

発電用ガスタービンの特性に就いて

佐々木 精 治*

Characteristics of Gas Turbines for Power Generation

By Seiji Sasaki

Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

With its extremely outstanding characteristics as heat engine, the gas turbine is being taken into use at a rapid and increasing rate as a prime mover for the thermal power plant in American and European countries. Following this trend there are a few projects of gas turbine power plants underway of materialization here in Japan.

The writer refers in this article solely to the gas turbines for generator use of open cycle, expounding their features and the selection method of their cycle in practical application.

The open cycle type gas turbine, as compared with conventional steam turbines or diesel engines features compactness of the unit, the low cost of manufacture and maintenance, the simple construction, the easy handling and many other merits. However, in the present stage of development, it is considered to be a decent practice to limit the field of application of the gas turbine to 20,000 kW unit capacity, leaving the larger capacity application for the steam turbines.

It is known that the gas turbine adds greatly its performance characteristics by providing the heat exchanger, the intercooler, and the reheater, and the characteristics of the turbine is changeable through the change of the arrangement of, or the cycle composed by, these apparatuses.

The writer selects some of such cycles fitted for the power generation and discusses a standard which the writer trially established for selecting the best cycle for a given capacity of the prime mover.

〔I〕 緒 言

ガスタービン実用の歴史は比較的新しく特に発電用原動機として現在熱機関中に占める地位は決して大きなものではない。然し最近に於けるガスタービンの信頼度及び性能の向上は、装置が小型且つ簡潔、取扱が容易、及び発電原価が低廉等その他の本質的特長と共に注目せられ、この二三年来急速な勢で実用化が進み 1,000~5,000 kW の出力範囲では発電用熱機関としての重要な地位

* 日立製作所日立工場

が築かれつゝあり、又その出力の適用範囲も逐次拡大されつゝある。現に歐洲及び米国に於て運転中又は建設中の発電用ガスタービンは 1952 年末に於て 10,000 kW 以上のもの 12 基を含み 68 基に達している。

日立製作所に於けるガスタービンの研究は第二次大戦中に於ける軍用ガスタービンの研究並びに製作に引続き、戦後は一般動力用原動機としてのガスタービンの優秀性に逸早く着目し、各種基礎的實際的研究を一貫して行い、又同時にその製作の準備を進めて来た。最近国内の動力界に於てもガスタービンの実用性が注目され始め

発電用その他の動力用としての具体的な実施計画が二三現われ、漸く我国に於ても工業用ガスタービンが出現しようとしている。

ガスタービンには開放サイクル、密閉サイクル及び半密閉サイクルがあり、これらサイクルにはそれぞれの特長を持っている事は周知であるが、これら間の比較検討に就いては又別の機会に論ずる事とし、今回は開放サイクル型発電用ガスタービンに就いてその特性及び実施の場合のサイクル選定の基準を述べることとする。

