimer: An Experimental and Analytical Study of Turbine Generator Rotor Ventilation AIEE Tech. Paper 50-254 (1950)。
- (6) D. S. Snell: Loading of Hydrogen-Cooled Generators at Elevated Gas Pressure AIEE Tech. Paper 50-30。
- (7) R. A. Bavdry, P. R. Heller, H. K. Reamey: Improved Cooling of Turbine-Generator Windings, AIEE Tech. Paper 52-47。
- (8) H. S. Kirschbaum: Transient Electrical Torques of Turbine Generators During Short Circuits and Synchronizing TAIEE 64, P. 65 (1945)。
- (9) G. D. McCann, C. E. Warren, H. E. Criner: Determination of Transient Shaft Torques in Turbine-Generators by Means of the Electrical-Mechanical Analogy, TAIEE 64, P. 51 (1945)。

2 極 タービン 発電機 直結 励磁機

長崎製作所

萬 谷 廣*

Exciters Directly Coupled to Two Pole Turbine Generators

Hiroshi MANTANI

Nagasaki Works

With the increase of the unit capacity of two pole turbine generators, the capacity of exciters becomes larger and larger, the manufacture of direct-coupled exciters of large capacity becomes increasingly difficult (except those through gears). Their maximum capacity, the most adequate voltage rating and effectiveness of quick response excitation in case of a very large generator fieldtime constant are discussed herein together with those problems as well as good commutation of exciters of turbine generator in general.

1. ま え が き

従来わが国では、35,000 kW 3,600 rpm 程度のタービン発電機が経済的に製作される 2 極発電機の最大容量とされ、したがってその必要とする励磁機の容量は小さく、励磁機の製作にさほど困難を感じることがなかった。最近発電機の回転子軸材の進歩ならびに水素冷却法の採用等により、2 極タービン発電機の単機容量はとみに増大し、大容量励磁機の需要が急速に増加した。しかるに直流機では主として整流についての諸問題のため、高速大容量機械の製作は、他の一般回転機械に比べいちじるしい制肘を受けるため、2 極発電機直結の大容量励磁機の製作はいよいよ困難となってきた。ために従来もっとも好ましい励磁機駆動法として採用されていた直結方式のものほかに、歯車連結または電動発電機によるものが採用されつつあるので、励磁機についても諸問題が発生しつつあるなど、励磁機の一般事項について説明し、あわせて、2 極タービン発電機に直結する大容量励磁機についての二、三の問題につき述べることにする。

2. 励磁機容量

JEC-114 (1950) Synchronous Machine では、励磁機の定格は、主発電機の定格出力に対する励磁電流を供給するに足る容量をもち、また励磁系統は発電機端子電圧が定格周波数で定格電圧から $\pm 5\%$ 変化した場合でも、あるいは定格電圧で周波数が定格値より

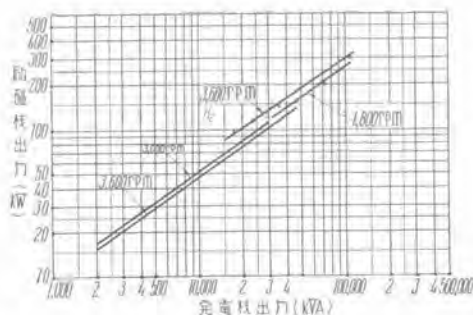
5% 減少した場合でも、発電機が定格出力を出すに充分な励磁電流を供給しうる能力を有すべきものと規定している。

米国では、価格の低減・納期の短縮・見積時間の縮小等の目的をもって、AIEE は 1 表の如く 10,000 kW 以上の 2 極タービン発電機 8 種について推奨標準を規定している。該規程によれば、空気冷却タービン発電機の励磁機は、自動分巻で、定格電圧は 250 V とし、その電流容量は、発電機が規定の力率・周波数および電圧で、定格出力を出すに必要な励磁電流の 110% 以上であり、集電環電圧は、発電機の定格 kVA・力率・温度で 225V 以下 (普通 180~200V) と定められている。したがって、空気冷却タービン発電機用励磁機の定格容量は、励磁機と集電環の間の電圧降下を無視すれば、(励磁機端子と集電環を直接接続する場合は電圧降下はほとんどな

1 表 AIEE タービン発電機推奨標準

冷却法		水素冷却 (水素圧力 0.5 lb/in ²)							
励磁機	発電機定格出力 kVA	13,529	17,647	35,294	35,294	47,058	70,588	106,951	160,428
	定格出力 kW	65	96	115	145	155	200	300-300	
	電 圧 V	250	250	250	250	250	250	250-375	
	rpm/min	3,600	3,600	3,600	3,600	3,600	3,600	3,600-897	

[注] 1. AIEE No. 602 (Jan. 1953), Performance Data 1260 による。
2. 励磁機容量は水素圧力 0.5 および 15 lb/in² の発電機出力に対するものとす。



(注) X印は AIEE Standard で発電機は 0.5 および 15 psig のものとす。

1 図 タービン発電機用励磁機容量曲線

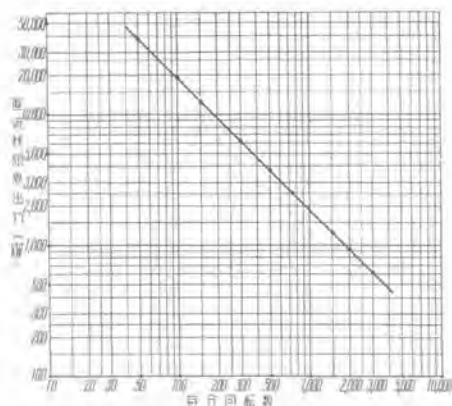
Fig. 1. Exciter capacity curves for turbine generator.

く、また遮断器を通じて接続する場合でも、距離が一般に小なるゆえ無視しても大なる誤差を生じない) 発電機の定格状態において必要とする励磁機出力の $(250/225) \times 1.1 = 1.22$ 倍以上の容量のものとなる。また水素冷却発電機では、副励磁機付とし、規定力率で定格 kVA の 125 % の出力に対する集電環電圧は、励磁機の定格電圧以下であり、電流量は、規定の力率・周波数および電圧で、定格 kVA を出すに要する励磁電流の 110 % 以上または発電機が水素圧力 30 psig、規定の力率・周波数および電圧で運転するときの励磁電流以上と規定している。水素圧力 0.5 psig で規定された発電機は、水素圧力 30 psig では、同一力率で 0.5 psig の場合の 125 % の出力を期待し得るゆえ、AIEE 推奨規程による水素冷却発電機用励磁機の容量は、水素圧力 0.5 psig のときの発電機定格出力の 125 % の出力に対し、または、水素圧力 30 psig のときの発電機容量に対して十分な励磁能力を有するものとなる。

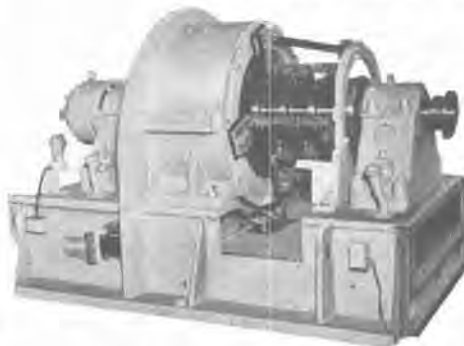
1 図は、発電機容量に対する励磁機容量の実績を示したもので、10,000 kVA 以下のものは原則として副励磁機なしである。

3. 2 極発電機直結 (歯車連結のものを除く) 励磁機の最大容量

直流機では、主として整流に関する諸制限のため、高



2 図 直流機限界出力、速度曲線
Fig. 2. The maximum output-speed curves of d-c machines.



3 図 240kW 250V 3,000 rpm 励磁機 (副励磁機付)
Fig. 3. 250 V 3,000 rpm 240 kW exciter.

速となるにしたがい大容量の機械はいちじるしく製作困難となり、たとえば執行氏によれば⁽¹⁾、各回転数に対する直流機の限界容量は 2 図のとおりである。しかるにタービン発電機の軸材は進歩し、水素冷却法が採用されたこと等により、2 極発電機の単機容量はいちじるしく増大したので、急速に大容量励磁機を必要とするに至り、その製作はとみに困難の度を増してきた。

励磁機では、送電系統の安定度増大のため、高い電圧上昇率を必要とし、その頂上電圧は一般に定格電圧の 150 % またはそれ以上とする。したがって、励磁機の定格点における磁束密度は、温度上昇による制限よりも頂上電圧によって制限せられて極めて低くなる。いま、この磁氣的余力を温度上昇に対する制限値まで利用すれば、機械の出力は増加する。また、一定負荷で良好な整流を行う直流機も、その負荷が急激に変化する過渡状態では、補極電流とそれによって生ずる補極磁束との間の時間的ずれのため、整流特性がいちじるしく害される。速応励磁の際には、励磁機電圧は急速に変化し、したがって、電流も変化するので、励磁機では、速応励磁に際しての過渡整流に対しても考慮し、とくに良好な整流の機械とするために、たとえば主極鉄心の極弧を狭く選んで充分な Single Clearance を持たせる等、整流性能向上の見地から特別の処置を必要とする。いまかかる条件を除去すれば、必要に応じ諸装荷の調整を行うことによって、その余力を移して機械の出力増加となし得る。励磁機の最大容量を 2 図の一般機械の場合と比較するには、励磁機に課せられた特別の条件に対して適当な補正を必要とするが、電圧ならびに整流条件に対する補正をそれぞれ 10~15 % および 5~7 % とすれば、励磁機の出力に対し 15~22 % の補正を要することとなる。

いま発電機を 10 万 kVA (水素圧力 0.5 psig において)、60 c/s、水素圧力最大 30 psig の 2 極発電機とすれば、その励磁機容量は 330~350 kW となり、これに 15~22 % の補正を加えれば約 400 kW となる。2 図の 3,600 rpm の限界出力 500 kW に比べれば若干小であるが、励磁機は極めて重要な機械なるゆえ、その保守に異常の努力を必要としない幾分の余裕を残す点をもって直結型の限度とすることが望ましい。現在の段階では、約

10 万 kVA の 2 極発電機用をもって、一応限度とし、それ以上の容量のものは歯車連結または電動発電機とする方が適当と思う。

3 図は 240 kW 3,000 rpm の励磁機であるが、本機の機械的強度は、3,600 rpm 用として充分なよう計画されていたので、3,600 rpm で参考試験を施行し、10 万 kVA、60 c/s の 2 極発電

機直結励磁機の設計・製作を確信をもって行うに足る充分の資料を取揃え得た。その試験結果に立脚し、また目下製作中の 270 kW 3,600 rpm 励磁機の設計に鑑みて、上記の結論を妥当と信ずるものである。

4. 励磁機電圧

ア. 定格電圧

JEC 54 直流機では、同期機用励磁機の標準電圧を 110 V, 220 V と規定し、米国においては、ASA C-50 で 125 V, 250 V を直流発電機の標準電圧としている。励磁機の定格電圧は、原則として直流機の標準電圧から選定さるべきものであるが、そのいずれを採用するかは、発電機界磁線輪・集電環・励磁機等を考慮し、総合的にもっとも適した値を採用すべきである。

わが国では、10,000 kVA 以下用の小容量励磁機は 110 V (125 V を含む) を、それ以上の大容量発電機用は、主および副励磁機電圧としてそれぞれ 220 V (250 V を含む) および 110 V を採用している。米国でもほぼわが国と同じく、10,000 kW 以下用のものは 125 V を、それを超過する大型機は、主励磁機電圧は 250 V または 375 V を採用している。

励磁機容量の小なる間は、その定格電圧の選定に対して、励磁機製作の面よりはさほどの制肘はないが、その容量が増大して直流機の限界出力に近づくにしたがい、その選定に深甚の考慮を必要とするに至る。200~250 kW 3,600 rpm 励磁機は、220 V がもっとも適当と思われるが、より大容量のものは、220 V の採用は定格電流大に過ぎて整流子の製作が逐次困難となるため、より高い定格電圧の採用が好ましくなり、JEC-54 の標準電圧から選定すれば、440 V となる。(AIEE の推奨規程によれば 375 V となる)。しかるに、励磁機は、速応励磁の要求より定格電圧の 150 % またはそれ以上の頂上電圧を考慮するを要し、その電圧に対してもなお整流子片間電圧を安全な数値に押えるには、子片数の増加または励磁機の極数の減少を必要とする。子片数の増加は整流子周辺速度に対する制限等よりおのずと制限せられるため、勢い励磁機の極数を減少せねばならぬこととなり、高い定格電圧を採用して定格電流の減少を計っても、極数の減少により相殺せられて、整流子軸長の短縮には余り役立たない。筆者の経験によれば、250~350 kW 3,600 rpm のものは、440 V または 375 V はやや高過ぎるので、標準電圧としては一般に採用されない電圧であるが、330 V がもっとも適した電圧と考える。日本製造協会同期機専門委員会が、励磁機の定格電圧として、110 V, 220 V にさらに 330 V を追加したことに対し、全幅の賛意を表するものである。

イ. 電圧調整範囲

10,000 kW 以上の発電機に対する AIEE の推奨規程によれば、励磁系統は定格速度で発電機定格電圧の 80 % を無負荷で出すに要する電圧から(発電機および励磁機

の界磁巻線温度を 25°C 以下として)、励磁機定格電圧の 120 % 以上の頂上電圧まで、充分出し得るものと規定している。一般に同期発電機では、発電機が無負荷で定格電圧を発生しているとき、その空隙で必要なアンペアターンを供給するに要する励磁電圧は、励磁機定格電圧の約 36 % である⁽³⁾ゆえ、80 % 無負荷電圧では(この電圧に対し磁路に要するアンペアターンを無視すれば)、そのまた 80 % すなわち励磁機定格電圧の約 29 % となる。したがって、AIEE の推奨規程によれば、励磁系統は、定格電圧の約 29 % から 120 % までの広範囲に亘る電圧を、安定に出し得るものでなければならぬ。副励磁付のものは問題はないが、普通の自動発電機では、かかる広範囲に亘り安定な電圧の発生は一般に困難なので、わが国では、一般に発電機界磁回路に集電環電圧調整用の抵抗を挿入してこの要求を満たしている。米国では、この調整抵抗を挿入しないよう推奨している。

副励磁機は、電圧変動の少い複巻特性のものが望ましく、AIEE の推奨規定は委細に亘り規定している。普通の複巻発電機は、いかにその電圧特性に深甚の考慮を払っても、若干の変動を伴うことは避け難いので、最近、わが国では、副励磁機も分巻のものとし、自動電圧調整器で、一定電圧の確保を計るものが出現しつつある。

5. 整 流

2 極タービン発電機直結の励磁機の容量が、200~250 kW 以上になれば、整流子の周速は、整流刷子として一般に使用されている電気黒鉛刷子に対し刷子製造者が指示している最大周速 45~55 m/sec 程度となる。また整流判断の一基準である整流電圧も、一般に良好な整流可能と称されている限界値に接近するので、整流は極めて重大な問題となる。高速励磁機の製作に当っては、多年の経験をもとし、設計・工作・使用材料等に対しとくに充分検討吟味し、定常状態の定格電流に対してのみでなく、速応励磁時の過渡整流に対しても、充分良好な整流を保つよう配慮している。したがって、整流障害は極めて少いものと期待するが、その重要性にかんがみ、整流に関し保守上とくに重要と思う二、三の点について記載することとする。

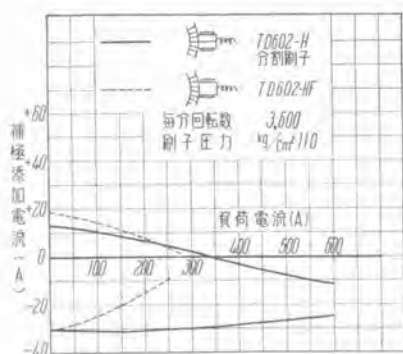
ア. 点検・手入れ

(1) 刷子関係各部の弛み、刷子圧力の点検

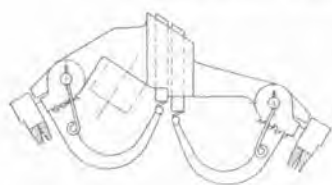
運転の初期、分解・調整の行われたのち、または長時間の運転ののち等には、刷子進退器・刷子桿取付腕・刷子保持器・刷子の取付け等刷子に関する諸構造部分が正常に取りつけられ、ゆるみが生じていないか、刷子が保持器箱内で円滑に運動し、刷子圧力は 140~220 g/cm² の範囲内にあるか、また、刷子進退器と継鉄との間につけられた指標により、刷子が正常の位置にあるか等、入念に点検することが必要である。

(2) 整流子面の清掃

高速励磁機は、機械の大きさに比べて極めて多量の冷



4 図 分割刷子の整流性能
Fig. 4. Comparison of commutation performance between split brushes and ordinary brushes.



5 図 串型刷子保持器
Fig. 5. Tandem brush holder.

却風を必要とし、冷却風中に含まれる塵埃・油気・炭素粉末等により、長時間の間には励磁機は甚しく汚損する。したがって、適当の周期毎に、清潔な布をもって整流子面を清掃し、なお定期検査等の折には、整流子片間の切込溝も入念に手入れをすることが肝要である。とくに、化学工場等で冷却風に有害ガスを含んでいる場合は、さらに一層の留意が必要である。

イ. 刷子接触の安定

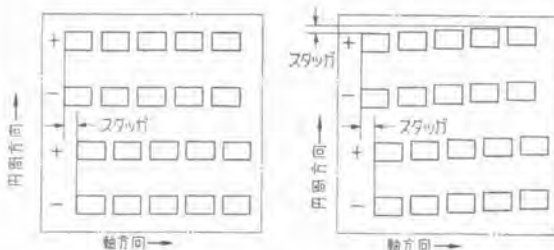
良好な整流が保持されるためには、良好な刷子接触が極めて肝要である。以下刷子接触に影響する諸事項について記載する。

(1) 振動

機械の据付け・調整等不良のため、甚しく振動の発生している機械では、いかに適当な刷子保持器および刷子を選定しても、満足な刷子接触を期待し難い。2 極発電機直結励磁機は、最終据付現場で軸受の上下振動は 3/100 mm、刷子振動は 7/100 mm 以下が望ましい。

(2) 整流子の偏心およびハイバ

整流子に偏心ならびにハイバがあれば、刷子はそれによって振動し、良好な接触の障害となる。低速の機械では、刷子は整流子面の状況に応じて運動して接触を保とうとするが、高速となるにしたがって変化は極めて急速となるため、刷子および保持器の振動に対する応動能力を超過するに至り、ごく僅かの偏心およびハイバも、整流にいちじるしい悪影響をおよぼすようになる。両者のうちハイバの影響がより大きく、高速機では、相隣る子片間に 2~3/1,000 mm のハイバがあっても整流不良の原因となる。偏心およびハイバの僅少な間は、適当なハンドストーンを行えば削正できる。両者のため整流の悪化した 500 kW 1,200 rpm の機械に、現場でハンドストーンを行い、いちじるしく整流を改善した経験をもっ



6 図 刷子スタガ
Fig. 6. Brush stagger.

ている。
(3) 分割刷子 (Split Brush) および串型刷子保持器 (Tandem Brush Holder)
2 箇の刷子を 1 箇の刷子保持器箱に挿入し、共通のスプリングで刷子を押える分割刷子を採用すれば、1 箇の刷子箱中の 2 箇の刷子の振動に若干の時間的ずれが生ずるため、刷子の接触障害がいちじるしく改善される。本方式は、刷子の取換えのみで、他に改造を伴わないゆえ、既設の機械に実施するのに便利である。4 図はほぼ同程度の整流特性を有する刷子で行った分割刷子と普通の刷子の整流性能比較の一例である。5 図のような串型刷子保持器は、さらに優秀であるが、刷子の合計幅として刷子間隔片の厚みも加算せねばならぬので、整流帯の延長を来し易く、その採用が制肘される場合がある。また、既設機に取換える場合には、刷子幅を同一とすれば、間隔片のために生じた整流帯の延長に対する調整を必要とする。

(4) 刷子スタガ

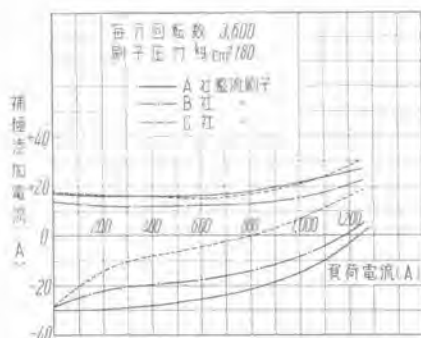
6 図の如く各刷子桿に取付けた刷子の配列を円周方向にスタガすれば、片間マイカ切込溝によって刷子に生ずる振動に時間的のずれを生じ、また、整流の始めおよび終りの接触抵抗の増加と相まって、整流がいちじるしく改善される。本方式は、刷子保持器の取付部に間隔片を挿入することにより、既設の機械にも容易に実施できるが、スタガによる整流帯の延長に対する補極の調整を必要とする。

(5) 刷子保持器内の刷子運動不円滑

刷子保持器箱と刷子の間隙は、JIS C 2802 (1952) (旧 JES 第 32 号) で規定されている。この間隙が過大なときは刷子振動の原因となり易く、また過小の時は刷子の運動不円滑となり、僅かの異物の挿入などにより、刷子が保持器箱に固定して甚しく接触を害することがあるので、時折点検を要する。なお、小容量副励磁機の刷子は、電気的には正負刷子おのおの 1 箇で充分な場合があるが、おのおの 1 箇のときには、刷子の運動不円滑によって接触障害の発生の場合、または運転中不注意に刷子を取上げるような場合には、励磁作用が中止し、重大な結果を招来する。したがって、かならず正負各 2 箇以上の刷子を取りつけ、励磁の安全を確保せねばならぬ。

ウ. 刷子

内外の一流メーカーの代表的整流刷子として販売されている刷子でも、大容量高速励磁機のような整流の極めて困難な機械でその特性を委細に検討すると、7 図に示すようにならりの優劣を見出す。刷子の選定に当っては、刷子の整流特性のみでなく、その磨耗ならびに機械自身



7 図 刷子整流特性

Fig. 7. Brush-commutation characteristic curves.

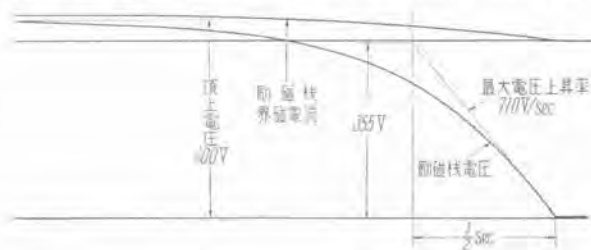
の整流条件等を勘案し、最適と思うものを取付けてある。ゆえ、その取換えに当っては、製作者の指示した品質のものを選定する方が無難である。良好な整流を行う機械の刷子磨耗は、1,000 時間につき 3~4 mm 程度である。刷子の取換えは、原則として異種刷子の混用は避けるべきである。また、各列のとくに磨耗の甚しい刷子のみ取換える場合は一列の刷子は状況の許す限りなるべく同じ高さのものを集めるよう適宜入換を行うことが望ましい。

6. 速応励磁 (Quick-response Excitation)

安定な電力の確保は、送電線・使用機器・系統の総合設計および運転法等関係各方面に亘る処置宜しきを得ることが必要である。雷電・災害および地震等に対して送電線の対策がよければそれだけ障害発生の可能性を減少し、また送電線のリアクタンスの減少、発電機の過渡リアクタンスの減少および短絡比の増大、低リアクタンス変圧器、直列キャパシタ、高速継電器および遮断器の採用、励磁機の速応励磁、並列送電線および中継変電所の増加等は、いずれも系統の安定度の増大に寄与するが、実施に当っては総合的に考察し、適宜取捨選択を要する。励磁方式としては、かつて大容量励磁機を必要とし、電圧上昇率は 6,000~7,000 V/sec 程度の超速励磁 (Super-excitation) が試みられた⁽³⁾ことがあるが、通常速応励磁と称されているものが広く採用されてきたので、本文では速応励磁の概要を述べることにする。

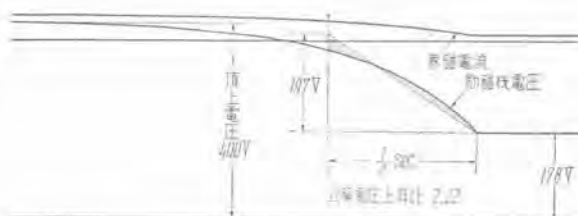
ア. 励磁機の最大電圧上昇率 (Maximum Exciter Response), 頂上電圧 (Ceiling Voltage) および公称電圧上昇比 (Nominal Exciter Response Ratio)

JEC-114 (1950) の定義による励磁機の最大電圧上昇率および頂上電圧は、わが国の 250V 励磁機では、500~700V/sec および 350~400V のものが多い。8 図は最近製作した大容量励磁機の最大電圧上昇率および頂上電圧



8 図 最大電圧上昇率および頂上電圧

Fig. 8. Oscillogram of the maximum response and ceiling voltage of exciter.



9 図 公称電圧上昇比

Fig. 9. Normal exciter response ratio.

の一例である。

米国では、公称電圧上昇比を広く採用している。励磁機の初期電圧を発電機の定格負荷界磁電圧とし、励磁機の界磁制御器で制御できる全直列抵抗を突然短絡したとき、1/2 秒間に励磁機の無負荷端子電圧の上昇曲線が実際に画く電圧・時間間の面積と等しい面積を画く上昇率を V/sec で表わし、これと発電機の定格負荷時の界磁電圧との比を公称電圧上昇比と称している。AIEE の推奨規程によれば、0.5 以上 (普通 1.0~2.0) であり、なお頂上電圧は、定格電圧の 120% 以上と規定している。9 図は、公称電圧上昇比の実例を示したものである。1/2 秒を採用したのは、米国では、電力系統の平均の電気・機械的自然振動の半周期が 1/2 秒であり、励磁機が系統の安定度増大に役立つためには、この間に有効に作動せねばならぬためである。

(備考) 励磁機の電圧上昇曲線の計算法は G.E. Review 1938 年 11 月号を参照されたい。

イ. 励磁機界磁巻線の結線法が電圧上昇率におよぼす影響

(1) 自励分巻、界磁 2 回路並列

界磁 2 回路並列の自励励磁機の電圧上昇率は、作動範囲の大部分で、全界磁巻線直列の普通の自励発電機の約 4 倍であり、両者の最高電圧を同一とした場合は、その割合は約 2 倍となる。

(2) 他励分巻、界磁 2 回路並列

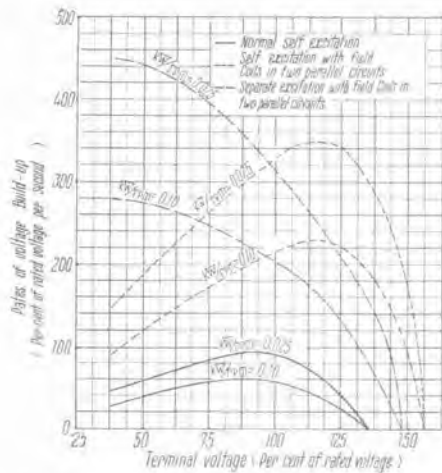
界磁 2 回路並列の他励励磁機 (副励磁機の電圧は主励磁機の電圧と同一とする) の電圧上昇率が、全界磁直列の普通の自励発電機より大なる割合は、励磁機の電圧によって異なり、50% および 125% の電圧では約 8 倍であり、最小は定格電圧の近くで約 4 倍である。ただし、両者の最高電圧を同一とした場合は、他励機の機械の電圧上昇率は電圧の低い間は余り減少しないが、電圧が高くなるにしたがって漸次いぢるしくなり、定格電圧以上では、普通の自励機の約 2 倍となる。

10 図は、上記の関係を表わすもので、H. W. Washburn 氏の発表したもの⁽⁴⁾である。

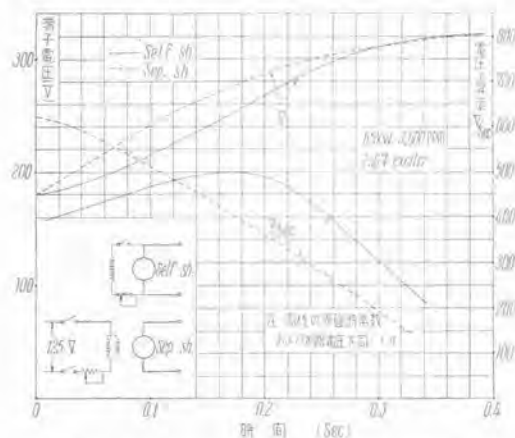
11 図は、一般に自励、他励の境界容量とされている 10,000 kW 用励磁機について、その最高電圧および界磁回路の時常数を同一とした時の両者の電圧上昇率の比較図である。

(3) 差動巻線付励磁機の電圧上昇率

励磁機の残留磁気を打消して零電圧の発生を容易にし、またより高い電圧上昇率をうる目的で、大容量励磁機では差動巻線をつける傾向にある。速応励磁時に差動巻線を開路しなければ、その相互誘導のためにいぢるしく電圧上昇率の減少を来す。12 図は、定格点で必要



10 図 標準型励磁機の電圧上昇率
Fig. 10. Voltage build-up rate of standard exciter.



