

低効率発電所の能率改善に関する諸問題

Problems on the Improvement of Low Efficiency Power Plants

加藤 正 敏*

内 容 梗 概

近年、我国においても高温高压大容量火力プラントが各所に建設せられ、旧時代に建設せられたものに比して、そこには格段の技術的進歩が伺われ、発電原価を左右するプラント熱消費量も年々、大幅の減少率を示している。

これら、高能率プラントの出現、ならびに今後の新規計画の進歩と同時に、低効率発電所の能率改善問題を真剣に検討しなければならないことは当然であろうと考えられる。本文は低効率発電所に最近の技術を導入することによる能率改善策を紹介するもので、過去に得られた実績に基き、プラント系統として、ならびにタービン各部構造の改善およびトップ・プラントについて検討を加えたものである。

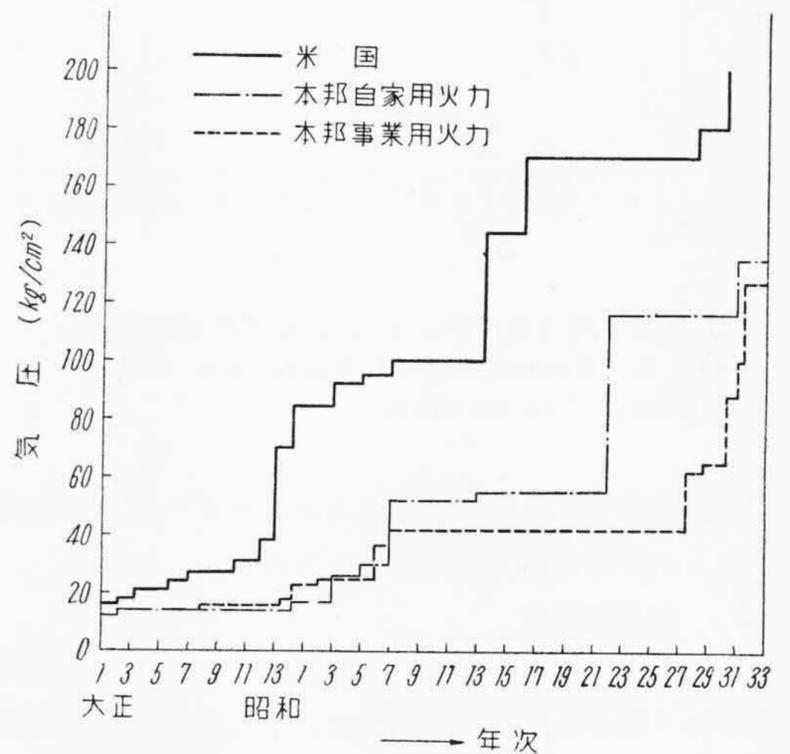
〔I〕 緒 言

近年、火力機器の進歩には実に目覚ましいものがあり、特に米国にあつては戦時中、莫大な電力の需要に応ずるために高能率発電所が数多く建設せられ、その間の技術的発展には見るべきものがあつた。火力機器は近代科学の生んだ総合的製品であるだけに、その進歩は冶金学、熱力学、流体力学、材料力学などの基礎理論の発展に起因することは勿論であるが工作、組立、運転取扱など、実地応用面における多年の経験が、これを補つていふことも事実である。

一方、国内においても戦後は欧米よりこれら最新の技術を導入し技術的立遅れを急速に取戻し、高温高压の高能率モデル・プラントを一斉輸入する傍ら、すでに東京電力鶴見第二発電所および新東京発電所用として蒸気条件 88 kg/cm², 510°C, 出力 66,000 kW, 3,000 rpm 機が日立製作所において完成し、国産による初の大容量、高能率機として斯界の注目を浴びている。火力機器の進歩はまた、国内の電力系統にも変化をもたらした。すなわち、従来、本邦にては、その地勢的關係上、運転費の比較的安価な水力発電を主として、火力は渇水期の補給用、あるいは尖頭負荷用として補助的に用いられる程度であつたが、最近は高能率火力の出現によつて運転費の安い、しかも建設に要する投下資本の少い火力発電を主とし水力を従とする構想が一般に考えられるようになった。

かゝる趨勢の下にあつて、過去に建設せられた発電所にも、最新の技術を取入れることによつて効率を改善し、運転維持費、すなわち電力原価の低減を計ることは大いに意義があると考えられる。幸い、日立製作所にあつては先進国の技術を導入するだけでなく、各種の研究を行つていふので、以下その一端を述べ、併せて過去において試みた能率改善に対する諸種の試みと、その実績を検討してみることにする。

* 日立製作所日立工場

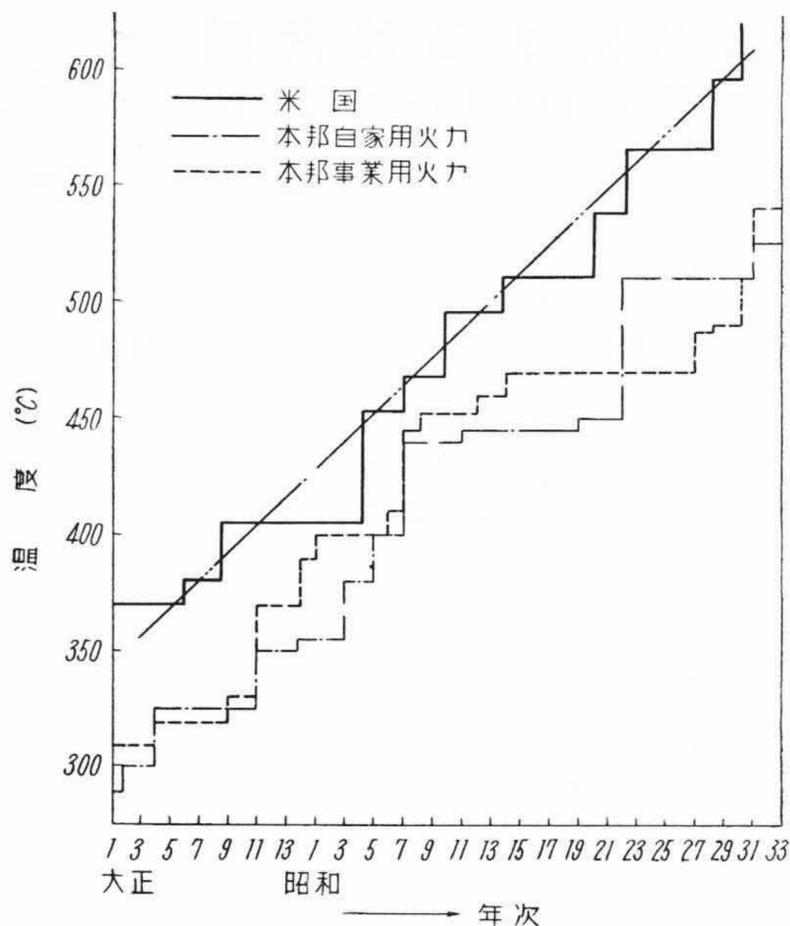


第1図 汽力発電所における最高汽圧の変遷
Fig. 1. Transition of Maximum Initial Steam Pressure

〔II〕 プラントとしての効率改善

(1) 使用蒸気条件

使用蒸気条件を高温高压化すれば、一定の排汽圧力に対してはサイクル効率は上昇することは明らかであり、材料の進歩にしたがつて年々、高温高压化の傾向にある。米国においてはすでに蒸気条件 2,350 psi, 1,100°F の再熱タービンが実用運転されてをり 8,920 Btu/kWhr という劃期的熱消費量を保証している。また、現在計画中のものでは 5,000 psi, 1,200°F の二段再熱タービンがあり計画熱消費量は 8,400 Btu/kWhr となつている。第1図および第2図は米国および我国における事業用ならびに自家用火力にて採用された最高蒸気条件の変遷を示すもので戦後の国内における飛躍的進歩の跡が伺われる。また、代表的蒸気条件による概略熱消費量は第3図を参照されたい。過去に建設せられた比較的低い蒸気条件による発電所を比較的、安価な費用で、既施設も有効に利用