〔II〕 発電用としてのガスタービンの特長

ガスタービンを他の熱機関と比較した場合次の如き特長を挙げることが出来る。先づ蒸気タービンと比較すれば

(1) 装置が小型、簡潔且つ軽量である。

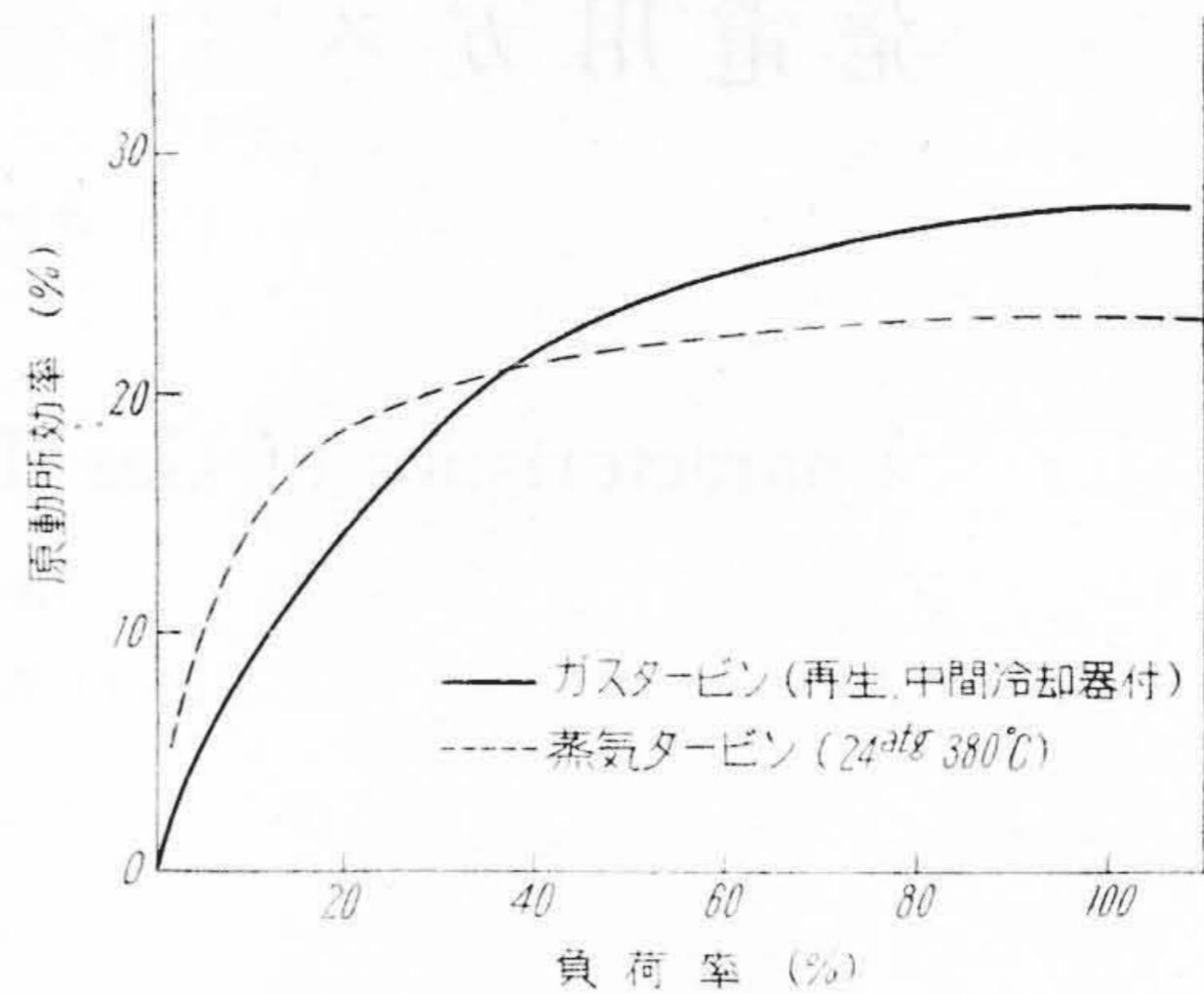
ガスタービンは蒸気タービンと異り汽罐、給水設備及び冷却水設備等を必要とせず、又構成機器そのものも小型、軽量であるので据付建家、基礎等も簡単なものでよい。一例を挙げると 5,000 kW 級発電用ガスタービンの重量は熱交換器その他の補器を含み 20 kg/kW 以下にする事は容易であり、又その据付建家容積は 0.6 m³/kW 程度で十分である。又ガスタービンは圧縮機、タービン等の比較的小さな単位要素に分けることが出来るので半可搬式原動所等には最適である。

(2) 原動所効率高い。

特に軽量を必要とする特殊用途のものは別として蒸気タービンと対比される発電用ガスタービンは熱交換器を設けた再生サイクルを最低限と考えて差支えないので、その効率は小容量のもので 20% 以上、10,000 kW 以上のものでは 30% 以上とする事が困難でない。ガスタービンは軽負荷時の効率低下が比較的大きいが定格負荷時に於ける効率の絶対値が高いため、年間負荷率を考慮した場合ガスタービンの方が高効率である。即ち今仮りに全運転時間を通算しての平均負荷率を 80% とすれば第 1 図に示す如くその平均熱効率は蒸気原動所に比べ約 3~5% 上回る事となる。

(3) 建設費及び維持費が少ない。

ガスタービンは高温部分に高級耐熱材料を使用するがその使用量は全体の 5% 以下であり、又前述の如く汽罐その他の附帯設備が不要であるから、全体の建設費は蒸気原動所より少なく済む。燃料費は両原動所が同一燃料を使用すると考えればガスタービンの方が 10~15% 節約出来る事は効率の点より明らかであり、人件費及び減価償却費は装置が簡単で建設費が少ないガスタービンの方が少ない事は又明らかである。但し機械の保守維持



第 1 図 ガスタービンと蒸気タービンの効率

Fig. 1. Comparison of Plant Efficiency of Gas Turbine and Steam Turbine

費は現段階に於てはガスタービンの方が多少高むことが予想されるが、然し蒸気原動所に於ける人件費及び汽罐、タービン、各種補機の修繕維持費等を考慮すれば、総額としてはガスタービンが少なくとも 10~15% 有利である。

(4) 冷却水所要量が少ない。

ガスタービンの冷却水所要量はその採用サイクルの型式、出力及び冷却水温度等により異なる事はいうまでもないが、冷却水は中間冷却器や潤滑油冷却器等に使用するのみであるから蒸気タービンに比べてその所要量は比較にならぬ程度僅少である。即ち極く概括的にいつて下記の範囲にある。