11 図 自励および他励磁機の電圧上昇率曲線
Fig. 11. Voltage build-up rate curves of self excited and separate excited exciters.

な界磁アンペアタンの約2割の差動巻線をもつものについて、差動巻線開路のものと閉路のものととの電圧上昇率の比較を示したものである。

ウ. 発電機界磁巻線の時常数と励磁機電圧上昇率

励磁機の電圧上昇率が極めて大きく、その電圧が急速に確立しても、発電機の時常数がいちじるしく大きければ、励磁機電圧のいかにかわらず、発電機界磁電流は容易に変化せず、したがって発電機電圧も変化しないであろう。

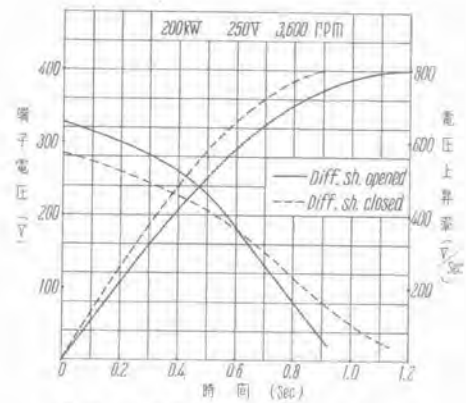
励磁機は、その頂上電圧を普通定格電圧の150%またはそれ以上にすると、励磁機の界磁回路に固定抵抗を挿入して最高電圧をかなり低く押えるので、その作動範囲では、いちじるしい磁気飽和がない。いま簡単のため磁気飽和がないと仮定し、また、渦流損により励磁機の励磁電流とその発生電圧との間に後れがないと仮定すれば、13図に対して次式が成立する。(記号は13図参照のこと)

$$i_1 = \frac{E_1}{R_1} (1 - e^{-\frac{R_1}{L_1} t}) \quad (1)$$

$$i_2 = \frac{E_2}{R_2} (1 - e^{-\frac{R_2}{L_2} t}) \quad (2)$$

$$E_2 = K i_1 = R_2 i_2 + L_2 \frac{di_2}{dt} \quad (3)$$

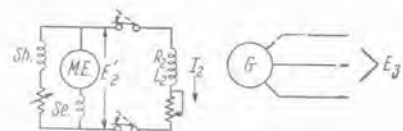
(1)~(3)より



12 図 差動巻線付励磁機の電圧上昇率
Fig. 12. Response of exciter with differential windings.



13 図 励磁機結線図 (励磁機付)
Fig. 13. Connection diagram of multiple exciter system.



14 図 複巻励磁機結線図
Fig. 14. Connection diagram of compound wound exciter.

$$i_2 = \frac{E_1 K}{R_1 R_2} \left[1 - \frac{e^{-\frac{R_1}{L_1} t}}{\left(1 - \frac{L_2 R_1}{R_2 L_1}\right)} + \frac{e^{-\frac{R_2}{L_2} t}}{\left(\frac{L_1 R_2}{R_1 L_1} - 1\right)} \right] \quad (4)$$

また14図に対しては

$$I_2 = \frac{E_2'}{R_2} (1 - e^{-\frac{R_2}{L_2} t}) \quad (5)$$

15図は、最近製作した大型発電機について、 L_1, L_2 は定格負荷時の値とし、 R_1, R_2 は75°Cの値をとって計算した結果である。同図より明らかなように、発電機界磁巻線の時常数が極めて大きいので、たとえ励磁機の最大電圧上昇率が無限大と見做される14図の場合でも、発電機界磁回路の電流変化割合は極めて緩慢である。発電機の容量が増大するにつれて、その界磁回路の時常数がますます増大するので、励磁機の頂上電圧をいちじるしく高めないかぎり、速応励磁の効果は漸次期待し難くなり、故障時の系統の安定度の確保はますます他の方法に依存せねばならぬこととなるであろう。

7. 構造

ア. 構造一般

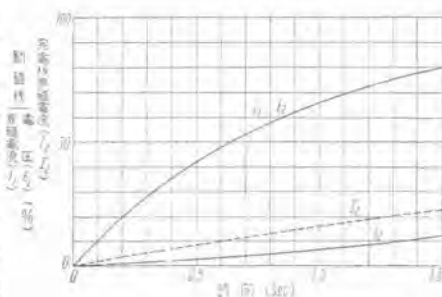
励磁機の構造は、主励磁機単独の場合および主励磁機ならびに所内励磁機組合せの場合等その仕様によって種々異なるが、大体の主要構造は電機子の支持方法と通風方式とによって決る。

(1) 電機子支持方法

a. 軸端懸垂型

主として35kW以下の小容量、励磁機に採用する型

で、交流発電機の軸端を延長して励磁機の電機子を取付け、継鉄部は、普通床面に設置された台板上に支持し、副励磁機の如くとくに小容量のものは、主励磁機の軸受台の側面に取りつける。



15 図 大容量発電機の界磁電流確立例
Fig. 15. Build-up of exciter voltage and generator field-current for a large capacity generator.

b. 片軸受型

40kW 以上 100kW 程度までの容量のものに採用する型で、励磁機軸受は1箇であり、片側は打出接手で発電機軸端に直結する。

c. 両軸受型

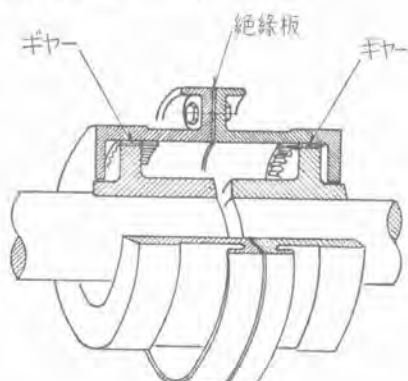
120kW 以上の容量のものは、ほとんどすべてこの型を採用している。電機子は2箇の軸受で支持し、発電機とは可撓接手で接続する。可撓接手は種々あるが、最近工作技術の進歩により 16 図に示す如きギヤー式の可撓接手の優秀なものができるようになり、励磁機の振動の調整が非常に容易になった。

(2) 通風方式

高速励磁機は、機械の大きさに比べ極めて多量の冷却空気が流入しているため、入口に空気濾過器を設けて機内に塵埃の侵入を防ぐとともに、刷子の粉末を機内に入れぬよう押込方式を採用している。最近の通風方式は 17 図に示す如く、発電機の集電環も含めて励磁機全体を外枠で囲み、冷却風の入口に空気濾過器を設けた閉鎖通風の防塵防音式のものが多く、通風は、120kW 以下のものは、励磁機内に装備した内部ファンで行っているが、それ以上のものは、励磁機の内部ファン以外に接手の近くに排出ファンを設け、励磁機および集電環の熱風を機外に排出する独立した励磁機通風路をもっている。

17 図は、両軸受型励磁機の構造の一例を示したもので、構造を大別すれば

a. 通風路の一部および防塵防音をかねた外枠囲い部分



16 図 ギヤータイプ可撓接手
Fig. 16. Gear type flexible coupling.

b. 主励磁機および軸端に懸垂された副励磁機の主体部分

c. 内部に油管、電線配管を内蔵した台板
よりなる。いずれの部分も保守・点検・組立分野の容易なように考慮されている。たとえば、外枠囲いは引出腕を引出すことにより、自動的にローラ付の足に支持されるので、容易に引出すことができる。また、本体と台板間、台板と基礎間は電線・油管・通風管の切着部分を設けて分解組立を容易にし、あるいは機内点燈により刷子、軸受温度および潤滑油量の点検を便利にしている。

励磁機の冷却風は、入口で A・B にわかれ、A は A_1 ・ A_2 ・ A_3 ・ A_4 の順序で副励磁機および主励磁機を冷却したのち、排気ファンによって冷却風排出管 C に放出される。B は B_1 ・ B_2 ・ B_3 ・ B_4 の順序で集電環を冷却して A と同様排出ファンによって C に放出され、 C_1 ・ C_2 ・ C_3 を通って外部に排出される。励磁機は、内部ファンを有しているゆえ、外部囲を取り出しても運転に差支はない。

イ. 振動

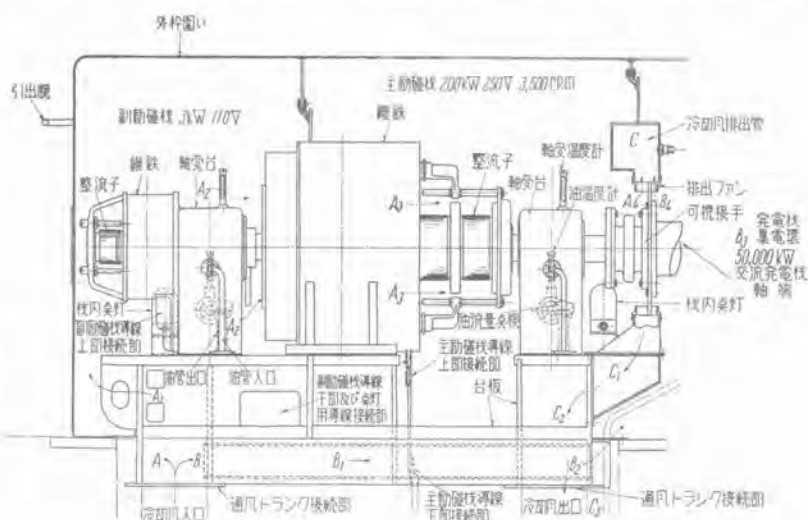
前記の如く、励磁機の振動は、整流に非常に影響するゆえ、できるだけ少いことが望ましいので、励磁機の設計にあたっては下記の如き考慮を払っている。

(1) バランス調整箇所の設置

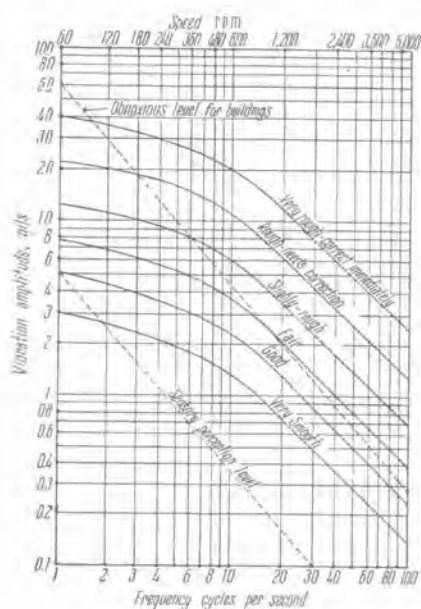
機械のバランスが取り易いように、小型のものでは機械の両側に、中型以上のものではさらに中央部に1箇所設けて、3 箇所調整できるようにしている。軸受部の上下振動は、工場試験では 1/100 mm 以下となるよう入念な調整を行っている。18 図は、機械の振動に関し、E. Church 氏の発表したもの^(a)である。

(2) 臨界速度

軸端懸垂型および片軸受型では、励磁機の臨界速度は発電機に左右される。容量が大きくなって軸長が長くなれば、発電機の振動が励磁機に大きく影響するので、整流に対する影響を勘案し、発電機との連結は可撓接手で、したがって、軸受は2箇となり、励磁機自身の臨界速度が問題となる。臨界速度は、定格速度より定格速度の $\pm 25\%$ 以上離れるよう計画する。軸の剛性が大きな場合には、不平衡力の影響が少くなり、また、起動に際



17 図 励磁機組立図
Fig. 17. Assembly of exciter.



18. 回轉機振動曲線圖
Fig. 18. Vibration chart for rotating machinery.

して臨界速度を通ることなしに定格速度に到達できるので、でき得れば、定格速度の上に臨界速度があることが望ましいが、構造上やむなく下にとる場合もある。19図は、臨界速度における振動発生状況を示す一例である。

ウ、整流子の構造

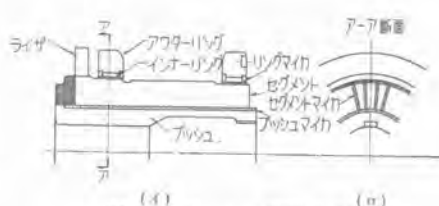
直結励磁機の整流子は、普通シュリンクリング型 (Shrinkring type) のものであるが、それを大別すれば、ブッシュ型 (Bush type) ・セミフロート型 (Semi-floating type) およびフルフロート型 (Full-floating type) の3種となる。

(1) プッシュ型 (20 図)

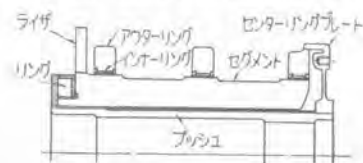
主として締付環 2 箇の小型に採用する。構造はもっとも簡単で、工数またもっとも少であるが、リングマイカ・セグメントマイカ・ブッシュマイカの 3 箇所の絶縁を介して、インナおよびアウトリングによってブッシュに締付けるので、工作技術がもっとも難しく、多くの経験を必要とする。

(2) セミフット型 (21 図)

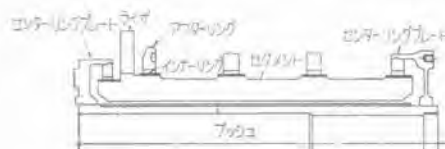
ライザ側は、ブッシュ型と同様リングによってブッシュに締付け、他の側は、薄肉のセンタリングプレートによりアウトリングを支持している。整流子とブッシュの間は、大部分間隙を設け、整流子の熱膨脹をライザの反



20 図 ブッシュ型整流子
Fig. 20. Bush type commutator.



21 図 セミフロート型整流子
Fig. 21. Semi-floating type commutator.



22 図 フルフロート型整流子
Fig. 22. Full-floating type commutator.

対側に伸ばし、整流子の変形および内応力をできるだけ少なくしている。機構上フルフロート型ができぬ時に本方式を採用する。

(3) フールフロート型 (22 図)

整流子は、全面的に浮いていて、両端のアウトリングの外周を各センタリングプレートで固定し、センタリングプレートは、ブッシュに焼嵌されている。したがって、ブッシュ型の如くアウトリングによるブッシュ締付操作が無くなるので、アウトリングの焼嵌作業が容易となる。また、ブッシュ型は、絶縁を介してブッシュに固定されるので、その嵌合は、回転に比例してあまくなるが、本型のものは、アウトリングの支持部に絶縁を

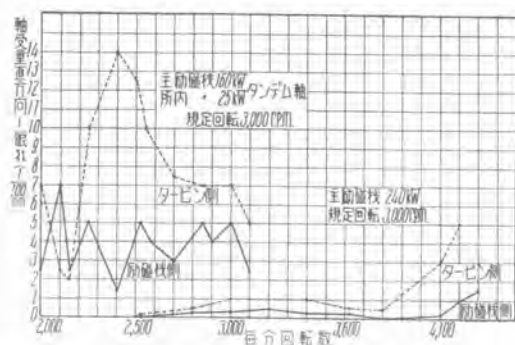
介せず，また，支持部の嵌合は，速度に比例して固くなる．機構上もっとも優れた高速度整流子である．

8. むすび

発電機の励磁上の事故は、発電機を系統から除外せねばならぬこととなるため、その励磁電源は、もっとも信頼性の高いものでなければならぬ。励磁機駆動法のうちもっとも信頼できるものは、直結方式および直結方式の変形である歯車連結のものである。2 極発電機の励磁機で、歯車連結のものは回転数を任意に選定できるので、製作上の困難は直結のものに比べていちじるしく軽減するが、歯車の保守等の問題が発生するゆえ、励磁機が許すかぎり直結駆動のものが望ましい。現在までの経験に徴するに、10 万 kVA (水素圧力 0.5 psig にて) までの 2 極発電機の励磁機すなわち約 350 kW までのものには、その製作ならびに保守にとくにいちじるしい困難が伴わないので、直結のものが望ましく、その定格電圧は、容量 250~350 kW のものに対しては、330V がもっとも適当である。なお、発電機容量の増大とともに、回転子巻線の時常数が増大するので、回転励磁機で一般に採用されている程度の直上電圧の速応励磁を採用しても、回転子巻線の大なる時常数のため、その効果は遂次期待し難しくなり、系統の安定度確保は他の方法に依存せざるを得なくなるであらう。

参考文献

1. 執行岩根：電氣機械設計論 I, 178 (昭 25)
2. Westinghouse: Electrical Transmission and Distribution Reference Book, 197 (1950)
3. D. M. Jones: Super-excitation, G. E. Review, 29, 580 (1927)
4. H. W. Washburn: Rates of Voltage Build-up Obtainable with Standard Exciters, G. E. Review, 31, 342 (1928)
5. Ira E. Church: Mechanical Vibrations, Power, 94, 103 (1950)



19 図 励磁機の臨界速度曲線図
Fig. 19. Critical speed curves of exciter.

水素冷却タービン発電機の据付、試運転、保守

長崎製作所

米野俊彦*

Installation, Trial Run and Operation of Hydrogen Cooled Turbine Generators

Toshihiko MENO

Nagasaki Works

Most of modern large sized turbine generators are of hydrogen cooling. It was in 1941 when Mitsubishi built the first hydrogen cooled machine of 11,000 kVA 3,600 rpm. But a decade later, three 55,000 kW units and three 66,000 kW units were manufactured in succession, while two more are under construction. This is an account of the installation, trial run and operation of there machines together with packaging, storing and unpacking.

1. まえがき

最近わが国の大型タービン発電機はすべて水素冷却方式を採用するようになった。

当社ではすでに 1941 年に 11,000 kVA 3,600 rpm 水素冷却タービン発電機を完成したがその後社会状況により製作する機会がなかった。昨年九州電力築上発電所および相浦発電所へ 55,000 kW 3,600 rpm 水素冷却タービン発電機を 3 台納入しすでに営業運転に入っており、さらに東京電力鶴見第二発電所向の 66,000 kW 3,000 rpm 水素冷却タービン発電機 3 台中の 2 台は工場試験を終了、発送済みで現在据付中である。その他製作中のものが 2 台ある。

これら水素冷却タービン発電機の現場へ到着後の荷扱い保管、荷解き、据付、試運転および保守点検について注意すべき事項を工程順を追って述べた。

2. 荷扱いと保管

荷卸しに当り機械を損傷したり衝撃を与えないようにし、また荷箱にマークされたワイヤロープ掛け位置にて吊るよう注意を要する。

発電機固定子はコイルが吸湿しないよう気密に荷造りして機内に乾燥剤を封入してある。

回転子は防水紙で包み、その上を帆布で覆ってあるが輸送中および保管中は風雨にさらされないようにしてかつ湿気の少ない場所に保管するを要する。

長期間保管または梅雨期の如く湿度が高い時期にはヒータを挿入して、湿気の侵入や凝結を防ぐことがのぞましい。

防湿のためのコイル温度は室温より数度高く保って置けばよい。

固定子のコイル端部の下部に等間隔にヒータを置く。ヒータの熱量はほぼ次式で求められる。

$$H = \frac{DL}{3}$$

H = 熱量 kW

D = 機械のエンドベルの直径 m

L = エンドベル中心間の固定子の長さ m

55,000 kW 水素冷却機では 200 W スペースヒータ 12 箇を両エンドコイル下半分に等間隔に配置して温度上昇は 5°C である。スペースヒータの表面温度は 300°C 位に保ち引火を防ぐように留意する。

保管には供給品明細表を参照して据付に使用する順位を考慮してききに使用するものを出しやすい位置に置き順次現場へ搬入する。

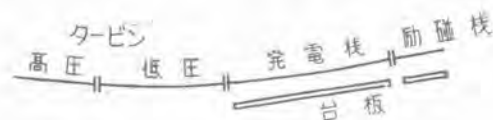
3. 荷解き

機械本体とくに絶縁部分を損傷しないようにし、かつ機械内部に異物たとえば釘等の金属を落し込まぬようにする。とくに回転子は軸頸部、スリップリング、胴体の保護物は固定子に挿入する直前に解き損傷や異物の入るのを防ぐ。

回転子は保持環や軸頸部にて吊ったり荷重をかけたりしないよう注意が肝要である。

4. 据付

発電機の回転子はタービンの低圧軸車に倣って心合せを行うが軸にはそれぞれ固有の撓みがあるので、タービ



1 図 心出しおよび台板レベル説明図

Fig. 1. Bed alignment of turbine generator.

ン低圧軸車は軸頸で前後部のレベルを振分ける。したがって発電機の励磁機側は1図の如く上ってくる。

回転子の位置より固定子台板の位置が決定してくるが、実際の据付手順はブラケット型の水素冷却機では台板を配置して固定子の心出しを行い、その後で回転子を挿入し本センタリングを行うことになる。

発電機は工場で完全に組立て、各部に合マークを打ってあるのでこれに合せて組立てる。

ア. 台板配置

台板の位置決定にはつぎの考慮を払う。

(1) 左右の位置：ピアノ線によりタービンの軸中心より左右を図面どおりに等分に振分ける。

(2) 軸方向の位置：タービン低圧力カップリング端よりカップリングファイナの寸法を加え、固定子磁気中心と回転子磁気中心とがタービンの推力受の位置からタービン軸車および発電機回転子の負荷による温度上昇時に一致するような位置に配置する。

すなわち据付ける回転子が室温時には回転子磁気中心より熱膨脹を考慮に入れた寸法だけ固定子磁気中心を前後に逃した位置に台板を配置する。

この値はタービンの型式によって異なる。

(3) 上下の位置：タービンの低圧軸車と発電機との直結点では運転中におけるカップリングの円と面が一致するように据付けるから、台板も1図の如くこの傾斜に倣って水平でなく、励磁機側を上げて配置する。

もし台板を水平に据付け、固定子をその上に置くと、回転子との空隙を前後部で平均にするために台板と固定子足との間に勾配の調整敷金を必要とする。

台板は配置前に油気があれば洗取る。

固定子と台板の間には経年後のセンタリング修正代として2~3mmの調整敷金を挿入するように、固定子中心高さよりの寸法を取る。

基礎のガータの台板を締付ける基礎ボルト穴近くに、バック座を選び、この座は平滑で水平になるよう仕上げして置く。

バック座以外の位置に調整敷金を挿入して高さを加減して、高さが決定したらバック座の四角の寸法をマイクロメータで計測してバックの高さを決定しバックを仕上げて摺合せ平均に支えるようにする。台板下には薄板の調整敷金は使用せぬがよい。

基礎ボルトの傾きがないかを確かめて台板を基礎に締付ける。

台板の前後左右、上下の精度は±1mm以内とするを

要す。

イ. 固定子の据付け

トラニオンを取付け充分荷重に耐える太さのワイヤロープを点検して吊る。ステータは水平に吊る必要がある。台板に固定子調整ライナを置く。

台板に降す時は固定子枠の足の合マークに合せて磁気中心および左右の位置を移動調整具で調整しながら台板上に据える。

固定子足を台板に締付けてから固定子鉄心の中心をピアノ線で測定しタービンの心との狂いがないかを測定し調整する。

ウ. リードブッシング取付

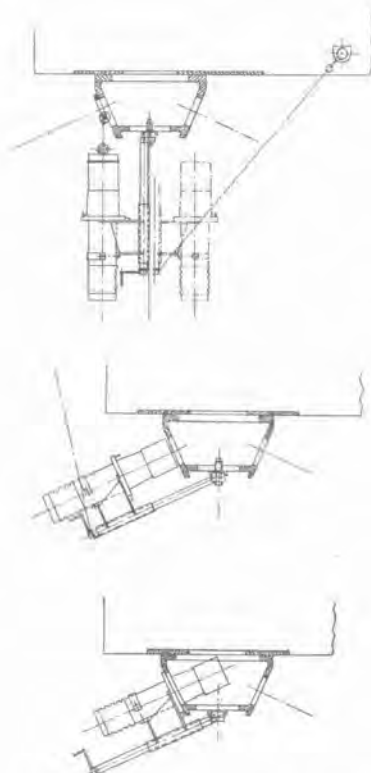
ブッシングは輸送の都合で取外して発送することがある。ブッシングはコンデンサ型である。

荷解きは運搬中の損傷を防ぐため発電機室で行うがよい。

乱暴に取扱うと導管や銀メッキした接触面を傷ける。支持はフランジ部分か導電部かでやる。

リードボックスに取付けるには固定子の下に足場を作り固定子据付前に足場の上に置いて手で持上げるか、または2図の如く付属の取付具を用いて吊上げ取付ける位置に移す。フランジとリードボックス取付座の間に接着剤を塗り、アスベストパッキングを貼付けて均一にトルクレンチで締付ける。取付終了まで導管には保護物を取付けて導管の破損を防ぐ。

ブッシングを取付けてからこじれや無理のないように



2 図 リードブッシング取付要領図

Fig. 2. Method of installing main lead bushing.

リードと接続し導体の露出部は絶縁する。この作業はエンドベル、シュラウド、ブラケットの取付前に行うとやり易い。

この絶縁をした表面に耐油、耐コロナのワニスを塗布する。

エ. ガス冷却器組立

ガス冷却器も輸送の都合で取外して発送することがある。

ガス冷却器は左右対称に2箇あり、おのおのは復水冷却器および淡水冷却器で冷却された水が供給されガスを冷却する。冷却水は復水冷却器のみ使用する場合その他種々の方式がある。

ガス冷却器は工場で冷却水圧力の1.5倍の水圧試験をして組立て、合マークを打って分解発送する。

荷解後 U フィン部の塵埃を掃除して発電機本体に挿入する。挿入はクレーンで中央部を吊り発電機本体の冷却器取付け位置のアンゲルに摺動して引込む。さらにクレーンで吊替え完全に挿入する。

引込み後アンゲルに取付けた両端の4本の調整ねじで冷却器水室とフレーム端板の取付穴との関係位置を調整する。

フレームアンゲルと冷却器間との隙間には詰物を取付けガスの短絡を防ぐ。

冷却水出入口側の水室はフレーム端板とガスケットを介し、ボルトで締付る。水返側はフレームと冷却管の温度の変化に対し膨脹収縮が自由になるようにフレーム端板と管板とはダイヤフラムを介して気密になる構造で取付けてある。

その外側に水室スペーサとカバーで覆ってあるから、冷却器の掃除の際は水素充填中でも水室カバーは外して良い。それぞれの締付面は摺合せしてあり合成ゴムを介しトルクレンチで締付け気密を保つ。

オ. 回転子を固定子に挿入、組立 (4 図参照)

固定子中に異物がないか充分点検、掃除をする。

(1) タービン側と励磁機側のブロワーシュラウドを外す。

(2) タービン側ブラケット下半分をアスベストバックキングと接着剤を介し組立てる。工場でリーマが通してあるからリーマボルトを打込んで締付ける。

(3) 集電環側のブラケットは組立てると回転子挿入用敷金の出し入れができないから、フレーム下半分にガスケットを接着剤で貼り付けて、固定子鉄心内径の軸方向の延長線より下になるように吊手で吊るか、あるいはブラケットの下にリードケーブルのコンパート等があればそこに置く。

いずれの場合もグランドシール、オイルドレンパイプを破損しないように注意のこと。

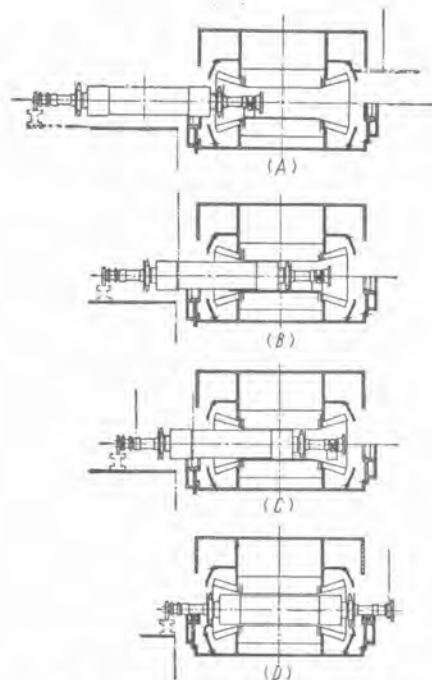
(4) 回転子を覆った防水紙を解く (通風穴やエンドコイルに異物が入るのを防ぐため固定子挿入直前まで防水紙は解かない)。

水素冷却タービン発電機の据付、試運転、保守・米野



3 図 回転子の挿入

Fig. 3. Installing a rotor.



