

D → 最近のドイツ技術

シーメンス大容量蒸気タービン

Large Capacity Siemens-Steam Turbines

ドイツにおいては最初の 150 MW 機が 1955 年 4 月に運転を開始して以来約 10 年の間 150~160 MW 級のものが建設されていたが、最近大容量機の記録品が次々に建設されている。シーメンスで製作納入した大容量機のうち、プロイセン電力会社 STAUDINGER 火力発電所向け 280 MW 2セットの 1号機が 1965 年 4 月に、2号機が 12月に営業運転を開始し、また 1965 年 6 月には RWE 電力会社 NIEDERAUSSEN (FORTUNA) 火力発電所向け 300 MW 機が営業運転に入っている。据付中のものに GROSSKRAFTWERK FRANKEN 社 FRANKEN-BRÜCK 火力発電所向け 220 MW 機、製作中のものに FARGE 電力会社 NWK 火力発電所向け 325 MW 機、原子力発電用として OBRIGHEIM 発電所向け 318 MW 機がある。なお現在 600 MW 機を鋭意計画中で近々実現される模様である。開発中のものに 1,000 MW 機がある。これらのプラントはその計画にさいし、綿密な基礎調査により得られたデータをベースに、あらゆるケースについての検討を電子計算機を駆使して徹底的に行ない、合理的かつ経済性にすぐれた最適値が主要計画設計値に採用されているのである。上記のプラントはすべてタンデム機であり、そのほとんどがタービン入口蒸気圧力として超臨界圧力を採用し、その温度を 540°C 以下にしていることが注目される。これらのシーメンス大容量蒸気タービンの内代表的なものについてその一端を紹介する。

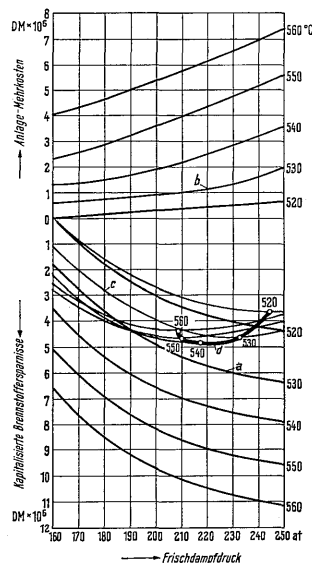
I. 納入した大容量機例

1. STAUDINGER 火力発電所向け 280 MW 機

本発電所は重油、石炭専焼、混焼プラントであるのでタービン入口蒸気温度（再熱温度も）は 535°C と指定され、再熱段数は 1 段と決められた。2 段再熱案に対しては

- (1) 週末負荷が 1/2 以下となるため全負荷か動率が悪くボイラを 1/2 容量 2 缶としたこと。
- (2) 配管弁類、付属品のコストアップ
- (3) 起動停止操作が多少複雑化すること

の理由から対象からはずした。タービン入口蒸気圧力については過去 120 MW 機以上の設備で全負荷運転か動時間が 50% 以上であれば 180~185 ata が最適値とされ、ベンゾンボイラの発達とともに、ドイツでは標準圧力化されていたが本計画にさいし、新たにプラント熱効率改



第 1 図
タービン入口蒸気条件最適値計算結果
Fig. 1.
Optimization of live steam conditions

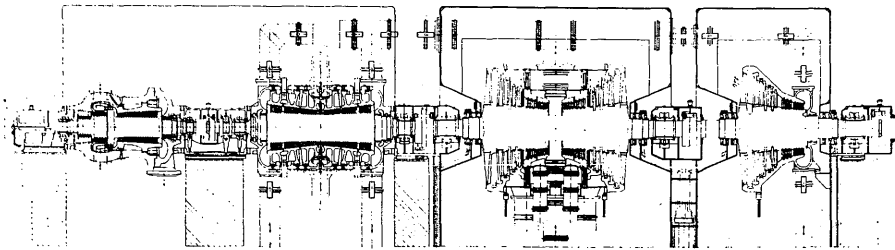
善に伴う「燃料費の低減」と「設備投資額の増大」との経済性に対する対比検討をデジタルコンピュータで行ない、最適値が 223 ata/537°C に存在することが判明したのでタービン入口蒸気条件として 226 ata/535°C/535°C とし超臨界圧機とすることに決定した。第 1 図に計算結果を示す。この計算結果は 160 ata/520°C（主蒸気、再熱蒸気とも）を規準に各圧力、温度に対する燃料費の低減を a 曲線に、設備投資額の増加を b 曲線に示し、ab の合成曲線を c として示している。d 曲線は c 曲線の最少値を結んだもので各圧力温度の最適条件を表わしておりこの曲線の最少値が本プラントの最適蒸気条件となるのである。この計算により本タービンの排気条件が冷却水温度 12°C において