(a) 中間冷却器なしの場合 20~30 l/kWh

(b) 中間冷却器付の場合 50~70 l/kWh

尚ガスタービンは特別の場合には冷却水を全く要しないものも製作する事が可能である。

(5) 運転操作が簡単である。

ガスタービンは汽罐を持つ蒸気タービンと異り必要に応じて直ちに始動することが出来、又煖機も蒸気タービン程必要としないので、極く短時間で完全な休止状態から全負荷運転まで持つて行くことが出来る。従来の実例では 1,000~3,000 kW 級では 5 分程度、27,000 kW で 30~40 分であり、又特別な例としてはメトロヴィックの 15,000 kW は 5 分間で始動から全負荷まで持つて行つたが何等支障は生じなかつたといわれている。

又装置が簡潔で補器の数も少ないので運転操作も簡単容易であり、停止の際も汽罐の埋火の如き考慮は全く不要である。

(6) 使用燃料に制限がある。

ガスタービンは天然ガス、高炉ガス等のガス体燃料及び液体燃料は殆ど問題なく使用出来るが、石炭等の体固

燃料及び特に灰分の多い重油に関しては未だ問題が残っており、これらの燃料をガスタービン用として実用する事は現在では困難である。然しこれら低質燃料を実用するための対策は主として燃料及び燃焼の面とタービンの材料及び冷却の面より種々研究されており、遠からず解決される事が考えられる。

尙燃焼生成物が特にタービン翼に害を及ぼすおそれのある燃料を使用する場合には第2図に示す如き排気加熱型とし、タービンの内部は高温空気として通過せしめタービン通過後に燃焼を行わせる方法もある。

(7) 無負荷時に燃料消費量が多い。

ガスタービンの無負荷時の燃料消費量の問題はそのサイクルを適当に選定する事により相当改善出来るとはいえ蒸気タービンには到底及ばない。然し発電用に於ては無負荷運転の機会是非常に少なく、又第1図より明らかなる如く 50% 負荷程度に於ては蒸気タービンより高効率となるので、この欠点は十分償われる。

(8) 騒音を発する。

通常軸流圧縮機を使用するので運転時の騒音は相当激しい。然し最近有効な消音器が種々考案されており、室内に於て 85 db 程度まで減少せしめられている。今後は更に減少の方向をとる事は明らかである。

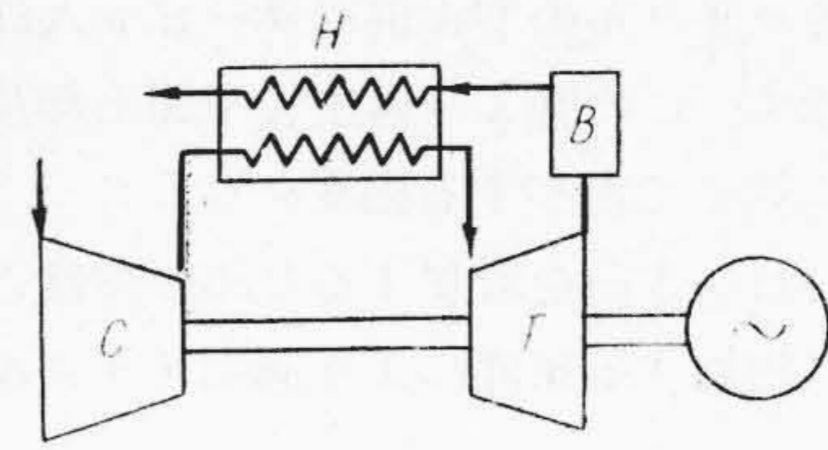
(9) 一基当り可能出力が比較的小さい。

最近の大容量高温高圧蒸気原動所と経済性及び実用性を比較する如き大容量ガスタービンの製作は現段階に於ては困難であり、尙今後も容量の点で蒸気原動所と競争する事は先づ不可能であろう。然しガスタービンは前述の如き特長及び各種原動機の間にて占める地位から考えて可能容量の点で蒸気タービンと競争する必要はないので先づ1基 20,000kW 程度までをガスタービンの分野としそれ以上は蒸気タービンとして考えるのが实际的であろう。