4 図 回転子を固定子に挿入要領図

Fig. 4. Method of installing rotor.

(5) ブロワの外径が鉄心内径より大きい場合はタービン側のブロワを取外す。ブロワの羽板の損傷を防ぐため保護板を取付ける。

(6) 固定子コアー内側に敷金を挿入し上面にはグリースを塗っておく。

タービン側エンドコイルの上にグリースが押出されて、汚損を防ぐために布片か防水紙を敷く。

(7) 回転子のカップリングボスに滑り靴のついた支え台をフェルトを介し取付ける。

集電環側軸端には嵌込みのついた支え金を取付ける。

(8) 回転子の重心をワイヤロープで吊りワイヤがフレームに触れるまでロータを挿入する。タービン側は敷金の上の支え台に降し集電環側は床面に敷物をして支え金に降す。

(9) 保持環近くの胴体を吊って (保持環を吊ってはならぬ) カップリングにチェンブロックをつけ引込む。

滑り靴がタービン側コアー端を越えないうちに集電環側から胴体の下に滑り金を敷く。この滑り金には集電環側から充分引出せる長さのワイヤをつけて置く。

さらに回転子を引込む。

胴体を吊ったワイヤがフレームに触れるまで引込んで集電環側支え台を床面に敷物をして降す。

(10) ワイヤを軸受頸と集電環との間の軸に移し、回転子をさらに引込み、カップリング側の支え台がタービン側ブラケットに当る前に止める。

(11) カップリング側支え台を外し回転子をさらに正規の位置に引込む。

(12) 集電環側をできるだけ高く支え台で支えてワイヤをタービン側に移してカップリングを吊って敷物の上に置く。

(13) 絶縁リングおよび油止めを取付けた軸受をジャーナル上部に置き、軸受に設けた穴にアイボルトを取付けワイヤで吊りながら回して規定の位置に取める。

(14) カップリング端をできるだけ高く持ち上げ、滑り金を集電環側より引出す。

(15) タービン側の軸受に回転子を載せる。

(16) ワイヤを集電環側に移し、敷金を集電環側から取出す。

(17) 集電環側のブラケットを持ち上げ、接着剤を塗ったアスベストパッキングを介し規定の位置に取付けリーマを打って締付ける。

(18) 集電環側軸受下半分を、(13) に準じて組立てる。

(19) 集電環側端の支え敷物を外す。

(20) 集電環側の軸受に回転子を載せる。

(21) 集電環側端の支え金を外す。ブロワを取付け、またはブロワ保護板を外す。

(22) タービン側および集電環側のブロワシュラウドを取付ける。上述の手順のうちどんな場合でも保持環や軸頸部にワイヤをかけて吊ったり回転子の重量をかけてはならない。

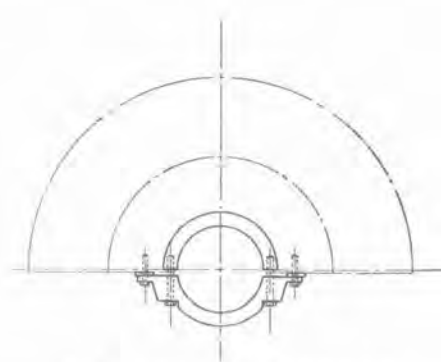
カ. 空隙および磁気中心の測定

前項で軸受下半分に回転子をのせてからブロワシュラウドを取付ける前に空隙および磁気中心を測定用具を用いて測定する。

空隙の不同は平均値の $\pm 0.5 \text{ mm}$ 以内がよい。あるいは予め外側フレームリングと鉄心内径との関係位置を調べて置けば外側フレーム端板内径と軸頸間にピンゲージを入れて測定してもよい。

磁気中心はすでに台板配置の項にて述べた如く、負荷時に固定子と、回転子との磁気中心が一致するように配置する。

ブロワシュラウドを取付後ブロワとシュラウドとの隙に不同がないかを調べる。下部油止めと軸の隙も最少 0.15 mm あるか測定記録する。



5 図 タグランドシール下部取付工具
Fig. 5. View showing method of using gland seal assembling tool.

キ. 密封器の組立

グランドシール下半分は合せ面を損傷せぬように軸上に5図の如く組立要具で取付けブラケットとの合せ面のアスベストパッキングを接着剤で貼付け180度回転させて調整ボルトで支え要具を弛める。

本ガスケット締付面は軸電流防止の絶縁になっているから締付ボルトは絶縁管、絶縁座金を取付ける。油止めの隙を調整して締付ける。

シールリングを組立てて軸との隙および軸方向の隙を測定して記録する。

グランドシール上半分と、下半分の合せ面には耐油性のレッドエナメルを塗ってリーマボルトを通して締付ける。

ク. 軸受上半部およびブラケット上半部組立

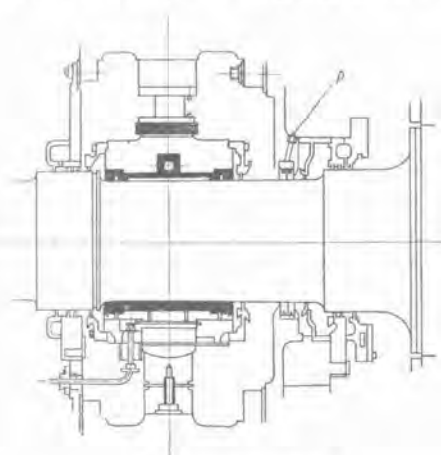
軸受上半部を締付ける。軸受油隙および油止めと軸との隙を測定記録する。

グランドシール上半部に接着剤でブラケットとの合せ目のガスケットを貼る。

ブラケットと下合せ目およびフレーム端板との間にガスケットを接着剤で貼って上半部を組立て締付ける。

グランドシール上半分をブラケットに締付ける。

すべて締付は均一に締める。ブラケット上部と軸受との間に絶縁座金を挿入する。軸受と絶縁座金との間は常



6 図 軸受部の構造
Fig. 6. Gland seal bearing and bearing bracket.

温時に隙を最少 0.15 mm つけて軸受の温度上昇によって隙が無くなるようにする。

発電機内部からグラウンドシール上部の 6 図 P のブラッグを外し、シールリングがこじれて固着していないかを調べ、ブラッグに耐油性のレッドエナメルをつけてねじ込む。油止環を組立てる。

軸受上部の絶縁座金、軸受の下部の絶縁リング、グラウンドシールとブラケットおよび油止環とブラケット間で軸電流を防止するため絶縁物を挿入、絶縁ボルトを取付ける。これらの絶縁物は使用前に乾燥するがよい。

組立後タービンのカップリングと連結する前に油止めを軸に接触させて、500 ボルトメガーでフレームと軸との間の絶縁抵抗を測定し、最低 0.1 meg Ω あるかを認める。

ケ. センタリング

前記 4 にて述べた如く、タービン低圧軸車と、回転子の心を合せると励磁機端は上ってくる。

カップリングは固定接手である。可撓接手より直結がやり易く、小型である。可撓接手はユニバーサルジョイントでないから心出しの欠陥や接手自身の欠陥により振動を発生する原因となり易い。

センタリングは円と、面とを測定して共に 0.01 mm 以内になるように発電機を移動して台板との間で調整する。

タービン低圧と発電機との軸頸径および油隙が異なる時は、各単独で自由な状態で運転すると、油膜の厚さも異なるので、この運転状態で円が一致するように考慮を要す。

一般に油隙は軸頸径の 1/1,000~2/1,000 であり、タービン発電機ではこの範囲であれば軸が油膜によって上る量は油隙の 1/2~1/3 と考えてよい。

また発電機とタービン低圧後部とのセンタ高さおよび負荷状態での温度が異なる時は負荷時に円が一致するように修正を要する。

コ. 励磁機組立および集電環刷子保持器取付

励磁機台板の上下の配置は発電機台板に倣って端を上げ傾斜されることは発電機の場合と同様である。

室温時はもちろん負荷により軸が熱膨張した場合も軸受の鍔が推力を受けないように軸方向の配置をする。

軸受台およびヨークの下には経年の修正代として 2~3 mm の調整ライナを挿入するようにする。

カップリングは蛇腹式可撓接手または Fast Coupling を用いる。

発電機と励磁機のセンタリングは前項のタービンと発電機とのセンタリングに同じであるが、軸径が甚だしく異なるから静止時では、面は 0-0 でよいが円は 0.2 mm 位励磁機を高く据える。

蛇腹式可撓接手の場合は軸受台の下にマイカルタを入れ軸と絶縁し、油管や締付ボルトも同様に絶縁をする。発電機と直結前に絶縁抵抗を調べる。

Fast Coupling の場合は接手のハブが軸の熱膨張で水素冷却タービン発電機の据付、試運転、保守・米野

接触しないよう、10 mm の隙を取って据付ける。

カップリングスリーブのフランジ面にマイカルタ絶縁とガスケットを挿入して、絶縁ボルトで締付けるから軸受台の絶縁は不要である。

絶縁マイカルタおよびガスケットは使用前に充分乾燥して取付ける。

カップリングにはセイボルト 2,000 秒 210 度 F の粘度の油を規定量注入する。

数日の運転後油洩れの有無を調べ、また増締を行い締付ボルトの弛みを調べる。

据付後軸受の隙、油止めと軸頸の隙、ジャーナルカフーとメタル鍔の隙の関係位置等記録する。

空隙は平均に対し $\pm 5\%$ 以内とする。

刷子は千鳥型に配置し、軸の膨脹や移動に対し軸方向に当る所がないように取付ける。

刷子保持器と整流子や集電環の隙は 2~3 mm としかつ表面に直角に取付ける。刷子の摺合せとスプリングの調整を行う。

サ. グラウチング

グラウチングは台板の上に固定子をのせ、センタリング後に行う。異物や気泡が混入しないように下全体に充分行渡るように曲った棒で奥に押込む。

床面および台板は油気や異物が付着していないようグROUT前に充分清掃する。

グラウチング後 7 日間は台板の荷重の変化を避け養生をする。

運転は 4 週間経過後がよい。

シ. ガス制御系統の配管

ガス管とフランジとの溶接は、気密溶接してあるが、ある部分はルーズフランジとして発送し、現場で現物合せて溶接する。

溶接箇所は両端を盲にして石鹼水および圧力降下法で漏洩試験をする。

漏洩があってもその点をコーキングしてはならない。タガネまたはドリルで削り取って溶接をやり直す。

ガス配管の水平部分は少くとも 1/12 以上の勾配を持たせて、その最下部の位置にドレーンブラッグを付ける。管接続のフランジ部にはアスベストパッキングと接滑剤を使用する。

バルブはすべて工場で気密試験をしてある。

配管はすべて工場で酸洗をして、内部を清掃し、漏洩試験を行い錆止を施し両端に木栓をして発送する。

現場溶接の箇所は入念に清掃して接続する。

配管作業中、ボロ等を填めたまま忘れて配管せぬよう留意する。

配管は振動を避けるため適当な支持物で支える。

ス. 油管系統の配管

油管もガス管と同様気密溶接をしてあるが、ある部分はルーズフランジとして発送し現物合せとする。

溶接フランジ両端を盲にして 7 kg/cm² の水圧試験を

1 表 67,600 kVA 水素冷却タービン発電機据付工程表

件 名	日 程	0	10	20	30	40	50	60
ガード面仕上げ								
右板心出しバツカ合								
固定子板心出し								
リードファンダ取付および絶縁								
ガス冷却器組立								
回転子挿入およびブラケットメタル下平組立								
空冷器中心測定								
オフデュームブクウォータースタム上平組立								
ホセタリング								
原動機セクタリング								
ブクワジツタおよび絶縁								
カップリングロープ通し								
励磁機組立およびスリップリング端子保持器組立								
発電機および励磁機カバー取付その他								
淡水冷却器、淡水ポンプ取付、水管配管								
密封油処理装置取付、油管配管								
H ₂ 、CO ₂ 、ガス、ガス乾燥器取付、ガス配管								
ガス警報器、水素計警報器、計器取付								
油系統 油路および作動調整試験								
ガス漏洩試験								
ガス系統 調整および試験								

やって 2 kg/cm² の空気て石鹼水および圧力降下法にて漏洩試験を行う。

洩れがあってもガス管同様コーキングしてはならない。ハツリ取ってやり直す。

配管はすべて工場て酸洗して、内部を清掃して、錆止を施し、両端を木栓で塞いで発送する。

密封油調油管と軸受油戻り管連結部の油溜りは軸受部の泡取箱油面より指定の寸法だけ低くする。

密封油処理装置は共通台床にセットとして、コンパクトに組立ててある。

据付後密封油ポンプ、真空ポンプのセンタリングを調整する。

油管の配管はすべて 1/24 以上の勾配をつける。密封油の水素側戻り管は油均し箱まで機内ガスがくるから気密に配管しなければならない。

セ. 据付工程

以上据付工程を順を追って説明した。

据付に要する日数は作業者の熟練度、設備工具、タービン据付とクレーン使用が重なる度合等で異なるが、既設水素冷却機 3 台の据付計画と実績より、最短の据付工程を 1 表に記す。実績の据付期間は早いもので 2 ヶ月長いもので 4 ヶ月を要した。

配管は径の大きい水管、油管、ガス管の順にやると、交差点で配管がやり易い。

ソ. その他一般的の注意

発電機内部に入る時は服装を整え、靴をぬぐ。

ポケットの中のものや、異物を落とすと取り難いことがある。

気密の接合面に損傷を与えぬこと。継目のあるガスケットのダブテールは完全に合せ、ガスケットおよび接着剤は指定のものを使用する。かつ接着剤は金属面およびガスケットの各面に塗布し、室温で 30 分乾燥して揮発分を放出して貼付ける。

接着剤を塗布した面へ、乾燥中砂や塵埃の落下せぬよう注意する。

配管は充分掃除して管内にボロ等を入れ忘れぬこと。

5. 試 運 転

軸受油や密封油に塵埃が入れば軸受部、密封器部を損傷したり、その他各弁類の作動を害する。

配管は充分掃除するのであるが、なお油の通し初めにグランドシール部や軸受部をバイパスさせて 100 メッシュ位の濾網を挿入して

油を濾過し、管中の塵埃が無くなるまで数回取替えてフラッシングを行う。

密封油処理装置は工場試験後各部開放掃除してあるから、油均し箱、空気側ドレーンタンク、二つの密封油補給管の 4 箇所に 100 メッシュの濾網を挿入して塵埃が入らないようにする。濾網に塵埃が付かなくなったら正規の配管をする。

ア. 密封油系統の調整試験

真空ポンプの油分離器に給油して起動し、真空の引きを試験する。

油均し箱、真空タンクのプロートバルブの作動を確める。

密封油ポンプ、補給油管のレリーフバルブの調整、差圧調整弁、補給調整弁の調整を行う。

密封油圧の低下に対する密封油の切替シーケンスすなわち密封油ポンプの交流、直流駆動電動機の自動切替およびバイパス回路の作動試験を行う。

油均し箱の低油面警報器、泡取箱の高油面警報器、密封ポンプ油低圧警報器、補給油低圧警報器、低差圧警報器等の各警報器の試験を行う。蒸気抜取器の試験を行う。

イ. ガス漏洩試験

上記密封油系統の調整が終了したら密封器を作動させてガス系統の配管を含め発電機のガス漏洩試験を圧力降下法にて行う。

圧入空気は乾燥器を通した乾燥空気を用いる。

ウ. ガス制御系統の調整試験

炭酸ガス、水素ガスの放出口の調整、自動、手動圧力調整器具の調整、機械式ガス密度計、電気式純度計、傾斜水マノメータ等の調整を行う。

水素瓶低圧警報器ガス圧力の高低の警報、ガス純度低下警報、ガス温度高温警報、漏水警報器等各警報器の試験を行う。

ガス乾燥器のヒータやブロワの作動試験を行う。

エ. 起動前の点検

発電機内部や、励磁機内部に異物が無いか点検する。

締付ボルトやナットの弛みが無いか、温度計の狂いが無いか、刷子の取付は良いか等点検する。

回転子や固定子の温度計の結線、調整抵抗の調整、絶縁抵抗は良いかを調べる。

直流回路では副励磁機、主励磁機の界磁抵抗の作動を調べ、抵抗最大の位置に保ち、自動電圧調整器は手動に置き、回転上昇時に不用意の励磁を防ぐ。

操作回路の調査を行う。ガバナモータの回転方向の試験およびタービンの非常装置、すなわちスラストエマゼンシ、真空低下非常装置、潤滑油圧低下非常装置等の作動試験を行う。

交流回路の接続の点検、リードブッシングや PT, CT の掃除を行う。

オ. 起動、非常調速機試験

発電機は無負荷でも風損により温度上昇をするからガス冷却器に水を通す。

軸受および密封器にそれぞれ油を通し油の流れを確かめる。回転子の軸方向の位置の記録を取る。

タービンを起動したら低速時に油止め等の静止部が軸に当たったり、回転子に異物が入り込んで運転して飛び出したような音が無いか、聴音棒で調べる。

各軸受の温度上昇の模様、各回転の振動、回転子の軸方向の位置に注意しながら徐々に回転を上昇する。

軸受、密封器への給油温度は 30°C になってから規定回転に上昇し、それぞれ約 30°C, 40°C に保つように油冷却器の冷却水を調節する。油温が低過ぎると軸受を焼損する恐れがある。

各軸受の温度差が大きければ各軸受入口にオリフィスを入れて油量の調節を行う。

油量が適当で異状が無ければメタルの温度上昇は 20~30°C 位である。

あらかじめ判明している限界速度では、多少振動が発生することがあるが、進歩した釣合調整技術で最近の製品は限界速度を判定することが困難な位少ないことが多い。

振動が大きければ原因を調査する必要がある。

振動の良否は 8 図を参考にすると良い。

規定回転に上昇したらタービンの非常調速機試験を行う。各回転における振動を計測、記録する。

カ. 乾燥運転および三相短絡特性試験

乾燥運転は密封油系統の真空タンクを動作し発電機を密封して行い、ガス乾燥器は用いない。

発電機の下部の高圧部および低圧部のドレンブラックを開き少量の空気を発電機に出入させ湿気を取去る。乾燥運転は定格速度で行う。

三相短絡電流を通し、摩擦損失と負荷損で適当な熱を発生し温度上昇を行う。

8 時間で界磁電流を除々に全負荷界磁電流の 1/3 まで増加し回転子、固定子の温度を 75~85°C に保つ。

ガス冷却器には若干冷却水を通しコイル内部より少し低い温度の空気を送りコイル内部の湿気を表面に誘導する。またガス冷却器の不必要な熱膨脹を避けると同時に、温度を安定に保つ。

あまり冷却水を通し過ぎるとエンドコイルが冷却されて乾燥が長びく。ガス冷却器の水量の加減は冷却水管の入口のバルブで調節する。出口を誤って絞ると冷却器に高い水圧がかかり漏水を起す恐れがある。

この場合温度は、回転子電流、固定子電流、ガス冷却器の冷却水量ドレンブラックから出入する外気の量および回転速度に関係する。

冷却器を出るガスの温度 50°C, 入るガスの温度を 65°C 位になるように冷却水を通すとよい。

4 時間毎に界磁電流を 0 にして残留電圧を接地してから絶縁抵抗の読みを取る。

乾燥運転中はコイルの温度を 75~85°C にできるだけ一定に保つ。温度が数度変化しても絶縁抵抗の値を温度による較正を行い、乾燥の進行を判定する。

一般に回転子、固定子の絶縁抵抗値は、温度が 10°C 増加すれば 1/2 となり、10°C 減少すれば 2 倍になる。

電流、ガス温度、コイル温度および絶縁抵抗値の曲線を時間に対して書き、温度や乾燥の進行状態を判定し、電流値や冷却水量等を加減する。

乾燥運転が終了したか、どうかはつぎの資料により判定する。

絶縁抵抗 1 分値が最低値より順次その値が増してほぼ一定になる。

電子管メガーまたはモータ駆動のメガーにて絶縁抵抗の時間的变化、いわゆる吸収特性を測定し 10 分値と 1 分値の比、すなわち成極指数を測定する。B 種絶縁ではほぼ 2.5 の値で一定になる。

また絶縁抵抗値 1 分値は 75~85°C で

$$\text{固定子は } \frac{\text{定格電圧}}{\text{定格 kVA}} \times \frac{100}{1,000} \text{ メグオーム}$$

回転子は 25°C で 10 メグオーム以上が望ましい。

そのほか $\tan \delta$ 等測定し参考にする。

乾燥運転の終りに三相短絡特性を試験する。

発電機が倉庫に保管中および組立中回転子、固定子の温度を上げて置き、かつ絶縁が良好な状態に保ててあれば、乾燥運転は短縮できる。

乾燥運転が終了したら、引き続き三相短絡特性試験を行い、各部開口にはレッドエナメルをつけてブラックをねじ込み閉じる。

キ. 耐圧試験

耐圧試験は乾燥運転終了後、電圧を発生する前に行うがよい。

工場では電気規格調査会標準規格 (JEC) の (定格電圧) $\times 2 + 3,000$ V の耐圧試験が施行してあるので現場では工作物規定の課電を行うがよい。

耐圧試験前絶縁抵抗測定を行い、コイル内に有害な高調波の電圧によって高電圧を生じないように変圧器の容量は充分大きくなければならない。

ク. 電圧発生および無負荷飽和特性、並列投入試験

耐圧試験後に発電機を定格速度で運転して、PT 回路の点検を行いながら、電圧を除々に上昇する。

無負荷飽和特性試験を行い、自動電圧調整器の調整をする。

同期転と同期検定器の試験をして、系統に並列投入を行う。

ケ. 調速機試験および負荷試験（空気）

空気で充分安心して、規定回転で運転できるようになったら、空気冷却での定格出力まで調整器試験および負荷試験を行う。

乾燥運転終了後の運転にはガス乾燥器を用いる。

コ. 発電機ガス封入試験および漏洩試験

空気冷却での負荷試験を省略する場合は、乾燥運転後ガスの人替えを行う。

中間ガスとしてまず炭酸ガスを手で封入する。

炭酸ガスの純度が 80 % 以上になったら、停止して水素ガスを封入し、水素ガスの純度が 95 % 以上になったら手動から自動に切替え圧力を所要値に保つ。

封入する場合は封入ガス圧、所要ガス量、所要時間を記録して資料にする。停止中におけるガス所要量は、発電機容積を 1 とすれば炭酸ガスは 1.5、水素は 2.0 位である。

水素封入後漏洩試験を行う。

サ. 調速機試験、負荷試験（水素）およびガス消費量試験

調速機試験はタービン定格出力の 1/4, 1/2, 3/4, および 4/4 で行う。発電機には自動電圧調整器を使用する。

負荷試験にはガス冷却器の冷却水量を規定量流し、発電機、ガス、油および冷却水関係の各計器の記録を取る。始めてガス圧を上げる場合は真空タンク、泡取槽および油均し箱の油面に注意する。

ガス補給量も記録する。

シ. 試運転後の点検

試運転終了後適当な時期に各軸受の点検を行う。発電機軸受の点検はつぎの方法でブラケットを外さないで簡単に点検できる構造になっている。

軸受の油止環外側の軸受油止めを外す。

軸受絶縁座金（上側ブラケットに取り付けてある）を外す。

上軸受に取外して工具をつけ、それに 2 in 鋼管をねじ込んで軸受内側に取付けてあるシールストリップを破損しないよう注意しながら取外し工具の吊手をロープで吊り 2 in 鋼管を押え釣合を取ってブラケットに当らないように引き出す。（7 図参照）

これで上軸受は点検できる。

下メタルの点検は、ブラケット下半分に回転子支え工具を組立てる。

この支えにクレーンまたは水圧器かジャッキを取付け、軸を 0.25 mm 上げ支え工具のジャッキボルトで受ける。

上げ過ぎるとグランドシールの油止めを損傷する。

軸を受ける時は軸を傷けぬよう銅板を敷く。

下軸受にアイボルトを取付け、鋼管を差込んでワイヤで吊って上に回し、支えにアイボルトを付替えて同様に回して上軸受の位置に回して、上軸受と同様取外して工具を取付けて取出す。

6. 発電機の保守点検

水素冷却機は気密構造になっているから、コイルを清潔に保つことができる。

しかし発電機はある時期に点検して故障が大きくなるないように原因を除去すべきである。

運転開始後 1 年を経たら、水素ガスを抜いて、回転子を出し発電機内部を点検することが望ましい。

その後は運転時間、短絡の起った回数や故障の状況、タービンの修理期間等を勘案して定期的な開放点検の間隔を 2~3 年としてもよい。

端開い、ブラケットを取外し、回転子を引出す前には一応分解組立用具の点検と再組立に必要なガasket、接着剤の所要量を検討して置く。

とくに留意して点検する部分をつぎに列挙する。

ア. 固定子の点検

鉄心や歯型押えの局部的過熱の有無。

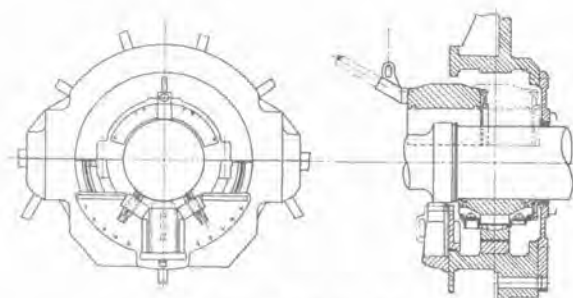
鉄心締付ボルトの弛みの有無。内径側の締付ボルトは鉄心を貫通しているので充分絶縁を施してあるが絶縁抵抗を測定して記録する。

弛みがあれば締付ける。

短絡によるコイルの変形、絶縁物の亀裂、コイル間隔片の脱落やコイル支持物の締付紐の弛みや切断の有無、とくに相間コイルエンドが短絡の衝撃が大きいので気をつけて点検する。

固定子コイルの楔が甘くなっていないか。

固定子内部に金属片が入っていたり、空隙部に異物が当たった疵は無いか。



7 図 軸受の取外し方法
Fig. 7. Method of removing bearings.