第2図 汽力発電所における最高汽温の変遷
Fig. 2. Transition of Maximum Initial Steam Temperature

して、高能率化するには後述のトップ・タービンを建設することが最も有効であると考えられる。

(2) 復水器真空

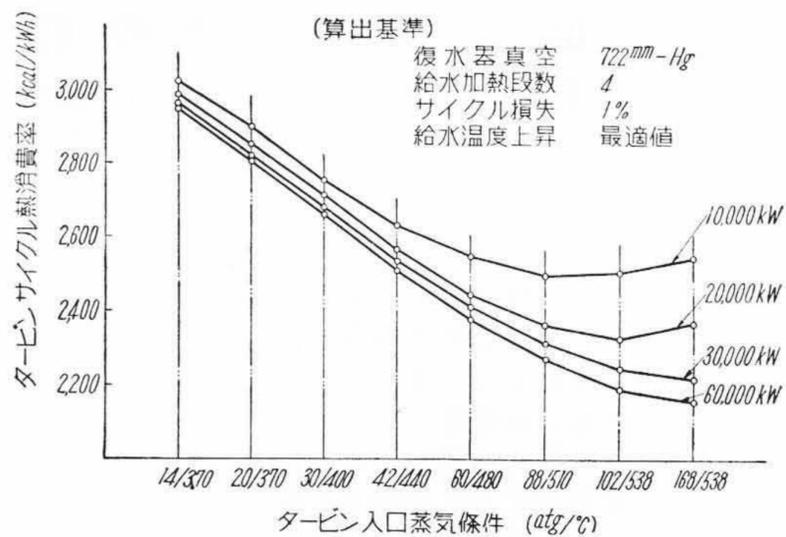
つぎに、排汽真空の問題であるが、タービンが無抽汽運転を行う場合の最適排汽圧力は、単に有効熱落差の変化とタービン排汽損失の変化の二つから最少の蒸気消費量を与える真空として求めうるが、再生サイクル、すなわち給水加熱運転を行う場合にはつぎの二つの事項が問題となる。

- (a) 無抽汽運転時の最適排汽圧力に近づければ、排汽損失も考慮に入れた有効エネルギーが増大し、発生出力も増加する。
- (b) 一方、排汽圧力を低くすれば、これに対応する飽和温度も低くなるので、給水加熱器に導かれる復水の温度が低下する。したがって、この給水加熱器には余計の加熱蒸気が抽汽せられることになり、その分だけタービン発生出力は減少する。

一般の発電所で行われる給水加熱運転時の最適排汽圧力は、この二つの要素を考慮して決定せらるべきものであり、種々の実験によれば、比較的容量の大きいタービンの抽汽運転時の最適排汽圧力はつぎの式で表わされることが証明せられている。

$$p = \frac{G_{cond}}{1575 \times A}$$

ただし、 p = 排汽真空, (mm-Hg. abs.)



第3図 タービンサイクル熱消費率
Fig. 3. Turbine Cycle Heat Rates

$$G_{cond} = \text{排汽流量, (kg/hr)}$$

$$A = \text{最終段翼環状面積, (m}^2\text{)}$$

$$= (\text{翼平均直径, m}) \times (\text{翼有効長, m}) \times (\text{排汽端の数}) \times \pi$$

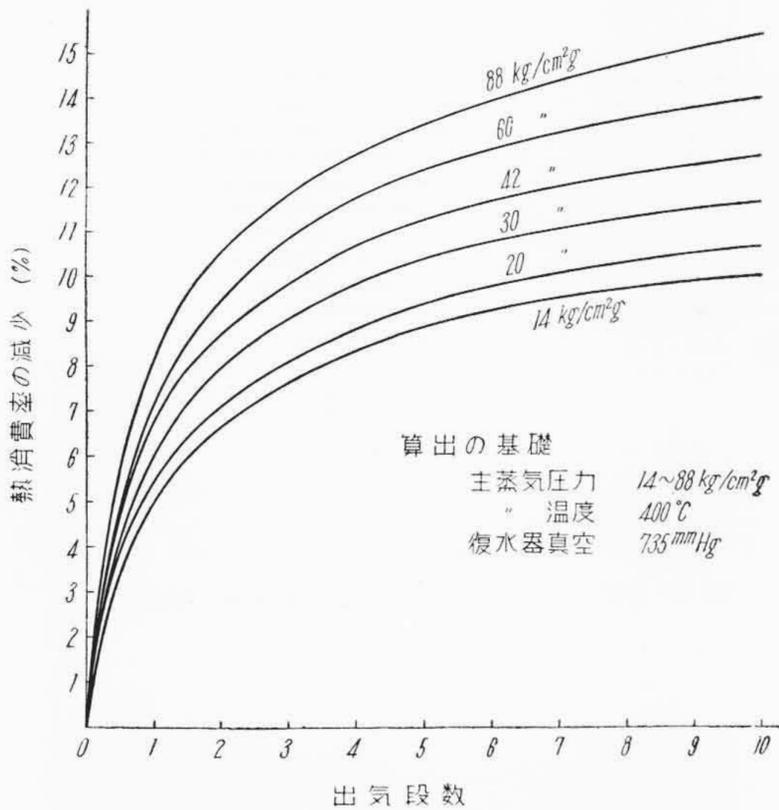
勿論、これは効率の点だけを考えた場合であつて、実際には復水器の大きさなども考慮に入れた経済比較が行われるべきである。

既設発電所にて、復水器真空が異常に低下している場合があるが、熱経済を著しく阻害するので、その原因を調査し、速かに正規に復せしめることが大切である。真空低下の原因として一般に考えられる事項は次の諸点である。

- (a) 空気の漏入
- (b) 空気ポンプの性能低下
- (c) 冷却水量の不足
- (d) 冷却管の汚損
- (3) 給水加熱系統

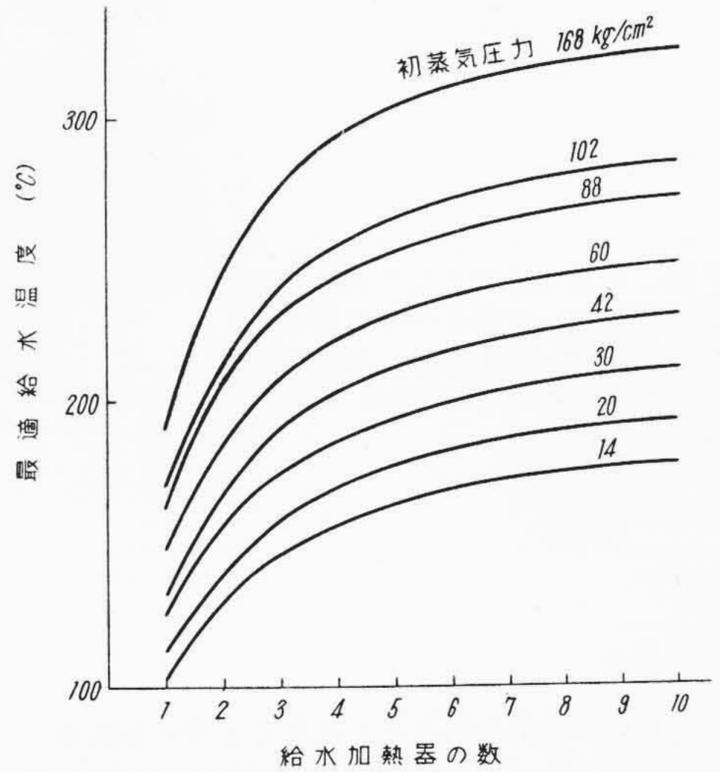
プラント効率を左右する他の一つの要素として給水加熱段数と汽罐給水温度がある。理想再生サイクルに近づけるためには出汽段数を無限に増せば良い訳であるが、実用上は自づから限度が存する。第4図は出汽段数と熱消費量の関係を示し、第5図は給水加熱器の数と最適給水温度の関係を示したものである。この曲線は理想的直触型給水加熱器を使用した場合で、実際のプラントにあつては、曲線に示す値より多少低い値にて最少の熱消費量がえられる。初蒸気条件に対して、給水温度が適当でないと、熱経済が阻害されるので、適当な給水加熱装置を整備することが必要であることはいうまでもない。

つぎに、現在考えられている給水加熱系統の種々の型式について比較検討し、プラント改善の一助としよう。給水加熱器の配列には明確な標準というものはないが、加熱の方法はすべて表面接触型か直触型かに分類され、一般に使用せられる配置は第6図に示す通りである。

