大容量蒸気タービン特集

大容量蒸気タービンの動向と計画上の諸問題47
タービン長翼の開発54
蒸気タービンロータの熱疲労と問題点60
島根原子力発電所465MW原子力タービンの特徴66
運転の自動化と電子油圧式ガバナ(EHG)70
大形復水器の過渡特性75

大容量蒸気タービンの動向と計画上の諸問題

Trend Toward Large-capacity Steam Turbines and Problems in Planning

加藤正敏* Masatoshi Katô

Planned unit capacities of thermal and nuclear power plants in Japan are being increased from the former 600 or 700MW to 1,000 or 1,100MW or even to 1,500MW, approaching the level in the U.S.A. The tendency for larger unit capacities of steam turbines is discussed, together with research results on problems related to the bucket and the rotor, as well as on the various phenomena involving large bearings.

1 緒 言

わが国の経済の発展につれて電力需要の伸びはめざましく、昭和50年までの予想は依然として年11%台の伸び率が予想されている。一方、電源の構成は昭和45年には火力66%、原子力2%であったものが、昭和52年には火力66%、原子力14%と原子力ユニットの増加が目だち、ここ当分は蒸気タービンが安定な電力供給源としての役割を果たすことになろう。また、経済的に電力を供給するために単機容量がより大容量化する傾向にある。発電所の運転員の数は300~1,000MWで、あまり変わらないということがいわれており、大容量化による性能の向上が期待されることも考えると、今後ますます大容量化の方向に向かうものと思われる。わが国においても昭和55年までの間に1,000MW以上のタービンが年間6~7台の割合で建設されようとしており、これら大容量タービンの動向と計画上留意しなければならない点について述べ、おおかたの参考に供したい。

2 大容量蒸気タービンの動向

アメリカのConsolidated Edison Ravenswood発電所第3号機が1,000MW (CC6F-40,主蒸気条件169kg/cm²g/538℃/538℃,排気圧力1″Hg Abs.,回転数3,600/1,800rpm)の1号機として1965年に運転を開始したが、TVA Paradise発電所第3号機1,104MW (CC4F-52, 246kg/cm²g/538℃/538℃,15″Hg. Abs., 3,600/1,800rpm)がこれに続いて1969年に運転を開始した。現在、製作中のものも含めて、最大容量機としては、火力では1,300MW機(TVA. Cumberland発電所第1号機)が1972年7月に運転を開始した。

原子力タービンの数はさらに多く、正確な数字はつかめないが、筆者の手もとにある資料によればアメリカだけでも数十台に達している。わが国においても昭和48年より1,000MW級タービンの設置計画が本格化し、昭和55年までに年間平均6~7台が計画されており、原子力ユニットの割合が約70%を占めている。現在、すでに火力1,000MW機(昭和49年運転開始予定)、原子力1,100MW級機(昭和51年運転開始予定)が着工されており、昭和52年には原子力1,500MW機、昭和53年には火力1,500MW機の着工が計画されている。アメリカでは過去単機容量は20年間に3倍の割合で上昇してきたが、わが国における大容量化はアメリカに比べ約5年ほど遅れており、1970年代後半にはアメリカに追いつくものと推定されている。そのため600MW機から1,000MW機、あるいは1,000

表 I アメリカにおける I,000 MW以上大容量機設置,計画状況 大容量機で世界をリードしているアメリカにおける I,000 MW以上の火力,原子 力の設置,計画状況を示したもので, I 号機は火力であるが,将来は原子力が 多数を占めることを示している。

Table I Large Steam Turbines in U.S.A (A) 火力

電力会社名	発 電 所 名	3	出 カ (MW)	運 転開始年	タービン メーカー
TVA	Cumberland	1	1,300	1972	BBC
TVA	"	2	"	1973	"
Ohio Power	Gavin	1	"	1974	"
"	"	2	"	1975	"
Ohio Power	Amos	3	1,300	1973	BBC
TVA	Paradise	3	1,104	1969	GE
Duke Power	Bellows Creek	Ĭ.	1,080	1974	WE
Duke Power	Bellows Creek	2	1,080	1975	WE
Con Edison	Revenswood	3	1,000	1965	Allis Chaimer

(B) 原子力					
電力会社名	発 電 所	名	出 カ (MW)	運 転開始年	タービン メーカー
Detroit Edison	Enrico Fermi	2	1,202	1974	EE
TVA	Sequoya	1	1,171	1973	WE
"	Sequoya	2	1,171	1974	WE
"	Browns Ferry	1	1,152	1970	GE
"	Browns Ferry	2	"	1971	"
TVA	Browns Ferry	3	1,152	1972	"
Rortland General Electric	Trojan	1	1,151	1974	GE
Consoli Edison	Verplanck	1	1,148	1973	AEI
Pacific Gas & Electric	Diablo Canyon	1	1,109	1974	WE
Philadelphia Electric	Peach Bottom	2	1,098	1971	GE
Philadelphia Electric	Peach Bottom	3	1,098	1973	GE
Public Service	Salem	1	1,095	1972	WE
Public Service	Salem	2	1,095	1973	WE
Michigan Electric	Donalde Cook	1	1,089	1972	GE
Michigan Electric	Donaldo Cook	2	1,089	1973	GE
Commonwealth Edison	Zion	1	1,085	1972	WE
Commonwealth Edison	Zion	2	1,085	1973	"
Consoli Edison	Indian Point	3	1,068	1971	"
Pacific Gas & Electric	Diablo Canyon		1,060	1972	"
Public Service Electric & Gas	Burlington	1	1,045	,,	"
Public Service Electric & Gas	Burlington	2	1,045	1972	WE

^{*} 日立製作所日立工場

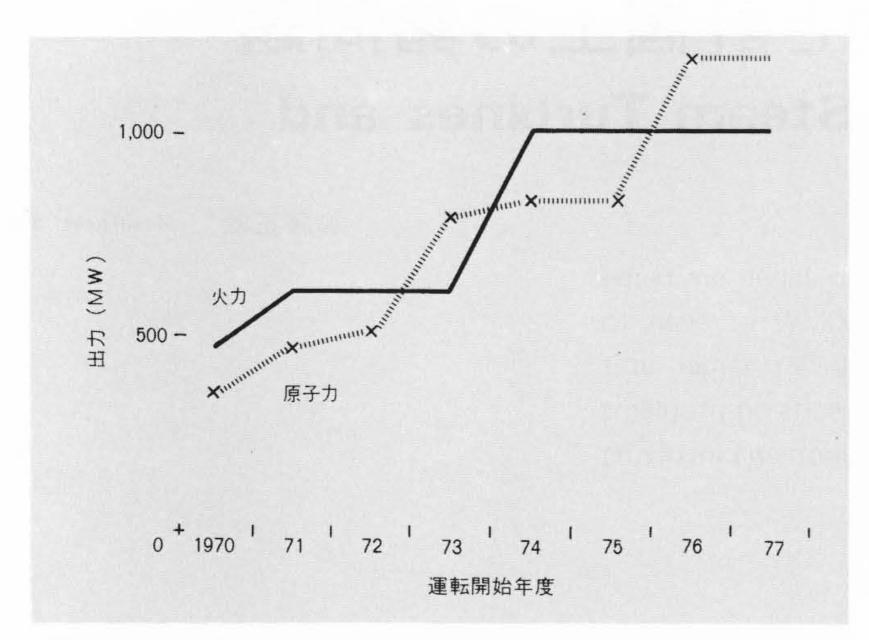


図 I アメリカにおける運転開始年度別最大出力 各電力会社, 電気事業関係で現在工事中の火力,原子力の単機最大出力機を示す。

Fig. I Maximum Unit Cappacity Versus Year of First Operation (U.S.A)