油や塵埃の汚れは無いが、必要な場合はコイルをソルベントで洗い、乾燥してワニスを吹付ける。

長期間使用後に絶縁物の劣化および乾燥状態を判定するのに資するため絶縁抵抗、成極指数、 $\tan \delta$ 等の測定をする。

コイル接続部、位相リングの接続部、リードブッシングの接続部の過熱の有無。

イ. 回転子の点検

回転子の楔が甘くなっているか。

表面に局所的な過熱が無いが、とくにコイル押え保持環と軸胴体の嵌合接触部に焼けた所が無いが、不平衡負荷あるいは単相短絡、ハンチング等が甚だしかった場合は留意して点検する。

保持環と軸胴体の嵌合部が移動した形跡は無いが。

ブロワの羽根の弛みやブロハブと軸との弛みや移動は無いが。

バランスイイトやファン締付ボルト等の弛みは無いが、回転部のボルトは厳重に回り止めがしてあるか。

エンドコイル部の間隔片の脱落、エンドコイルの変型、スロットセル下側の金属の敷金の移動等を保持環と軸との隙間から特殊な検査具で点検する。通風穴に異物が無いかをしらべるが、開放時に異物が入らないよう点検時以外はキャンバスその他で覆って置かねばならない。

集電環はマイカ絶縁物を介して嵌合してあるが弛みはないか。

集電環の磨耗や振れが無いが、螺旋溝が浅くなっているか、必要があれば削正する。

リード部導体締付に弛みはないか。

リード部の両端は特殊な絶縁物で密封してある。

回転子中心穴は両端とも気密にしてプラグが嵌めてある。プラグを外し乾燥した空気を圧入して圧力降下法で漏洩試験を行うことができる。

集電環の絶縁を掃除し、もし油が付着していたらソルベントで完全に拭いて充分乾燥し必要なら耐油性ワニスを塗布して絶縁抵抗を測定する。絶縁抵抗が充分でない時は集電環および回転子コイルを充分乾燥してから絶縁抵抗の低い箇所を発見する。

軸受の軸頸部の磨耗や疵は無いが点検する。疵はオイルストーンをかけて充分滑かにする。

ウ. 刷子および同保持器の点検

刷子保持器は炭素粉末で汚れがちで、また刷子は磨耗するから1週間に1度点検掃除しないと絶縁破壊や刷子の動きが悪くなって刷子とリング間に火花が発生し、集電環や刷子に異状磨耗を起したりフラッシュオーバーの可能性もある。

刷子と刷子保持器の隙の測定をする。隙は約0.2mmが適当である。

刷子と刷子保持器の接触面に疵があつて上下の自由な動きを害していないか。

刷子保持器桿マイカルタ絶縁物と刷子保持器の弛み。

水素冷却タービン発電機の据付、試運転、保守・米野

刷子の圧力は適当か100~150 g/cm²の範囲で一定になるようスプリングで調節する。

刷子の取替えの場合は同種の刷子がよい。

異種の刷子を取付けると電流が平均に流れないで過熱や火花発生の原因となる。

エ. ブラケット・軸受・密封器の点検

軸受のホワイトメタルは磨耗していないか。

当りが強い箇所や、疵の箇所はスクレーパーで手入れする。

回転子軸頸と軸受の隙は大きくなっていないか。

ホワイトメタルが軸受裏金より浮いていたり割れていないか。

軸頸とホワイトメタルに軸電流の通った形跡は無いが、有れば原因を調べる。

ブラケットの軸受油溜りや密封油泡取槽の塵埃の掃除。

密封リングと軸頸の隙および密封器の側面の隙は適当か測定する。

各部油止めと軸との隙の測定

軸受絶縁板のマイカルタの磨耗および割れがないか、軸受リングの締付ボルトの弛みは無いが、絶縁板の絶縁抵抗は良いか。

メタルを取替えた場合は組立後空隙を測定し不同があれば調整する。

オ. ガス冷却器の点検

ガス冷却器は冷却能力が少なくなったら発電機を運転中에서도減負荷して4箇の冷却器を1箇所ずつ掃除できる。

掃除のときは水返側の鋼製カバーを外す。固定子端板と冷却器管板の間にダイヤフラムで気密を保っているから水返側水室蓋を開放して掃除を行うことができる。

カ. 励磁機の点検

励磁機も主機と同様電機子をヨークから引出し電機子コイルや界磁コイルを掃除する。ライザ間の隙やエヤーダクトの塵も竹へらで充分掃除して圧縮空気で吹飛ばして掃除しソルベントで拭き充分乾燥をしてワニスを吹付ける。

整流子に凸凹の磨耗を生じたら削正しアンダカットを行う。また刷子保持器や刷子の点検は主機集電環の刷子とほぼ同様な注意を払う。

掃除後絶縁抵抗を測定し低い場合は低い箇所を調査する。

メタルの点検もほぼ主機と同じ要領でやる。

空気濾過器は定期的に掃除をする。

メタルの取替えやセンタリング調整で軸受台を動かしたら空隙調整を行う。

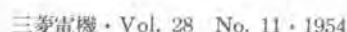
Fast Coupling の場合は運転停止の時は油洩れが無いが、スリーブが固着していないかを点検する。定期検査の時は内部の点検を行い1年に1回は新しい油と取替える。開放したらガスケットも取替えるがよい。

キ. 密封油系統の点検

油濾器はハンドルを毎日1回、数回転して塵埃をかき

回転子は軸材の外に導体や絶縁物よりなり工場では釣合試験器で充分動釣合をとってあるのみならず回転子を高温にして充分なる枯し運転をしてコイルを安定な状態にして運転後の釣合の変化を起さないようにしてある。

油止めや風止め等の静止部分が運転中の軸に当れば熱応力で軸が一時的の曲りを生じ振動を発生する。この当りの強さおよび位置は時間と共に変化するから、一般にこの種の振動は時間と共に大きさが変化する。強く当れば



永久的な軸曲りを生じるから当る部分を手直ししても振動は直らない。

(3) 振動の周波数による分類

前述の2倍の周波数の振動は固定子鉄心から発生し枠を伝って床その他で共振して拡大される。無励磁にするとうすぐ無くなる。

咬合接手ではセンタリングの円が不良の場合に各咬合片が均一に当たらない。負荷されると歯から歯へ当りが移動して高周波の振動を発生する。

軸受の油隙過大、軸受荷重が過少の場合、あるいは油圧に変動がある場合には低周波の振動を発生し易い。

振動の良否は8図を参考にするとよい。

振幅の多少はもちろん大切であるが一つの機械については振動を毎日計測して変化があった場合にはその原因を究明して事故の発生を防止することが必要である。

7. む す び

水素冷却機は従来の空気冷却機に比べフレームおよび

ステータ、ロータのリードが気密で、軸貫通の密封部、これに供給する密封油制御、ガス制御等が新しく付属している。

構造上は軸受がブラケット型となり、ガス冷却器が内蔵されている。

水素ガスは空気との混合比が5~70%の範囲では引火すれば爆発するが、実際の運転は爆発限界外の純度で操作し、おのおのの危険に対しては警報装置があるから安全である。しかし外国では爆発した例も稀にあり、取扱いは細心の注意が必要である。

経済的にも水素消費量が問題でガス漏れや密封油の処理、操作方法に関係する。

また容量も大きくなるので取扱いは慎重にせねばならない。常識と思われる些細の不注意が事故の原因となることが多い。

甚だ大雑把になったが据付、試運転ならびに保守点検についての作業順序と注意すべき事項を述べた。

特 許 紹 介

最近登録された当社の特許および実用新案

区 別	名 称	特 許 または 登 録 日	特 許 または 登 録 番 号	発 明、考 案 者	所 属
特 許	狭帯域多重変調方式	29-9-14	207912	津 村 隆	無 線 機
"	バイメタル	29-9-22	208152	篠 崎 善 助	名 古 屋
新 案	遠方操作順序起動装置	29-9-9	417384	木 内 修	長 崎
"	回路遮断器引外し装置	"	417385	梶 田 保 雄	名 古 屋
"	高周波誘導線輪の端子板保持装置	"	417386	高 橋 福 重	無 線 機
"	水銀整流器冷却装置	"	417387	加 藤 又 彦	伊 丹
"	可撓導波管	29-9-11	417518	森 川 洋	無 線 機
"	曲り矩形導波管	"	417519	津 村 隆	無 線 機
"	発破用衝撃電圧発生発電機の試験装置	29-9-22	417918	今宿喜久男	姫 路
"	フライホイールマグネター	"	417919	宮 崎 秀 夫	"
"	可動鉄片型指示電気器の振角調整装置	"	417920	天 羽 芳 市	神 戸
"	回路遮断器引下し装置	"	417921	高 見 滋	名 古 屋
"	周波数弁別器	"	417922	喜連川 隆	無 線 機

水素冷却発電機における水素ガス消費量

長崎製作所

今北孝次*・遠藤裕男**

Hydrogen Consumption in Hydrogen-Cooled Turbo Generators

Koji IMAKITA・Yasuo ENDO

Nagasaki Works

To determine the hydrogen consumption in hydrogen cooled turbo generators is of great importance to discuss the performance of the machine. Gas consumption during the operation and in replacing it is available from the theory of gas-sealing, but laborious calculation based on high grade mathematics needed for it is far from practicable and formular simplified within permissible range are highly desirable.

1. ま え が き

水素冷却タービン発電機における水素ガスの消費量、ならび補給量の決定は、発電機の性能を論ずる場合に重要なことである。運転中のガス消費量およびガス置換の場合の消費量は密封理論の一部から決定できるのであるが、理論計算は高等数学の力を借りねばならず実用向ではないので、以下に理論ならびに実験を基礎としてもっとも実用的なガス消費量の決定法を記し、これが実際とどの程度の差異があるか検討してみたいと思う。したがってこれらの計算式はある一定条件の下に拘束された場合が多いので現場においては、それぞれの場合に示された条件をよく頭に入れておく必要がある。

2. 運転中のガス消費量

ア. 水素ガス全消費量

水素ガスの必要な全補給量を q_r あるいは q_n とすれば

$$q_r = q_L + q_n \quad (1)$$

$$q_n = q_h \quad (2)$$

ただし q_L = 発電機枠その他からの水素漏洩量 m^3/day

q_h = 密封油から浸入する空気による純度低下を防ぐに必要な水素補給量 m^3/day

q_r = 密封油中に溶け込んで逃げる水素量 cc/min

(1) 式は発電機から漏洩する量と、油中に溶け込んで

逃げる水素量との合計を補給すれば発電機内のガス圧力は一定に保たれることを示すが、この場合機内ガス純度は理論的には徐々に良くなり、最後に場合によっては、補給水素ガス以上の純度を保ちうることになる。これがわれわれが現在採用している密封油真空処理方式に相当する。(2) 式は分析して考えれば、 $q_r = q_h + q_L$ であるべきであって密封油から多量の空気が機内に放出される場合、当然機内ガス純度は低下するので、これを補償するために必要な水素量と、それに機体から漏洩するガス量との和が消費量となるが、一般に q_L に比較して q_h が多いから、(2) 式に示す関係となる。この時には機内ガスの純度を一定に保つため補給するのであって、したがって機内ガス圧力が次第に上昇するから、適当な方法によりガスを放出しつづければならない。これがすなわち一般に、連続掃気方式といわれる方法であって q_n は q_r よりもはるかに大きな数字となる。

イ. q_L の決定法

工場で発電機が完成した場合、本体およびバイピング等の部分から漏洩するガス量を測定するが、発電所で据付が完了した時ふたたび測定し、この値をもって q_L とすればよい。これは工場試験終了後ふたたびバイピングを外し、分解するために実際現場の場合と多少変わってくるからである。

q_L の決定には二つの方法がある。いずれも最初機内に一定圧力のガスを封じ込んでおき、時間と共に圧力の下降する割合から全漏洩量を計算するのであるが、一つ

は、大気圧を標準にとり、他は機内の最初的气体圧力を標準にとる点に相違がある。前者は水銀柱マノメータを用いて正確な数値を算出するに適し、後者は漏洩量検知器を用いてごく短時間に q_L を決定するのに、使用して便利である。

(1) 水銀柱マノメータによる方法⁽¹⁾

水銀柱マノメータの一方を大気に開放し、他端を機内に接続する。このとき最初の水銀柱の読みと、ある時間後の水銀柱の読みとから漏洩量を算出する。

$$q_L = 0.4 S \left(\frac{P_1 + S_1}{273 + T_1} - \frac{P_2 + S_2}{273 + T_2} \right) \times \frac{24}{T} \quad \cdots \cdots (3)$$

q_L = 大気圧におけるガス漏洩量 ($\text{m}^3/24 \text{ h}$)

S = パイピングを含めた発電機の全容積 (m^3)

P_1 = 試験開始前の圧力 (mmHg)

S_1 = 試験開始前の大気圧 (mmHg)

T_1 = 試験開始前の温度 ($^{\circ}\text{C}$)

T = 試験に要した時間 (h)

P_2, S_2, T_2 , はそれぞれ試験終了時の圧力、大気圧温度を示す。

この方法は昔から用いられた方法であるが、とくに漏洩量が少い場合、相当長時間を要するために、その間の機内の温度分布の変化等考慮に入れる必要がある。

(2) 漏洩量検知器による方法⁽²⁾

この方法はすでに公表したとおりごく薄い銅板をもって球を作り、これを発電機機内に挿入し、最初この球内と発電機内部の圧力を等しくし、バルブの切換によって、傾斜水柱の両端に球と、機内ガスが加わるようになっていものである。それ故機体のガスが漏れ圧力が少しでも下ると、水柱は上昇する。この場合

$$q_L = S \times \frac{P_1 \times 0.036}{P} \times \frac{24}{T} \quad \cdots \cdots (4)$$

P = 機内の圧力 (psig)

P_1 = 傾斜水柱の指示 (in H_2O)

で示される。この方法によれば、わずか 15 分間で漏洩量を算出できるので都合がよい。この装置はもっとも工合よく製作すれば誤差は 5% 程度で、今後は、前項の水銀柱マノメータ法に代るものとして効果的である。

3. 密封油中に溶け込むガス量

ガス密封器に使う油は、軸受油と同一のものであるがこれに溶け込むガスの量の大小は密封装置が、真空処理方式である与否にかかわらず重要なことである。古くから使用されているこの溶解量は Simsonian Physical Table により 1 表のようである。

さらに、最近某石油会社付属の研究所で同社の Turbo oil について実測した結果は 2 表のようであった。そのほか現在国産品中で入手できる Turbine oil, たとえば F.B.K. #90, Tycol Atubrio #50, D.T. Light 級の油においても、われわれの手もとで実測した結果はほぼ同様であった。

1 表 大気圧における油 1 cc 中へのガス溶解量

Gas	油 温 ($^{\circ}\text{C}$)	溶解量 (cm^3)
H_2	25	0.0560
	80	0.0890
CO_2	25	1.08
	80	0.732
air	25	0.109
	80	0.135

2 表 最近の Turbo oil におけるガス溶解量

Gas	油 温 ($^{\circ}\text{C}$)	溶解量 (cm^3)
H_2	20	0.0518
	60	0.0669
	100	0.0899
CO_2	20	1.037
	60	0.781
	100	0.638
air	20	0.0969
	60	0.1121
	100	0.1265

4. 一定の水素純度を保つに必要な水素補給量

これは 2 式の q_h の値であるが、次式で表される。

$$q_h = q_a \times \frac{z}{z_0 - z} \quad \cdots \cdots (5)$$

z = 所要機内水素純度 %

z_0 = 補給水素ポンプの純度 %

q_a = 密封油から流入する空気の量 cm^3/cc

したがって、流入空気量と補給水素量との比をとれば、

$$R = \frac{q_h}{q_a} = \frac{z}{z_0 - z} \quad \cdots \cdots (6)$$

現実に国内で入手し得る水素ポンプのガス純度は、実測の結果 99% ないしは 99.7% 程度であるので、(6) 式の R と、所要純度 z との関係を図示すれば 1 図のようになる。すなわち 99% の純度を有する水素を補給し、機内純度を 95% に保つには、流入空気量の約 25 倍の水素を補給すればよい。

発電機の軸密封部分から機内へ浸入する空気の量は、真空処理を行なわない場合には、密封油流量に比例し、ガス圧力に反比例する。したがって、

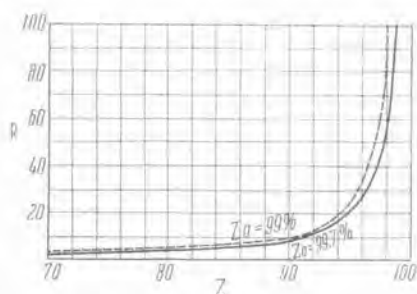
$$q_a = Q \times \frac{A}{P} \quad \cdots \cdots (7)$$

したがって (5) 式から

$$q_h = \frac{Q \times A}{P} \times \frac{z}{z_0 - z} \quad \cdots \cdots (8)$$

P = 機内ガス圧力 絶対圧力 kg/cm^2

Q = 密封器部分のガス側へ流れる密封油量 l/min



1 図 Z-R 図表
Fig. 1. Z-R Diagram.

A = 空気の油への溶解量 (オスワルド係数) となる。

5. 拡散係数

油密封器の水素側油均し箱と、発電機本体とは、油切りの空隙によってガスが流通できる。したがって 2 図に示す泡取箱に溜った空気は、この空隙を通じて拡散によって本体内部に流入する。この場合拡散によるガスの流通は、つぎの式で決定できる⁽³⁾。

$$q_{nh} = \frac{B}{L} K_h (z - z_n) \quad \dots (9)$$

$$q_{na} = \frac{B}{L} K_a (z - z_n) \quad \dots (10)$$

q_{nh} = 拡散による水素の流量 cm^3/sec

q_{na} = 拡散による空気の流量 cm^3/sec

B = 油切り空隙の面積 cm^2

L = 油切りの長さ cm

z = 本体内部水素純度 %

z_n = 泡取箱内の水素純度 %

K_h = 水素の拡散係数

K_a = 空気の拡散係数

なお K_h と K_a との間にはつぎの関係がある

3 表 気体の拡散係数 1 気圧単位 cm^2/sec

気体	空 気 中		水 素 中	
	0°C	25°C	0°C	25°C
O_2	—	0.189	0.68	—
H_2	—	0.840	1.285	—
CO_2	0.142	0.183	0.538	—

$$K_h = 3.8 K_a \quad \dots (11)$$

また温度、圧力等と拡散係数との間には、一般的につきのような関係があると考えられている。

$$K_h = A \frac{T^{3.2}}{P} \quad \dots (12)$$

A = ガスの性質によって決まる定数

T = 温度 ($^{\circ}\text{K}$)

P = 気圧 (atm)

各種ガスの拡散係数は 3 表のとおりである。

6. 計算と実測例

現在までに当社が製作した水素冷却発電機は 55,000 kW, および 66,000 kW 級であるが、いずれも真空処理方式を採用したことに変わりはない。しかしながら密封油ポンプ故障等の非常の場合には、補給油回路からタービンガバナ油が直接密封器へ通ずるようになるので、この場合には真空処理されない油が循環し、とくに、泡取箱内部の水素純度低下について考慮しなければならない。

ア. 真空処理回路を使用した場合の水素補給量

(1) 式に説明したように、この場合の全消費量は機体からの漏洩量 q_n と、密封油に吸収される量 q_r との和である。実測の結果相浦発電所第 3 号 55,000 kW 発電機では

$$q_n = 0.3 \text{ m}^3/\text{day}$$

密封油中への水素溶解度を

$$H = 0.089$$

とすれば $q_r = 1440 \times H \times Q_n \times 2$

$$= 1440 \times 0.089 \times 3 \times 2 = 0.77 \text{ m}^3/\text{day}$$

したがって $q_r = 0.3 + 0.77 = 1.07 \text{ M}^3/\text{day}$ (0.5 psig 水素圧にて) 発電機内部のガス温度が一定であれば約 $1 \text{ m}^3/\text{day}$ の水素量を補給すればガス圧力は一定となる。この場合密封油量は $12 \text{ l}/\text{min}$ であり、密封器付近の油温は 80°C として計算した。

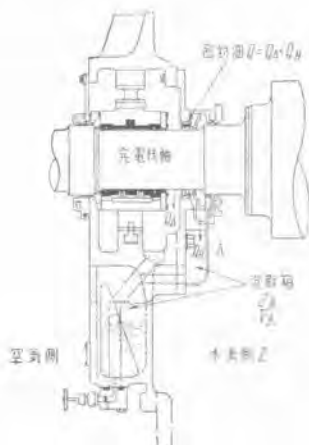
ガス圧力が変化した場合の油中への吸収量は、ほぼ絶対圧力に比例すると考えれば、 q_r に関する一般式はつぎのようになる。

$$q_r = q_n \times \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} + H \times Q_n \times 2 \times \left(\frac{P_2 + 14.7}{P_1 + 14.7} \right) \quad \dots (13)$$

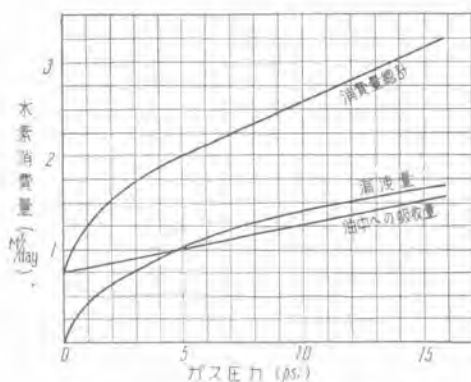
q_n = ゲージ圧力 P_1 における洩れの量 (m^3/day)

$H = 0.089$

Q_n = ゲージ圧力 P_1 における片側密封器のガス側へ



2 図 密封部断面図
Fig. 2. Cross section of sealing part.



3 図 ガス圧力と水素消費量との関係

Fig. 3. Relation between gas pressure and hydrogen consumption.

の密封油流量 (cm³/day)

したがってガス圧力 15 psig では

$$qr = 0.3 \times \sqrt{\frac{15}{0.5}} + 0.089 \times 3 \times 60 \times 24 \times 2 \times \left(\frac{15 + 14.7}{0.5 + 14.7} \right) \div 3.2 \text{ m}^3/\text{day}$$

上に述べた関係から水素補給量は決定できるが、3 図に相当する補給をつづけた場合、機内の水素純度は、真空処理装置が理想的に運転されている限りは、補給水素純度に近づくことになるが、真空処理装置の真空度が変わった場合には最高の純度を示さない。この関係は簡単につぎの式で目安をつけることができる。

$$z = \frac{z_0}{755} P_v \quad (14)$$

ただし P_v は真空タンク内の水銀柱圧力である。もしも 740 mm 水銀柱で運転されるとすれば、補給水素純度が 99 % であれば、機内水素純度は、

$$z = \frac{0.99}{755} \times 740 = 0.97$$

となる。この算式はガスの吸収量と補給量とが平衡した場合である。したがって実際問題としては、補給水素純度が高い場合には (14) 式に示す純度よりも、本体内部の水素純度は高い。しかし泡取箱内部の水素純度 z_B に関しては (14) 式における z_0 を機内ガス純度とすれば、

$$z_B = \frac{0.97}{755} \times 745 = 0.96$$

となり、4 表に示した実測結果とほぼ一致する。

3 図は 55,000 kW 発電機の 1 ヶ月間の運転記録であるが、図に示すガス補給量は水素瓶圧の降下から

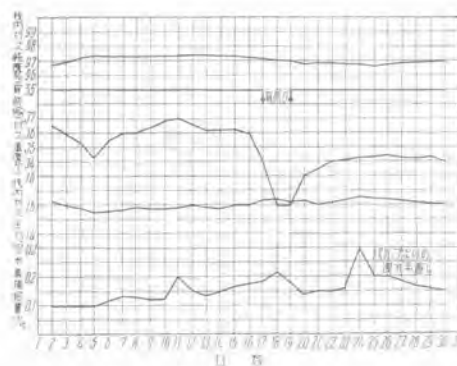
$$qr = \frac{0.00127}{1.033 + P_0} \left(\frac{P_1}{273 + t_1} - \frac{P_2}{273 + t_2} \right) \times 10^4 \text{ m}^3 \dots (15)$$

により算出し、大気圧力に換算したものである。

P_1 = 水素ポンプの最初の圧力 (kg/cm²g)

4 表 24 時間運転後の水素純度

ガス圧力 (psig)	ガス補給量 (m³/day)	機内ガス純度 (%)	z_B (%)	P_v (mmHg)
0.5	1	97	96	745
15	3	97	95.5	745



4 図 55,000 kW 発電機 30 日間運転記録

Fig. 4. 30 days-operating records for 55,000 kW hydrogen cooled turbo generator.

P_2 = 水素ポンプの最後の圧力 (kg/cm²g)

t_1 = 最初の温度 (°C)

t_2 = 最後の温度 (°C)

P_0 = 機内ガス圧力 (kg/cm²g)

この図から考えると 1 ヶ月間の平均ガス消費量は、3 図より求められる値にほぼ同じであるが、月始めよりも月末にかけて、次第に消費量は増加しているように見える。もちろんこの間ガス圧力の変化も見られるが、主な原因は水素バルブよりの漏洩が 1 箇所あったためであり、これを修理し現在ではほぼ計画どおりの消費量を示している。

4. 補給油回路による運転の場合

密封油ポンプが停止した時には、真空処理をされない新しい油が補給調整弁を通じて密封器に送られる。したがってこの油中に含まれている空気が放出される結果、純度は次第に低下する。4 図に示すように密封部分と、機内とは油切りによって遮断されているので、まずはじめに純度低下の現象は泡取箱に現われる。もしも油切り部分において、機内と密封部分とが気密でありガスの流通が行われないと仮定すれば、泡取箱内部の純度は、

$$z_B = z - \frac{QA + (1-z)V_B}{V_B + QA} \quad (16)$$

で示される。 V_B に対して QA が非常に小さい場合には、これを簡略して

$$z_B = z - \frac{QA}{V_B} \quad (17)$$

z_B = 泡取箱内の純度 %

V_B = 泡取箱内の容積 M³

z = 最初の純度 %

である。したがって 60,000 kW 級発電機で

$Q = 2.5 \text{ l/min}$

$z = 98 \%$

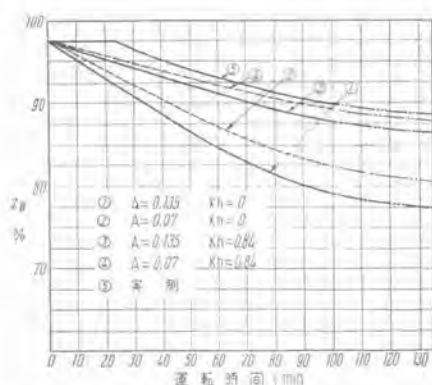
$V_B = 0.15 \text{ m}^3$

$A = 0.135$

とすれば 1 時間運転後においては、(17) 式から

$$z_B = 0.98 - \frac{2.5 \times 0.135 \times 60}{0.15 \times 1000} = 0.85$$

となる。これは密封油に含まれていた空気がすべて放出



5 図 z_H と運転時間との関係 ただし $z=0.98$

Fig. 5. Relation between z_H and operating hours.

されたものと仮定したが、実際は、約 50% の空気が放出されると考えられるのでこの場合は、 $A=0.07$ として $z_H=0.91$ 程度となる。

この関係を曲線に示せば、5 図曲線①②となる。この場合は油切り部分においてガスの流通が全く無いと仮定したが、実際には多少の空隙が存在するため、ここに拡散による流通が生ずるのであるが、これは z および z_H の差が小さい時には (9) 式および (10) 式から求められる。たとえば

$$z=0.98$$

$$z_H=0.91$$

$$K_h=0.84$$

$$G=\frac{B}{L}=9.0$$

とすれば

$$q_h=9.0 \times 0.84(0.98-0.91)=0.54 \text{ cm}^3/\text{sec}$$

だけの水素が機内から密封器部分へ流れることになる。したがって 1 時間後には $1,950 \text{ cm}^3$ の 98% 純度を有する水素が流入することになり、 z_H は良くなるがこのため純度の上昇は約 1.5% 程度となる。 $A=0.07$ および $A=0.135$ のそれぞれの場合について曲線に示せば 5 図曲線③④となる。これを確かめるために密封器部分の純度を実測したのであるが 3,000 rpm にて運転中においては z_H の変化は 5 図曲線⑤のようになった。すなわち、真空処理回路を補給油回路に切換えてから約 30 分間はほとんど純度の低下はないが、時間が経過するにしたがいほぼ曲線⑤に沿って降下している。しかしその値は④よりも約 1% 高い。実測値が計算値よりも高い値を示したことは運転に当ってはより安全であることにはなはだ幸いであった。しかしながらこの差はどこから生ずるかというに、一つは空気の放出量 A の採り方であり、いま一つは (9) 式、および (10) 式より曲線③④を求める場合には、上に述べたような概略計算では当を得てい

ないということである。これは微積分による逐次解によるのが正しい。しかし、実用的には上記の方式で差支えないと思う。発電機軸が回転中は密封部分において密封油は相当温度も高くかつ微細な噴霧状となっているので、空気の放出は容易となるが、油中に含まれている空気が全部放出されることはないので、 $A=0.07$ 程度に考えてよい。もちろんこの値は油温、軸回転数によって変化することになるが、これらの影響は正常運転の際にも大して大きくはない。

ここにおいてさらに興味ある問題は、もしも泡取箱から純度の比較的低い水素を 2 時間につき約 0.15 m^3 だけ放出したとすると、この部分の純度は 90% 以下に下らないということである。この場合本体の純度はいぜんとして 98% を示すであろうが、結局この割合で 2 箇の泡取箱につき 1 日に 3.6 m^3 放出し、これに相当する水素を補給すれば、機内ガス圧力、純度、共に安全に運転を継続できる。この考え方がいわゆる連続掃気方式であり、(2) 式において、 $q_r=3.6 \text{ m}^3/\text{day}$ という数字が求められる。この値は前述のように $q_r=1.07 \text{ m}^3/\text{day}$ と相当大きな隔りがある。水素の補給が潤沢に得られる場合は別として、連続掃気方式を採用する場合にはでき得る限り Q_H の量を減じしたがって q_r を少なくすることを考えるべきであろう。

7. むすび

水素ガス消費量、すなわち補給量の実用的な計算方法を示し、これと実測値との関係を述べたのであるが、要するに補給量の大小を決定する要因は、本体からのガスの漏洩量と、密封油量とである。運転中において毎日の水素補給量を記録してゆき、これが急激に増加したならばガスの漏洩が増したと見るべきであり、また相当長期間にわたって次第に増加する傾向がみとめられたならば密封油量の増加を考えるべきである。それ故水素冷却発電機の運転に際してもっとも重要なことは、毎日の正確な水素消費量の記録であるといえる。

以上の実測記録は、九州電力相浦発電所、水野課長、その他の方々のご厚意により得られた 55,000 kW 発電機に関する資料と、東京電力鶴見発電所向 66,000 kW 発電機の工場試験のデータによるものであるが、ここに関係各位に厚くお礼申上げる次第である。

参考文献

1. Minimizing Hydrogen Leakage in Hydrogen Cooled Machine. Power Engineering May 1951 by D. S. Snell.
2. W 社の水素冷却発電機を見て「三菱電機 Vol 26. No. 10. 1952 今北」
3. Continuous Scavenging System for Hydrogen Cooled Generators. AIEE TECHNICAL Paper Sept., 1950. by D. S. Snell.