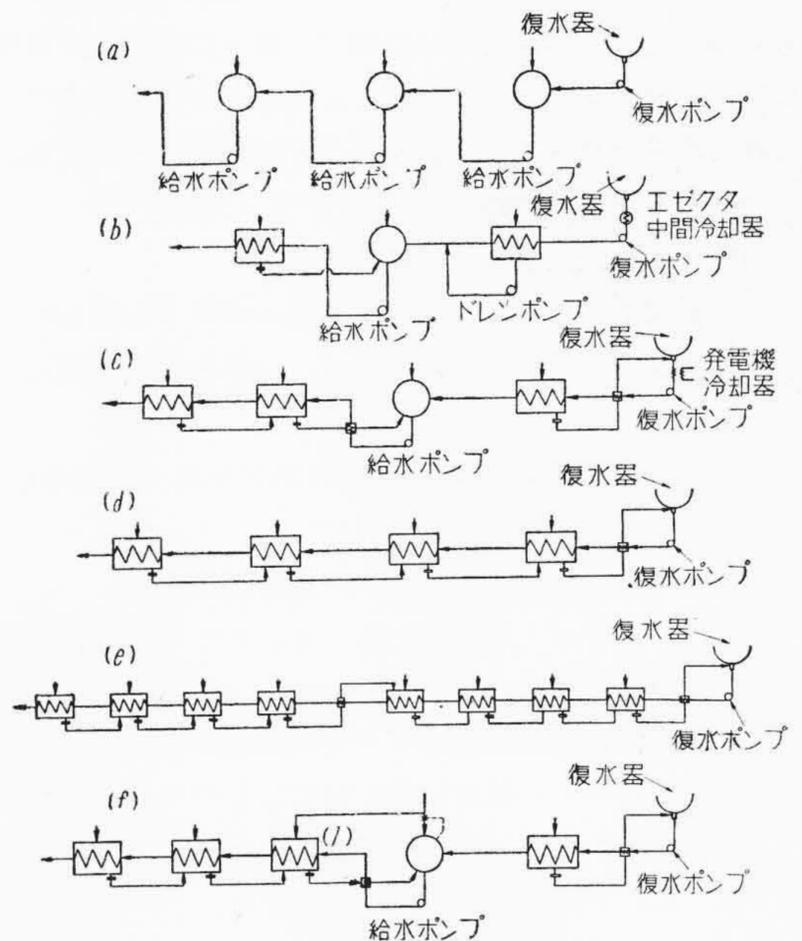


第4図 出気段数と熱消費率の減少
Fig. 4. Reduction in Heat Consumption Obtained by Regenerative Feedwater Heating

- (a) 最も簡単な配置の一つで、すべて直触型加熱器よりなり、各加熱器には給水ポンプが附属する。したがって、補機動力の増加はあるが、完全配置に近いので理想サイクルと呼ばれている。あまり一般的ではない。
- (b) 比較的小容量発電所においてしばしば用いられる配置である。高圧加熱器として flashed heater, 脱気器として直触型加熱器, 低圧加熱器として pumped heater を使用, 補機の数が多いので建設費は低廉である。
- (c) 中容量の新鋭発電所でしばしば用いられる配置である。3箇の flashed および1箇の直触型加熱器よりなり、脱気器前および低圧加熱器にはドレン・クーラが附属している。前者は熱効率の改善に、後者はドレン・ポンプを不要ならしめると同時に熱回収を計るのに有効である。
- (d) 加熱器のドレンは復水器中に flash させ、脱気を計る訳であるが、この場合、低圧第一加熱器の後にドレン・クーラを置くか否かについては種々の論議がなされている。あまり一般的ではない。
- (e) すべて flashed heater より成り、d) と相異なる点は熱回収を計るため給水系統の中間にドレンクーラを置いたことである。これも、あまり一般的でない。
- (f) 脱気器は、その特性上一定圧力の下で運転することが好ましいが、ここに示す系統は脱気器の後に(1)にて示す別の加熱器を設け、この加熱器は脱気



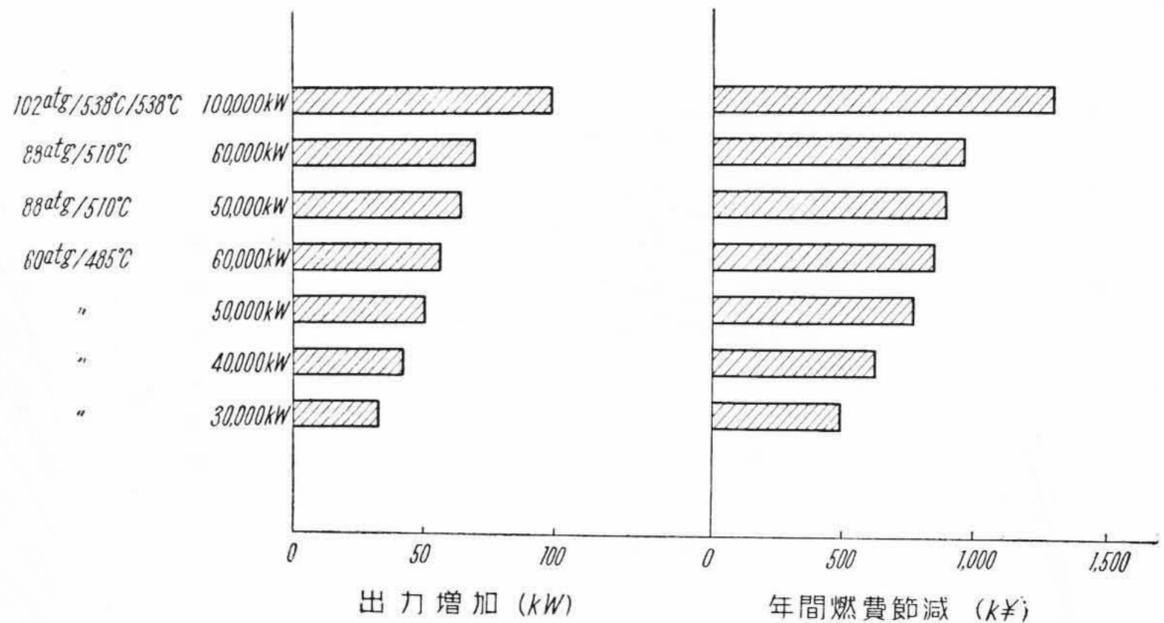
第5図 直触型加熱器使用サイクルにおける最適給水温度
Fig. 5. Optimum Feedwater Temperature in a Contact-heater Cycle



第6図 各種給水加熱器の配置
Fig. 6. Illustrative Heater Arrangements

器と同一の出汽蒸気で加熱されるが、脱気器と異り絞り無しの全圧力で加熱せられる。脱気器はバイパス自動減圧弁にて一定圧運転が可能となる。この場合、低負荷時には出汽蒸気を一段上から取るよう、自動切換装置を設けることが好ましい。なお、この場合給水ポンプは常に一定吸込圧力で運転されることになるので、その利得は余分の加熱器を置いた費

第7図 空気抽出器として回転真空ポンプを用いた場合の発電所利得
Fig. 7. Gain of Rotary Vacuum Pump Compared with Steam Jet Air Ejector



用を補つて余りあることになると考えられる。

以上、種々の給水加熱系統について述べたが、箇々の機器の能率を改善することが大切であることはいうまでもない。このために、最近の低圧加熱器にはドレン・クーラ部を、また、高圧加熱器にはデスーパ・ヒータおよびドレン・クーラ部を設けてサイクル効率の増進を計っている。この加熱器を用いた場合、同一の給水温度に対して、加熱蒸気の出汽点を低くとることができるので、それだけタービンで仕事をすることになり有利となる。

(4) その他の問題

(a) 回転式真空ポンプの使用

従来用いられてきた蒸気駆動エゼクタの代りに回転式真空ポンプを使用すれば、つきのごとき利点がある。

- (i) 補機蒸気を減少し、漏洩蒸気を最少に留める。
- (ii) 給水の純度を保つ。
- (iii) 起動停止が容易で中央制御に便。
- (iv) プラント効率を上昇させ、タービン床面の美観を増す。

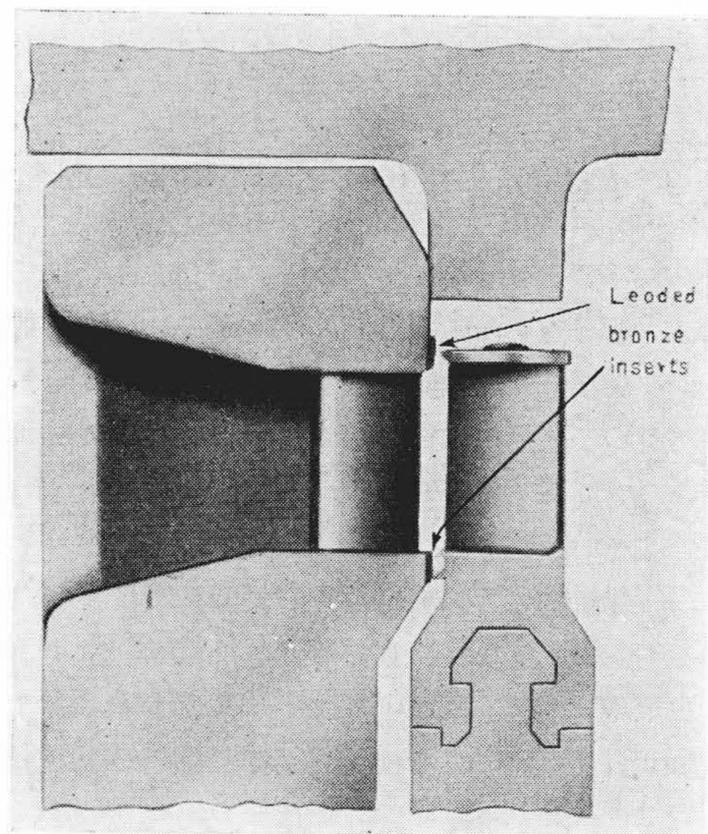
第7図は蒸気駆動エゼクタと回転式真空ポンプを使用した場合の経済比較を行つたもので、日立製作所としては容量 50,000 kW 以上のプラントに対して、これを推薦することとしている。