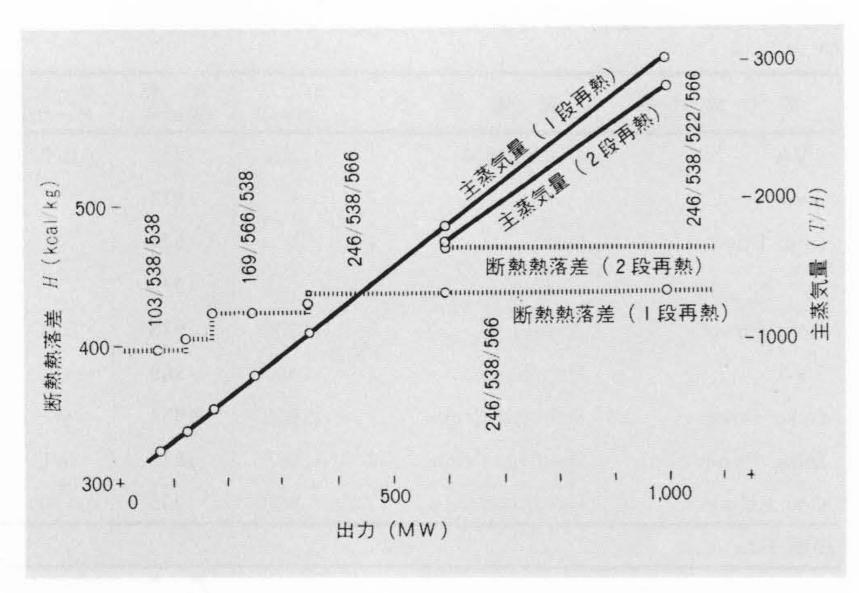


図3 出力一断熱熱落差,主蒸気 出力別に主蒸気条件の違いによる全断熱熱落差を示す。過去に熱落差を増しながら出力を増してきたが、1,000MW 級はふえていないことがわかる。(添え字は主蒸気圧力,温度,再熱温度を示す。)

Fig. 3 Adiabatic Heat Drop, Steam Flow Versus Steam Turbine Capacity

MW機から 1,500MW機へと一挙に50%もの大幅な単機容量の増大が見込まれている。これは国家公益に徹した信頼性の確保が前提条件であり、この点われわれ機器メーカーに与えられた使命の重大さをあらためて痛感するものである。

日立製作所における単機容量および主蒸気条件の変遷は、図2に示すとおり昭和29年には88kg/cm²g/510℃と現在の一般自家用火力並みの蒸気条件であったものが、昭和32年には初めて102kg/cm²g/538℃/538℃の75MW再熱タービンが出現し、現在の大容量化の先駆となっている。それ以来、単機容量の増大とともに昭和35年には169kg/cm²g/566℃/538℃に蒸気条件も上昇し、169kg/cm²gの時代が175MWから350MWの間しばらく続き、現在の先端をいく500MW、600MWは246kg/cm²g/538℃/566℃へと上昇したのである。図3および図4は各出力別の主蒸気条件と熱落差および主蒸気量、さらに各出力別の主蒸気の容積流量を示したものである。過去に蒸気条件を改良するとか、再熱式にするとかによって効率の向上を図ってきたが、主蒸気温度はボイラ、タービンの使用材料の制限から現在538~566℃で停滞している。圧力についても今までのように大幅に高くすることはむずかしいと思われる

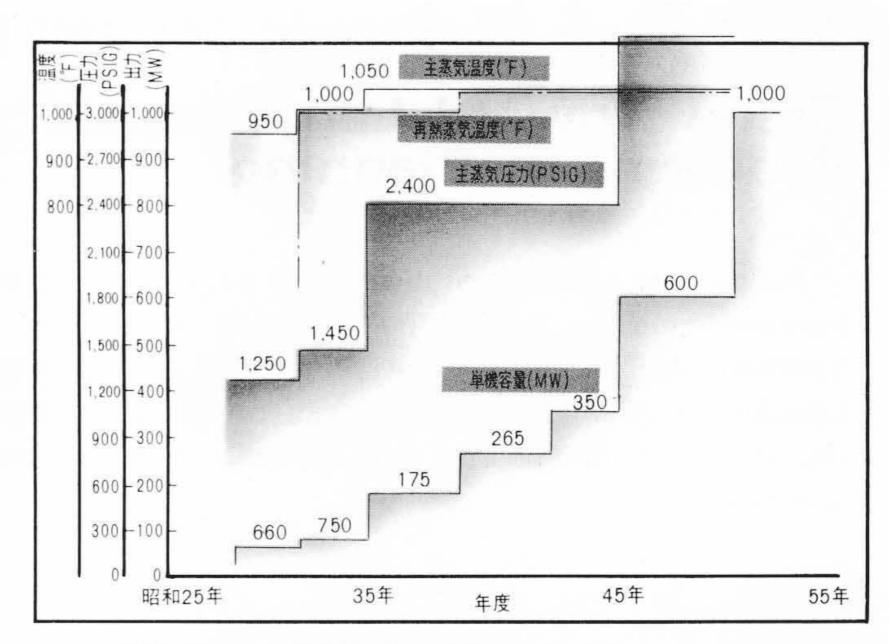


図 2 単機容量,主蒸気条件の変遷 日立製作所における昭和29年度からの単機容量,主蒸気圧力温度,再熱温度の変遷を示す。

Fig. 2 Progress of Initial Steam Condition Unit Capacity

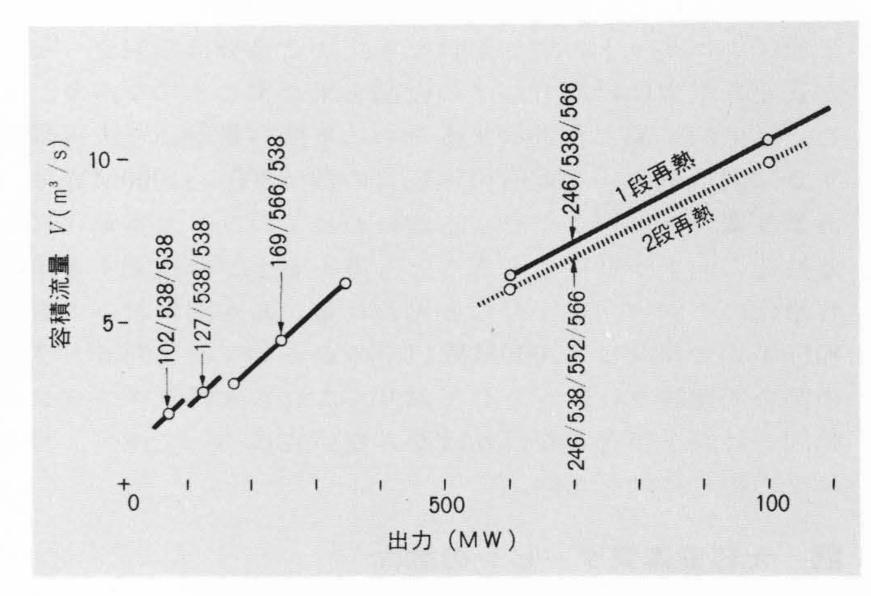


図 4 出力一主蒸気容積流量 出力別に主蒸気容積流量を示す。 350 MWと600 MWでは, 容積流量が変わらないことがわかる (添字は主蒸気力, 温度, 再熱温度を示す)。