タービン監視計器

研究所 水野 茂* 浜岡 文夫**

神戸製作所 岡本 孝治***

Turbine Supervisory Instruments

Shigeru MIZUNO • Fumio HAMAOKA Takaharu OKAMOTO

Engineering Laboratory

Kobe Works

Modern high speed steam turbines are a kind of precision machines. The clearance at various parts must be maintained under any circumstances—in starting, normal operation and stopping—despite temperature changes of several hundred degrees. To aim at reliable operation, it is a prime requisite to keep watch and records of each part, supervisory instruments developed by us being capable of recording of magnitude of rotor vibration, the relative position of the rotor to the stationary elements, its straightness in starting and the expansion and contraction of the casing.

1. ま え が き

最近の高速度タービン発電機は回転子の円周速度が150 m/sec 以上にも達し、しかもタービンは数百度の急激な温度変化を受けるため、ケーシングは軸方向に20 mm 近くの膨脹および収縮を起す。このような状態において、タービンを安全に起動、正常運転および停止等を行うには各部の相対関係が常に一定値以内に維持されねばならぬ。

いままではタービンの運転状態を知るために主に経験者の感に頼っていたが、タービンが大容量、高速度化するにつれて、これらを正確に指示記録してタービンの運転状態を点検し、その連続運転を保証し、保守を良くするためには監視記録計が必要になってきた。これら計器として

- (1) 回転子位置記録計
- (2) 回転子偏心記録計
- (3) 回転子振動記録計
- (4) ケーシング膨脹記録計

等がある。

これら計器を今般九州電力の注文によって製作し、築

上火力発電所および相浦火力発電所に取り付けて好成績をおさめた。以下その構造および性能について紹介する。

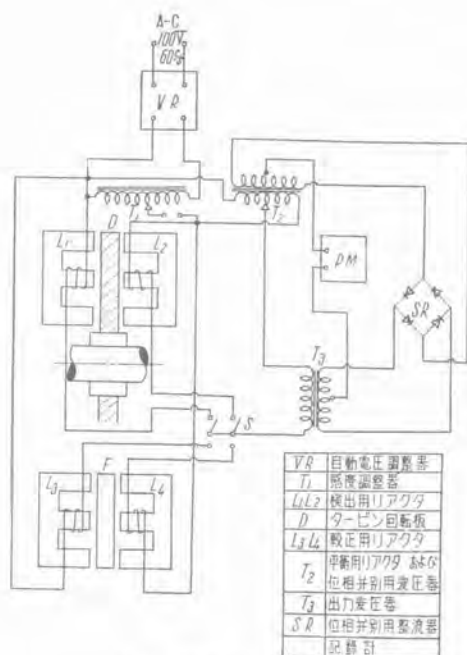
2. 位置記録計

位置記録計はスラスト軸受と回転軸スラスト鍵間の軸方向の相対位置を指示し、タービン軸鍵とスラスト軸受間の摩擦のために生ずる故障を防止する。すなわちこの摩擦量がある値に達した時、警報が鳴り、必要ならばタービンを停止せしめる。

ア. 原 理

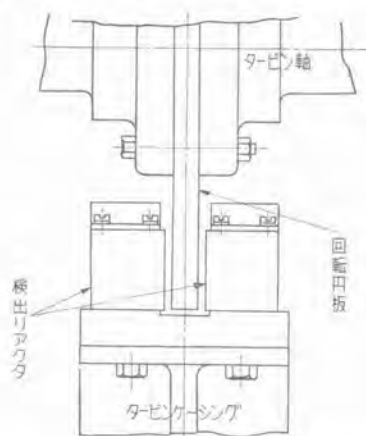
本計器の原理は空隙変化によって鉄心コイルのインダクタンスが変化する電磁作用によるものである。すなわち回転子軸に固定された軟鉄円板を挟んで相対する2箇の検出線輪を円板からそれぞれ等間隔にケーシングに固定する。回転軸の軸方向の移動は回転軸に取付けた円板と検出線輪間の空隙を変化せしめ、したがって検出線輪のインピーダンスを変化させる。この変化量を二辺が調整できる平衡インダクタンスから成るインピーダンスブリッジで検出し、記録計に位置の変化を指示記録させる。

1 図に本装置の結線図を示す。感度を増大させ出力に直線性を与え、かつ温度の影響を最小にするために検出



1 図 位置記録計結線図

Fig. 1. Connection diagram of rotor position recorder.



2 図 位置記録計用検出リアクタ取付要領

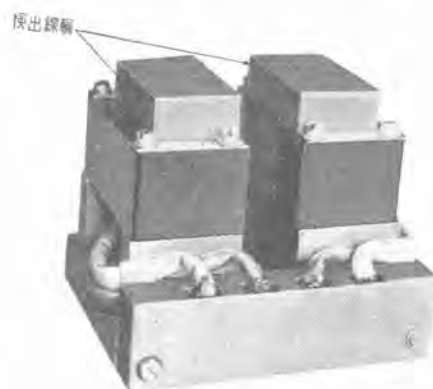
Fig. 2. Mounting of pickup reactors for position recorder.

リアクタ L_1 , L_2 と平衡リアクタ T_2 とでブリッジ回路を構成している。

検出リアクタの取付位置は一般にスラスト軸受の近くが好ましく、この場合は高圧タービンと低圧タービンの中間の回転軸接手室内（スラスト軸受は高低圧タービンの中間）に取り付けられている。検出リアクタの取付空隙はそれぞれ 1.25 mm で、回転板の± 1 mm までの移動を正確に検出できる。その取付状態を 2 図に、また検出リアクタを 3 図に示す。

イ. 回路動作

1 図の平衡リアクタは環状鉄心に巻線を施し、中間タップを調整できるようになっている。すなわち検出リアクタの取付け、または回転板の移動等によってブリッジ回路が不平衡になった際、この中間タップを調整して、ブリッジを平衡せしめ、記録計の指示を零点に合すことができる。



3 図 位置検出リアクタ

Fig. 3. Position pickup reactor.



4 図 位置校正リアクタ

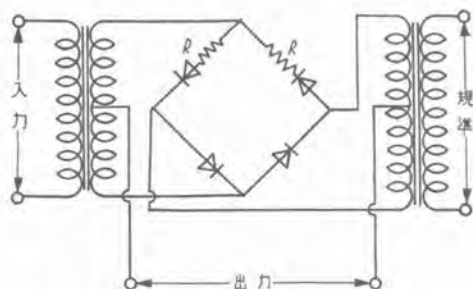
Fig. 4. Position calibrating reactor.

また校正リアクタは測定回路の正常な運転状態を点検し、かつ検出リアクタと回転板間の空隙の校正点検に使用する。このリアクタは検出リアクタと全く同一の構造からなり、回転板に相当する可動鉄片がハンドルによって空隙を調整でき、かつこの空隙を間隙ゲージにてチェックできるように点検窓を設けてある。4 図にその外形を示す。ブリッジの二辺を構成する平衡リアクタに対して、他の二辺となる検出リアクタまたは校正リアクタは切換スイッチ S によって切換えられ、ブリッジ回路を構成する。

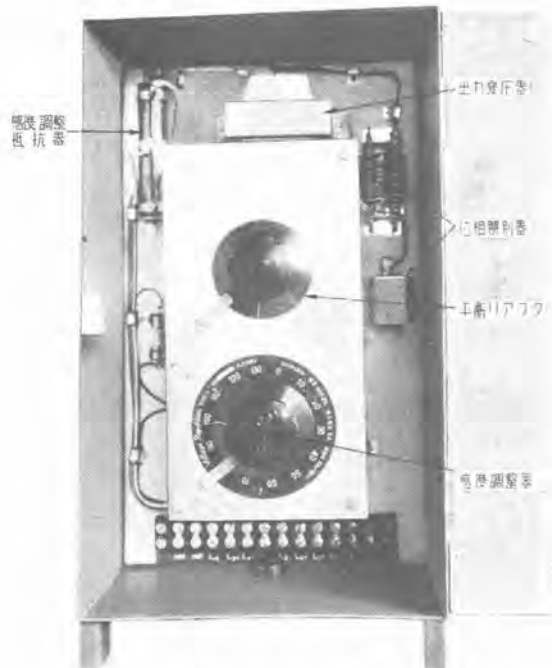
検出リアクタを取付け後、その取付状態を点検するには、まず切換スイッチ S にて平衡リアクタと校正リアクタにてブリッジ回路を作り、校正リアクタの間隙を正確にゲージにて所望の値に保ち、平衡リアクタを調整してブリッジの平衡を取り記録計の指示を零にする。

これで回路は正確に平衡を保っているわけであるから、つぎに切換スイッチ S を検出リアクタ側に入れ検出リアクタと平衡リアクタでブリッジ回路を構成させる。この際検出リアクタの取付空隙が相等しければ、記録計の指示は零である。もし指示がある値だけ振ればそれだけ取付の際空隙に誤差があったことになる。この誤差の許容範囲は回路の特性によって定まるもので、もちろん小さいほど望ましいが 0.2 mm 以内に保つことが必要である。

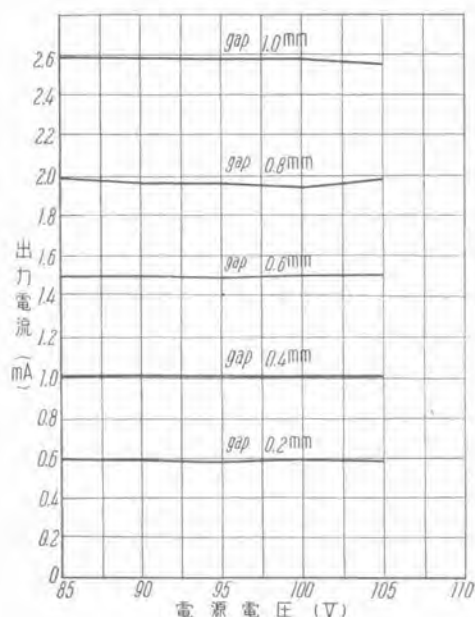
このようにして完全に平衡のとれた回路において、タービン軸の移動によって検出リアクタの空隙がそれぞれ



5 図 位相弁別回路
Fig. 5. Phase detector circuit.



6 図 位置記録計制御箱
Fig. 6. Position recorder control cabinet.



7 図 位置記録計電圧特性曲線
Fig. 7. Voltage characteristic curves of position recorder.

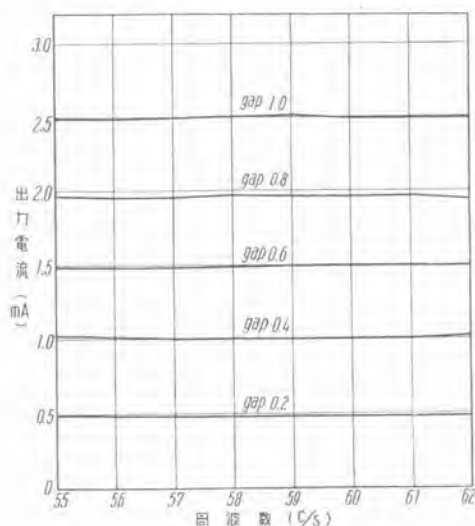
I_{01} および I_{02} になったとすれば、ブリッジの出力電圧 E_0 は (1) 式で示される。

$$E_0 = K \frac{E}{2} \left(\frac{I_{01} - I_{02}}{I_{01} + I_{02}} \right) \quad (1)$$

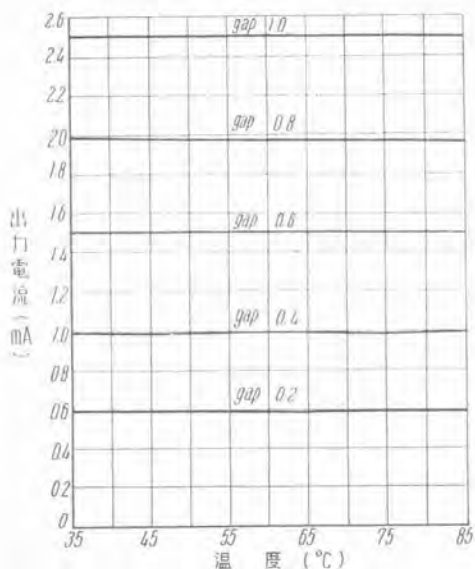
ここに K はブリッジを構成する各リアクタの特性によって定まる常数であり、また E はブリッジの入力端子電圧である。タービン軸の移動が高压タービン側かまたは低压タービン側であるかを知るために、ブリッジの出力に極性を持たすことが必要である。この目的のためにブリッジの出力回路に 5 図の如き位相弁別回路を付加した。この回路によって出力に極性を持たすと同時に、その出力特性の直線性が相当改良されている。これら各部品を制御箱に組み込んだ外観を 6 図に示す。

ウ. 試験結果

位置、偏心、振動および膨脹各記録計とも総合許容誤



8 図 位置記録計周波数特性曲線
Fig. 8. Frequency characteristic curves of position recorder.



9 図 位置記録計温度特性曲線
Fig. 9. Temperature characteristic curves of position recorder.

差は 3% である。電圧、周波数および温度変化のおおのの要求範囲に対して各誤差は 1% 以内に保つことができた。7 図に電圧特性、8 図に周波数特性、9 図に温度特性また 10 図に出力特性を示す。以上から判るように各変化が同時に起きるような最悪の条件においても誤差は 3% 以内に保たれることは明かである。実際にタービンに取付けて記録せしめた結果を 11 図に示す。

3. 偏心記録計

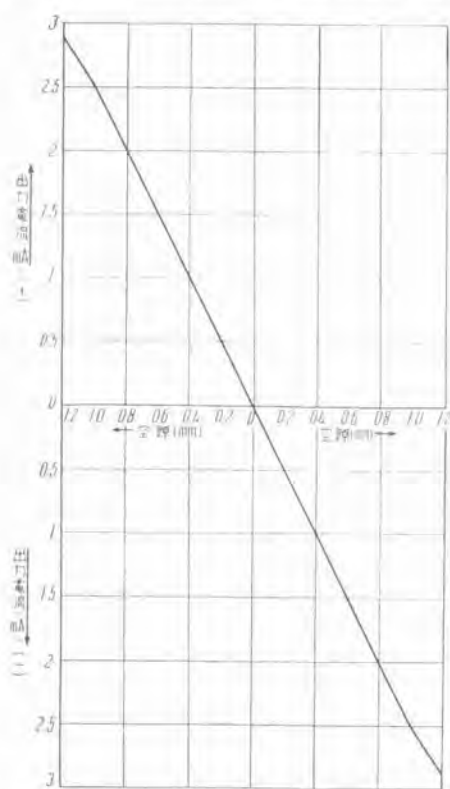
タービンの起動および停止時において不完全冷却、すなわちタービン軸の温度が周囲温度に保たれていない場合、おのおのの膨張の割合が異ってきてタービン軸が彎曲するようになる。

彎曲した軸をそのまま回転すると、接触したり、振動を生じたり、または軸の自由端で楕円運動をなし、軸受は節となってここで彎曲効果が最大となりタービンを損傷する危険がある。したがってターニングギヤを介して低速回転をさせ、暖機または冷却を行いつねにタービン軸の偏心量が安全値内にあるように監視し、除々に回転を上げまたは下げ、しかる後に全速にするかまたは停止させる必要がある。

本計器はタービンケーシングに対するタービン軸の偏心量を連続的に指示記録するもので、600 rpm 以下の回転では正確にその値を得ることができる。

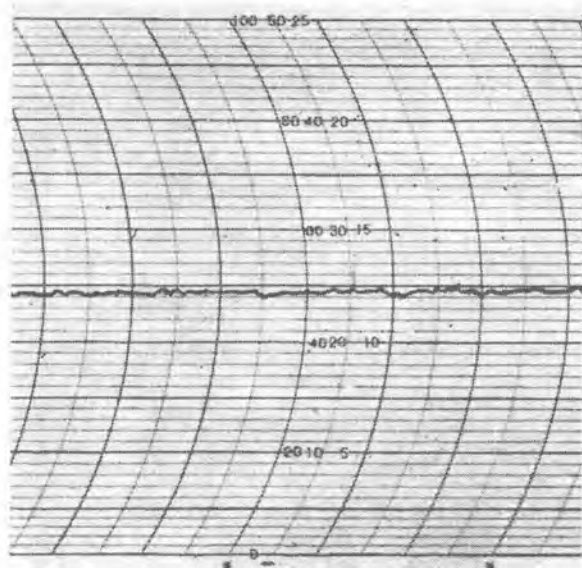
ア. 原理

偏心量の検出は空隙変化による磁気抵抗の変化を利用

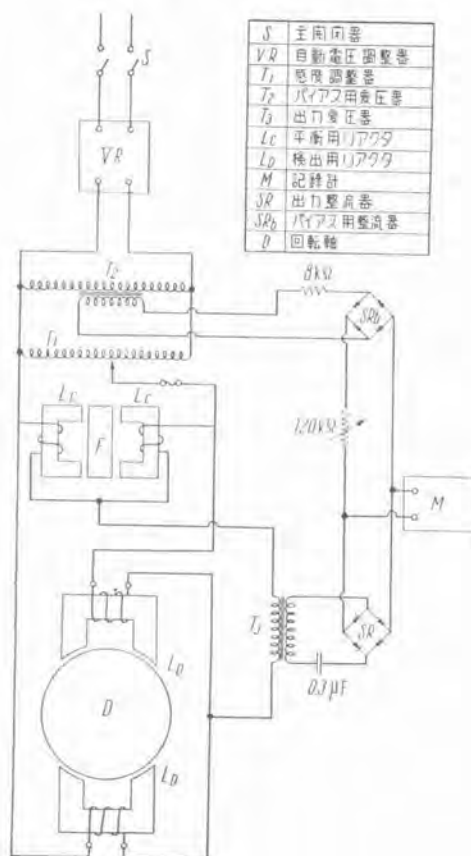


10 図 位置記録計出力特性曲線
Fig. 10. Output characteristic curve of position recorder.

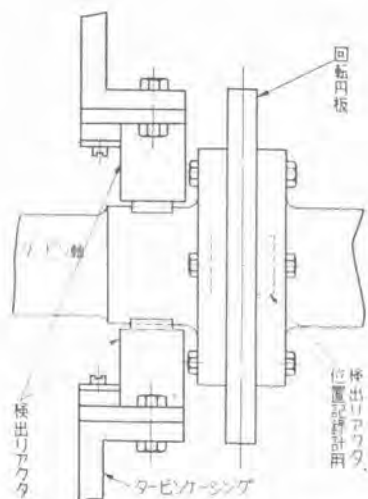
するもので、位置記録計と全く同一の原理に基づくものである。すなわち 2 箇の鉄心入検出コイルをタービンケーシングに対称の位置に固定し、タービン回転軸面と検出リアクタ極面間の空隙がタービン軸の偏心により交互に増減し、検出コイルのインピーダンスが変化する。この変化は検出リアクタおよびこれと全く同じ構造の平衡リ



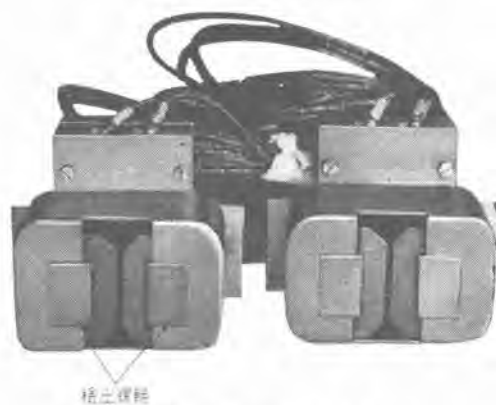
11 図 位置記録計チャート
Fig. 11. Position recorder chart.



12 図 偏心記録計結線図
Fig. 12. Connection diagram of eccentricity recorder.



13 図 偏心記録計検出リアクタ取付要領
Fig. 13. Mounting of pickup reactor for eccentricity recorder.



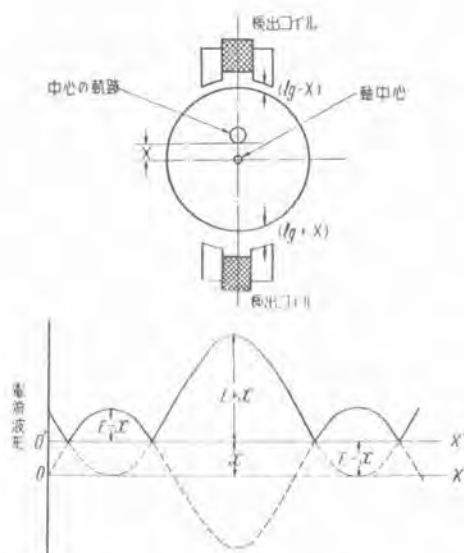
14 図 偏心検出リアクタ
Fig. 14. Eccentricity pickup recorder.

アクタを四辺とするブリッジ回路により検出され記録計に導かれる。12図に本装置の結線を示す。電源は位置記録計と同様に 100 V、60 c/s の鉄共振型定電圧装置 VR で一定に保たれている。検出リアクタをケーシングに取付ける際、タービン軸と検出リアクタの空隙はそれぞれ 0.5 mm であるがこの取付空隙の誤差を 0.05 mm 以内に保たねばならぬ。その取付状態を 13 図に、また検出リアクタの外観を 14 図に示す。

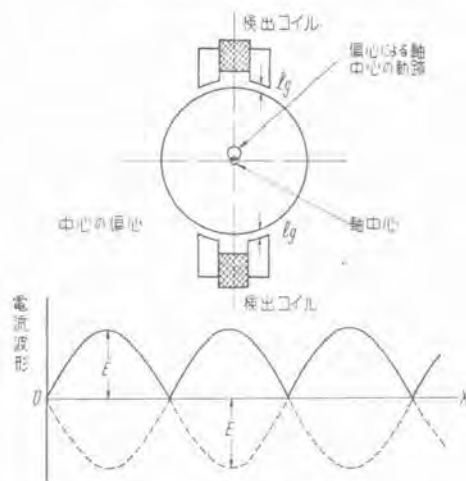
イ. 回路動作

11 図において、感度調整器 T_1 はブリッジ回路に印加される電圧を変えて感度調整を行うスライダックで調整後クランプで固定する。平衡リアクタ L_3, L_4 は検出リアクタと全く同じ鉄心およびコイルからなり、空隙間の可動鉄片 F によって、ブリッジの平衡点を調整し、かつ感度校正を行い得る。

ブリッジ回路は最初タービンの静止中に完全に平衡せしめていても、回転し始めると軸受に生ずる油膜や軸受の摩擦等のために軸の中心、したがって空隙に不平衡を生ずる。たとえば 15 図の如く X だけ軸が移動したとすれば、最初停止時の空隙長 l_0 に対して、一方は $(l_0 +$



15 図 不平衡による偏心波形
Fig. 15. Waves form for eccentricity in unbalanced condition.

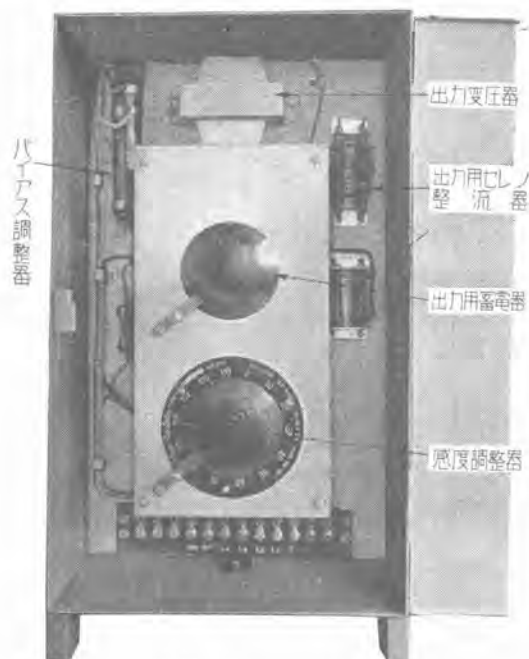


16 図 平衡時の偏心波形
Fig. 16. Waves form for eccentricity in balanced condition.

X)、他方は $(l_0 - X)$ となる。したがって出力の零線は X に比例した量 x だけ変位するから、記録計に画かれる波形は図のように一方は小さく他方は大きくなる。しかるにこの出力波形が見掛けの偏心の瞬時値を表わし、その最大値が見掛けの偏心の最大値を示すから、零基線の変位によって波形の最大値の変化は実際の偏心量と異ってくる。そこで運転を始めたならば、平衡リアクタをつねに調整してブリッジを平衡状態、すなわち出力波形を 16 図に示すように対称に保たねばならない。

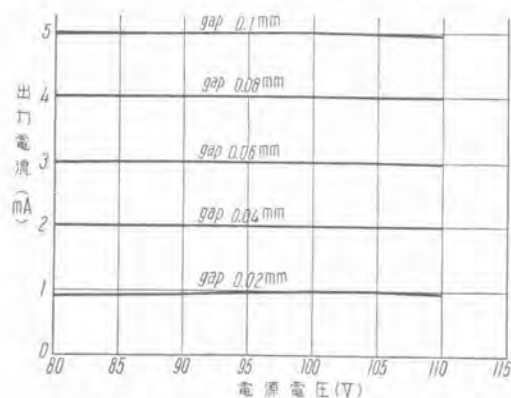
記録計の固有振動数が 25 c/s であるため、タービンの回転数が 150 rpm 以上になると、記録計の尖頭値はもはや識別できなくなり、記録計は尖頭値の平均値を示すようになる。この平均値は非対称な尖頭値の場合は明かに大きくなるから、軸の真の偏心量を得るためには記録計の指示が最小(対称波形)になるようにつねに平衡リアクタを調整せねばならない。

空隙変化の微小な処は出力特性が非直線になるため、これをバイパスにて除き、また出力変圧器の二次に蓄電器 C を入れて、感度の増大と共に、周波数の影響を除



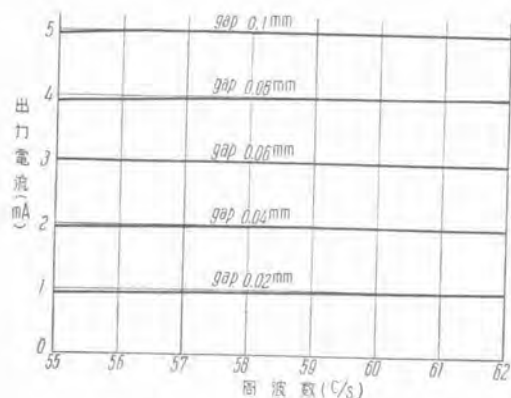
17 図 偏心記録計制御箱

Fig. 17. Eccentricity recorder control cabinet.



18 図 偏心記録計電圧特性曲線

Fig. 18. Voltage characteristic curves of eccentricity recorder.



19 図 偏心記録計周波数特性曲線

Fig. 19. Frequency characteristic curves of eccentricity recorder.