(b) 全塩脱塩装置の採用

補給水生成用として従来の蒸化器に代る、イオン交換樹脂などによる方法が普及されつつあり、本装置により補機蒸気を減少し、プラント効率の向上を計ることができる。その詳細は別稿を参照されたい。

〔III〕 タービン各部構造の改善

使用蒸気条件を高温高圧化し、排汽真空を改善することによつて、理論蒸気消費量を低下せしめうることは前



第8図 BTH インサートの使用
Fig. 8. Turbine Nozzle and Bucket Assembly Showing Use of Leaded-bronze Inserts Opposite Bucket-root Deflector and Bucket Cover

述の通りであるが、すでに建設せられた比較的低い蒸気条件による発電所にあつても、各部構造、特にタービン内部効率を左右する噴口および翼などの設計を適当に改造することによつて相当程度の効率上昇を期待し得る。火力発電所の寿命は、最初 25 年程度であると考えられていたが、その後、30 年となり現在は 35 年に採るようになってきている。これは勿論 35 年を経過した機器も現在、満足に運転されているからで、この間グランドや翼などの損耗の激しい部品は数回取替えているものが多い。日立製作所において最近の高効率タービンに採用している practice のうち、これらの既設機に応用して効率の改善に寄与しうると考えられるものを以下二三紹介しよう。

(1) BTH 特殊メタルの使用

段落効率を阻害する一つの要素として、噴口と翼間隙よりの蒸気漏洩、および蒸気の injection 作用による乱れがある。衝動段にあつては噴口と翼高さの over lap を大にすれば、ある程度、これを防ぎうるが、逆に有害な渦流発生の原因となるので over lap は最小限に止め、翼の上端および下端部よりの漏洩、漏入を防止しなければならない。第8図は最近、日立蒸気タービンに採用された方式で、ダイヤフラムに相対する翼根部およびシュラウドに突起を設け、間隙を最少とし、万一、これが接触しても差支えないよう対向部分にきわめて硬度の低い BTH 特殊メタルを熔着したものである。これは Cu-Zn-Ni-Pb の特殊合金でフィンの擦過により熔着面に溝を作つても蒸気漏洩は増加しない。

(2) 無渦流設計の採用

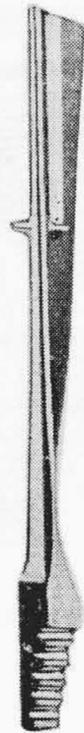
風洞実験などによる翼型の発達と相俟つて蒸気通路部の三次元流れに対する考慮が低圧段落の比較的長い翼に対しては段落効率を改善する上に有効であることが知られてをり、すでに江別発電所 25,000 kW タービンなどに使用せられて優秀な成績を収めている。

これまでの噴口および翼の設計ではすべての流れの状態が翼の長さの方向により変らないものとして、すなわち二次元流れを取扱つてきたが、実際の回転機中における、ある点の蒸気速度は軸方向だけでなく、切線方向の成分をもっている。渦流理論は切線方向速度、すなわち旋回速度のための遠心力に釣合うため、半径方向の圧力が蒸気因子に作用しなければならないということを基礎にしている。無渦流流れ (Free Vortex Flow)、すなわち半径方向の平衡の条件を満足させるためには、

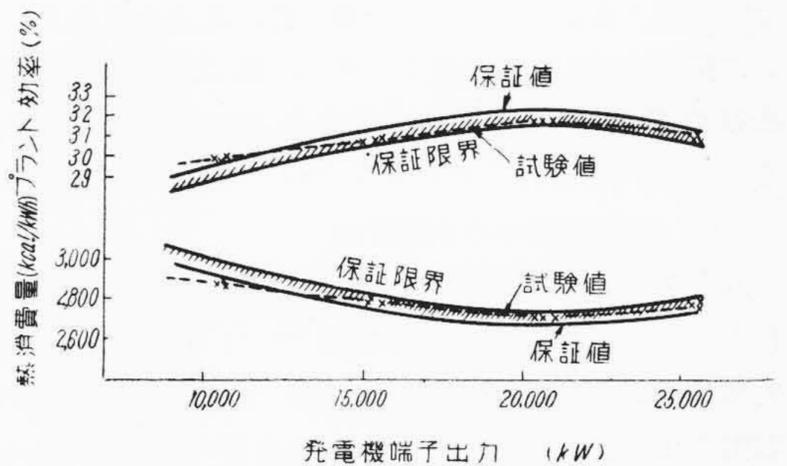
- (i) 全エネルギーが翼環にわたつて一定である。
- (ii) 噴口および翼より出る蒸気速度の軸方向成分は根部から頂部に至るまで一定である。
- (iii) 噴口よりの蒸気噴射速度の切線方向成分は半径に半比例する。

とすれば良い。したがつて、もし噴口および翼の設計に際して、半径方向に対して一定の周速度を採つたり、無渦流以外の周方向速度の変化を条件としているとすれば、半径方向の平衡条件は理論的に満足されないことになる。しかし実際上は、半径方向の釣合が自然に調節されるような分布になり、この場合、蒸気噴出角度が設計値と一致せず、したがつて翼の蒸気迎い角が設計通りの良好な効率を与えず、場合によつては部分的に失速を起すこともありうるわけである。

従来の設計では計算はすべて平均径で行い、衝動段でも反動段でも、あらゆる半径でこの条件が適用されるものと仮定したが、実際には上述のように半径方向におい



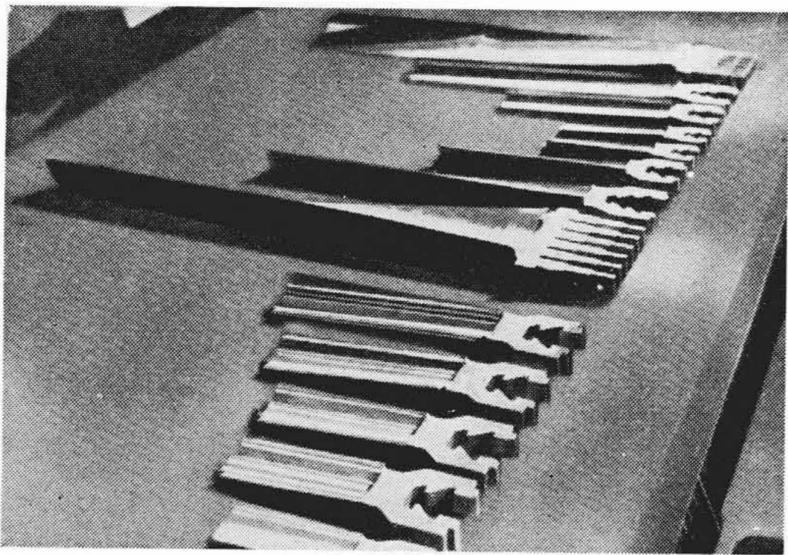
第9図 最終段翼形状
Fig. 9. Last Stage Blade Profile



第10図 25,000 kW タービン熱消費量およびプラント効率曲線
Fig. 10. Curves of Heat Rate and Plant Efficiency of 25,000 kW Unit

て蒸気の因子が遠心力と釣合うためには根部から頂部に至るまでの静圧の増加が必要であり、したがつて反動度は翼頂部に至るにしたがつて増大することになる。低圧段落における比較的長い翼の理想的設計においては、翼根部にては完全な衝動型となり、頂部においては完全な反動型とし噴口および翼を無渦流流れにしたがつて根部から頂部に至るまで、角度を変える必要がある。完全な無渦流設計においては、噴口および翼の設計、工作の面で不利な点が多いので部分的に無渦流設計を取入れた半渦流として知られている設計法が用いられることがある。第9図は江別発電所 25,000 kW タービンの最終段に用いられた無渦流理論に基づいて設計した翼を示し、同タービンの性能試験の結果は第10図に示す通り、保証値を完全に満足しているばかりでなく、特に低負荷においては過去に見られなかつた良好な成績を示した。

この他、一般の翼型についても、風洞試験や回流水槽試験の結果、求められた最新の GE 型丸頭翼を採用することにより、旧型翼に比し翼効率は格段の上昇を示し、同時に部分負荷から過負荷に至るまで、比較的フラット