Fig. 4 Main Steam Volume Flow Versus Steam Turbine Capacity

ので、熱落差を増すことによって効率の改善を図ることは今後困難になってきている。原子力発電用蒸気タービンにおいては、将来原子炉の改良、発達により蒸気条件も改良されようとしており、それによってさらに効率の向上と容量の増大とが期待される。

図4の容積流量にみるとおり350MWと600MWはほぼ同じ値であるが、1,000MWではほぼ比例して増加しているのがわかる。1,000MW級大容量タービンの標準形式は表2に示すとおりである。

3 大容量化に伴う諸問題

図6は1,000MW級タービンの組立断面図の一例(TC6F-33.5,主蒸気条件246kg/cm²g/538°C/538°C,回転数3,600rpm)を示したものである。大容量化が主蒸気条件の頭打ちによって図3および図4にみるとおり容積流量の増加につながっている。性能を落とさないで大容量化を図るためには必然的に異車環状面積を増すこととなり、異長を増すことによりケーシングの胴が太くなるかあるいは複流化することにより軸方向寸法が伸びる結果となり、いずれにしても容積流量が増大

表 2 大容量タービン標準形式 火力,原子力用大容量蒸気タービンの標準形式を示すもので,形式を示す記号はそれぞれTC:タンデム形,CC:クロス形を示し,低圧フロー数および最終段翼長を示している。

Table 2 Standard of Large Steam Turbine

種 別	タービン構成	形式	回 転 数 (rpm)	標 準 出 カ (MW)		
	HP — IP — LP	TC4F-33.5	3,600	700		
		TC4F-33.5	3,000	700		
火	HP IP	CC4F-41	3,000/1,500	1,000		
	LP - LP	CC4F-43	3,600/1,800			
カ	HP - IP - LP - LP	TC6F-33.5 TC6F-33.5	3,600 3,000			
	HP IP	CC4F-52	3,600			
				DE CALL PORPORTO		
	LP - LP	CC4F-52	3,000	1,500		
£ Du				1,500 標 準 出 カ(MW)		
重 別	LP - LP タ - ビ ン 構 成	CC4F-52 形 式	3,000 回 転 数 (rpm)			
動	タービン構成		回転数	標 準 出 カ(MW)		
	タービン構成	形 式 TC4F-35 TC4F-38 TC4F-43	回 転 数 (rpm)	標 準 出 力(MW) 非再熱式 再熱式 523 590 808		
原	タービン構成	形 式 TC4F-35 TC4F-38 TC4F-43 TC4F-52 TC4F-35 TC4F-41	回 転 数 (rpm)	標準出力(MW) 非再熱式 再熱式 523 550 808 850 1,130 523 550 734 772		

HP:高圧タービン IP:中圧タービン LP:低圧タービン

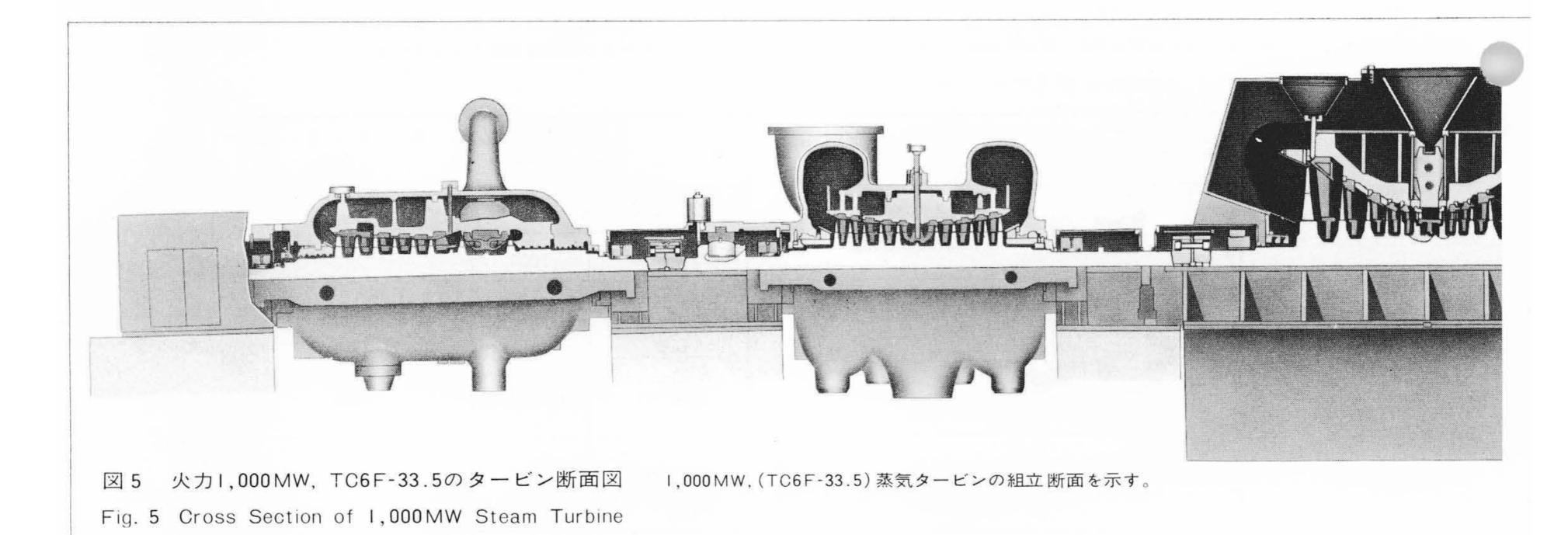
するので主さい止弁,加減弁から排気室に至るすべての機器が大形化する。複流化による問題,軸スパン増大に伴う構造上の問題,ケーシング弁類の大形化,さらには軸トルク増加により軸径が大きくなることによる軸受の大形化,カップリングの大形化など従来の実績のある技術の延長として見直す必要が出てきている。大容量化には設計,製作,運転上多岐にわたる問題があるが,ここでは以下主として設計上の問題点について述べる。

3.1 初段動翼

容積流量の増加によって翼長が増大するので、火力600 MW 機以上に対しては複流にすることによって翼長を半分に縮小 し蒸気による曲げ応力の軽減を図ることが行なわれている。 Revenswood 第 3 号機では高圧初段を複流にし、さらに全周 噴射することにより裕度を設けている。高圧初段翼では単流 で600 MWの実績があるため、そのまま複流にすれば翼につい ては 1,200 MWまで可能である。また、中圧初段翼は単流で 600 MWまで実用化されているため、それを複流にすることに より 1,200 MWが可能である。特に高圧初段は蒸気による曲 げ応力ばかりでなくノズル調速における部分噴射により羽根 の固有振動数がノズル励振振動数に共振しないようにテノン をかしめた状態で固有振動数を十分確認しておく必要があろう。