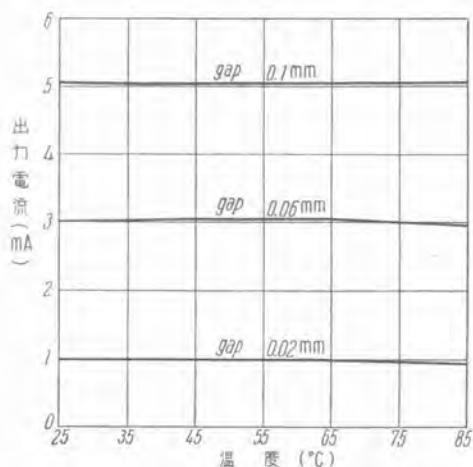
いている。これら各部品を制御箱に収めた状態を 17 図に示す。

ウ. 試験結果

電源電圧の変化に対する特性を 18 図に、周波数特性を 19 図に、温度特性を 20 図にまた 21 図に出力特性を示す。以上の実験結果から明かなように誤差 3% 以内に充分保ち得ることが判る。22 図は 偏心記録計を実際にタービンに取付けて画かしたものである。

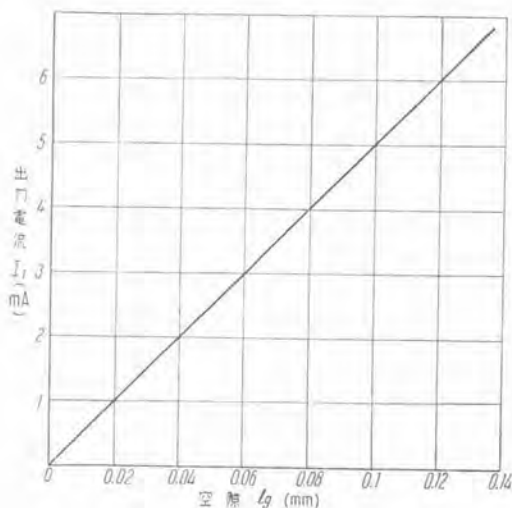
4. 振動記録計

タービン回転軸の振動状態を知ることは、タービンの異常を知り、または事故を未然に防止するために極めて重要である。いま迄は経験者によって軸受やベデスタルの振動から察知していたが、振幅の徐々の変化をとらえることは極めて困難であり、また高温高压で動作する高速タービンでは、ケーシングやベデスタルが相対的に重くなるから、回転子の振動を軸受を通じて伝えては、明



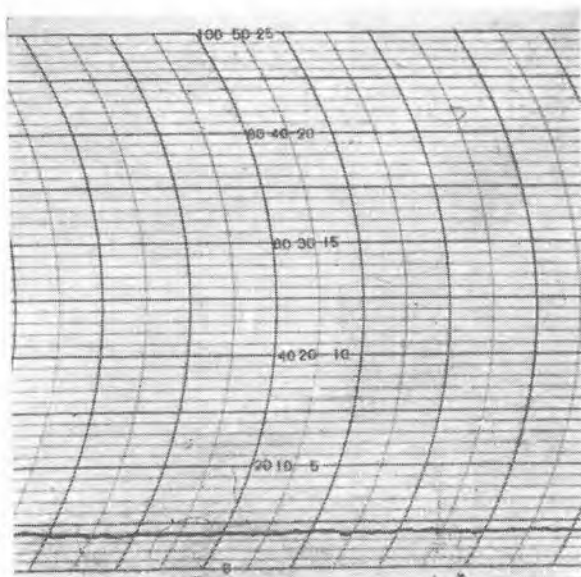
20 図 偏心記録計温度特性曲線

Fig. 20. Temperature characteristic curves of eccentricity recorder.

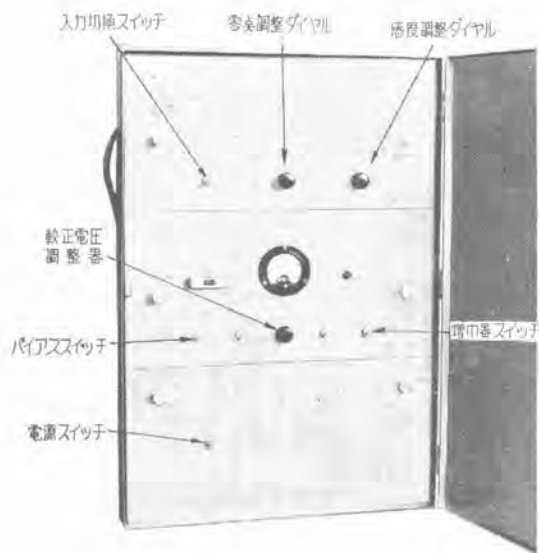


21 図 偏心記録計出力特性曲線

Fig. 21. Output characteristic curve of eccentricity recorder.



22 図 偏心記録計チャート
Fig. 22. Eccentricity recorder chart.

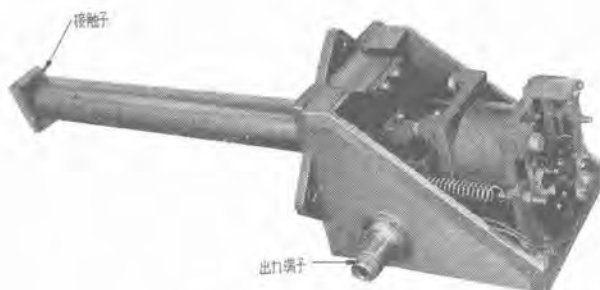


23 図 振動記録計増幅器
Fig. 23. Amplifier for vibration recorder.

確に知ることは困難である。そこで振動を直接回転子から検出することが必要である。本計器はこの要求を充分満すように設計されている。

ア. 原理

タービン回転軸に検出器の接続棒を適当なスプリング圧で接触せしめて置くと、軸の半径方向の運動は接続棒により検出器の可動線輪に伝えられる。したがって線輪の絶対的な運動はタービン軸の振動に一致する。この線輪は適当なスプリングで吊られタービンの振動に対して不動と見做し得る永久磁石の磁場内で運動する。したがって線輪には、線輪の運動速度に比例した起電力を発生する。いまこの起電力を e 、線輪の速度を v 、線輪一卷の長さを l 、線輪の巻数を N また線輪に働く有効磁界の強さを H とすれば、これらの間につぎの関係が成立する。



24 図 振動記録計検出器
Fig. 24. Vibration pickup.



25 図 振動検出器をタービンに取付けた状態
Fig. 25. Vibration pickup fixed on casing.

$$e = H \cdot l \cdot N \cdot v \times 10^{-8} \quad \dots \dots \dots (7)$$

すなわち起電力は速度に比例する故、この起電力を適当な積分回路に通せば起電力は変位、すなわち振幅に比例するから、回転軸の振幅を知ることができる。この起電力を電子管増幅器で増幅整流して、記録計で指示記録させる。増幅器は多量の負帰還をかけて周波数特性および電圧特性を改善している。また増幅器を校正するために電源から 60 c/s の校正用信号が与えられるようになっている。その外形を 24 図に示す。

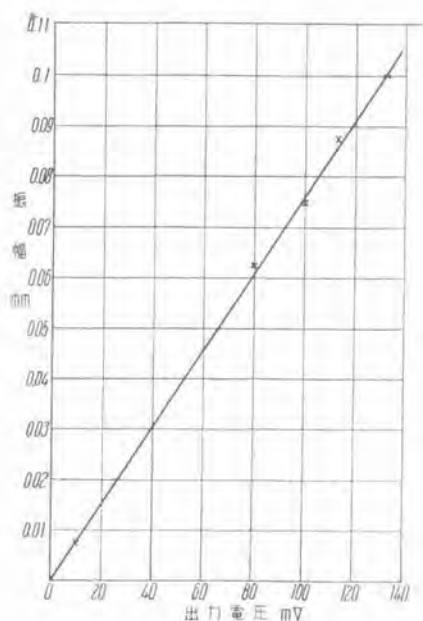
イ. 検出器

検出器は 4 本の板ばねと 2 箇のつる巻ばねとで吊られた永久磁石の磁場内に可動線輪が接触子および接続棒を通じてタービン軸の振動に応じて上下運動をなすようになっている。その外観および実際にタービンに取り付けた状態を 25 図に示す。

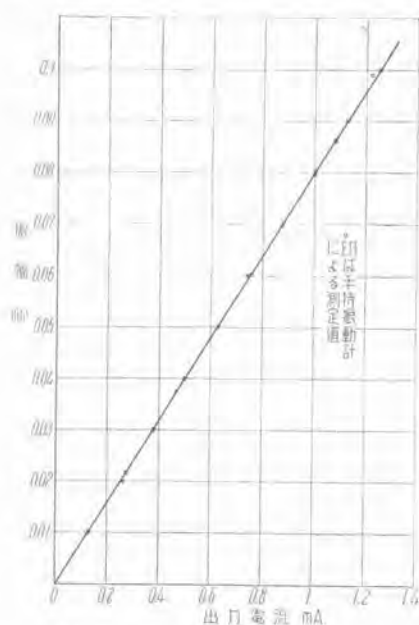
検出器はタービンケーシングに取付けられるため、ケーシングの振動の影響を受けるから永久磁石を含む可動部を不動点と見做し得るようにするため、その固有振動数を低くする必要がある。また接触子はつねにタービン軸と接触を保ちながら、タービン軸の振動を正確に伝達するように必要な圧力で軸に押し付けられている。この際接触子とタービン軸とが均一に接触するようによく密着させることが必要である。

ウ. 試験結果

検出器の特性曲線を 26 図にまた振動計の出力特性曲線を 27 図に示す。各出力は完全な直線性が保たれ、振



26 図 振動記録計検出器出力特性
Fig. 26. Output characteristic of pickup.



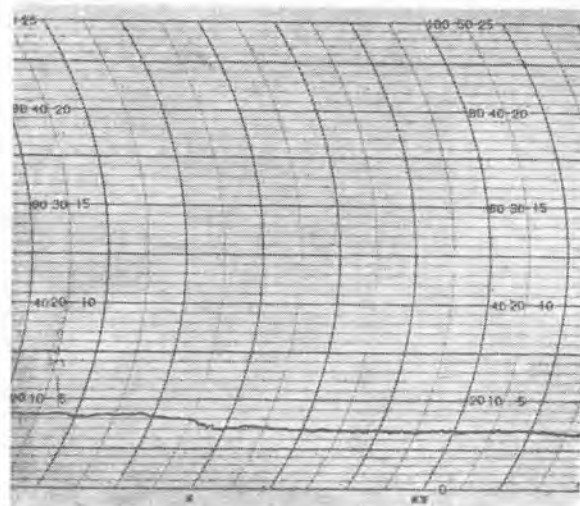
27 図 振動記録計出力特性曲線
Fig. 27. Output characteristic curve of vibration recorder.

幅を忠実に示していることは図から明かである。

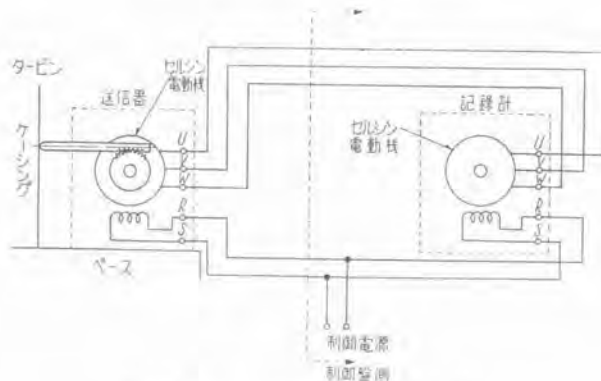
この振動計をタービンに取付けて、振動を記録させた結果を 28 図に示す。

5. タービンケーシング膨脹記録計

タービンの起動時には、蒸気がタービンの各部やケーシングを熱して、熱膨脹を起す。タービンは膨脹している間も、固定部と可動部の間に適当な間隙を保つように設計してある。この膨脹を許すためにタービンの一端は基礎に固定し、他端は自由に滑油を施した軌道に沿って軸方向に移動できる。



28 図 振動記録計チャート
Fig. 28. Vibration recorder chart.



29 図 ケーシング膨脹記録計結線図
Fig. 29. Connection diagram of casing expansion recorder.

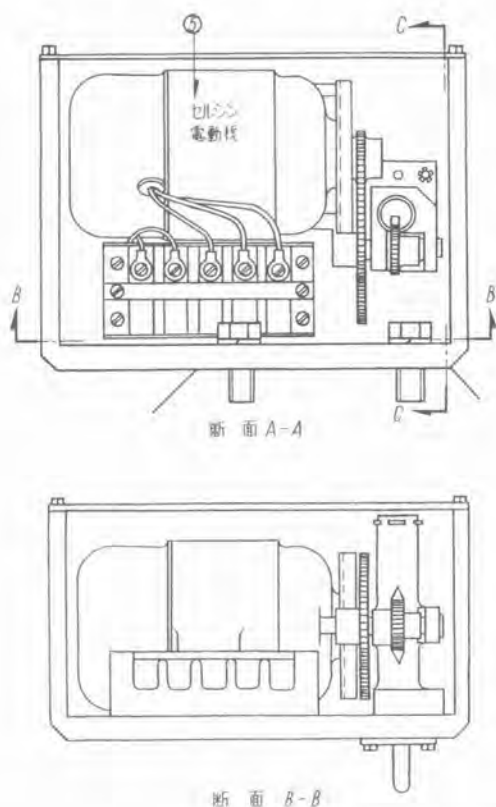
タービンケーシングの膨脹の割合、程度を連続的に記録して検討することはタービン運転上重要なことである。

このデータを指示記録するのがタービンケーシング膨脹記録計である。この記録は摺動するベドスタルの固定底板に対して、タービン負荷の変動による膨脹、起動時および停止時の膨脹による変移量を連続的に指示記録するものである。

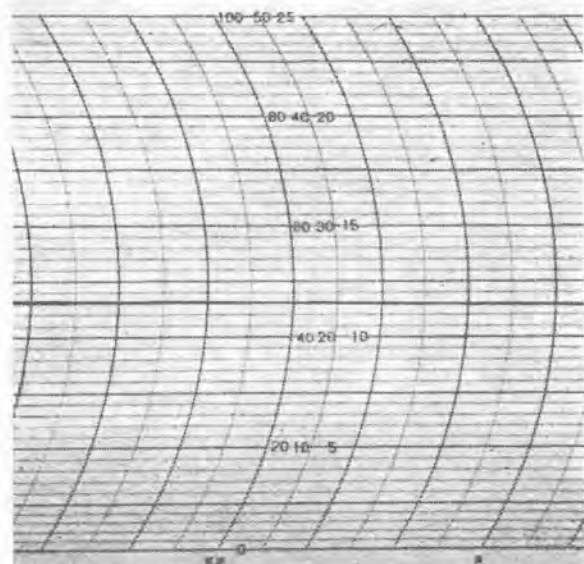
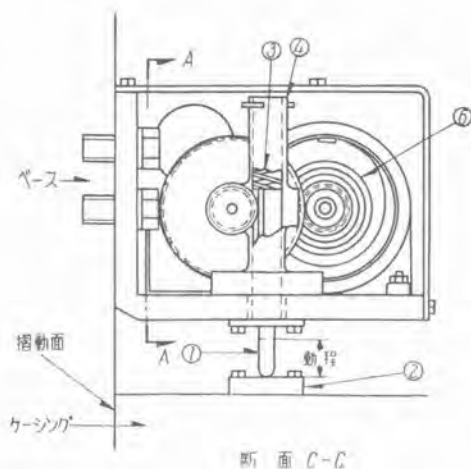
ア. 構造および動作

膨脹計はタービンケーシングの膨脹量を回転角度に変換し、セルシン電動機により遠隔測定するもので、送量機と受量計（記録計）からなっている。29 図にその結線図をまた 30 図に内部構造を示す。

送量機は (1) ブランジャー、(3) つる巻押ばね、(4) ギャーポスト、(5) セルシン電動機、(6) 渦巻ばねからなる。(2) はタービンケーシングに取り付けたブランジャーブロックである。タービンケーシングが膨脹または収縮すると、ブランジャーが直線運動する。ブランジャーの端はラックで、歯車をまわしてセルシン電動機を回転させる。つる巻押ばねはつねにギャーポスト内で、



30 図 ケーシング膨脹記録計 内部構造
Fig. 30. Casing expansion recorder.



31 図 ケーシング膨脹記録計チャート
Fig. 31. Casing expansion recorder chart.

プランジャーを押している。渦巻ばねの一端はセルシン電動機の固定枠に、他端は軸に固定し、軸をいつも一方

向にひきつけて、歯車列とプランジャー間のガタを防いでいる。

記録計はセルシン電動機と記録装置からなっている。セルシン電動機の軸は、記録ペン機構と歯車で結合している。記録計内セルシン電動機は、送量機内セルシン電動機に正確に追従し、送量機側の変位を正確に記録計に記録する。

記録計の目盛すなわち膨脹量は普通 10~20 mm である。送量機の構造は頑丈で保守点検も容易である。送量機、記録計の総合誤差は定格値の 1.5% である。

31 図はこの記録計をタービンに取付けて動作せしめた時の記録図である。

6. む す び

本計器を前記発電所に設置し調整運転の結果、作動良好で所期の成績をおさめ、その正確な記録によってタービンの運転状況を明示し、これら計量に対する利用性を確認せられた。終りに本記録装置製作に当って絶大な協力をたまわった九州電力本社ならびに発電所、三菱長崎造船所の関係各位、および当社世田谷工場長尾島参事、研究所電気第一研究室長横須賀参事、長崎製作所の各位に対して深く感謝する次第である。

給水ポンプ用電動機とその制御

長崎製作所

武下定四郎*・新良由幸*

Boiler Feed Pump Motors and Their Control

Teishiro TAKESHITA・Yuko SHINRYO

Nagasaki Works

Noteworthy is the recent trend of employing large sized two pole induction motors specially cage rotor type motors-for boiler feed pump driving as the boilers increase in their capacity, temperature and pressure. The employment of cage rotor types, however, calls for circumspect studies on matching of speed-torque characteristics, voltage drop of the system in starting, and flow control of feed pumps.

These problems are discussed herein with actual examples.

1. まえがき

火力発電所最近の一般的傾向として、ボイラは急速に高温高圧大容量となり、これに伴い給水ポンプおよび給水ポンプ用電動機の容量も増大の一途を辿りつつある。また1機1罐式の採用により補機類の信頼度がますます厳重に要求せられるようになった。

このような現状において、給水ポンプ用電動機およびその制御上の問題につき最近の二、三の製作例を基にして述べることにする。

2. 給水ポンプ用電動機の推移 (2 極 カゴ形電動機の採用)

いままで大型給水ポンプ用電動機としては、おもに速度制御の可能なこと、起動時電源の擾乱の小さいこと等のためにもっぱら巻線型電動機が使われていた。しかるに、最近の著しい電源容量の増大、カゴ形電動機および流体接手、磁気接手等の急速な進歩により、この方面でのカゴ形電動機の使用が可能となり、機械的信頼度も巻線型よりむしろ高くなりつつある。またポンプ速度も以前は 1,500~1,800 rpm が多かったが、現在はほとんどすべて 3,000~3,600 rpm になってきた。しかも速度は将来ますます高くなるであろうと思われる。現に米国ではすでに1台の電動機で 3,600 rpm の定速度一次ポンプと、流体接手と増速ギヤを使い、反対側の軸端で速度制御可能な 12,000 rpm の二次ポンプを駆動している例がある。

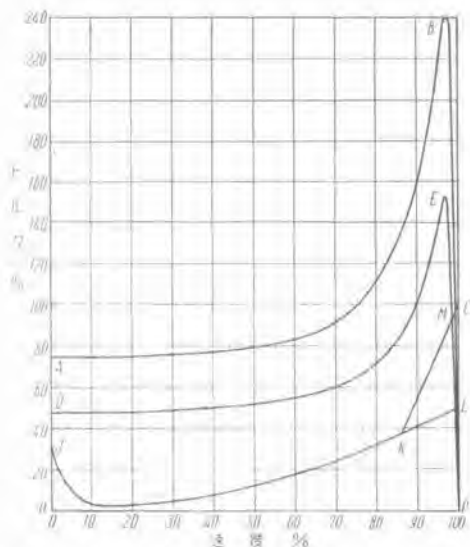
3. 電動機とポンプの特性の適合

カゴ形誘導電動機を使用するときは、つねにトルクおよび起動時電圧降下の問題について充分に注意して設計する必要がある。

給水ポンプは慣性モーメントが小さく、また負荷の性質上電動機の脱出トルクも余り大きくする必要はない。Discharge valve を閉じて起動する場合にポンプの必要とするトルクは、ほぼ速度の自乗に比例し全速では全負荷トルクの 45~55 % を必要とする。1 図の *J-K-L* 曲線はこれを示す。

ポンプに Check valve のある場合には、ポンプの圧力が系統の圧力よりも高くなるとすぐにボイラへ給水をはじめ、この点はふつう 75~90 % 定格速度の点、すなわち *K* 点で、この点から必要トルクは急激に増加し定格速度では 100 % トルクとなる。

一般に給水ポンプ用カゴ形電動機は *A-B-C-P* のようなトルク—速度特性を有し、全負荷スリップが小さく、効率の高いものを使用する。*D-E-C-P* は起動時に電圧が 80 % に降下した場合(この点については後で述べる)のトルク—速度曲線である。この場合でも容易に起動できることは1 図より明白で、したがって給水ポンプ用電動機には、75 % 全負荷トルク以上の起動トルクを発生せしめる必要はない。減圧起動のときはこのことは適用しないが、直入起動でこれ以上トルクを発生せしめることは、負荷へのショックを増すばかりでなく二次抵抗の増大、すなわち二次銅損の増加を招き、また起動時に回



1 図 給水ポンプの負荷曲線と駆動電動機の 100 %, 80 % 電圧における速度—トルク曲線

Fig. 1. Load curves of boiler feed pump and speed-torque curves of driving motor at 100 % and 80 % voltage.

転子導体の熱応力の増大を来すこととなる。ゆえに 75 % 以上の起動トルクを要求するのは無意味と考える。

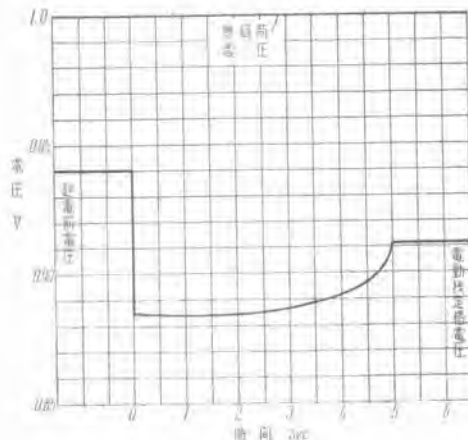
もしポンプを流体接手あるいは磁気接手を通して運転する場合は、電動機を無負荷で定格速度まで上昇した後接手によりポンプの加速度および運転速度を制御できるので、電動機の起動は自己の回転子を加速してやりさえすればよいので起動トルクの点はさらに楽となり 50 ~ 60 % で充分である。また巻線型電動機では外部二次抵抗により加速度および運転速度を自由に制御できる。

4. 起動時電圧降下

上述のように、補機類の容量の増大により、起動時に充分な電圧を電動機端子にもたすことが問題となる。ことに 2 極カゴ形電動機では重大な問題となる。なぜならば 2 極機の場合は 4 極以上のものに比べて起動時間が長く、かつ 60 ~ 70 % 定格速度の点まで発生トルクの増加が小さいためである。したがって給水ポンプ用電動機的设计にさいしては、この点につき充分に検討する必要がある。給水ポンプ用電動機としては、同一系統内の他の負荷に対する影響も考えて少なくとも定格電圧の 80 % は維持されることが必要である。この必要電圧を維持するにはつぎのような方法があり、これらを単独または適当に組合せて使用すればよい。

- ア. インピーダンスの小さい変圧器の使用。
- イ. 負荷の連続定格より大きい変圧器の使用。
- ウ. 電動機の定格電圧より高い電圧を生ずるような巻数比の変圧器の使用。
- エ. トルクの大きい特殊な電動機の使用。

以上のおおのにつき考えるに、まずインピーダンスの小さい変圧器を使用するのが最も経済的である場合が多いが、変圧器のインピーダンスは単位法で 0.040 位が



2 図 起動時電圧降下 (ただし時間 0 で起動を始める)

Fig. 2. Voltage drop in the starting period. (switched in at zero time)

実用的な最小限度であり、したがってこの方法による電圧降下の防止にはおのずから限られた範囲がある。つぎに負荷の連続定格より大きな変圧器を使用する方法はア. の方法に比べて不経済であるから、単独には使用せずア. の方法と組合せて使用の方がよい。ウ. およびエ. の方法は余り優れた方法とはいえない。ウ. の方法は定常運転時に電動機端子に定格電圧以上の電圧を与えるので、電動機の寿命短縮、運転特性の低下を来すこととなる。エ. の方法は、トルクを電圧が降下してもある程度以上に保持できる点で、優れているが、製作費が幾分高くなること、運転特性を犠牲にせねばならないこと等の欠点がある。もちろん、起動電流を一定に抑え、しかも運転特性を損うことなく起動トルクを大きくするため種々の考案がなされ、実用化されているが過度にこれを要求するのはさきに述べたように望ましくない。

したがって一般にはア. およびイ. を組合せた方法が最も良好な結果を得る場合が多い。

最近設計した東京電力会社鶴見発電所向 900 kW の実例につき電圧降下を計算すると 2 図のようになる。ただしつぎの仮定を含めている。

- ア. 発電機および線路の電圧降下は、最大 2.5 %。
- イ. 変圧器の定格は 6,000 kVA で、抵抗は 0.01, リアクタンスは 0.07. (単位法)
- ウ. 変圧器には、本電動機のほかつねに 5,000 kVA, 力率 80 % の負荷がある。
- エ. 本電動機の起動電流は定格電圧にて 1,000 A, 拘束力率は 20 %。

定格電圧における起動トルクは 80 % なるゆえ最小起動トルクは 71.5 % となり、実用上なんら差支えないことが判る。さきに、トルクの大きい特殊な電動機を使うのは余り優れた方法ではないと述べたが、クサビ形回転導体を使用して起動電流 500 %, 起動トルク 80 % とするのは運転特性になんら有害な影響を与えることなく可能である。もちろんこれ以上の起動特性をもたすことがで

きるがそれはかえって有害無益であろう。

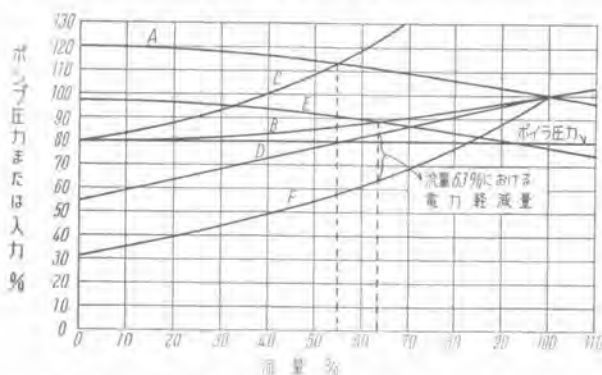
5. 速度制御

給水ポンプによりボイラに送り込む水量は、いろいろな負荷状態に応じてタービンに送り込まれる蒸気量に適合するよう調整の要がある。ボイラに水を送るためには

ポンプ圧力 \geq (ボイラ圧力)+(系統内の損失圧力) なることが必要で、系統内損失圧力はほぼ流量の自乗に比例して変る。3 図で A 曲線は定格速度におけるポンプ圧力、B 曲線は系統内損失圧力である。弁調整による定速度ポンプの水量調節は、系統内の損失圧力を弁により変化させて行うもので、たとえば C 曲線のように弁を絞って損失圧力を大きくすると流量は 55% に減少する。このような使用状態では、ポンプ入力は D 曲線のようにはほぼ直線的に変る。

つぎに流量調節のいま一つの方法は、ポンプの速度を変えてポンプ圧力を E 曲線のように変え、B 曲線との交点を移行させる方法である。一般に系統内損失圧力は小さく、またポンプ圧力はほぼ速度の自乗に比例して変るので、15~20% の速度制御を行えば全流量範囲に対して充分なことが判る。この場合のポンプ入力は F 曲線のようになり、定速度で弁調整を行う場合より全流量範囲において平均 20% 位の電力軽減となる。

また上に述べた二つの基本的方法を適当に組合せることもできる。すなわち 2 台あるいは 3 台のポンプを並列に使用し、たとえば 2 台の場合には必要流量が 60% 以下になれば一方のポンプは閉じて、他の 1 台のみを運転継続すれば一層電力の軽減となる。1 台のポンプは一定のボイラ圧力の部分を受持ち他の速度制御可能なポンプをこれと直列に使用し、これが系統内損失圧力の部分を



- A 曲線: 100% 速度におけるポンプ圧力
- B 〃: 系統内損失圧力
- C 〃: 流量を 55% に絞った場合の系統内損失圧力
- D 〃: 100% 速度におけるポンプ入力
- E 〃: 90% 速度におけるポンプ圧力
- F 〃: 速度制御を行った場合のポンプ入力

3 図 弁調整または速度制御を行った場合の給水ポンプの圧力と入力特性

Fig. 3. Pressure and input characteristics of boiler feed pumps when throttling.