第11図 最近の日立タービン翼
Fig. 11. Modern Hitachi Turbine Blades

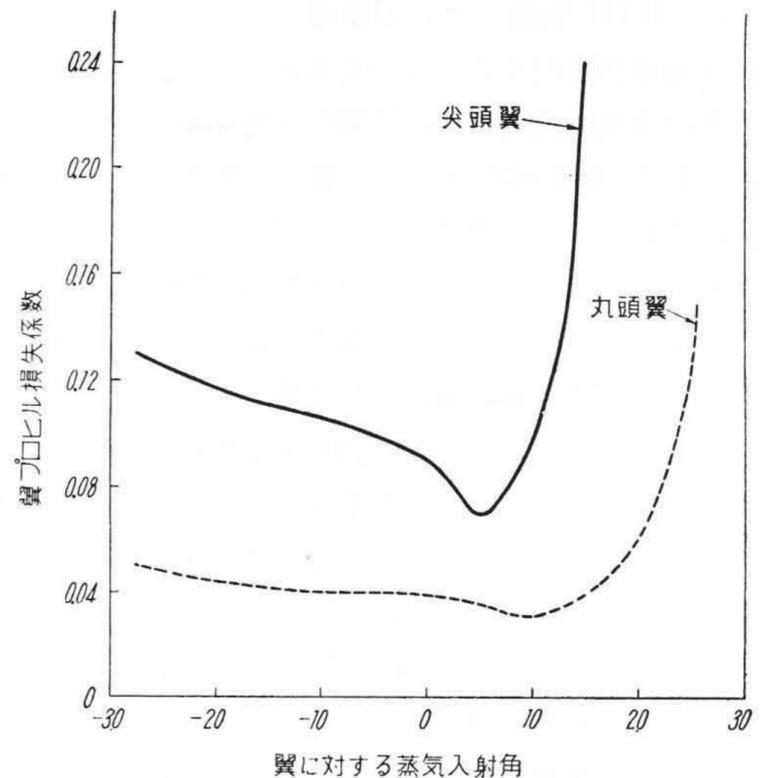
な特性をうることができる。第11図は最近の日立タービンに採用せられた新型翼を、また、第12図は尖頭翼と丸頭翼の蒸気迎い角に対する効率の変化を示すものである。

(3) 低圧段落中の水滴除去

復水タービンの低圧部数段は、蒸気の湿り域で運転されるため、その湿りの度合に応じて、いわゆる、湿り損失が存する。実験の結果によれば、噴口から蒸気と共に噴出される微小水滴の速度は、蒸気速度の約 $1/10$ である。この速度は、種々の条件、すなわち水滴の大きさなどによっても異なるが、一般に蒸気速度よりはるかに小さい値である。この関係は第13図の速度三角形にて明瞭なるごとく、翼に対する相対入口蒸気速度はベクトル V_m にて示され、この水滴は翼入口部の背中を叩き、その結果、翼に対しては制動作用として働き、段落効率を著しく阻害することになる。この水滴はタービンの内部効率を低下させるばかりでなく、さらに翼の erosion という重大な事故の原因ともなるので、最終段蒸気湿り度がある程度以上大にならないよう、初蒸気条件を選ぶと同時に、湿り域における段落からはできるだけ水滴をつぎの段落に侵入させないよう除去しなければならない。

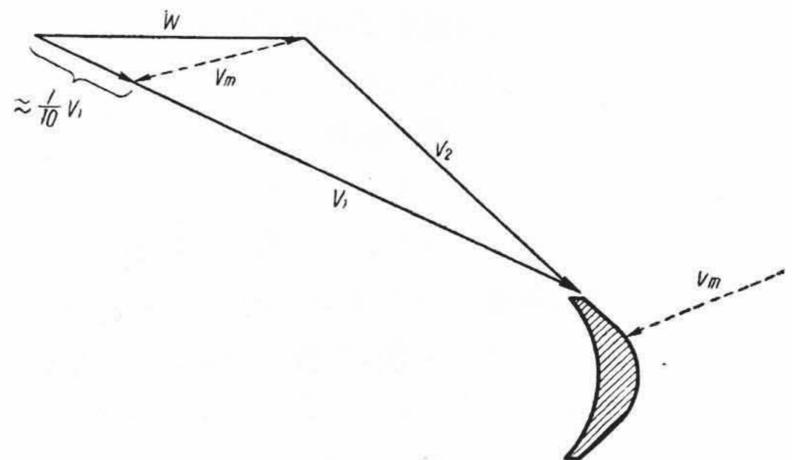
種々の実績によれば、ダイヤフラムを適当な形状にすれば、この目的は充分達せられることが確認せられた。第14図は、最近の日立タービンに採用されている日立特許になる低圧部ダイヤフラムであり、翼の背中に叩かれた水滴は遠心力によつて外方に設けられたダイヤフラムのポケット中に入り、下部のドレン孔より直接、復水器に捨て去られる。本装置を設けることにより、その段落を通過する湿分の約 25% を外部に排除しうる。

そのほか、効率改善を目的とする新しい設計として、加減弁座の形状、熔接式ダイヤフラム、ネガティブ・ノズルの採用、グランド・パッキングの改良、調整段第一

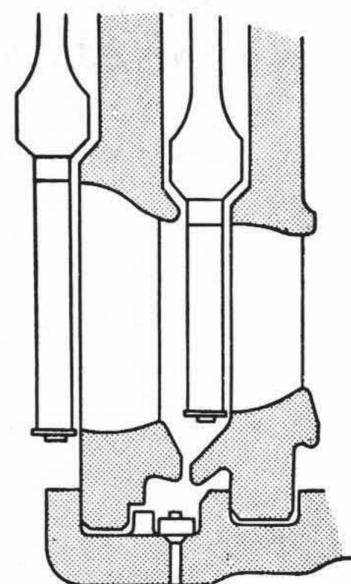


第12図 代表的タービン翼の迎い角に対するプロファイル損失の変化

Fig. 12. Variation in Profile Loss with Incidence for Typical Turbine Blades



第13図 水滴を含む蒸気の水速度三角形
Fig. 13. Diagram Illustrating the Adverse Velocity Triangle of Moisture in a Stage



第14図 低圧段落ダイヤフラムの形状 (日立特許)

Fig. 14. Illustration of Low Pressure Stage Diaphragms

噴口群に末広ノズル使用等々あるが、その詳細は省略する。

〔IV〕 トップタービンについて

比較的低い蒸気条件による既設機に、高圧部を附加することによつて、発電所出力を増加せしめると同時に、高温高圧の新鋭火力にほぼ匹敵する高い発電所効率をうることが可能であり、そのためにトップ・タービンが用いられる。トップ・タービンを設置することが最も有利であると考えられるのはつぎのような場合である。

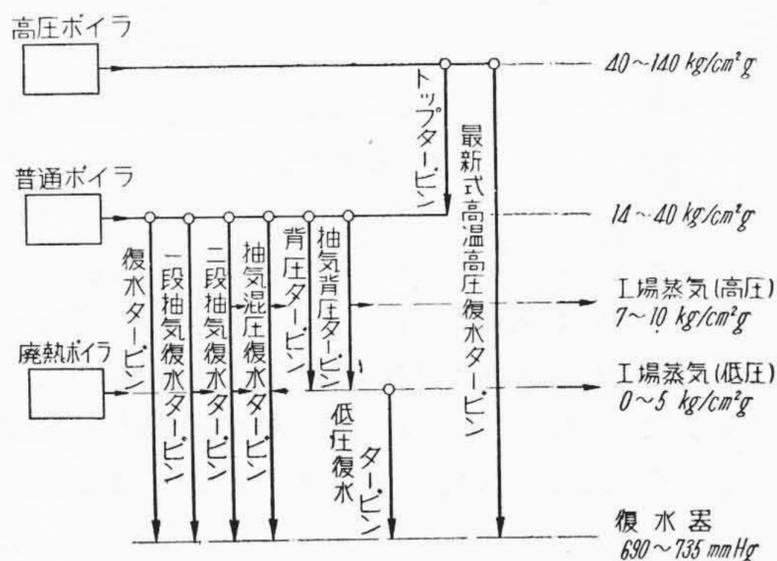
- (i) 負荷率が比較的高い発電所で、さらに出力増加が要求される場合。
- (ii) 出力は増加したいが、冷却水の増加が望めない場合。
- (iii) 既設設備の蒸気圧力が比較的、低圧である場合。
- (iv) タービンに比して、汽罐の老朽が甚だしいとき。
- (v) 発電所の敷地に余裕が無いが、さらに出力を増加したい場合。
- (vi) 最も経済的に既設備の能率を向上し、燃料消費量の節減を計りたい場合。