中圧初段については容積流量の増加とともに翼長も長くなるが、さらに温度が再熱温度と高くなるためクリープ強度が低下する。特に遠心応力が苦しくなるため、従来のくら形ダブティルに代わって逆クリスマス形ダブティルを採用する傾向にある。再熱温度 566℃の場合特にきびしい条件となり、従来のCr-Mo-V鋼に代わって12Cr鋼ロータの採用が考えられる。12Cr鋼ロータ材の一例として日立製作所では産業用の高速タービン用ロータに使用し、すでに良好な運転実績を持っている。

この材料の特長は12%Crステンレス鋼の耐食性に加えMo,W,VおよびNbを加えて高温強度を増し、さらにCuの添加により遷移温度の低下を図った点である。本12Cr鋼は従来のCr-Mo-V鋼に比べて30%程度の強度の向上が可能となった。なお12Cr鋼ロータについてはジャーナル部および軸受の損傷を防止するため、ジャーナル部およびスラストカラーに低合金鋼スリーブを焼ばめして使用している。



3.2 低圧最終段動翼

低圧最終段動翼として現在翼長52″までの翼を有しており、その組み合せによって表2に示すとおり 1,500MWまで可能となる。2極機 (3,000または3,600rpm) 用翼は現在のところ33.5″まででそれ以上はすべて4極機 (1,500または1,800rpm) 用である。2極機用翼をさらに長翼まで可能にすれば機器もコンパクトになるが翼の材料面で比重の小さい特殊鋼を採用しなければ現在の33.5″を大幅に延長させることはむずかしいと思われる。鋼より比重の小さい回転比強度の強い材料としてチタン合金,あるいは将来の問題としてFRP(Fibre Reinforced Plastics)翼が考えられる。チタン合金翼は一部にすでに採用されているが、材料費が従来の12Cr鋼に比べて高価であるばかりでなく切削性が悪いという難点がある。

FRP翼はガスタービンコンプレッサ翼としてロールスロイス社などでかなり研究が行なわれており、近年は航空機などに使用されているものである。FRPには種類があるがタービ

ン翼としてはCFRP (Carbon Fibre)またはGFRP (Glass Fibre)が考えられ、比重が鋼の¼で引張強度が鋼に匹敵するため、回転に対する比強度がきわめて大きいのが特長である。タービン最終段翼として使用した場合、問題は湿り蒸気の水滴によるエロージョンをいかに防ぐか、また翼付根部を含めた成形法をいかにするかにあり今後の問題となろう。

3.3 ロータ冷却

ロータを低温蒸気で冷却することにより、クリープ強度を向上させることも大容量化に伴う一つの問題である。前記Revenswood第3号機も複流中圧段入口部に低温再熱蒸気を導入してロータを冷却している。また2段再熱式タービンになると低圧タービン入口が400°C近くにもなるため、Niを成分としている低圧ロータの脆化(ぜいか)防止の点からもロータの冷却は重要な問題となる。このため低圧ロータを冷却するため、低圧第1段後の約350°Cの低温蒸気をデスクにあけられたバランスホールを通して低圧第1段前の上流流にかき

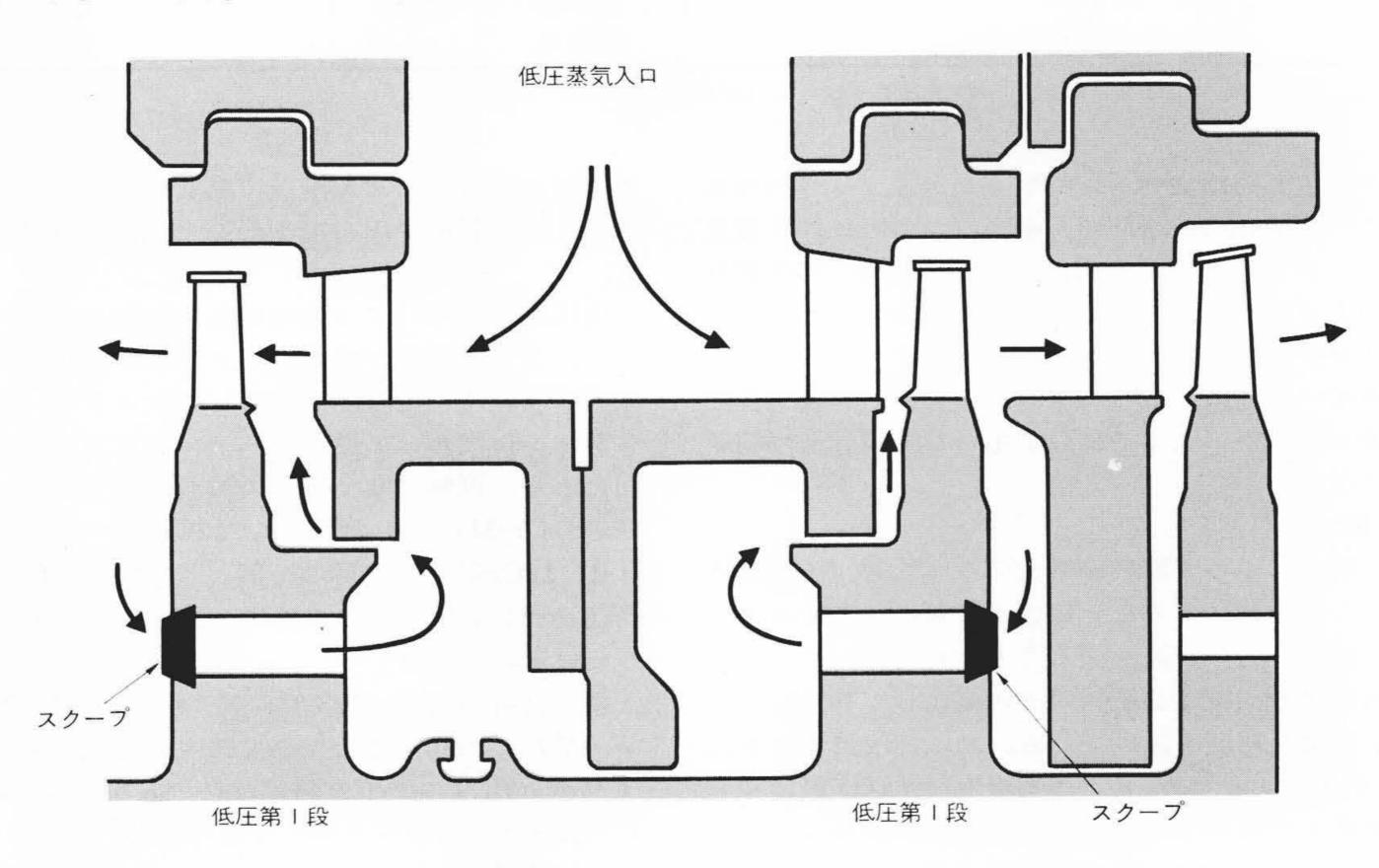
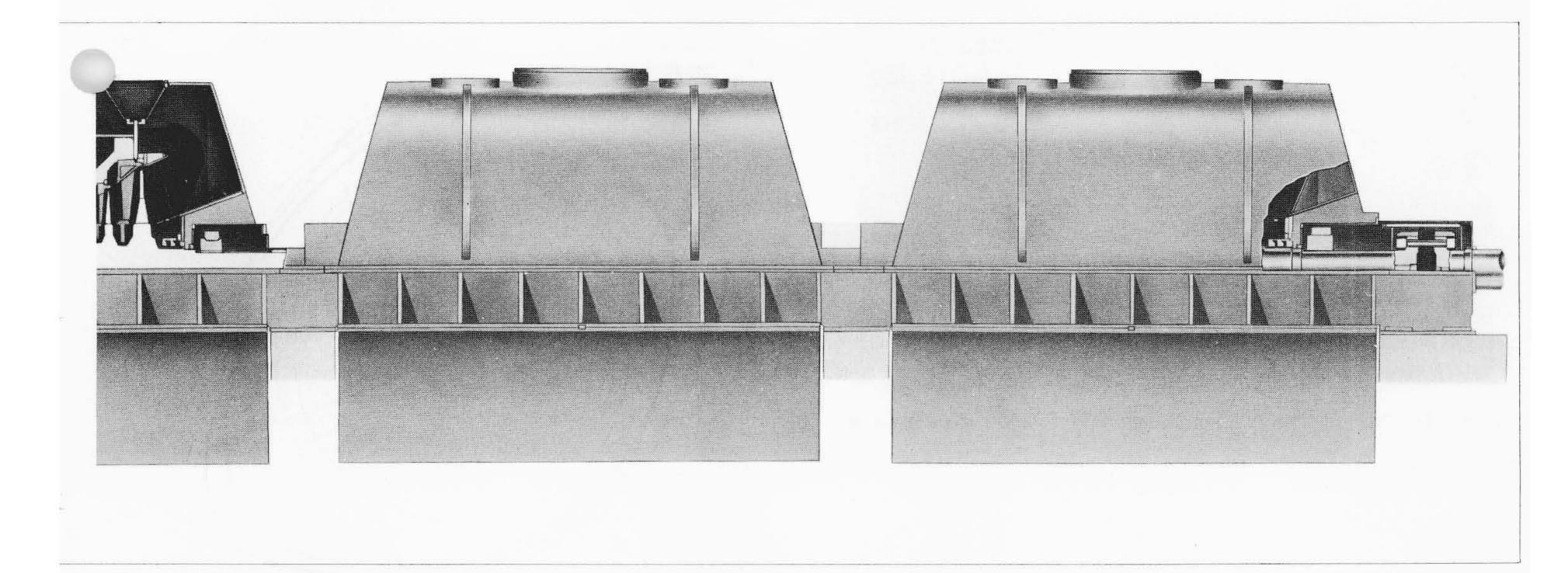