冷却水量	30,800 m ³ /H
復水器伝熱面積	17,200 m ²
復水器真空度	0.0271 ata
最終段翼長	750 mm
油気段数	7 段

と決定された。

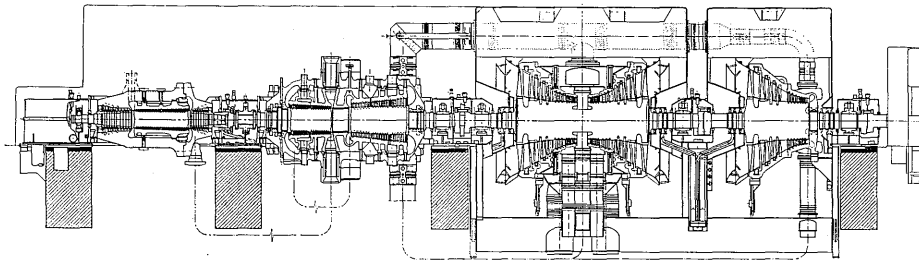
2. NIEDERAUSSEN 火力発電所向け 300 MW 機

本発電所は燃料として褐炭を使用すること、冷却水としては全プラント共通の冷却塔システムを使用するため復水器真空度を 0.047 ata としたこと、ならびに蒸気条件を既設プラントと同程度の 186 ata/525°C/525°C としたので、低圧部の最適条件として 3 流 750 mm 翼が採



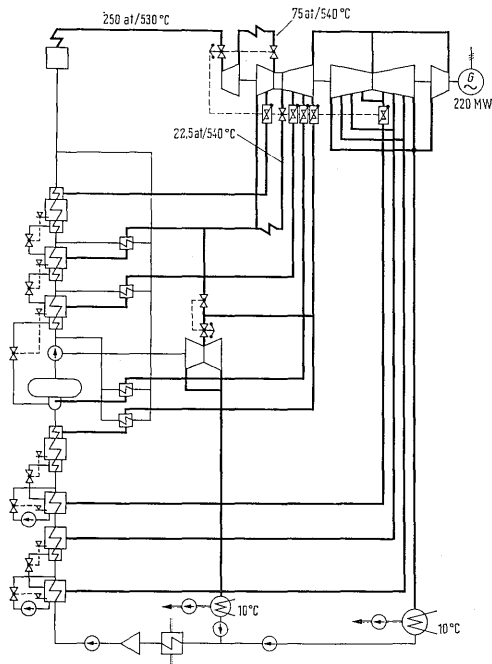
第2図 Niederaußen 火力発電所
納入 300MW 一段再熱タービン

Fig. 2. 300 MW single reheat condensing turbine



第3図 Franken-Brück 火力発電所
納入 220MW 二段再熱タービン

Fig. 3. 220 MW double reheat condensing turbine



第4図 Franken-Brück 火力発電所熱流線図
Fig. 4. 220 MW plant heat flow diagram

用された。タービン抽気は7段である。タービン含み込量は VDEW 推奨をとり入れ、充分余裕がとられているので再熱温度を注水で調節すれば 340MW の負荷がかかることが実証された。