以上は蒸気タービンとガスタービンと比較した場合であるが、次に発電用ディーゼル機関と比較した場合は次の如き特長を有する。

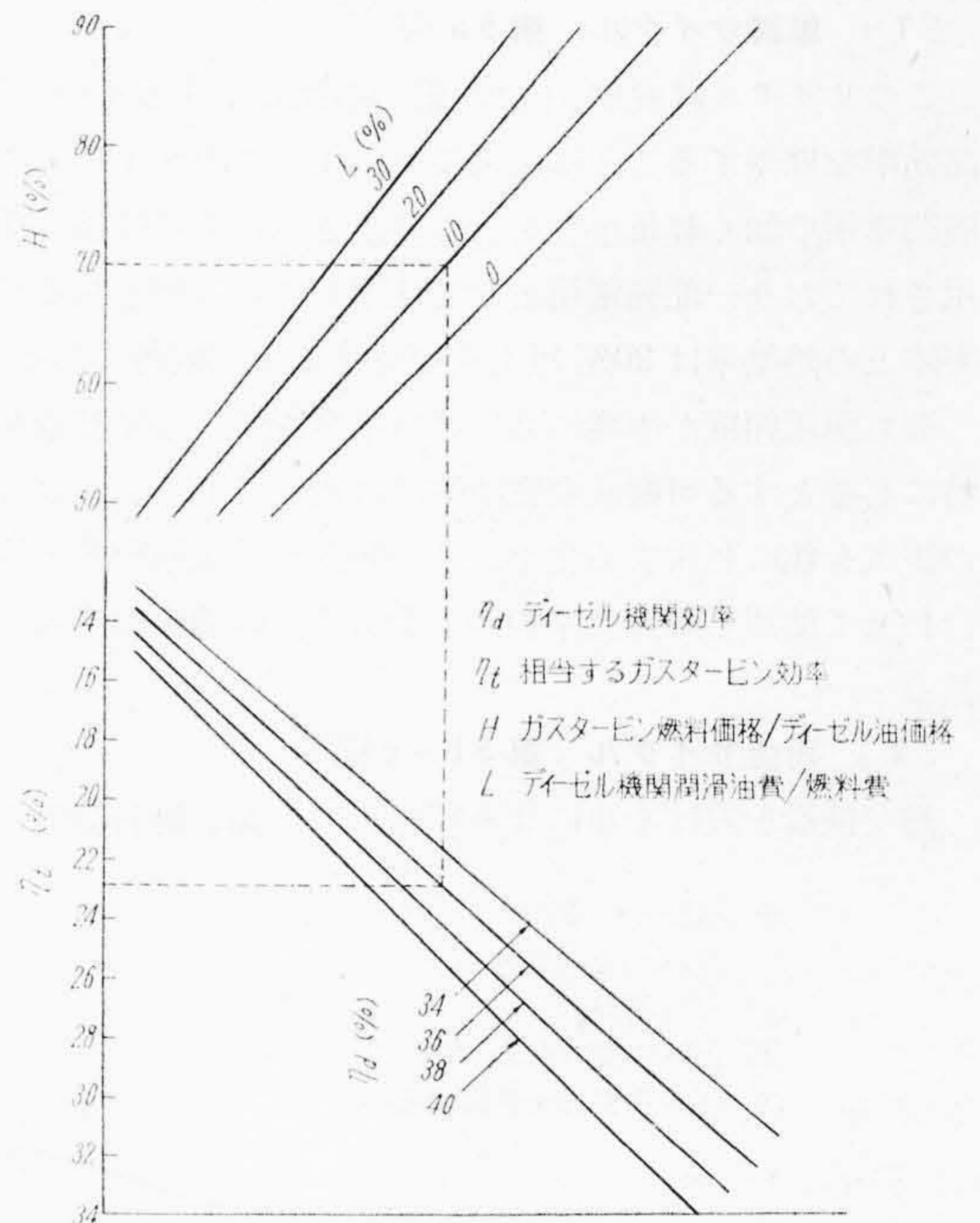
- (i) 建設費が安い。
- (ii) 熱効率はディーゼル機関に及ばないが、ガスタービンは低級燃料油の使用が可能であり、又潤滑油消費量はディーゼル機関より遙かに少ないので第3図に示す如く運転経費は一般にガスタービンが少ない。
- (iii) 運転が円滑で振動が少ない。
- (iv) 基礎が簡単でよい。
- (v) 弁、ピストンリング等の磨耗部分がない。

以上の如くガスタービンは単基数万kWの大容量原動所は別として 1,000~20,000kW の発電用原動機として



C. 圧縮機
T. タービン
B. 燃焼室
H. 加熱器

第2図 排気加熱式ガスタービン
Fig. 2. Exhaust Heating Cycle Gas Turbine



第3図 ガスタービンとディーゼル機関の運転費の比較図表
Fig. 3. Nomogram for Comparing the Running Cost of a Diesel Engine with that at a Gas Turbine

極めて適当な熱機関である。近い将来この程度の出力の分野に於ては現在の蒸気タービン及びディーゼル機関の占めている地位にとつて代る事が予想される。

〔III〕 ガスタービンのサイクルの選定

ガスタービンは圧縮機、タービン及び燃焼室よりなる単純サイクルから、これに熱交換器、中間冷却器及び再熱器を附加した再熱再生中間冷却サイクルまで、そのサイクルの型式は非常に多数考えられるが、極く一般的にいつて複雑なサイクル程高効率であるが同時に建設費も嵩み又取扱いも複雑となる。