図 6 スクープ ロータ冷却の一例としてデスクバランスホールに取り付けたスクープによる方法を示す。 Fig. 6 Scoop



上げるスクープ装置(図7)を設けている。バランスホールの部分はデスクの回転により約 200m/sの周速となるが、それによる動圧をスクープによりデスク前後の圧力差に変換して低温蒸気を第1段前の入口高温部に送り込むもので、日立では実機相当モデルによる回転試験を行なって期待どおりのスクープ効率(動圧回収効率)が得られることを確認している。

3.4 ジャーナル軸受

現在運転中で日立より納入したタービン軸受の最も大きいものは2極機では9"長円上射形軸受である。1,000MW機になると22~25"になるので油膜の流れが従来の層流より乱流になることにより損失の増加,通過油量の減少,バビット温度の上昇などが問題になる。実機17"長円上射軸受による試験結果は図8に示すとおりである。約2,400rpmを境にして層流から乱流に移行するが、定格3,600rpmにおいては従来の層流による計算よりも約50%ほど損失が増していることがわかる。バビットメタル温度は油膜がいちばん薄くなる位置の近辺

にて温度が最高となり、回転数にかかわらず排油温度より約 30℃高い値となる(図10)。バビットメタルの軟化温度は135 ~150℃であり、排油温度は一般に75℃を警報点としているた め十分安全な値といえる。またバビットメタル最高温度は軸 受の上射溝(こう)を流す冷却のための油量をコントロールす ることによってある程度下げることが可能であり, 大径軸受 においてもさほど問題になるとは思えない(図8)。スラスト 軸受については現有のスラスト軸受で 1,500MWまでの計画 は十分消化できると考えられる。大容量タービンの軸受とし ては, 今後スラスト軸受も含めて損失と油量の減少が一つの 課題となるであろう。損失低減はタービン性能向上につなが るし, 主油ポンプ容量が当面設置計画のある大容量タービン では 1,000MW機でTC6F33.5, 3,600rpm の場合が最高で, 約15,000l/mにも達すると思われる。原子力タービンでは1,500 MW (TC6F52, 1,800rpm) が約13,000 l/mであり, いずれも 250 MW 火力用 ボイラ給水ポンプの流量にも匹敵するもので