などである。このような発電所に、トップ・プラントを附加することにより、発電所効率を向上し、同一の燃料消費量によつて出力を約 30% 以上増加させることができる。

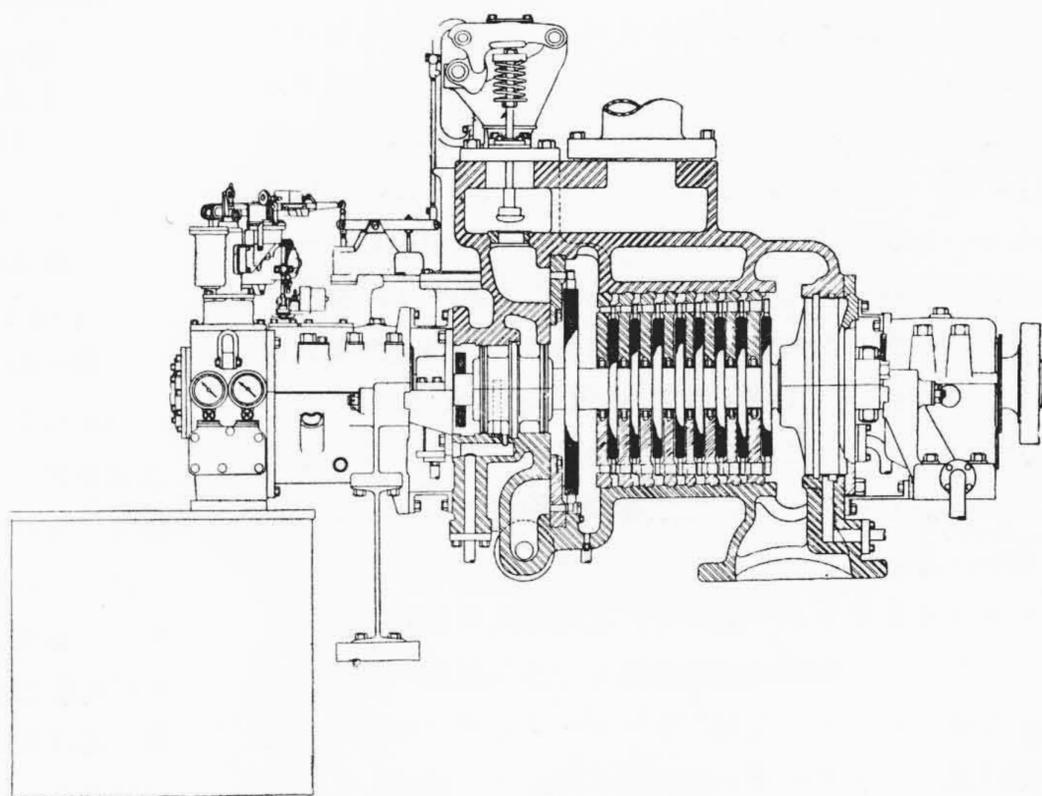
トップ・タービンは背圧タービンの一種であり、既設の汽罐蒸気圧力よりも高い圧力によつて運転され、その排汽を直接、既設タービン、あるいは既設のレシーバに導くものである。既施設にトップを附加する際には40~140 kg/cm² の高圧汽罐と、トップ・タービンを新設する

必要があり、高圧汽罐の蒸発量は希望増加出力などによつて決定されるものである。また、旧汽罐を撤去して、その跡に高能率の高圧汽罐を設置する場合もある。この場合、新しい高温高圧の蒸気条件によつて運転される、復水タービンを新設した場合と大差のない、高い熱効率がえられることになる。第15図はトップ・タービンと他の型式のタービンの関係を図解したもので、トップ・タービンは既設の復水タービン、抽汽タービンあるいは背圧タービンのいずれにも附加することができる。トップ・タービンは高圧蒸気で運転されるので、その形態は大きくフランジの厚い重量の大なるものが想像され

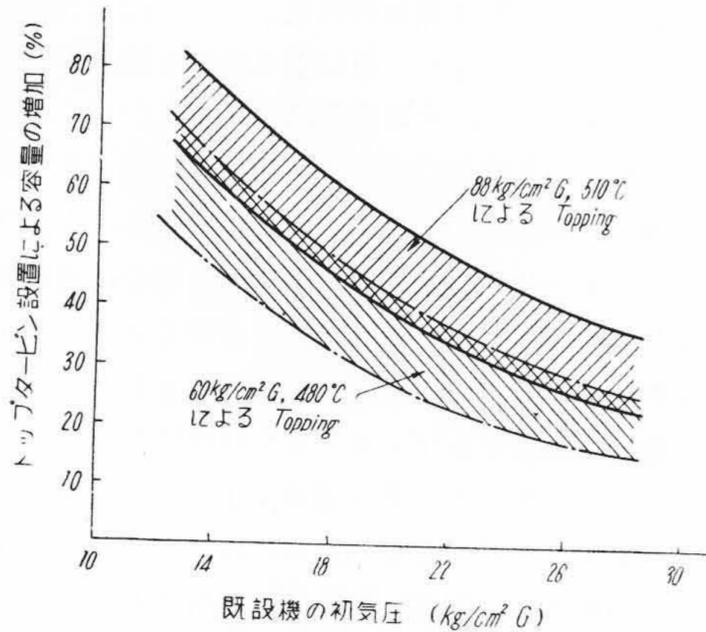
がちであるが、実際は蒸気の性質として、圧力が高くなれば比容積が小さくなり、単位噴口面積を通過する蒸気流量も増大するので、その形態はきわめて小さく、今日、実用化されている他の型式のいかなる原動機よりも、単位出力当りの形状を小さくすることができる。この事実はトップ・タービンを既施設に附加する場合、通例あまり大きな場所がとれないことを考え合せるとトップ・タービンの大きな特長の一つといえよう。また、一方高圧蒸気で運転されるトップ・タービンは低圧蒸気による一般のタービンに比して、蒸気通路が小さいので、効率の良いトップ・タービンをえるためには、できるだけ大容量とした方がよい。現在、諸外国で製作されたトップ・タービンの最大容量機は 65,000kW であるが、この容量が製作可能の最大容量であるという訳ではない。また、実用的な最小容量は 2,000kW 程度であると思われるが、