第4図は各サイクルの型式別にタービン入口温度と効率の関係を示す。この図より再生、中間冷却及び再熱の手段が効率に対して寄与する程度を知ることが出来るが、同時にこれら手段を附加するための複雑さを考慮すれば自づから実施する条件により適用サイクルは限定される。

又ガスタービンを発電用として使用する場合は負荷が変動しても回転数は変化しないので、同一サイクルに於ても機器の配置はこの点を考慮して選定しなければならぬ。

以下発電用として適当なサイクルのものに就いてその特長及び適用範囲を述べることにする。

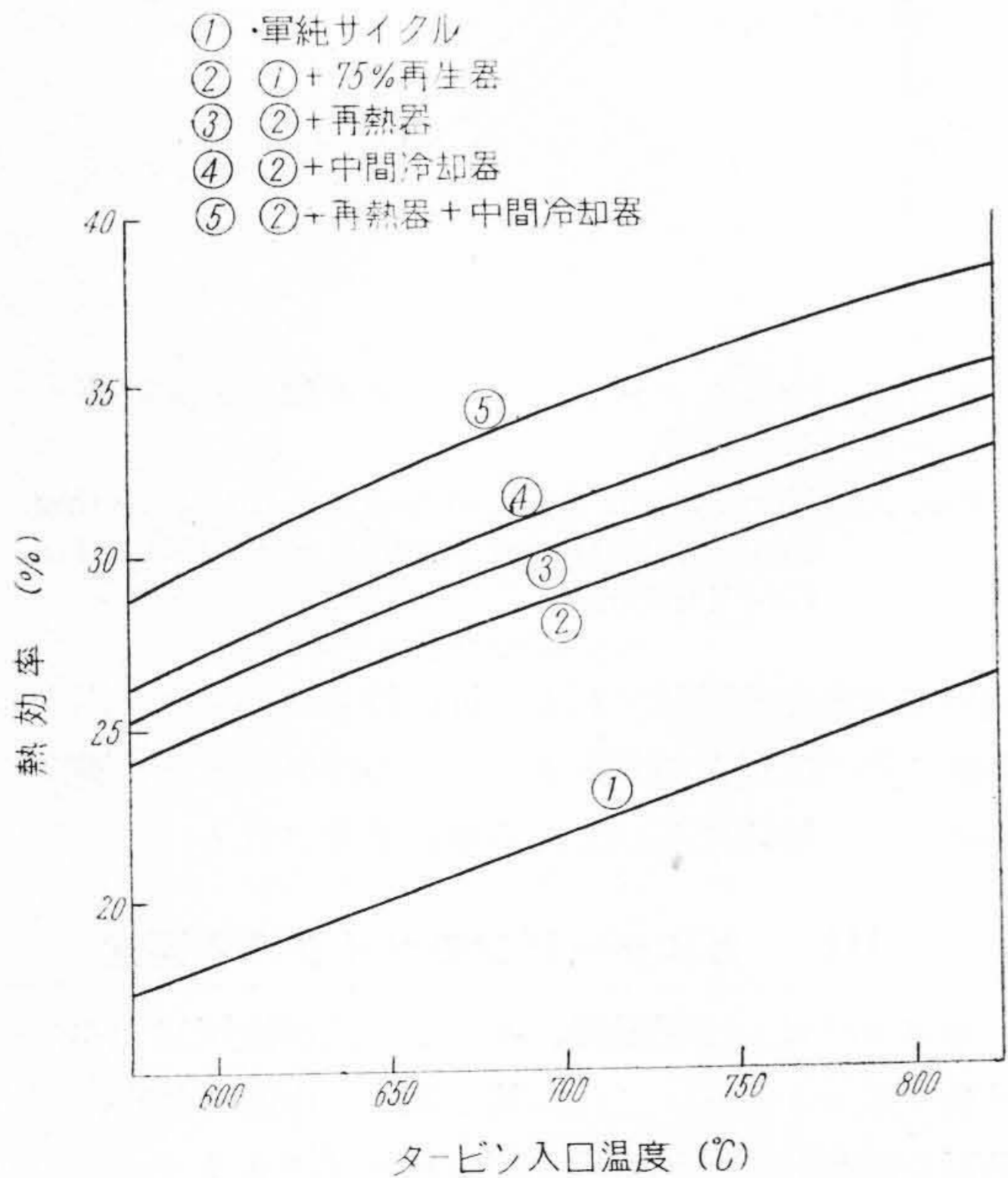
(1) 単純サイクル (第5a図)

このサイクルは簡単、小型を第一の特長とするもので、高効率を期待することは出来ない。現在このサイクルは機関車用の如く軽量小型を特に要求されるものに多く採用されており一部発電用として使用している例もあるが実際上の熱効率は20%以上を期待する事は困難である。