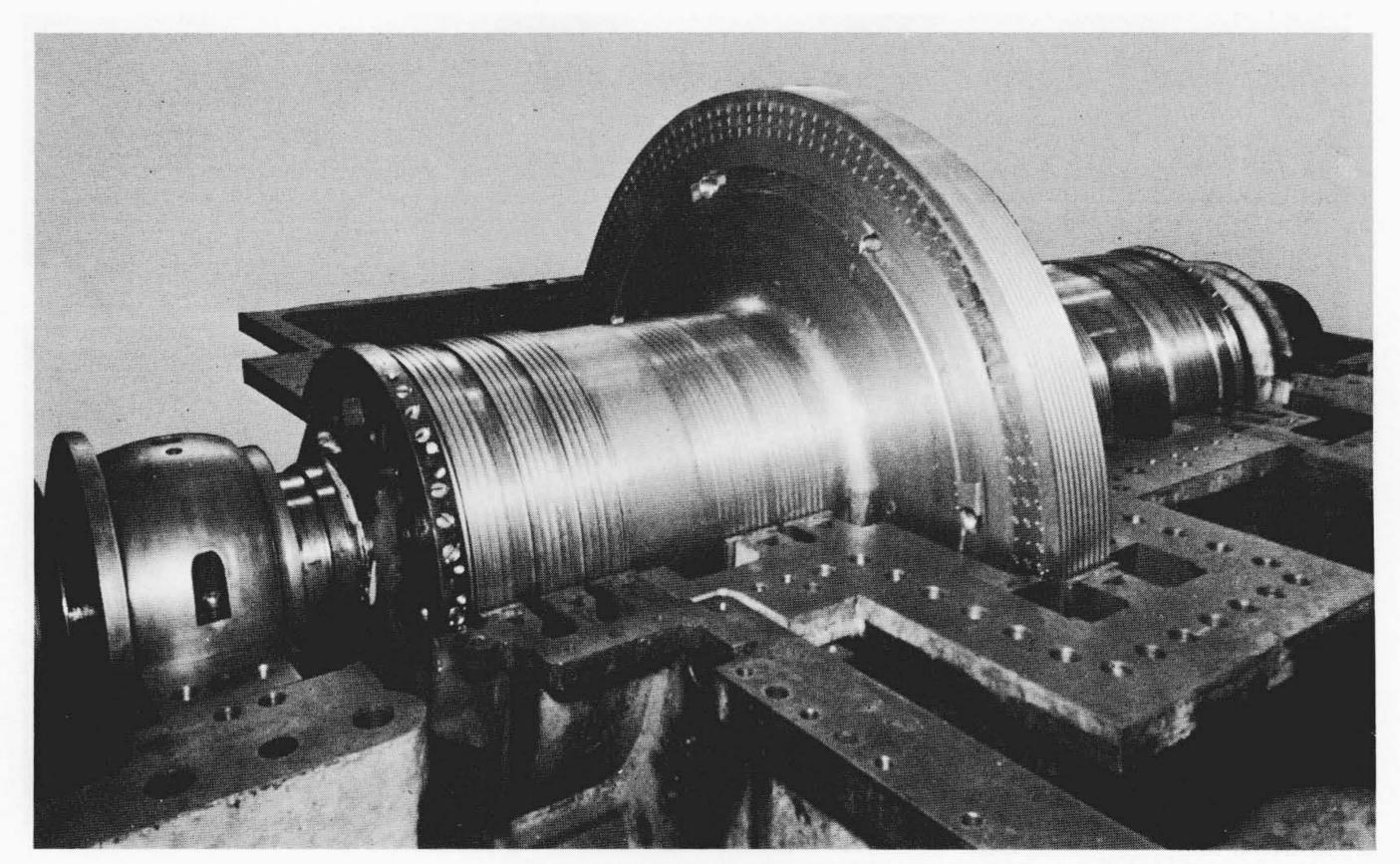
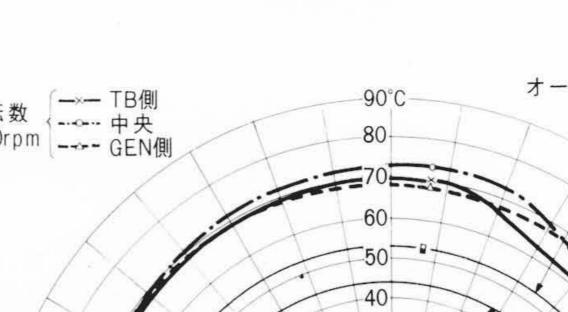


図 7 ロータ冷却試験装置 スクープによるロータ冷却試験装置を示す。

Fig. 7 Test Apparatus for Rotor Cooling



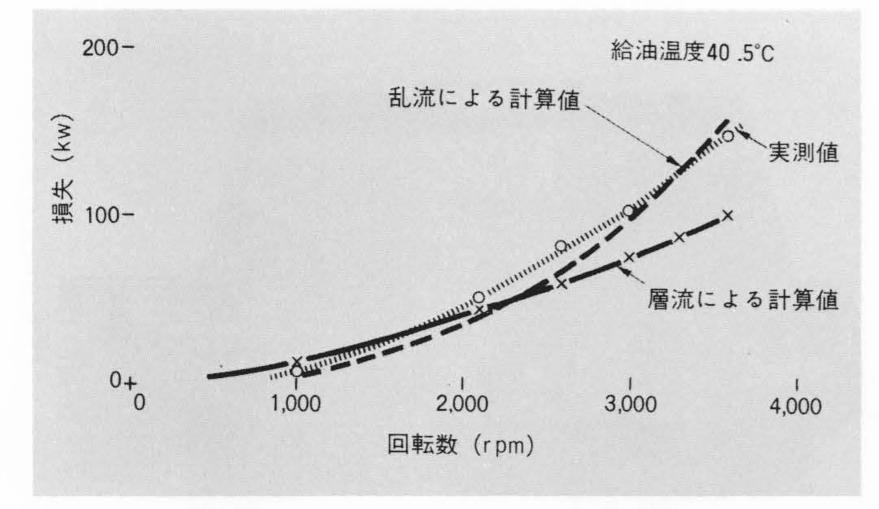


図 8 軸受損失 実機17 長円上射軸受について乱流域における損失の増 加を示す。

Fig. 8 Bearing Loss

ある。

3.5 複流ノズルボックス

前記Ravenswood第3号機は世界初の1,000MW機でパー シャルロード運転はせず,ベースロード機として使用される。 そのため、ノズル調速は行なわず全周噴射でノズルボックス を用いず直接複流初段に蒸気を流している。ノズルボックス がないため主蒸気が直接ロータに触れるケーシングの円筒 部が小さく380MW並みの大きさであるといわれている。わが 国では 600MW以上の火力用タービンでは複流ノズルボック スを採用し複流化することにより初段翼を楽にし, 大容量化 を図っている。

3.6 ケーシング

タービンの大容量化に伴いケーシングも大形化してくる。 現在計画している1,000MW機と実績のある600MW機とを比 較してみると、高圧外ケーシングで全長、幅とも200~300mm 増加している。ケーシングの大形化により水平フランジの必

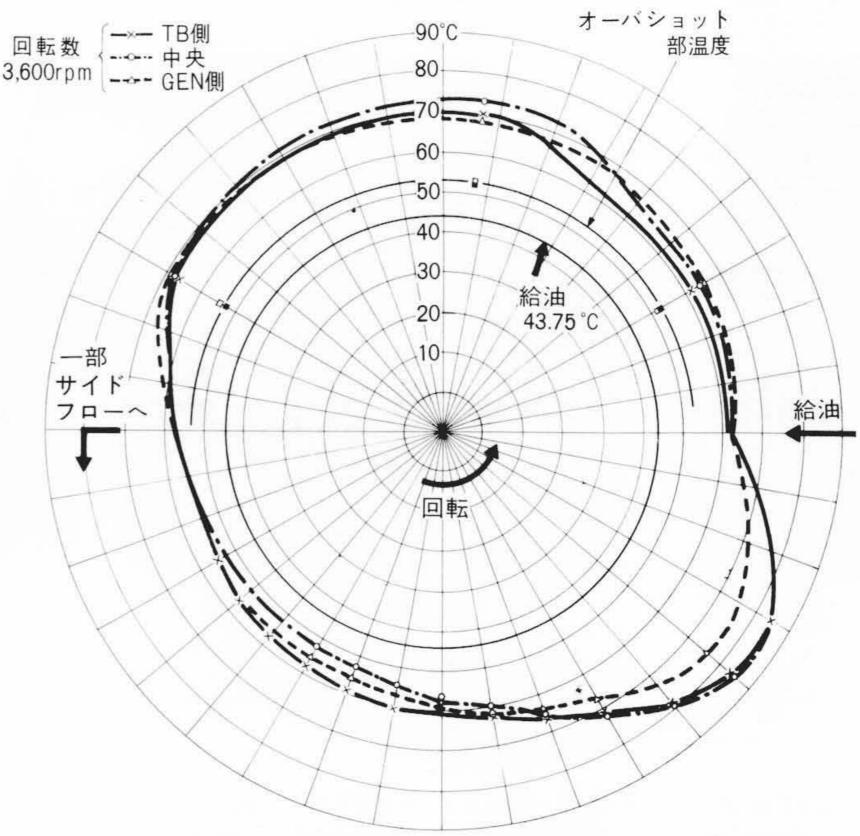


図10 バビットメタル温度分布 定格運転中のバビットメタル温度分 布を示すもので、上射溝による冷却効果が著しいことがわかる。

Fig. 10 Temperature Distribution in Babbit Metal

要締付力も増してくる。水平フランジの役めはケーシングの 上下方向の剛性に対してはほとんど効果なく, 主として円筒 部分で上下方向の剛性を受け持つもので, フランジはメタル コンタクトにより高圧蒸気を完全にシールできればよい。蒸 気漏れを起こさない条件としてはケーシング内側面圧が負に なって(口開き)ボルト穴に貫通することなく連続して面圧 が得られることである。従来, フランジは完全剛体と考えら れていたが、実体に合わないため弾性体として考え有限要素 法により計算を行なった。日立で行なった三次元光弾性試験 による面圧試験結果(図11)が有限要素法による計算結果と