3. FRANKEN-BRÜCK 火力発電所向け 220MW 機

本機は経済性を高めるために、熱効率を極力向上すべしとの要求に基づき、タービン入口蒸気条件として 250 ata/530°C/540°C の二段再熱超臨界圧機とした。低圧部は冷却水温度 8°C がベースとされたので3流排気、750mm の長大翼が使用されている。さらにタービン熱効率を向上すべく

- (1) 抽気段数を8段とし Ca. 4 kcal/kWh の熱効率改善をした。
- (2) 絞り制御による変圧運転方式とすることにより定格出力でのタービン効率改善を行なった。
- (3) 絞り制御方式としたため部分負荷における熱効率が多少悪くなるので給水ポンプ駆動タービンを設けることによりカバーさせた。

など配慮した。この絞り制御変圧運転方式を採用したので高圧部制御段はなく高圧タービンは非常に簡単な構造となり経済性、熱弾性ならびに流体力学的にも有利なものとなることができた。第3図にタービン断面、第4図に熱流線図を示す。

II. 大容量機の開発

蒸気プラントの開発は蒸気条件の高圧高温化ならびに単機出力の大容量化に終始してきた。蒸気圧力温度に関しては物理的ならびに経済的理由からその限界が示されたが、単機出力の容量限界に関してはまだ明確な結論が出されていない。いままでは接続系統容量あるいは発注時の大容量機の納入体勢との関連上での経済性を、そのつど検討して単機出力容量を決定してきた。系統容量に対する単機出力の最大容量の比率は今後とも大容量化を進める上での基本的条件とされることと思うが、経済性の高い単機出力の大容量化のためにはまず主観を脱却して客観的な立場で、充分かつ意次的に技術検討を行なうことが重要なのである。ドイツにおける検討会でもしばしば米国の大容量機が引合に出されたが、3,600, 3,000, 1,800, 1,500rpm のタンデム機、あるいはクロスコンパウンド機の種々の構造に対する充分な討議が行なわれていないので今日まで経済性の高い単機出力容量の限界は明

確となっていない。これらの比較検討を進めて行く場合、タービンの概算価格を流体力学および機械力学の相似法則を応用すると便利である。すなわち一次近似として

(1) 流れに関する構造物の寸法：

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2}, \quad \frac{l_2}{l_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

(2) 出力：

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

(3) 流れに関する構造物の重量：

$$\frac{G_2}{G_1} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

を基本とするのである。ここで

D ：構造物の直径

l ：翼長

P ：出力

G ：構造物の重量

n ：タービン回転数

符号1：回転数1のタービン

符号2：回転数2のタービン

である。上式は、翼列での流れの関係、構造物にかかる応力、構造物の Relative Frequency $\left(\frac{\text{固有周波数}}{\text{運転周波数}}\right)$ を同一としてタービン回転数を $\frac{1}{2}$ （すなわち発電機を2極から4極に）とすると回転翼車の直径および翼長は2倍に、蒸気通過面積ならびに出力は4倍となり、構造設計の基準を同じにすれば流れに関する構造物の重量は8倍となることを意味する。

このようにして検討を進めた結果、寸法、重量が大きくなりすぎればほかの方式の構造形式へ検討対象を移して行く。しかし低圧部に関しては外径が大きくなってそれに比例して肉厚を厚くする必要はないので上記相似法則だけをあてはめるだけでなく各ケースでの構造について個々に検討しなければならない。しかしいかなる場合でもタービン設計回転数を低くとり直径、翼長を大きくして単機出力容量限界を上げればタービン重量が増加することは間違いない。したがって低速タービンある

いは低速タービンと組合されたクロスコンパウンド機は同容量の高速タービンより割高となる。この事実は衆知のことであるにもかかわらず、いまだに低速タービンが4極発電機と結合され、タンデム機あるいはクロスコンパウンド機の低圧部に設置されたのは、高速大容量低圧部を開発するより低速低圧部を用いて大容量化を計る方がもっと早くかつ危険をとまなわない方法であったからである。