即ち使用頻度が極度に低い非常用発電所、小型軽量を特に必要とする可搬式発電所等には適しており、又高温の排気を他に利用する化学工業用装置や蒸気原動所と組合わせて使用し総合効率の向上を図るには適当な型式である。

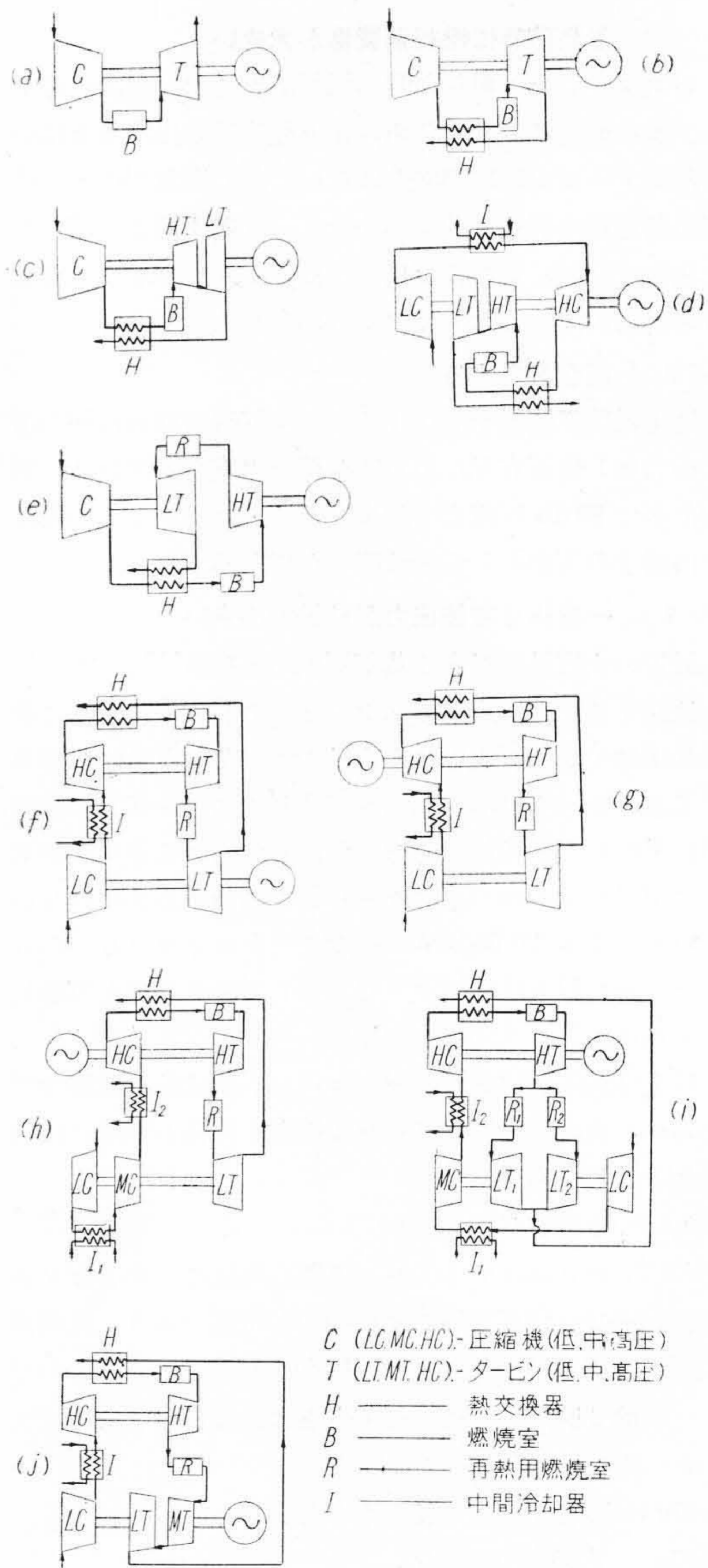
(2) 再生サイクル (第5b~c図)

熱交換器を設ける事により定格時は勿論、軽負荷時の



第4図 再生、再熱及び中間冷却と熱効率の関係
 Fig. 4. Effect of Regeneration, Reheat and Intercooling on Thermal Efficiency

効率も著しく向上せしめる事が出来、然も装置としては比較的簡単なので小容量の発電用ガスタービンはこの型式によるものが多い。特に第5c図のものは出力タービンと圧縮機タービンを分離してあるので負荷に応じて圧縮機回転数を適当に選ぶことが出来るから軽負荷時の効率低下を少なくする事が出来る。又この二軸再生型に於て高压タービンと低压タービンをそれぞれ片持軸式として同一車室内に納めた“Split Turbine”と称する構造とし外観上は一軸再生型と殆ど同様にしたものが多く造



第5図 発電用ガスタービンの各種サイクル
 Fig. 5. Cycle Arrangements of Gas Turbine for Power Generation