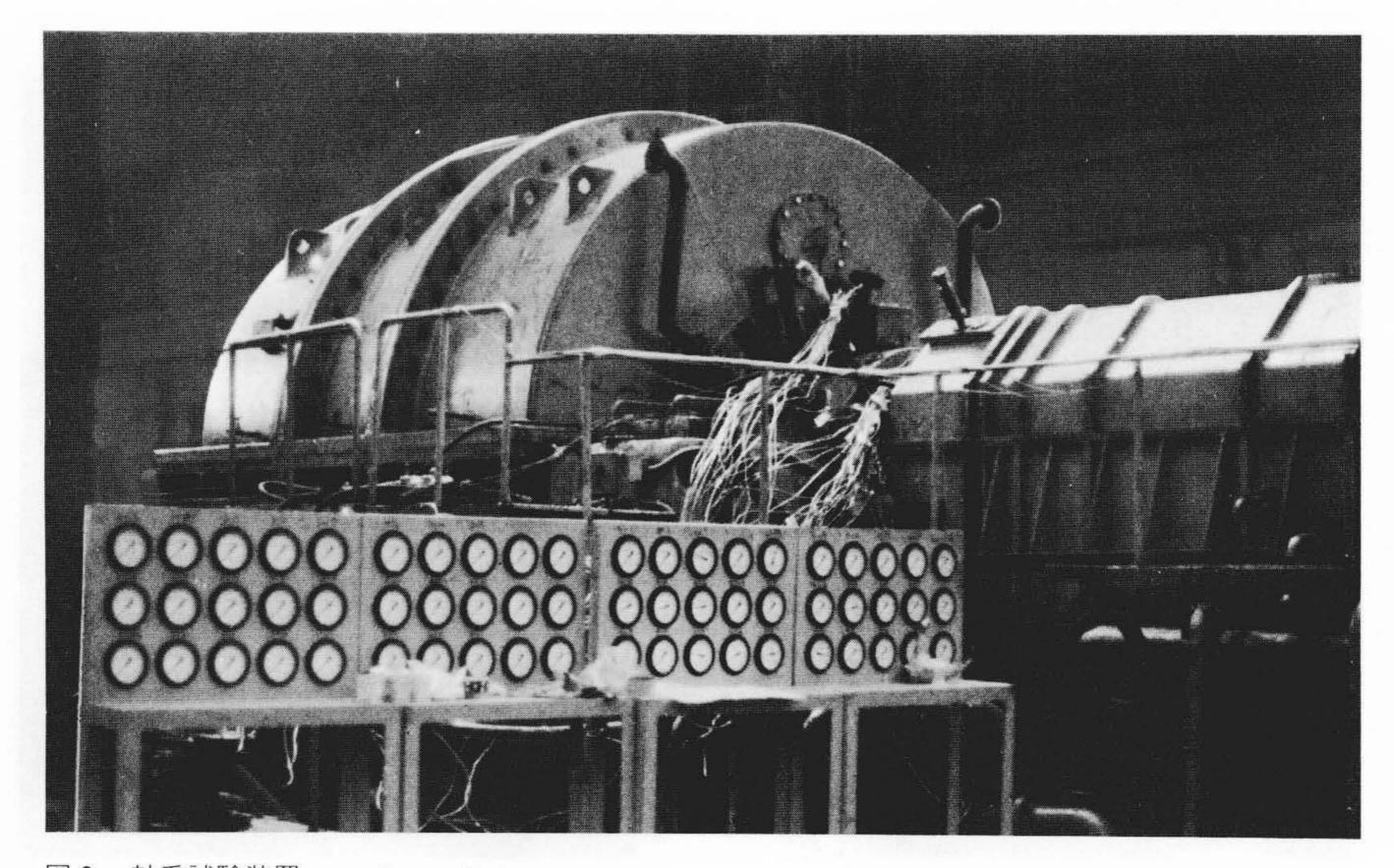
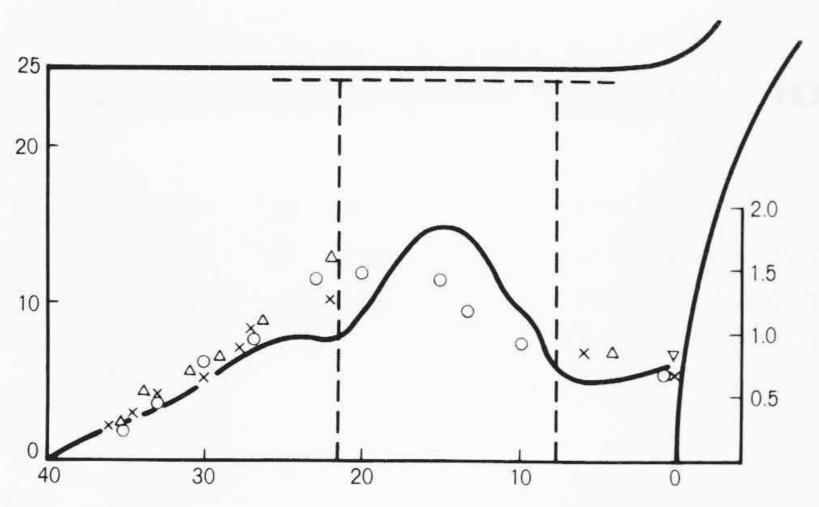


図 9 軸受試験装置 17"長円上射軸受試験装置を示す。

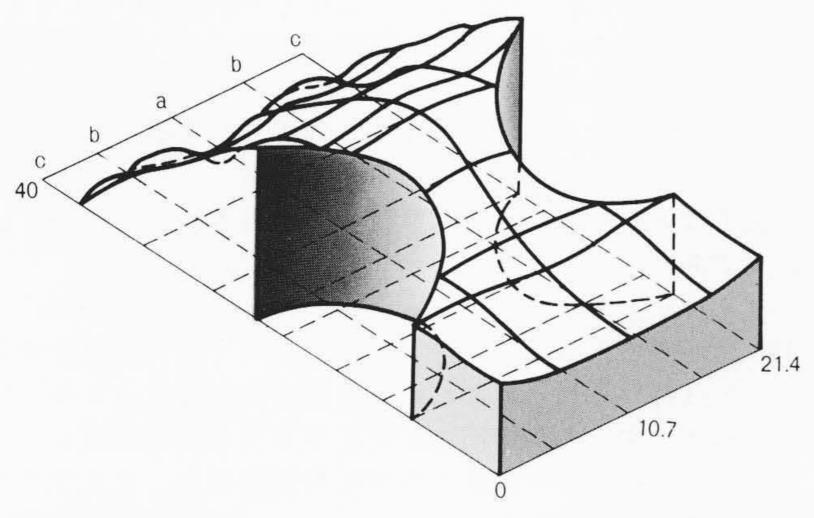
Fig. 9 Test Apparatus for Bearing



注: 計算値(有限要素法による平均面圧) 光弾性実験(a 軸上)