第15図 各型式タービンの使用範囲説明図
Fig. 15. Flow Diagram for Various Turbine Types



第16図 代表的日立トップ・タービン
Fig. 16. Cross Section of Typical Hitachi Top Turbine

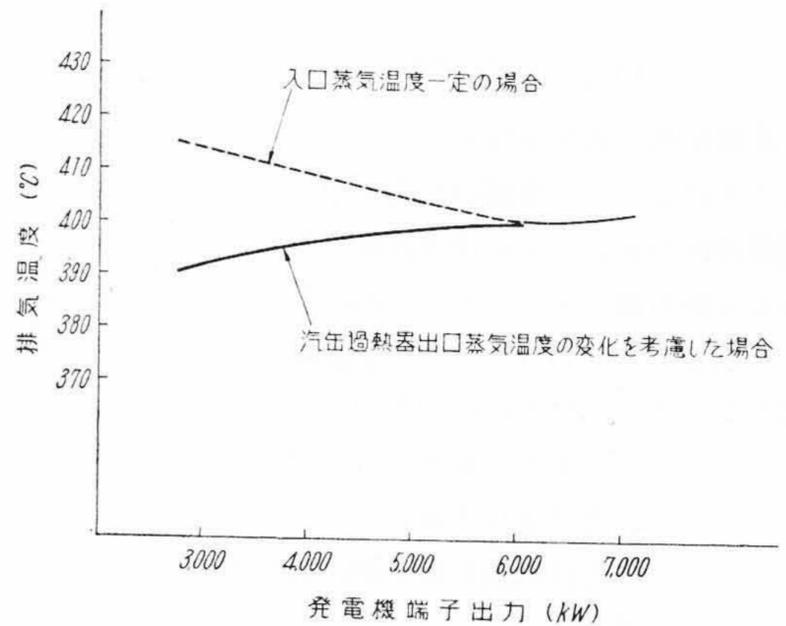


第17図 トップタービン設置による発電所容量の増加
Fig. 17. Increase in Capacity Due to Top Plant

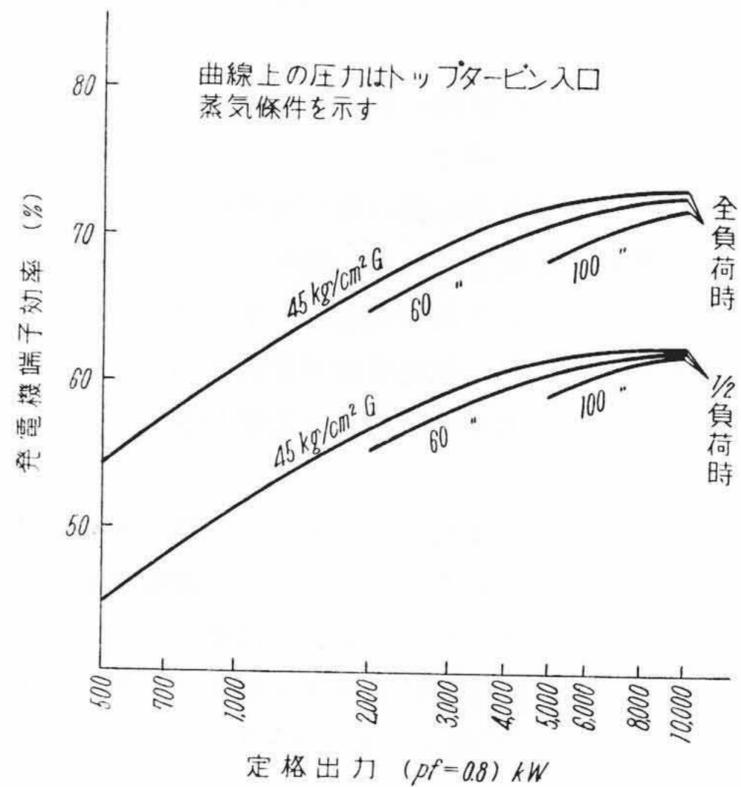
500kW 程度のもので実際に発電所効率の利得を十分、上げているようである。第16図に代表的日立トップ・タービンを示す。

トップ・タービンを計画するに当つて、先づ問題になるのは、新しい蒸気条件をいかにして決定するかという点である。これは既設機の蒸気条件および希望増加出力などより決定しなければならない。第17図は種々の初汽圧を有する既設機に 60 kg/cm², 480°C および 88 kg/cm², 510°C のトップ・プラントを附加した場合の発電所出力の増加率を示すもので、おのおのに幅を持つているのは、既設機の効率および給水加熱設備の相異によるものである。また、トップ・タービンの排汽温度が各負荷にわたり、常に既設機の最高許容温度以下にあるようしなければならないが、必要以上に温度を下げることはサイクル効率を阻害するのみならず、低圧段落の蒸気湿り度が増大し、翼 erosion の原因となるから注意しなければならない。一般にタービンの排汽温度は、入口温度が一定ならば、低負荷になる程上昇する。したがつて、排汽温度を一定に保つためには低負荷における汽罐過熱温度は下つた方がよい。1機1罐の unit system は、この点都合が良い訳で、この意味においてトップ用汽罐にあつては、過熱器を大きくして温度調節範囲を広くする必要はない。第18図は実際のトップ・プラント排汽温度の負荷に対する変化を示すもので、点線は入口蒸気温度を一定とした場合、実線は過熱器出口の蒸気温度の変化を考慮した場合を示す。なお、トップ・タービンの排汽温度は第19図に示すタービン概略効率曲線より求めることができる。

また、新設汽罐の蒸気圧力は、一般につきの標準にし



第18図 トップタービン排汽温度の変化
Fig. 18. Variation of Exhaust Steam Temperature

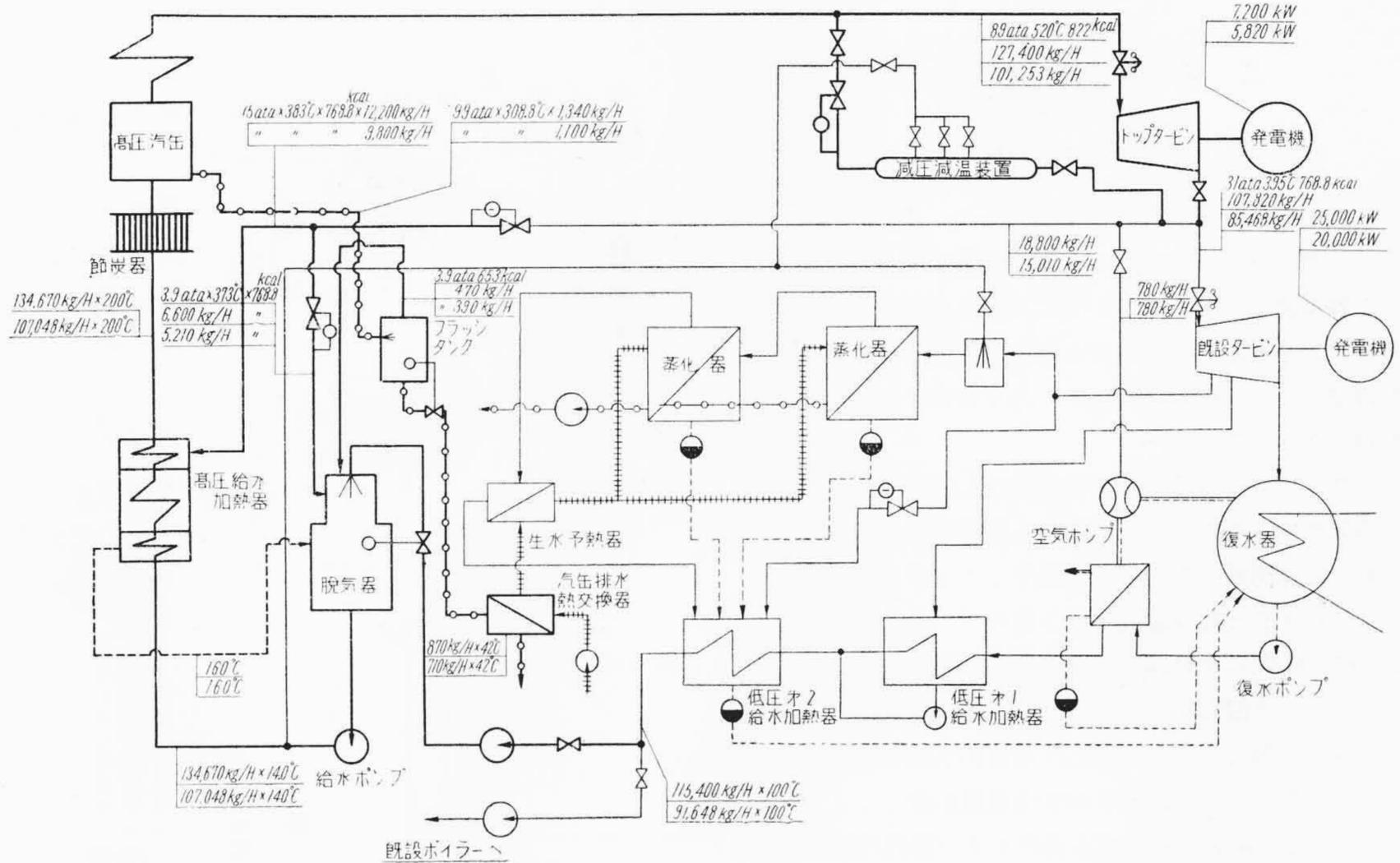


第19図 トップタービン発電機の効率
Fig. 19. Efficiencies of Top Turbine Generator

たがうことが有利である。

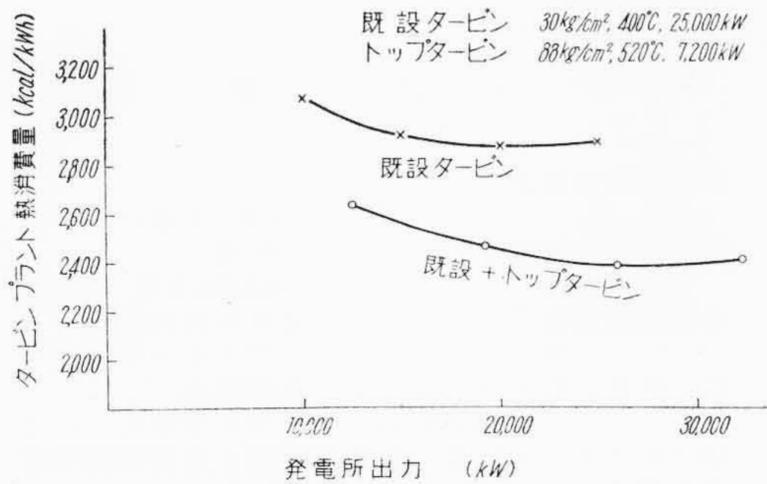
既設圧力	新設汽罐圧力
15 kg/cm ² 以下	60~100 kg/cm ²
15~30 kg/cm ²	88~120 kg/cm ²

つぎにトップ・プラントを設置した場合、高温高圧の蒸気条件に適する新しい給水温度まで、給水を加熱する必要があり、同時に機器保守の関係上、高度の給水処理が要求せられる。加熱蒸気は一般にトップ・タービンの排汽が利用されるが、まれに加熱蒸気抽出用タービンが別に設置せられる場合もある。このため、高性能の脱気器と高圧給水加熱器とが新設されることになる。第20図は代表的トップ・プラントの熱平衡線図を、また、第21図はトップ・プラント設置による出力の増加と、熱消費量の減少の一例を示すものである。