受持つよう設計されたものもある。この場合は弁調整の必要なく相当な電力軽減となる。

このような種々の場合につき、電動機および接手の各速度における損失等を合せ考えれば、どの方法が経済的であるかを比べることができる。4 図はこれを曲線で表わしたものであらゆる流量範囲にわたり平等に運転されるものと仮定すれば経済的な順につきのようになる。

ア. 3 台の定速度ポンプを並列に使用し、1 台のみ、または 2 台あるいは 3 台共弁調整を行う方法。

イ. (1) 2 台の定速度ポンプを並列に使用し、1 台のみまたは 2 台共弁調整を行う方法。

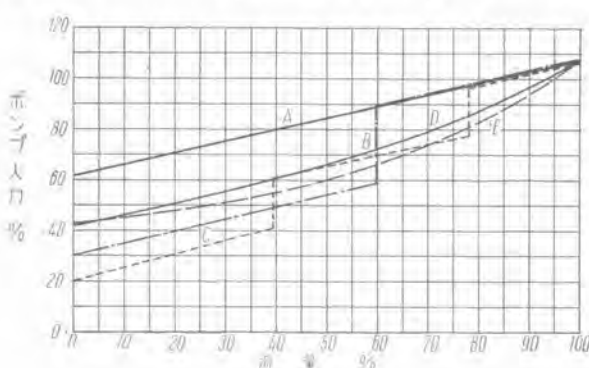
(2) 速度制御可能なポンプと、定速度ポンプとを直列に使用する方法。

ウ. 巻線型電動機を用い速度制御可能なポンプを使用する方法。

エ. 1 台の定速度ポンプを弁調整して使用する方法。

以上の方法のなかで、どれが最も実用的に優れているかを検討するにはまず各流量における使用時間の割合、1 台のポンプを使用した場合と数台に分割した場合の相対的経費、定速度の場合と速度制御の場合の経費の比率等を考えなくてはならない。一般に弁調整を止めれば電力軽減のみならず制御弁の稼働が軽減でき、かつ系統内のパイプが高圧で使用されることを避け得る利点があり、また 1 台の定速度ポンプを使用すれば制御系統が簡単になり、設備費が軽減され、かつ他の場合に比較して信頼度がやや高くなるという利点がある。

Base load の発電所ではポンプの流量を広範囲に調節する必要がないので弁調整で充分であるが、現在わが国ではこれは未だ実現していないから、巻線型電動機または流体接手付カゴ形電動機を使用する方が有利な場合が多いであろう。米国では、ポンプ、電動機、パイプ等

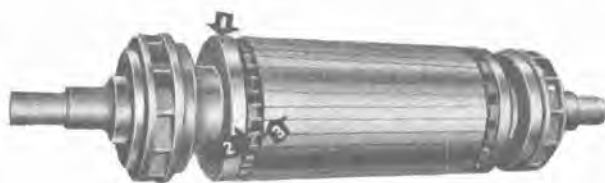


- A 曲線: 1 台の定速ポンプを弁調整する場合
- B 〃: 2 台の定速ポンプを並列に運転し、1 台のみまたは 2 台とも弁調整する場合
- C 〃: 3 台の定速ポンプを並列に運転し、1 台のみ、2 台または 3 台とも弁調整する場合
- D 〃: 1 台の速度制御可能なポンプを使用する場合
- E 〃: 1 台の速度制御可能なポンプと 1 台の定速ポンプを直列に使用する場合

4 図 種々の流量調節法に対する給水ポンプの入力の比較
Fig. 4. Comparison of input powers for various flow control methods of boiler feed pump.

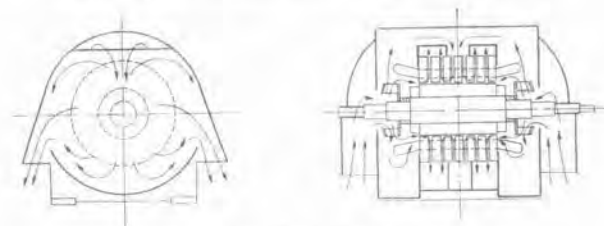


5 図 東京電力向給水ポンプ用電動機の外観
Fig. 5. Exterior view of feed water pump driving motor.



1. エンドリング支持環 1. Brace ring.
2. 回転子導体 2. Rotor bar.
3. エンドリング 3. Resistance ring.

6 図 東京電力向給水ポンプ用電動機の回転子
Fig. 6. Rotor of feed water pump driving motor.



7 図 通風説明図
Fig. 7. Schematic illustration of ventilation.

の経費が安価となり、床面積も節約できるので、大容量のポンプをなるべく少数使用する傾向にある。

6. 最近の実例とその説明

その 1

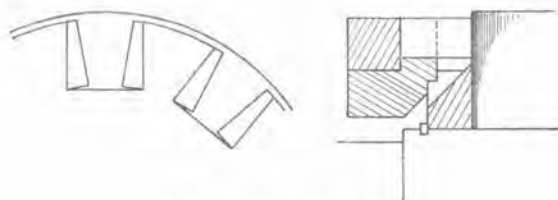
東京電力株式会社鶴見および新東京発電所向
仕様

出力	900 kW	電圧	3,000 V
型式	MKEV	周波数	50 c/s
	ブラケット型	極数	2
回転子	K1	定格	連続
	(特殊カゴ形)	台数	各 3 計 6

特性

効率	95 %	起動電流	485 %
力率	90 %	起動回転力	80 %
滑り	1.0 %	最大回転力	225 %

本機は特殊カゴ形の例で、直入起動方式でシンクレア
カップリングによりポンプの速度制御を行うものである。



8 図 回転子端部構造
Fig. 8. Construction of the rotor end.

その通風方式は7図のように、軸方向と半径方向の通風方式の組合せ、いわゆる複式放射通風式で、冷却風は電動機の両端と鉄心の中央から供給される。この通風方式では、均一かつ効果的な冷却効果が得られるとともに閉鎖通風型でも充分音響を小さくでき消音装置を設置する必要はない。

固定子コイルは空隙から上った位置に納められ軸方向の冷却風の通路を充分にとり必要風量を通じ得る構造となっている。また一部の風は鉄心中央部から回転子の方向に回り、隣りの通風溝から外方に向かって出る。軸方向と半径方向の通路を適当に調整して置けば鉄心全長にわたり温度の不均一を生じない。回転子には通風溝を設けず音響低減を図り、しかも回転子導体の冷却は充分できる構造を採用している。

外枠は鋼板溶接構造で、振動および音響の共振を避けるため極めて丈夫な構造になっている。また軸径を大きくして危険速度が運転速度より遥かに高い点にあることはこの種大型2極機としては珍しいものである。

直入起動であるため固定子コイル端曲部に働く半径方向と円周方向の力は非常に大きくなるから、これに耐えるよう2箇の支え輪を設けコイル間には適当なスペーサを挿入して麻糸で支え輪に固く締める。

回転子鉄心は軸上に直積とし、しかも適当な温度に加熱した状態で組立てるから、回転子が高速度で運転中においても充分軸に密着する。また回転子鉄心は特殊な強靱なコア板を使用した。

回転子導体は損失少なく、しかも起動電流はなるべく小さく、起動トルクはある程度大きくする必要があり、また導体と鉄心とをなるべく固く密着せしめて熱放散を助けると同時に導体の振動を防止する必要がある。これら多くの要求に対していままでとはまったく着想を異にした特殊クサビ形導体、および特殊組立法を採用し非常に満足な結果を得た。エンドリングは断面積を非常に大きくとり熱容量を大きくしたので起動時の熱膨脹が小さく、しかも非磁性特殊鋼の支持環をエンドリングに焼嵌めし、遠心力による故障を防止している。

ブラケットは厚い鋼板を溶接した構造で、上半部は軸受部分に関係なく取外しができ、内部点検および清掃等が容易にできる。軸受は軸端に直接取付けたギヤポンプによる強圧給油式であるが、オイルリングを併用し、軸受支持面は球面にして自動調心作用を行わしめる。

その 2

中部電力株式会社名港発電所向

仕様

出力	1,000 kW	周波数	60 c/s
型式	MS EV	極数	2
(20 % 速度制御)		定格	連続
回転子	W (巻線型)	台数	2
電圧	3,300 V		

特性

効率	95 %	滑り	0.9 %
力率	92 %	最大回転力	280 %

本機は巻線型の例であるが外枠構造、固定子コイルの構造は前に述べた 900 kW と全く同一である。

回転子構造は八幡製鉄納入 (昭和 25 年) 4,000 kW 2 極機とほとんど同型式で、当社で最初に実用化された非磁性特殊鋼製リテーニングによる線輪端支持法を採用した。この方法が構造上および冷却通風上非常に優れた方法であることは、昨今国内同業各社において採用されつつあるのを見ても明かであろう。

構造は 10 図回転子の外観は 11 図に示すが、ここでは詳細な説明は省略する。いままでのバインド線法の致命

的な欠陥を非常に満足に解決したものであることを付け加えておく。

通風は前に述べた 900 kW とほとんど同じであるが、巻線型では回転子絶縁保護の目的で回転子内にも通風を行う方が望ましいから、鉄心中央部を除く部分には通風溝を設けている。

なお本機はベデスタル型でかつ巻線型なるため、軸受間隔が長くなり、危険速度を運転範囲より低くとり、そのため振動調整には細心の注意を払ってある。

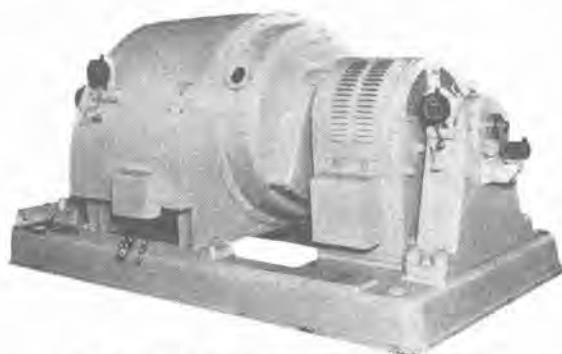
またスリップリング部分には専用のファンを取付けて冷却を良くし、表面にはヘリカルグループを切り、入念なすり合せを行い、豊富な経験と研究による最適の刷子圧力の決定により刷子およびスリップリングの摩滅を防止している。また回転子リードは軸の表面に切った溝中に納め鋼鉄製の楔で固定している。

軸受はベデスタル型であるが、軸受支持法は 900 kW の場合と同じく球面支持法とし、給油は別置の給油ポンプにより行い、オイルリングも併用して給油ポンプ系統の事故に対しても相当な時間継続運転の可能な構造としている。なおベデスタル型なるにもかかわらず 9 図のように非常にコンパクトな構造で、重量もブラケット型に比較してさほど大きくはならない。

7. 制御装置

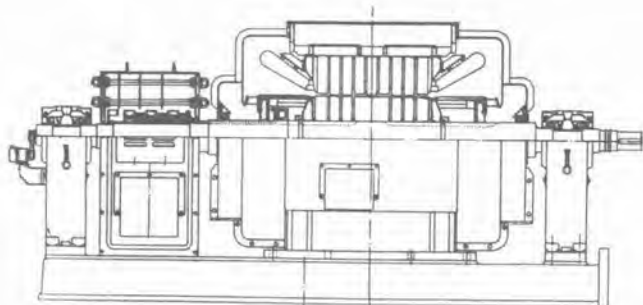
上に述べた名港発電所向 1,000 kW 給水ポンプの制御系統図を 12 図に示し、ここではこれに限定して述べることにする。

給水ポンプは汽罐の蒸発量に応じて自動的に速度調節を行うよう計画した。12 図に示す如く給水加減器 (Feed water regulator) の入口および出口の圧力差を検出して、これを一定にする如く給水ポンプの速度を自動的に調節する。すなわち差圧継電器 No. 1 は速度増用で圧力差が 5.5 kg/cm^2 以下になれば接点を閉路し、No.



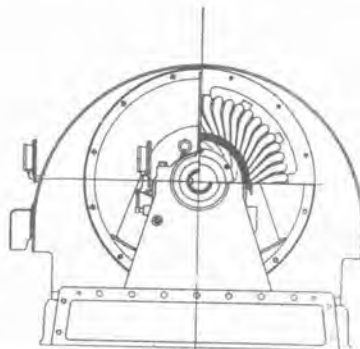
9 図 中部電力向給水ポンプ用電動機の外観

Fig. 9. Exterior view of feed water pump driving motor.



10 図 中部電力向給水ポンプ用電動機の断面図

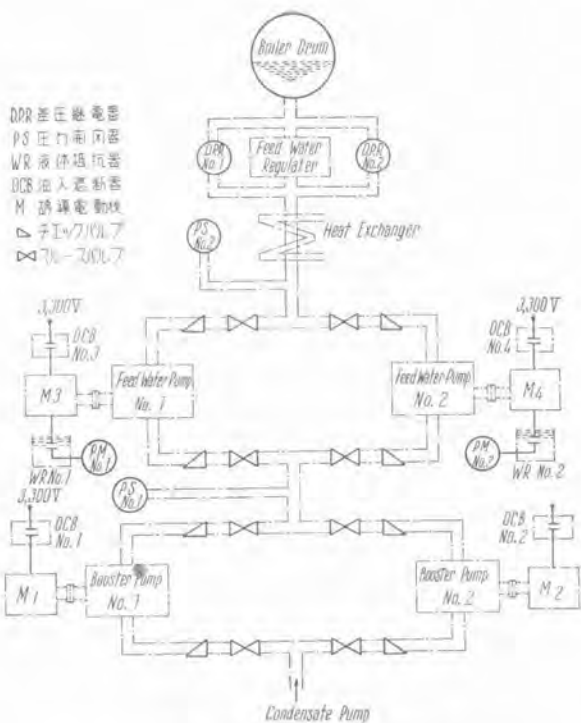
Fig. 10. Cross section of feed water pump driving motor.



11 図 中部電力向給水ポンプ用電動機の回転子

Fig. 11. Rotor of feed water pump driving motor.





12 図 給水ポンプ制御系統図

Fig. 12. Simplified diagram of feed water pump control system.

2 は速度減用で圧力差が 6 kg/cm^2 を超えれば、接点を閉路する。もし運転中に圧力差が 6 kg/cm^2 以上になれば差圧継電器 No. 2 により液体抵抗器は抵抗増の方向に操作され、したがって電動機は減速し、給水ポンプの圧力も下り圧力差が 6 kg/cm^2 になるまで操作される。また逆に圧力差が 5.5 kg/cm^2 以下になれば差圧継電器 No. 1 により液体抵抗器は抵抗減の方向に操作され、したがって電動機は増速し給水ポンプの圧力は上り、圧力差が 5.5 kg/cm^2 になれば停止する。なお電動機は速度増減にはハンテングを防止するため限時継電器を使用し、差圧継電器の作動に対し、間歇的に液体抵抗器の増減の操作が可能のようにしている。

またブースタポンプと給水ポンプの2台中1台は常用他の1台は予備である。もし運転中なんらかの事故により圧力低下すれば予備を自動的に急速に起動させる必要がある。各ポンプの吐出側に設けられた圧力開閉器 No. 1 および No. 2 はそれぞれブースタポンプおよび給水ポンプ非常起動用の圧力開閉器で規定圧力以下に、圧力が低下すれば接点は閉路するものである。たとえば給水ポンプ No. 1 運転中に吐出側圧力が規定圧力以下に低下すれば、圧力開閉器 No. 2 が閉路し、これにより給水ポンプ No. 2 の油入遮断器 No. 4 が閉路し自動的に起動する。

なお給水ポンプの速度制御および各ポンプの起動停止は操作盤の操作開閉器により手動操作も可能である。13 図は本操作盤の外観を示す。

8. むすび

ボイラが漸次大容量、高温、高圧となるにしたがい、給水ポンプ用電動機も大容量、高速度化してきた。われわれは高速度大容量の誘導電動機については1表に示すように多数製作納入してきたが、その特性の改善と信頼性の向上ならびに運転制御の改善には改良工夫を施しさらに不断的努力を払っている。ここにその一端を報告して識者のご叱正を戴きたい。



13 図 給水ポンプ操作盤
Fig. 13. Feed water pump control panel.

参考文献

1. J.H. Ashby: Application features of major auxiliary drives in electric generating station. AIEE. Tech. paper 52-290.
2. Igor J. Karassik: Motor drives for primary and secondary feed pumps in today's superpressure plants. Power 98 88 (1954).
3. Roy Carter: How much torque is needed to start centrifugal pumps? Power 94 88 (1950).
4. 片山仁八郎: 4,000 kW 3,600 rpm 誘導電動機. 電気学会雑誌 72 96 (昭 27-3).

1 表 主要給水ポンプ用電動機の製作経歴

カゴ形						
出力	電圧 (V)	周波数 (c/s)	極数	製造年	台数	注文主
540 HP	3,300	50	2	昭 15	2	西部共同火力
230 kW	3,300	60	2	26	4	印度政府
540 HP	3,300/3,450	50/60	2	28	1	九電戸畑
900 kW	3,000	50	2	29	6	東電鶴見, 新東京
680 kW	3,300	60	2	29	3	関電姫路

巻線型						
出力	電圧 (V)	周波数 (c/s)	極数	製造年	台数	注文主
750 HP	3,300	50	2	昭 15	2	満電
540 HP	3,300	60	2	16	1	宇部油化
500 kW	3,300	50	2	25	2	北海道電砂川
420 HP	2,000	60	2	26	2	苫小牧製紙
240 kW	3,700	50	2	26	2	タイ国政府
250 kW	3,300	50	2	27	2	川崎製鉄
275 kW	3,300	60	2	27	2	苫小牧製紙
500 kW	3,300	50	2	27	1	北海道電砂川
800 kW	3,300	60	2	28	1	九電釜上
800 kW	6,600	60	2	28	1	八幡製鉄
1,000 kW	3,300	60	2	28	2	中電名港
600 kW	3,300	60	2	29	3	中電名港

汽 罐 用 通 風 機 の 風 量 制 御 装 置

長 崎 製 作 所

宮 内 貞 夫*

Air-Volume Controlling Device of Draft Fans for Boilers

Sadao MIYAUCHI

Nagasaki Works

Controlling air volume with an installation of movable vanes at the intake of draft fans is claimed to possess many advantages over the conventional type. This design now has come to enjoy praise as a means to control air volume in the viewpoint of power saving in the case of large fans for the forced draft of boilers. The devices designed by Mitsubishi have many distinctive features which are given herein.

1. ま え が き

当社は Westinghouse 電機会社との提携後スタートバント型の通風機を作るようになり、風量調節法として吸込口に可動案内羽根を設けた風量制御装置を採用した。可動案内羽根風量制御装置の特長とするところは

- (1) 規定風量以下で用いても、効率が良く動力が節約できる。
 - (2) 風量調節作用が早い。
 - (3) 定速度電動機が使える。
 - (4) 構造が簡単。
- 等である。

2. 調節作用の説明

可動案内羽根風量制御装置の調節作用の多少は通風機吸込口にある可動案内羽根の間を空気が通る時に空気に与える旋回量の大小で決まる。

1 図は通風機羽根車の入口側および出口側速度線図を示す。羽根車内の風圧上昇は空気の入口側角運動量と出口側角運動量の差に比例する。

$$\text{入口側角運動量} = \rho Q R_1 v_1 \cos \delta_1 = \rho Q R_1 v_{1u} \quad (1 \text{ 図参照})$$

$$\text{出口側角運動量} = \rho Q R_2 v_2 \cos \delta_2 = \rho Q R_2 v_{2u}$$

したがって入口側と出口側の角運動量変化 M は

$$\rho M = Q(R_2 v_{2u} - R_1 v_{1u}) \quad (1)$$

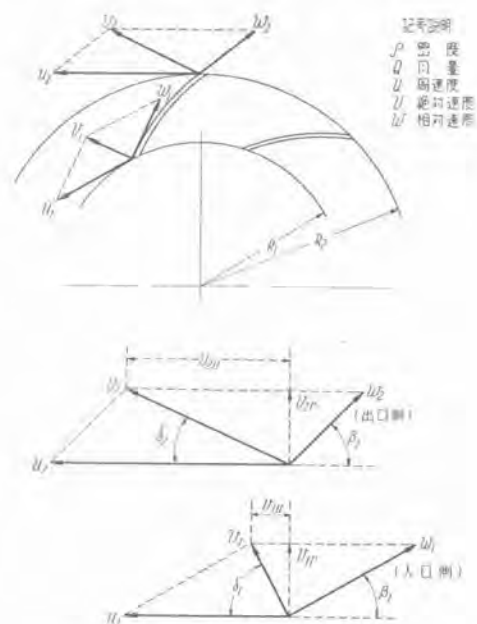
空気に与えた仕事量 L は

$$L = M\omega = \rho Q(n_2 v_{2u} - n_1 v_{1u}) \quad (2)$$

$$H_t = \rho(n_2 v_{2u} - n_1 v_{1u}) \quad (3)$$

= 発生風圧

吸込口で旋回運動を与えなければ、 $v_{1u} = 0$ であるが、



1 図 通風機速度線図

Fig. 1. Velocity diagram of the fan.

可動案内羽根で旋回運動が与えられると (3) 式の 2 項だけ発生風圧が減る。可動案内羽根風量制御装置の効率を求めるため、羽根車の羽根長さ l が半径 R に比べて短いと仮定して、翼素理論を適用する。

- B 羽根車の幅 θ 取付角
- t ピッチ φ 入射角
- Z 羽根数 α 迎角
- F 空気力 C_L 揚力係数
- M トルク C_D 抗力係数
- γ 滑空角 K 半径比 $= \frac{R}{R_2}$
- η 効率 λ 周分速度比 $= \frac{v_w}{u_2}$

ψ 風圧係数 $= \frac{H}{2u_2^2}$

μ 風量係数 $= \frac{v_r}{u_2}$

入口および出口の静風圧差 H_s は

$$H_s = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) - \frac{\rho}{2} (w_2^2 - w_1^2) \quad (4)$$

$v_{2r} = v_{1r} = v_r$ と仮定すれば

$$H_s = \rho (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) - \frac{\rho}{2} (v_{2u}^2 - v_{1u}^2) \quad (5)$$

空気の流量は $Q = 2\pi RB \cdot v_r$ 空気に与えたトルク M は

$$M = \rho (2\pi RB v_r) (R_2 v_{2u} - R_1 v_{1u}) \quad (6)$$

羽根の風圧中心が半径 R の点にあると考えるとこの点の速度線図は 2 図のようになる。この羽根に作用する風圧の半径方向分力 F_r は

$$F_r = \frac{\rho}{2} C_L w^2 (BlZ) \frac{\cos(\varphi + \gamma)}{\cos \gamma} \quad (7)$$

この力が風圧に平衡すると

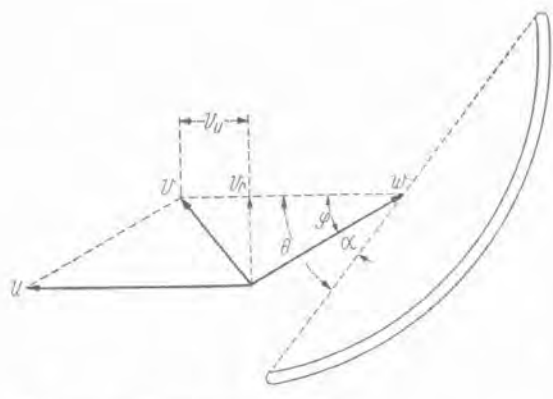
$$H_s = \frac{\rho}{2} C_L w^2 \left(\frac{l}{t} \right) \frac{\cos(\varphi + \gamma)}{\cos \gamma} \quad (8)$$

風圧の周方向分力 F_u は

$$F_u = \frac{\rho}{2} C_L w^2 (BlZ) \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos \gamma} \quad (9)$$

この力がトルク M になるから

$$M = \frac{\rho}{2} C_L w^2 (BlZR) \frac{\sin(\varphi + \gamma)}{\cos \gamma} \quad (10)$$



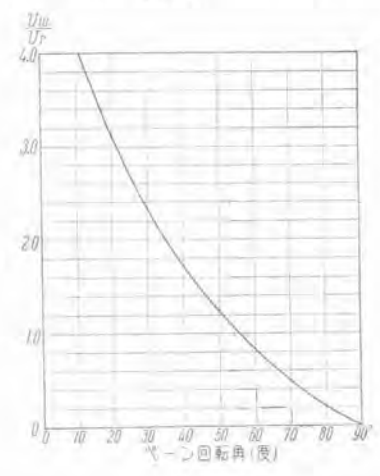
2 図 翼理論による速度線図
Fig. 2. Velocity diagram of the fan by the aerofoil theory.

5 図 案内羽根管軸および軸
Fig. 5. Guide vane tube and spindle.

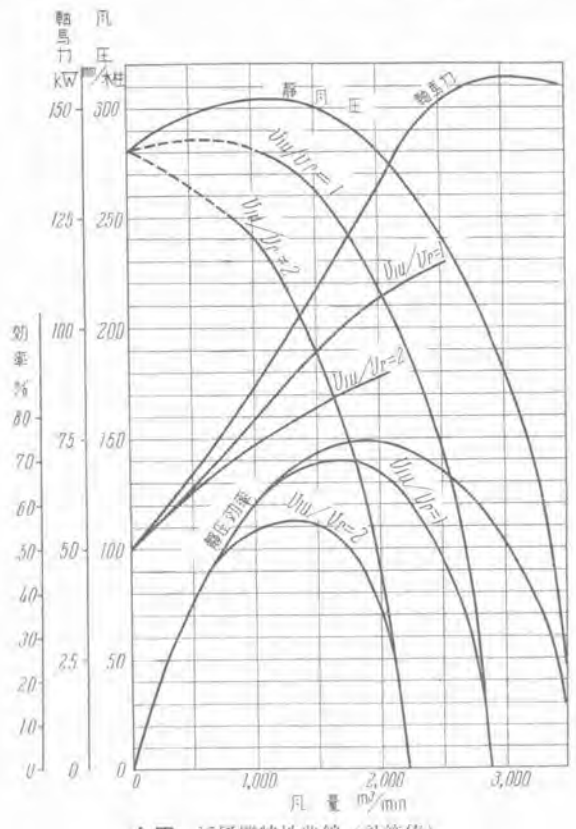


(5) (8) より

$$(u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) = \frac{1}{2} (v_{2u}^2 - v_{1u}^2) = \frac{1}{2} C_L w^2 \frac{l}{t} \frac{\cos(\varphi + \gamma)}{\cos \gamma} \quad (11)$$



3 図 旋回速度 (計算値)
Fig. 3. Calculated whirl velocity.



4 図 通風機特性曲線 (計算値)
Fig. 4. Calculated characteristic curves.