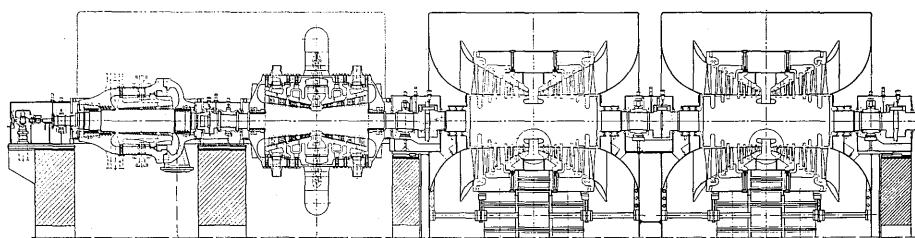
3,000 rpm, 3,600 rpm の大容量低圧部の開発が進みタンデム機の単機最大出力は排気損失を大きくとらなくても600~1,000MW程度まで引上げられればこの容量範囲ではクロスコンパウンド機は姿を消すものと思われる。この傾向は米国においてすでに現れている。すなわち1964年度に単機出力100~620MWのターボセットが受注されたが、このうち2セットだけがクロスコンパウンド方式を採用したが、残り18セットはタンデム機なのである。この大容量化開発計画が達成され1,000MWタンデム機が実現するかしないかは今後のユーザおよびタービンメーカの双肩にかかっているのである。シーメンスではいままでに製作納入した数多くのタービンのすぐれた運転データからして新しく開発設計した600MWタンデム機の構造は確実に保証できるものであると確信している。この600MW機の断面図を第5図に示す。今後さらに研究を進めるべきものは付属的な課題、すなわち正確な新計算式の開発、部品の改善開発ならびに運転管理の最新化であると考え。一例をあげれば

(1) 従来の流体力学の原理法則をそのまま適用してよいか

(2) 経済性との関連で新しい翼列決定法が与えられるのではないか

について吟味検討すべきである。いままでに行なわれた数多くの実験は一方においては熱計算と機械計算との関連性を明らかにしたが他方においてはタービンのコストを高くしている。

タービン大容量化すなわち翼寸法拡大であり、この結果円周上の翼数は少くなり、蒸気流路が大きくなるので回転翼列における非定常流れが次第に非常に重大



第5図 600MW 一段再熱タービン計画図

Fig. 5. 600 MW single reheat condensing turbine

な意味をもってきている。低圧翼の寸法の拡大化にさいしては今まで翼先端部のマツイ数の増大を考慮して熱力学計算、材料計算を行ないその妥協点を求めてきたが、熱力学計算式に材料問題を関連導入した新しい計算式を開発すべきだ。また大容量機の直結状態での危険速度を正確に算出することが重要であり、この計算にさいしては軸受部の弾性とダンピングさらに運転時に生じる各部の変位を充分考慮しなければならない。シーメンスでは据付状態を正しくチェックするための自動記録装置を開発したので、この問題に対してはより正確に調整することが可能となった。この装置は将来常時監視計として利用されると思う。

III. 大容量機の蒸気条件

タービン蒸気条件の最適値についての討議はいまでも繰返し行なわれている。経済性の高い蒸気条件は前記したように熱単価、設備投資資本ならびに全負荷運転か動時間を前提条件として電子計算機を用いて求められるが、その値は一元的なものではなくケースバイケースで異なる。最終給水温度、抽気段数、排気真空度などを最終的に決定するにも上記と同一の前提条件をベースにすることはいうまでもないがこれとは別に次の2つのうす勢があることは明白である。

1) 単機出力の大容量化にともない、タービン入口蒸気圧力の高圧化傾向大

すなわち大容量化にともない体積流量が増加するので高圧化により生ずる高圧タービンの効率低下をきん少とすることができ、高圧化により獲得したサーマルプロセスの利得がそれ以下の容量機に比し大きく、有利であるからである。

2) 単機出力の大容量化にともない、タービン入口蒸気温度の高温化傾向少（むしろこの傾向は温度を下げる方向に進むことさえもある）。

アメリカで現在製作中の20台の大容量機のうち再熱温度を538℃以上にしたタービンは1台だけであり、タービン主蒸気温度はすべて538℃であることがそれを裏付けている。すなわち大容量化に伴い蒸気配管、弁類ならびにケーシングのデimensionは大きくなり問題がある。これらにオーステナイト材料を使用する場合には