" (b 軸上)

光弾性実験(c 軸上)



図II ケーシングフランジ面圧分布 三次元光弾性によるケーシングフランジ面圧の分布を示すもので、フランジを剛性体と考えることが、むりなことがわかる。

Fig. II Contact Pressure Distribution in Casing Flange

ほぼ一致することを確認している。また、実機の¼相当のモデルケーシングによってフランジのシール効果を確認しており、将来の大容量化に備える基礎研究を着々と進めている。将来、さらに大きいフランジ締付力を必要とすることも考えれば現在の12Cr、Mo-W-V高温ボルト材に代わる新しい強力ボルト材の出現も望まれるところである。現在、500~550℃で従来の高温ボルトに比べて2~2.8倍強いボルト材の各種試験を進めている。

3.7 制御装置

タービンの大容量化に伴って発生するおもな問題点を紹介したが、この他にも大口径化する弁類、特に原子力用蒸気タービンでは1,500MWでは主蒸気止め弁が28″×4にもなると思われる。大容量化に伴う負荷しゃ断時の過速の問題も重要である。アメリカでは非常調速機の設定に制限がないためか、アメリカ某発電所(469MW, TC4F-26)では114~115%に設定したものもあり、わが国のように統一がなされていない。従来は負荷しゃ断時、主蒸気止め弁、再熱蒸気止め弁は全開のまま加減弁、インターセプト弁制御によりコントロールされていたが、さらに主蒸気止め弁、再熱蒸気止め弁をも使って、コントロールすることも考えられており、大容量タービンには電子油圧式ガバナの採用が常識となってきている。電子油圧式ガバナを採用することによって機械式に比べ最大速度上昇率で 0.7%程度下げうることが確認されている。さら

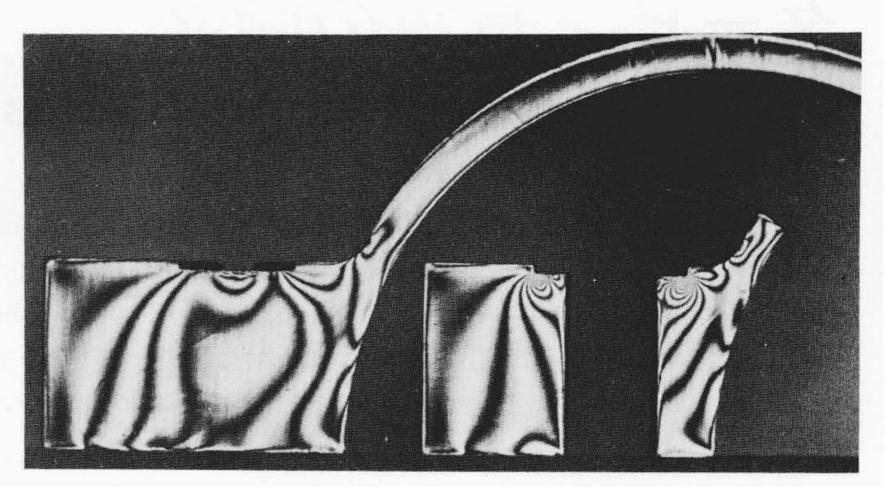


図12 タービンケーシングフランジ三次元光弾性試験 タービンケーシング三次元光弾性のしま模様を示す。

Fig. 12 3 Dimensional Photo Elastic Test on Turbine Casing Flange

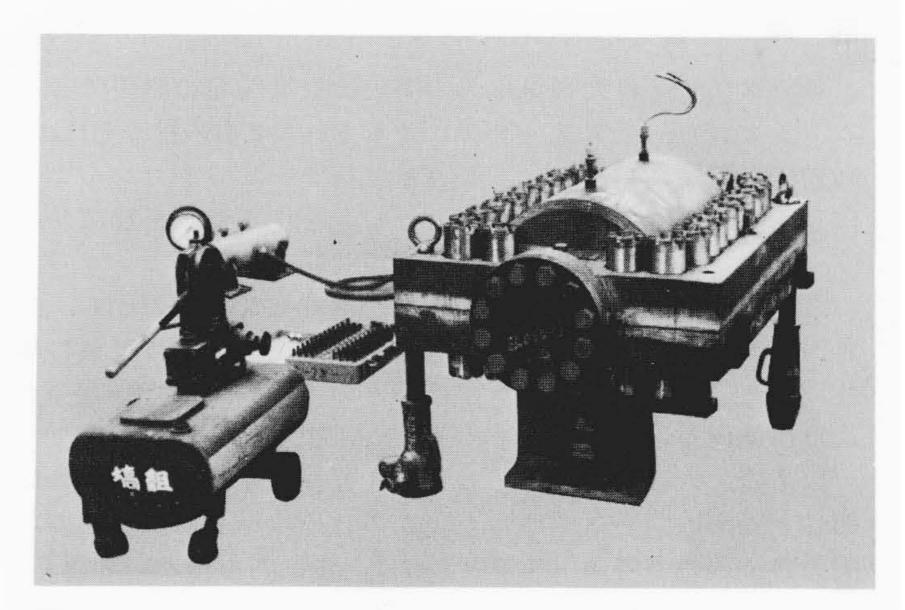


図13 フランジテスト用モデルケーシング モデルケーシングによる水圧試験状況を示す。

Fig. 13 Model Casing for Flange Test

に速度上昇率を押えるためには制御装置ばかりでなくスチームチェストなどの残留蒸気が少なくなるような機器の配置, 設計が必要となろう。

4 結 言

わが国の火力あるいは原子力発電においては、すでに単機容量 1,000MW あるいはそれを上回る超大形機の時代に突入している。今や単機容量の面では世界の最高水準をいくものであり、容量が大きくなればなるほど必然的により高い技術的信頼性が要求されることになる。

われわれ機器メーカーは、これら大容量機の占める社会的 使命の重大さを十分よく認識し、得られる知識、経験を総動 員して絶対に安全な機械を製造する責務を有している。この ために、これまで長期にわたり各種の基礎研究、試作試験を 積み重ねてきたが、これからもいっそうこの開発研究に努力 を傾注していかねばならないと考えている。

参考文献

- (1) 電源開発の概要 昭和46年度
- (2) 加藤ほか:日立評論 53 1097 (昭46-11)
- (3) 桃枝克郎:火力発電 VOL 185, 185 (昭47-2)
- (4) J.M. Driscoll ほか: Journal of Engineering for Power April (1964)
- (5) H.A. Wagner: "Steam Plant Engineering"