られているが、高効率と簡潔を同時に合せ持つ設計であり今後の小容量発電用ガスタービンはこの型式を採用するのが最適である。尙この型式にて 5,000 kW 程度までは特に困難なく設計することが出来る。

(3) 再生中間冷却サイクル (第 5 d 図)

中間冷却を行うので冷却水が必要不可欠のものとなり、又その所要量も比較的多くこの点一応の制約を受けるが、効率の上昇と共に流量当りの出力も増加するので中容量発電用として適当な型式である。尙このサイクルに Sprit Turbine を採用する時は外觀的には (2) 項のサイクルと余り変りなくプラントを纏めることが可能である。又このサイクルではタービンを三軸とし二段中間冷却を行う配置も考えられるが構造的にも複雑となるので実際的ではない。

(4) 再熱再生サイクル (第 5 e 図)

第 4 図からも明らかな如く、再熱のみによる効率の上昇は他の手段に比べると比較的少なく、一方構造上及び取扱上非常に複雑になる。依つて定置式ガスタービンに於ける再熱は効率の向上よりも寧ろ流量当り出力を増加する事を目的として、即ち大容量の場合に中間冷却を行った上、更に最後の手段として採用すべきものであり、現在までのところこの型式による定置式ガスタービンが作られた例はないようである。

(5) 再熱再生中間冷却サイクル (第 5 f~j 図)

熱効率及び流量当り出力の向上の点からこのサイクルは最高級のものであり、30%以上の効率を期待する事が出来る。然し構造も複雑となり運転保守も簡単ではないのでガスタービン本来の特長は大部減殺されざるを得ない。依つてこの型式は少なくとも 10,000 kW 以上の大容量に対してのみ採用して価値あるものである。現在までの実例を見ても 10,000 kW 以下のもので再熱器を設けたものはないが (船用には数基あるが) 10,000 kW 以上のものには殆どこの再熱器が設けられている。

このサイクルに属するもので現在まで実施されたもの及び発電用として適当なものは第 5 f~j 図の如き配置であるが、この中第 5 f 図は低圧圧縮機と負荷発電機とが同一軸であるため、負荷の変動に応じて風量及び圧力比を変え得る範囲が少なく軽負荷時の効率の低下が比較的大きい。依つてこの型式は基準負荷用としてのみ採用して有利なものである。

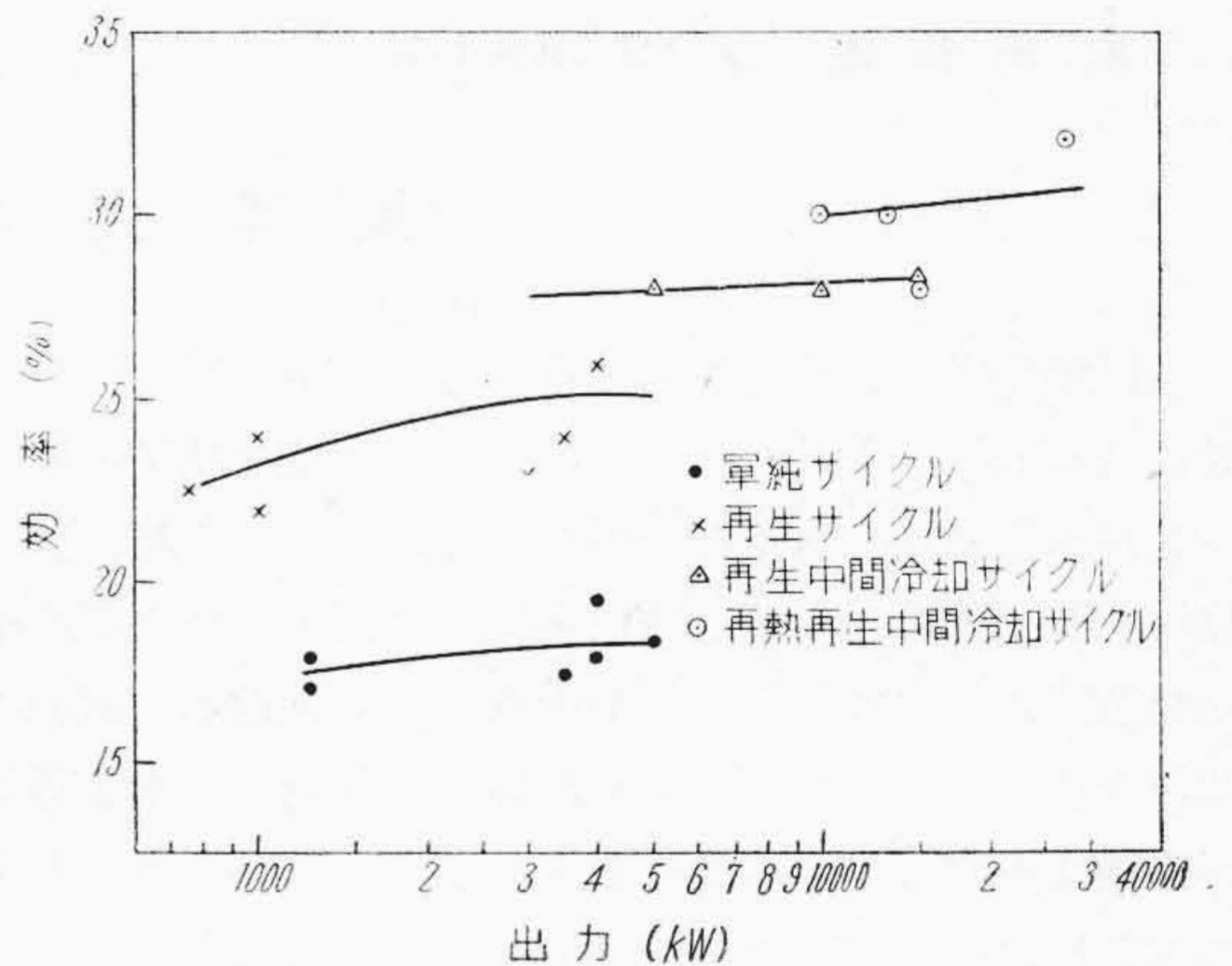
第 5 g 図は負荷を高圧圧縮機と共に高圧タービンにて駆動する型式であるが、かくすれば軽負荷時に於て前図の如き欠点はないがその代り高圧タービンに於ける仕事量が再熱後の低圧タービンに於ける仕事量より大きいので定格時の効率は前図の場合より低くなる。第 5 h 図は第 5 g 図の低効率を或る程度改善し、且つ軽負荷時の効