もはや慣習的なやり方はできず、このために製造上でのリスクに見合った費用を追加加算したり、あるいは部分化するために非常にはん雑な特別な製造過程（たとえば多くの穴ぐりした部分の溶接）やエレメントを多数分配することにより値段をつり上げざるを得なくなってしまうからである。パイプヘッダ、分岐管などについても同じことがいえる。このような理由で大容量のために高温化することは、それ以下の容量機に比しコストアップが大きすぎ経済的に引合はないのが現状といえる。現在開発中の1,000Wタービン構造設計には次の蒸気条件をベースに置いた。

タービン主蒸気圧力	250 ata
タービン主蒸気温度	535℃
再熱蒸気温度	535℃
排気真空度	0.025 ata
油気段数	8段
最終給水温度	275℃

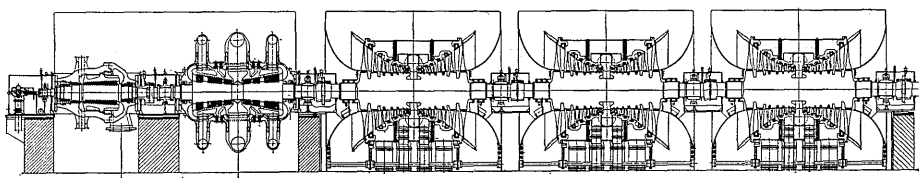
この条件はいままで大容量機のプロジェクトンで研究された値と一致しており、今後この計画値を多少変更修正しても基本的なタービン構造の変更はしないつもりである。

IV. 1,000 MW タンデム機の構造

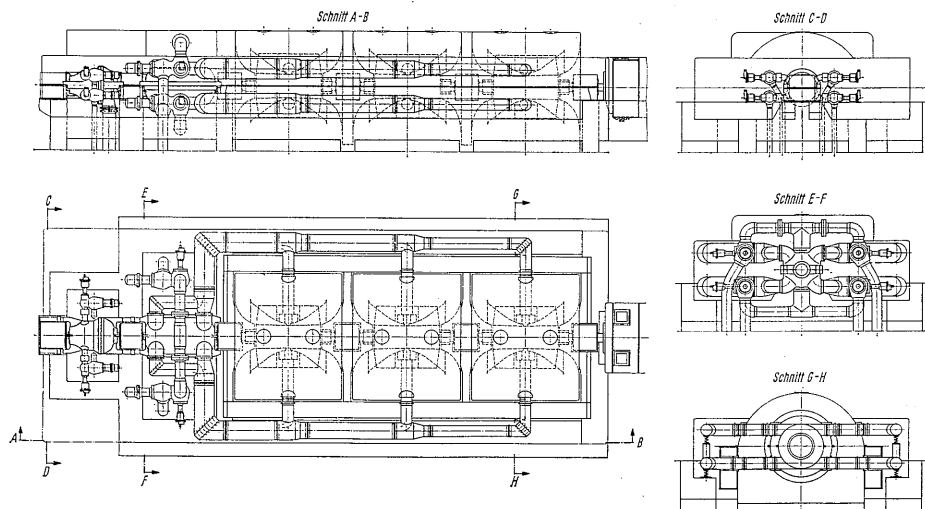
第6図に1,000MW タンデム機の断面を示す。

このターボセットの高圧部には多くの実績でその優秀性が実証されているつぼ形ケーシングを使用した。このつぼ形は高圧で使用する場合その抜群な封気効果とあいまって、特に有効で寸法的にも運転特性にもうってつけのものである。高圧部の翼列は単流で制御段を設けておらず、絞り制御変圧運転とした。高圧主塞止弁は4個でそのたがいの弁体に1個の制御弁が組入れられ、タービンとは短い曲管で接続される。そしてこの複合弁はタービンフロアより上にタービン本体に隣接設置される（第7図参照）。