(6) (10) より

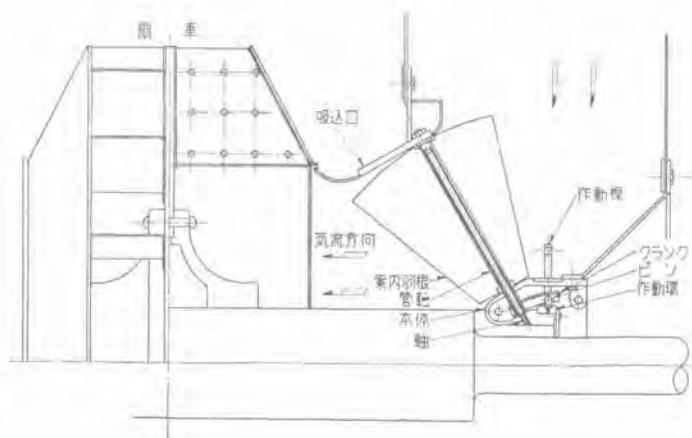
$$R_2 v_{2u} - R_1 v_{1u} = \frac{1}{2} C_d w^2 \frac{l}{t} \frac{R \sin(\varphi + \gamma)}{v_r \cos \gamma} \quad (12)$$

$\gamma = 0$ の時 (11) (12) より

$$\frac{2v_u}{u} = \frac{v_{1u}^2 - v_{2u}^2}{u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}} = \frac{\lambda_2^2 - \lambda_1^2}{\lambda_2 - K_1 \lambda_1} \quad (13)$$

翼素の効率 η は

$$\eta = \frac{\tan(\varphi + \gamma)}{\tan \varphi} \quad (14)$$



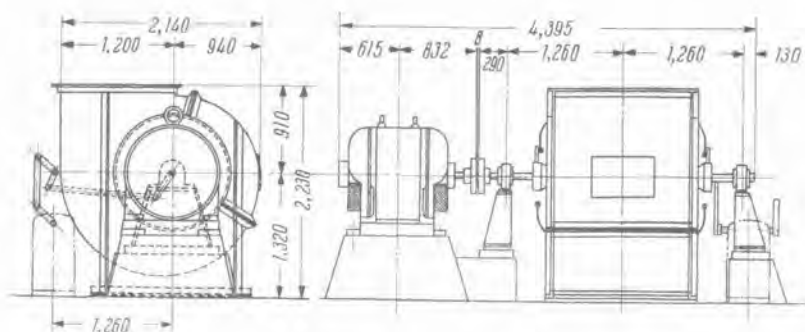
6 図 誘引通風機用風量制御装置

Fig. 6. General assembly of the volume control device of the induced draft fan.



7 図 強圧通風機用風量制御装置

Fig. 7. General assembly of the volume control device of the forced draft fan.



8 図 強圧通風機外形図

Fig. 8. Outline of the forced draft fan.

$v_{1u} = 0$ の場合の通風機特性曲線を与えれば、入口案内羽根を回転した場合の特性を求めることができる。4 図はかくの如くにして求めた通風機特性曲線の一例である。

3. 操作機構

案内羽根は非対称の扇形で中心に管軸を溶接し、吸込口に固定した軸の周りに回転できる。管軸の下端には溝をもったクランクが取付けてあり、このクランクを作動環で連動する。作動環は可動案内羽根風量制御装置本体に嵌って作動桿を動かせば、扇車軸周りに回転する。作動桿には等間隔に 10 箇の球状ピンが植付けてあり、これがクランクの溝に嵌っている。6 図は誘引通風機の可動案内羽根風量制御装置組立図である。この連動機構は外気に出ており、ボイラの排気から隔離されている。7 図は強圧通風機用可動案内羽根風量制御装置組立図で、新鮮な吸気中にあり本体はできるだけ小さくした。

4. 試験結果

10 図は型番 TV#105 の強圧通風機、11 図は型番 ID#1006 の誘引通風機の特曲線で、測定は JES 送風機規格により操作軸角度 5 種について行った。計算結果と試験結果を比べると効率は、使用点付近で良く一致するが使用点から離れた点ではかなりの誤差がある。

5. 可動案内羽根風量制御装置の性能

ア. 制御効率

種々の風量調節法を比較する場合、定速度で回転する送風機では、送風機入力を比べれば直ちに効率の良否が判るが、可変速度で運転するものでは、つぎのように制御効率 (control efficiency) を決めると便利である。

いま規定風量に対する入力を全負荷動力とし、風量が少なくなった場合の入力を部分負荷動力とすると

$$\begin{aligned} \text{制御効率} &= \frac{\text{全負荷動力} \times (\text{風量比})^3}{\text{部分負荷動力}} \\ &= \frac{\text{部分負荷の効率}}{\text{全負荷の効率}} \end{aligned}$$

可変速度の制御効率を出すとき、部分負荷の効率に減速機の効率が加わる。このようにして求めた各調節法の効率比較を 12 図に示す。ここで風圧は風量の自乗に比例して変ると考えた場合の比較で、風圧と風量の関係が違うとき、および規定風量の効率が最大でないときは、この関係は変わってくる。

12 図で明かな如く、可動案内羽根風量制御はダンパコントロールより常に

効率が良く、流体接手および誘導電動機の二次抵抗を使う可変速度の場合より使用点付近で効率が良い。

イ. 風量変化率

風量調節をする場合操作量に対する風量変化割合が比例することが望ましい。

可動案内羽根風量制御装置を自動燃焼装置と直結する場合、この傾斜が急であれば案内羽根の動きがハンチング (hunting) し易いからである。三菱風量調節装置は案内羽根が非対称になっており、かつ羽根車回転方向に曲っているため、風量変化に対してペーン回転角が少なくてすむラシングルリンク (single linkage) またはダブルリンク (double linkage) によって風量比と操作軸回転角の関係をできるだけ直線的関係に近付けてある。

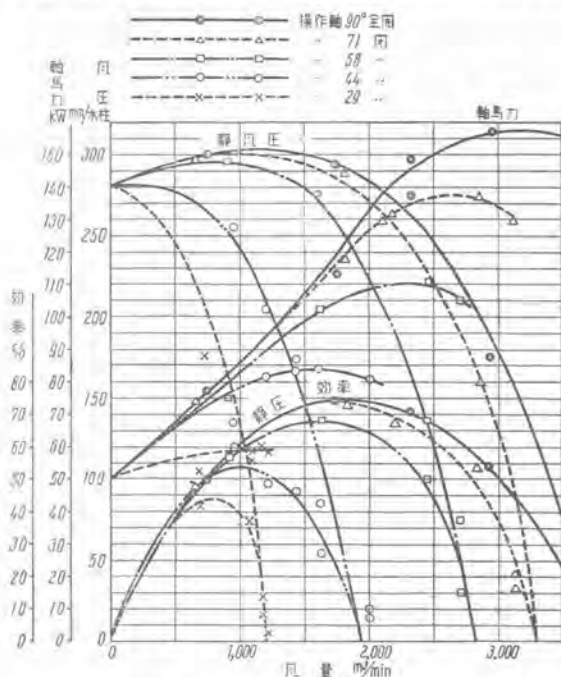
ウ. 可動案内羽根風量制御装置

これは案内羽根を回転すると同時に吐出風量が変わるので、所要風量の時間的变化に迅速に追従できる。

6. 2 段速度電動機を用いる場合

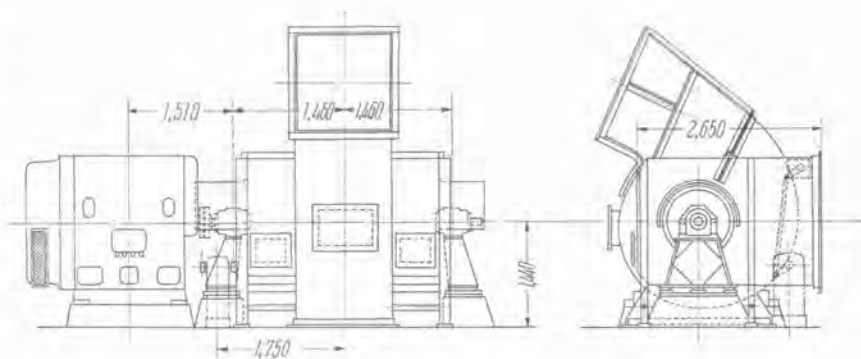
通風機風量を調節する際可動案内羽根風量制御装置を用いると上に述べた利点があるが、風量が少なくなって規定風量の 70% 付近になると可変速度の効率と同じようになるので、電動機を 2 段速度にすると可変速度より有利な範囲は 40% 近くまで拡がる。ふつう高低速の速度比は 70~80% に取る。

2 段速度電動機を使用するとき、電動機の結線は高低



10 図 増圧通風機特性曲線

Fig. 10. Test data of the TV-105 turbobane fan.

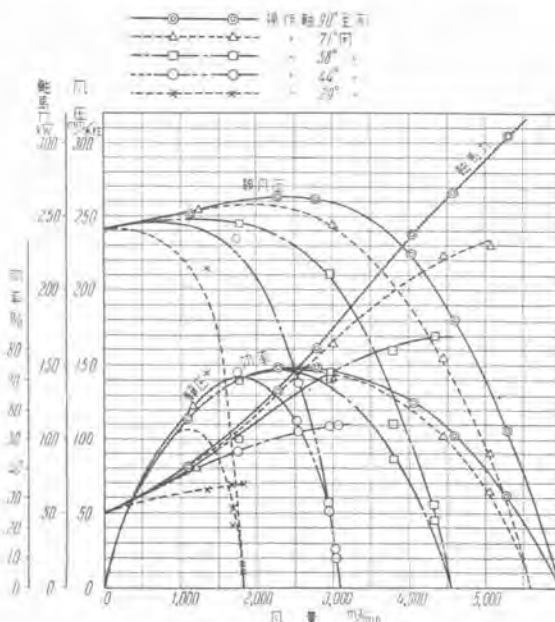


9 図 誘引通風機外形図

Fig. 9. Outline of the induced draft fan.

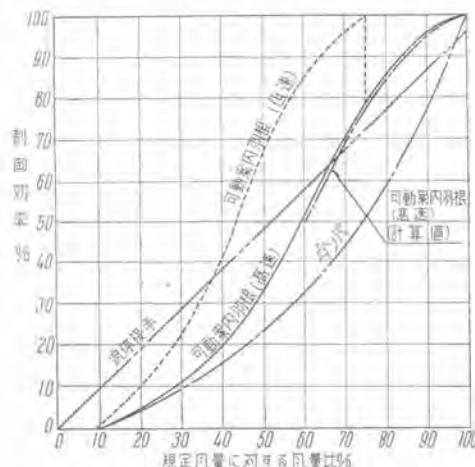
速とも Y 結線とし極数変換用開閉器として 3 極単投の油入遮断器または電磁接触器 2 箇を使用する。

一般に時間 Δt 中の風量変化は蒸気圧または蒸気量変



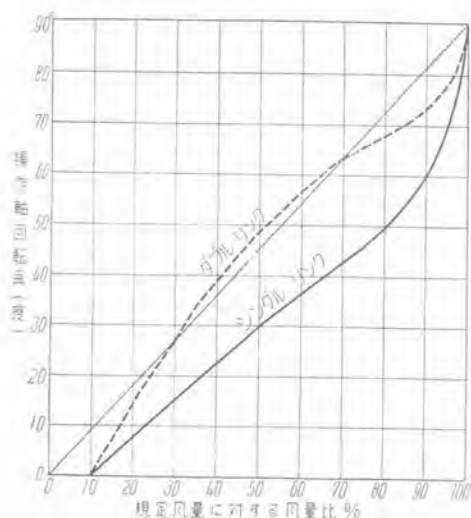
11 図 誘引通風機特性曲線

Fig. 11. Test data of ID-1006 turbobane fan.

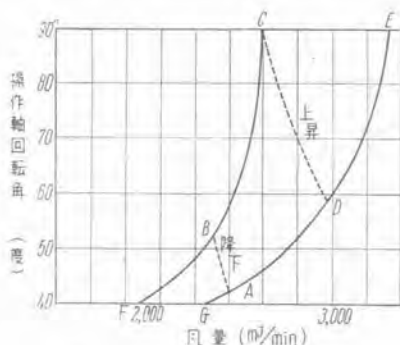


12 図 風量調節方法の比較

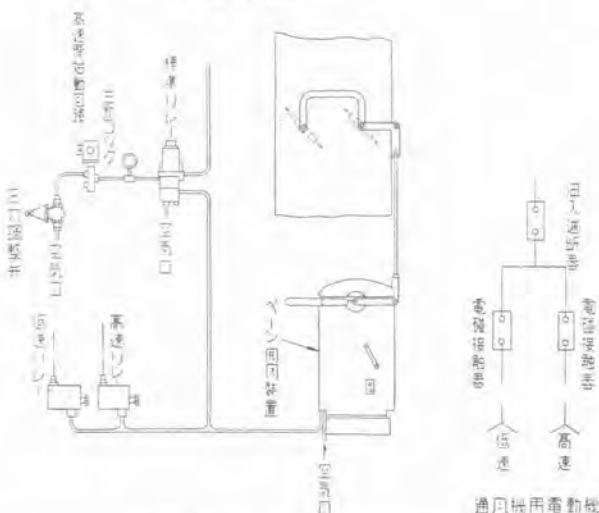
Fig. 12. Comparison of various volume control.



13 図
ベーン操作曲線
Fig. 13.
Response curves
of the vane.



14 図 速度変換図
Fig. 14. Speed change
diagram.



15 図 ベーレー方式の自動燃焼装置
Fig. 15. A. C. C on bailey method.

化に対応するがその風量変化に対応する最大操作角変化を $\Delta\theta$ とすると、ベーンを常時操作する速度 V_0 は

$$V_0 = \frac{\Delta\theta}{\Delta t}$$

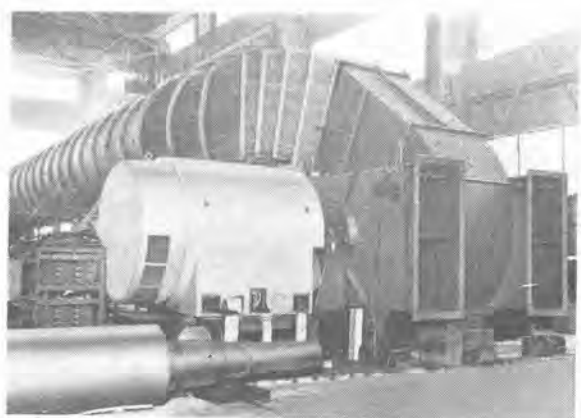
常時操作速度がこれより早くなれば、操作機構の慣性と風圧のため過大な駆動動力が必要となり、操作速度がこれより遅ければ蒸気圧または蒸気量の変動に風量変化が追従しない。

2 段速度切換えの場合のベーン操作速度は通風機、電動機の加速度および減速度によって左右されるもので、風量変化を小さくするため、ベーン操作時間と加速または減速時間がほぼ等しくなるよう決める。

14 図に速度電動機切換えの一例を示すが、そのとき



16 図 TV-105
強圧通風機
Fig. 16. Exterior
view of the
TV-105
turbovane
fan.



17 図 ID-1004 誘引通風機
Fig. 17. Exterior view of the ID-1004
turbovane induced draft fan.

の操作順序はつぎのようになる。

ア、自動燃焼装置 (A.C.C) より風量減の指令がくればベーンは徐々に閉じ、A 点に達すると制限開閉器が働きベーンが開き始めるとともに電動機は極数が変わり速度変換を始める。したがって通風機はこのとき速度低下を始める。

イ、B 点に達すると制限開閉器が働いて通風機が低速運転に移る。

ウ、自動燃焼装置より風量増の指令がくればベーンは徐々に開き、C 点に達すると制限開閉器が働いて低速側回路は開き、ベーンが開き始める。同時に速度変換を始める。

エ、D 点に達すると制限開閉器が働いて高速運転に移る。

速度切換の際炉内圧力が正にならないようにするため、誘引通風機では速度降下の際、強圧通風機では速度上昇の際、適当な限時継電器を用いて速度切換の時刻を上記の点より遅らせることができる。

15 図はベーレー自動制御方式を示すもので、蒸気圧力がある値になると制限開閉器が働いて速度変換をする。

7. むすび

通風機を可動案内羽根風量制御装置で風量調節することは調節時の効率が良い点、および操作機構が簡単に運動部分の慣性が小さく作動が迅速である点で可変速度による調節法より優れている。風量変化に対する操作量の変化は可変速度の場合のように操作量と風量を直線関係にできないが、一部を除いては相当直線関係に近付けることができるから手動または自動による汽罐の燃焼状態調節法として有利である。



ニュースファッション

三菱エスカレータ劇場へ進出

エスカレータはここ2ヵ年位の間に東京はじめ横浜、九州地区に多数納入したが、すべて百貨店用としてであった。百貨店では輸送能力においてエレベータの拾数倍に当るエスカレータがなくては、店の機能に大きな障害を来すほど重要なものである。

9月末大阪、ミナミの娛樂街に雄姿を現わしたアシベ劇場へ据付た三菱エスカレータは、地上階から地階の名品専門店に運ぶもので、この種の用途としては日本で最初のものであり、また京阪神における終戦後初めてのものとして特記すべきもので、今後は地下鉄・高架駅・銀行・一般ビル・大商店などに計画されるさきがけとなれば幸である。

外観は一連の流線型で、内側パネルは曲面強化ガラスを用い、内部にスリムライン蛍光灯を数列配置してい

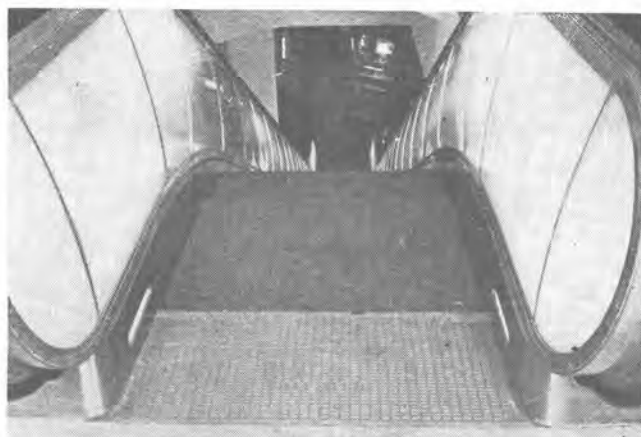


るから脚元は明るい、また各踏段は大人2名子供1名の親子3名が楽に並ぶことができるほど広く、踏段のサンのすきまは約5mmで高下駄やハイヒールで乗っても少しも不安定でない、しかも細心の設計と精密な加工によって振動と音響はほとんど取除かれている。

輸送能力	毎時 8,000 名
速 度	毎分 27 m
垂直高さ	5.17 m
パネル内側の幅	1,200 mm
電動機	15 HP



地階名品店からみたエスカレータ



地上階からみたエスカレータ



ニュースフラッシュ

画期的性能・・・神戸製鋼向分塊ミル用 3,500 kW イルグナ・セット完成

神戸製鋼株式会社において、同社葺合工場に独逸シュレーマン社製の可逆分塊ミルを新設されるに当り、その電機設備一切を当社が受注、その製作を行ってきたが、この程、これら電機設備のうち 3,500 kW 主電動機イルグナ・セットの工場試験を完了した。

分塊ミルモータは多くの電気機械のうちで、最も苛酷な状態で使用されるにかかわらず、当社においては、これまでの幾多の経験と、伝統ある優れた技術を結集して、鋭意製作したもので、当社としての最新式の直流機械であることはいうまでもない。

この分塊ミル用イルグナ・セットは
直流電動機

3,500 kW 750 V 5,050 A 54~120 rmp 1 台

直流発電機

2,000 kW 750 V 2,670 A 514 rpm 2 台

三相誘導電動機

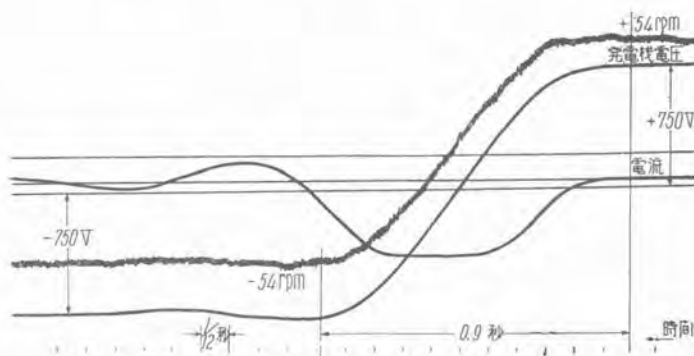
3,500 kW 3,300 V 514 rpm 60 c/s 1 台

の主電動機、発電機の他に励磁機セット、ロート
トロール・セットから構成されている。

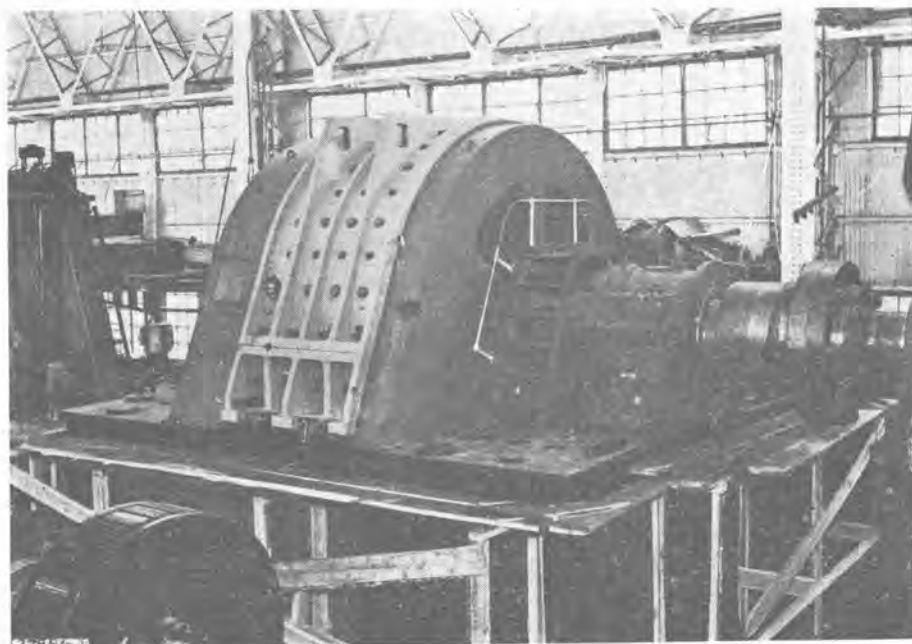
可逆圧延電動機は、正転から逆転に移行する逆
転時間の短いほど作業能率がよく、この僅かの時
間が生産量に大きく影響することはよく知られ

ていることであるが、当社が昭和15年に製作した7,000 kW 用発電機は無電圧から最高電圧まで1.8 sec、昭和27年改造の6,000 kW 用発電機では0.7 secの電圧上昇時間を要したものが、今回の3,500 kW 用発電機では0.5 secで最高電圧に達し、かつ、正転54回転から逆転54回転への逆転時間は0.9 secという画期的なもので、世界でもほとんど例を見ない優秀な性能を有している。

さらにまた、この電動機には、はじめての試みとして、蓄勢輪を直結し、300%に近い起動時の加速大電流を流して、整流の良好なることをも併せて確認している。



3,500 kW 直流電動機正逆回転オシログラム



3,500 kW 直流電動機

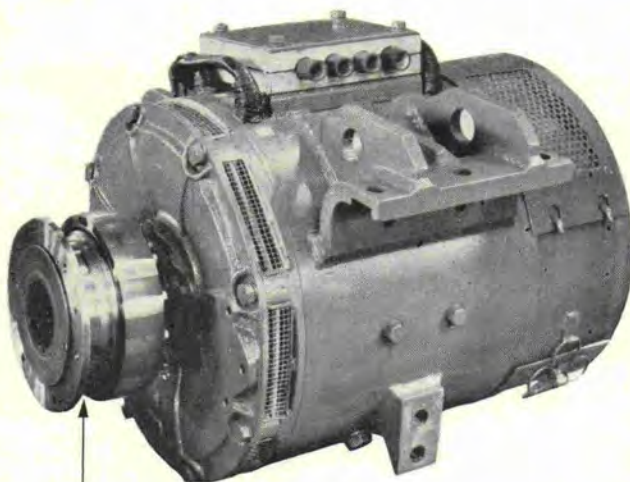
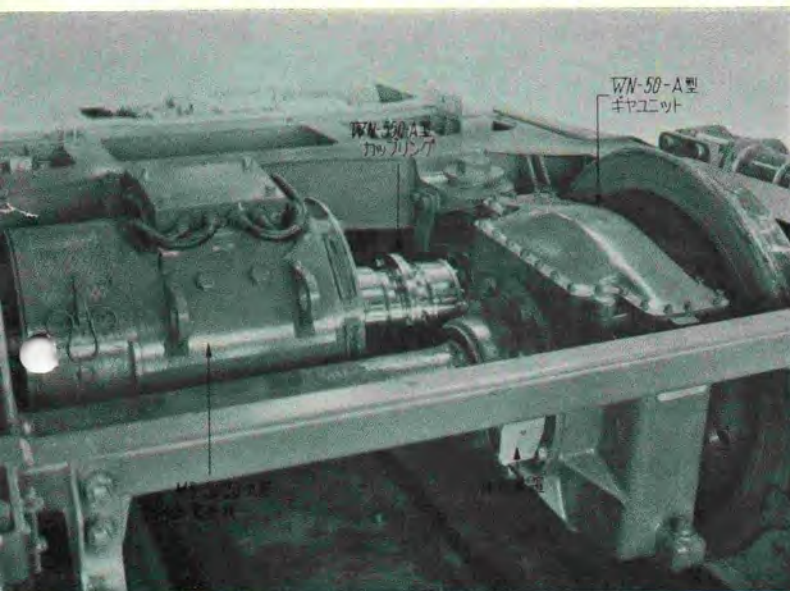
軽量高性能電車用

WN駆動式110KW主電動機

電車高性能をモットーとして三菱電機が帝都高速度交通営団向30両分を始め多数製作してその真価を世に問うた WN 駆動式主電動機は、いまや広軌高性能電車用主電動機の決定版として絶讃を浴びておりますが、今回新たに奈良電鉄向に110kW 主電動機およびその WN 式駆動装置2両分を納入、好成績をもって運転を開始いたしました。

WN-50 型駆動装置

カップリング	WN-550-A 型ギヤカップリング
ギヤユニット	WN-50-A 型 1 段減速ヘリカル式
歯車比	76 : 21 = 3.62 : 1
車輪径	860 mm
重量	450 kg



WN-550-A 型カップリング (速度計用インダクター付)

MB-3020-A 型主電動機

(私鉄経協標準 L-110-Y 型)

1 時間定格	110 kW 300V 420 A 1,600 rpm
最高回転数	4,000 rpm
最弱界磁率	50 %
過電圧容量	720V (定格電圧の 2.4 倍)
重量	780 kg

WN 駆動式主電動機の特長および性能については、すでにその実績の示すとおりでいまさら付言いたしません、110kW 主電動機の出現によりその応用範囲は大いに拡張されました。

1. スペース、重量ともに 75kW 主電動機と大差ありません。
2. 激しい電気制動常用に充分耐えるよう設計されており、定格速度の2.4倍の速度から全界磁全力電気制動が可能です。
3. WN カップリングは従来の 1.5 倍のトルクに耐える新製品であります。
4. 本主電動機の出現により MTM または MT 編成の高性能電車の構想が可能となりました。

当社は現在引続き京成電鉄向 2 両分 (H-110-Y 1,500V 用)、近鉄奈良線向 4 両分 (L-110-Y, 600V 用) の 110kW 主電動機および WN 駆動装置を製作中であります。

昭和 29 年 11 月 25 日 印刷

昭和 29 年 11 月 30 日 発行

「禁無断転載」 定価 1 部 金 60 円 (送料別)

「三菱電機」編集委員会

委員長	大久保 謙				
委員	浅井徳次郎	荒井 潔	石橋英樹	石黒克己	
	市吉惟治	伊東祐義	大久保夙郎	岡屋精二	
	金内幸三郎	川田勝利	小林治一郎	進藤貞和	
	渋谷進一	田宮利彦	松田新市	毎熊秀雄	
	前田幸夫	松尾米太郎	松岡 治	宗村 平	
	森 範	馬場文夫			
幹事	市村宗明	成富公一			(以上 50 音順)

編集兼発行人	東京都千代田区丸の内 2 丁目 3 番地	市村 宗明
印刷所	東京都新宿区市谷加賀町 1 丁目	大日本印刷株式会社
印刷者	東京都新宿区市谷加賀町 1 丁目	長久保 慶一
発行所	三菱電機株式会社内	「三菱電機」編集部
		電話 和田倉 (20) 1631
	日本出版協会会員番号	13013
発売元	東京都千代田区神田錦町 3 の 1	株式会社オーム社書店
		電話 (29) 0915・0916 振替東京 20018