註：太線部はトッピングによる新設機器を示す

第20図 トップ・プラント熱平衡線図例
Fig. 20. Typical Topping Plant Heat Balance



第21図 トップ・タービン設置による熱消費量の変化
Fig. 21. Decrease in Heat Rate Due to Top Plant

トップ・タービンを設置した場合の運転制御は興味ある問題の一つであるが、本件に関しては別に稿を改めることとする。米国における高温高圧プラントの発展は、トップ・プラントでえられた経験に基礎を置いている事実を考えると、我国においてもトップ・プラントに対する認識を新にする必要があると考えられる。

〔V〕 結 言

材料、熔接技術、設計などの著しい進歩によつて、過去に建設せられた火力機器は、現今のそれと比較した場合、はなはだしい隔りがあり、電力原価を左右するプラント効率の上にも大きな差があるが、以上述べたような最新の practice を応用することにより、幾分でもこれ等の施設を近代化することが可能であると考えられる。今後の計画に当つて、本文が何等かの参考となれば幸甚である。

日立造船技報

Vol. 16

No. 4

◇ 目 次 ◇

- ◎ 放電加工の研究
- ◎ 溶接組立工場の実績について
- ◎ 浸炭材料の熱伝導について
- ◎ はだ焼鋼に対する中間焼なましの効果
- ◎ NK規格ヒューズの研究
- ◎ コールタールエナメル塗料の遠心塗装について

本誌につきましても御照会は下記発行所へ御願致します。

発行所

日立造船株式会社技術研究所
大阪市此花区桜島北之町60

二色照光水位計
(デュランス式)
Bi-Colour Gauge

汽罐運転上、最も重要な要素の一つに水位の看守があり、この水位の判定を誤つた際の汽罐の安全性におよぼす影響は甚大である。しかるに汽罐容量の増大とともに汽罐の高さも増し指示水面と運転床面あるいは、ボイラ制御室までの距離もまた大きくなり水位の直接の看守が困難となつてきた。

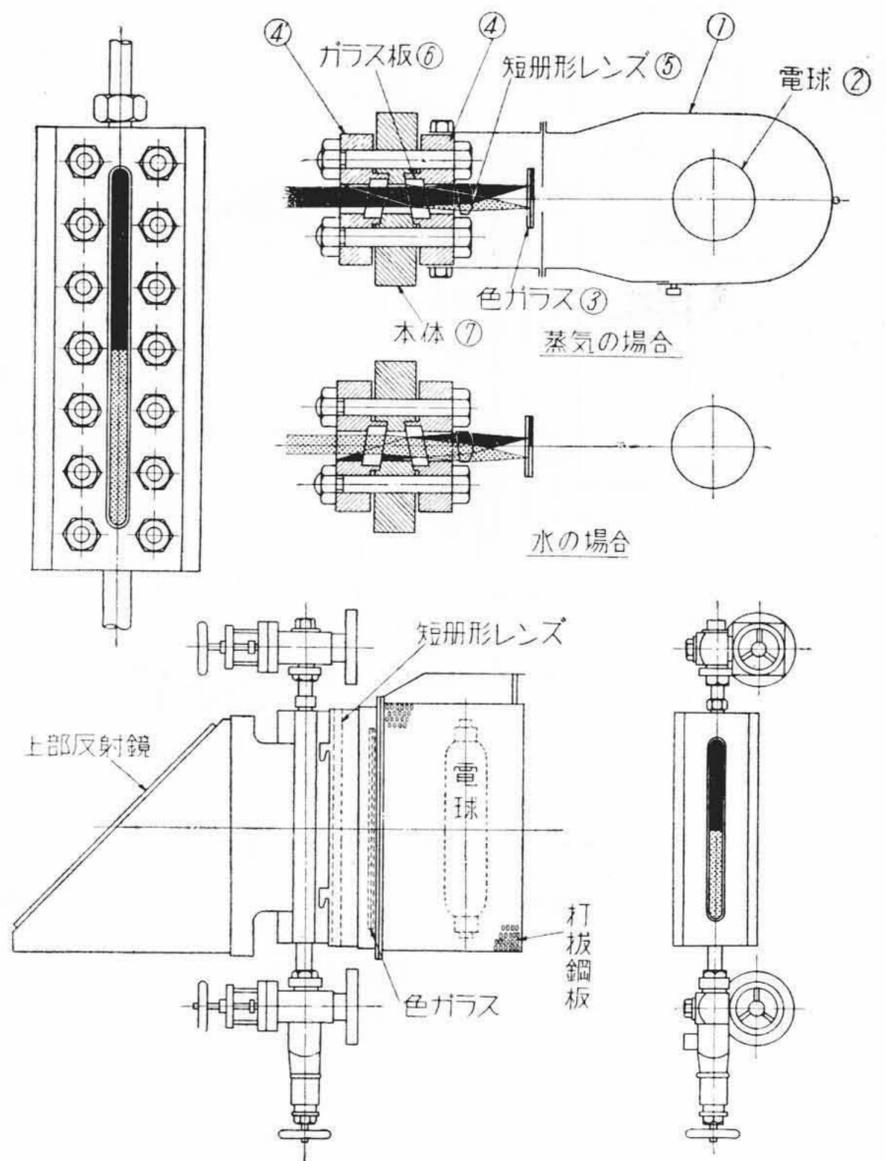
バブコック二色照光水位指示計は、透視水面計硝子中の蒸気部分を赤輝色、水位部分を鮮緑色に指示する構造のもので遠距離から明瞭に確認することができ、必要欠くべからざる近代汽罐設備品となつている。この水位指示計は、中間に反射鏡を二箇あるいは数箇使用することによりボイラ制御室内迄投射することができる。水位は対照的な赤および緑色で現われるため水位の判別が極めて明瞭であり、いかに硝子中水位高低が激しくとも、蒸気および水位部分に対応する赤色および緑色は水位の変動に応じ直ちに变化するので水面計硝子内の水が全く空になつた場合と全部水で満された場合の判別を誤まることがない。二色水位指示計の原理は簡単な光学的応用によるもので蒸気と水による光の屈折率の違いを利用したものである。第1図にその断面を示す。

すなわち①の中に収められた反射式管球灯②よりの光線は並列した赤および緑の色硝子③を通過し、水面計用カバープレート④に接する所にある短冊形レンズ⑤を通過する。ここで赤および緑色の光線は、このレンズを通じ異つた角度で水面計硝子板⑥の表面に投射される。

両硝子の空隙が蒸気で満されている場合には緑色光線はカバープレート④の内壁(厚み)に遮られ、赤色光線のみ水面計から突き抜け視界に現われる。次に両硝子間の空隙が水で満された場合には水中の屈折により赤色光線はカバープレートの内壁に妨げられ緑色光線が視界に現われることになる。

自動制御装置の発展とともに遠方水位指示装置にも種々のものが設置されているが、この外に罐水位を直接制御室から監視することが必要であり、これには二色照光水位指示計を措いて他に類がない。

日立製作所においてはさらに改良型として消費電力が小さく発熱の少ない蛍光灯あるいはネオンを使用した方式のものを完成している。



第1図 二色照光水面計断面図
Fig. 1. Sectional View of Bi-Colour Gauge

Vol. 38 日立評論 No. 2
目次

- ◎電源開発株式会社佐久間発電所用
100,000 kW 水車について
- ◎電源開発株式会社佐久間発電所用
93,000 kW 発電機
- ◎電源開発株式会社佐久間発電所用制御装置
およびメタルクラッドスイッチギヤー
- ◎中部電力株式会社姫川第三発電所用
13,000 kW カプラン水車について
- ◎パルスコード型電力線搬送式遠方監視制御装置
- ◎水銀インバータと同期機 [3]
- ◎34.5 kV 空気遮断器の遮断特性
- ◎写真および模写電信用高周波同期電動機
- ◎電気車用刷子保持器に関する研究
- ◎防震ゴム剪断疲労について (第2報)
- ◎エレベータ定員と台数選定法の一考察
- ◎パワーショベルの操作性能
- ◎測光用光電管について
- ◎近距離市外ダイヤルの一方式
- ◎鋼心アルミ燃線の振動特性
- ◎低温連続加硫法による高電圧防蝕ケーブル
- ◎高 C- 高 Cr 磁石鋼および低 Co 磁石鋼の温度による磁性の変化

東京都千代田区丸の内1ノ4(新丸ビルディング7階)

日立評論社

誌代 1ヶ月 ¥100(〒12) 6ヶ月 ¥430(送共) 12ヶ月 ¥840(送共)