中圧タービンは水平2つ割りで内部ケーシング、静翼ホルダーを内蔵する2重内部ケーシング構造とした。翼列に2流を採用したのは排気部の車軸径を単流の場合より小さくすることができ、かつ低周速とすることができるので排気損失を小さく押えられるからである。車軸に



第6図 1,000MW 一段再熱タービン計画図
Fig. 6. 1,000 MW single reheat condensing turbine



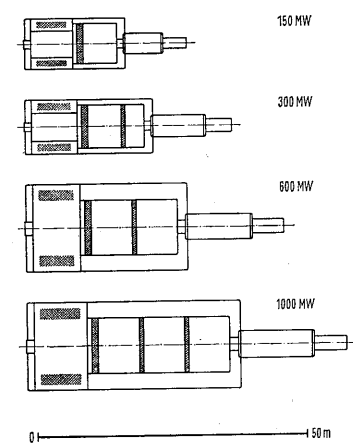
第7図 1,000MW 一段再熱タービン配置計画図
Fig. 7. Arrangement of 1,000 MW turbine

かかる応力は従来のタービンと変りない。中圧タービン入口非常止弁は4個あり高圧主塞止弁と同様複合弁だがいに1個のインターセプト弁をもっている。なおケーシングとは曲管で接続される。

高圧、中圧部に採用したこのような弁配列方式によりタービнкаバー内に主蒸気管、再熱蒸気管が整然とならべられて配管でき、かつまた負荷しゃ断時の回転数上昇の原因となる制御弁以降の容積を少なくすることができた。タービンガバナとしては325 M 機に採用した電気ガバナが安全確実かつ高性能であることを実証したので1,000MW 機にもこの電気ガバナを使用すれば、タービン全負荷しゃ断時のタービン坑束の安全性を高めることができるとの見通しを得た。

低圧部はダブルフロー・ケーシング3組より構成され1,150mm の最長翼が植込まれたロータと内部ケーシングが外部ケーシング内に納められている。このダブルフロー二重ケーシング構造はいままで製作した大容量機でその優秀性は裏付けられており、さらに寸法的に大きくなって外ケーシング、ならびにセンタサポートの内部ケーシングに分割する従来の方式を採用すれば最良の熱的可動性を得ることができる。一体鍛造の複数個の回転軸は剛体接手され、接合されたケーシング群に対する固定点としてのスラスト軸受はジャーナルベアリング兼用で高圧部と中圧部との中間に置かれる。軸方向に接続されたケーシング群の固定点は低圧部第一ケーシング前面に置かれている。タービンの全長は38m で(第8図参照) いままでに運転に入った大容量機の運転データから判断し1,000MW 機での車軸ならびケーシングの絶対伸びならび相対伸び差は全然問題とならないとの結論を得た。

上記の超高圧タービンの構造ではアキシアルクリアラ



第8図
大容量タンデム機の全長比較
Fig. 8.
Total length of turboset for 150, 300, 600 and 1,000 MW

ンスを多少大きくとるが、経済性を低下させるほどの効率悪化は絶対生じない確信をもっている。

V. む す び

単機出力の大容量化に伴ってタンデム機の開発は今後ますます進歩すると考える。そして3,000 rpm あるいは3,600 rpm 機用大形低圧部の開発により500ないし1,000MW 機が実現した暁にはこの容量域では最早クロスコンパウンド機は姿を消すことになる。研究開発されたエレメントならびに現在すでに使用されているエレメントを使用して現今の技術、経験を駆使すれば今日すでに信頼度の高い1,000MW タンデム機の製作は可能である。

原 書

- (1) Trassel, W; Drosselregelung für Dampfturbinen grosser Leistung; B.W.K. 16 (1964)
- (2) Goek, E; Dampfturbinen grosser Leistung; Siemens-Z. 40 H 2 (1966)
- (3) Trassel, W; Die Entwicklung zur 1,000 MW-Einwellenturbine Siemens-Z. 40 H 3 (1966)

抄訳者: 電機・技術部 天野 登



*本誌に記載されている会社名および製品名は、それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。