率の低下も比較的少ない型式であり、この二つは尖頭負荷用として適当な型式である。

第 5 i~j 図は三軸式であるが、第 5 i 図は第 5 h 図と比較して定格時に於ける効率は変わらないが、負荷の変化に対する調節の柔軟性が大きくなっているので軽負荷特性が更によいものと考えられる。第 5 j 図は第 5 f 図の軽負荷特性を大きく改善することの出来る型式である。以上の如く三軸式の再生中間冷却サイクルは効率的には非常にすぐれたものであるが、構造的にも一段と複雑なものとなるので特別の大容量の場合に実施して有利である。

第 6 図は従来の発電用ガスタービンの実例に就いて、出力と効率の関係を上述のサイクル別に示したものである。この図に取上げた箇々の例はそれぞれ温度圧力及び製作年次も異なり、厳密な意味では 1 つの線で結ぶことは適当でないが、概括的な傾向を知ることは可能である。

以上の各サイクルに就いての検討及び実績から考えて一般発電用としての出力に対するサイクルの型式の選定は第 1 表を標準とするのが適当である。



第 6 図 発電用ガスタービンの出力と効率

Fig. 6. Plant Efficiency as a Function of the Gas Turbine Output

第 1 表 発電用ガスタービンサイクルの選定標準

Table 1. Selection Standard of Gas Turbine Cycle for Power Generation

出力範囲	適用サイクル	予想効率
5,000 kW まで	二軸再生型	20~26%
3,000~ 10,000 kW	二軸再生中間冷却型	25~30%
8,000~ 20,000 kW	二軸又は三軸 再熱再生中間冷却型	28~33%

差当り我国に於てガスタービンを発電用として使用するに、特に適当な場合として下記の如き用途を挙げることが出来る。

- (1) 尖頭負荷用発電所
- (2) 渇水期用予備発電所
- (3) 中小規模の自家発電所
- (4) 開発用又は非常用の移動式及び半移動式発電所
- (5) 製鉄所及び化学工業等に於ける廃ガス或いは廃熱利用の発電所

[IV] 結 言

ガスタービンを発電用原動機として使用すれば建設費維持費共に蒸気タービン及びディーゼル機関より低廉であり、又小型で簡単であるため近い将来 20,000 kW 以

下の出力範囲では火力発電用原動機の主力となる事が予想される。

ガスタービンには単純サイクルから再熱再生中間冷却サイクルまで多数のサイクルの型式があるが、発電用として適当なサイクルの型式はその負荷特性上限定され、然もこれらサイクルの型式は出力その他の使用条件によつて適宜選定すべきものである。

参 考 文 献

- (1) 森島、藤井、前田：「原動機用ガスタービンに就いて」日立評論 Vol. 34 No. 4 (昭 27. 4)
- (2) D. H. Mollinson & W. G. E. Lewis: "Part-Load Performance of Various Gas-Turbine Schem" Inst. Mech. Engr. Proc. 1948, Vol. 159 No. 41



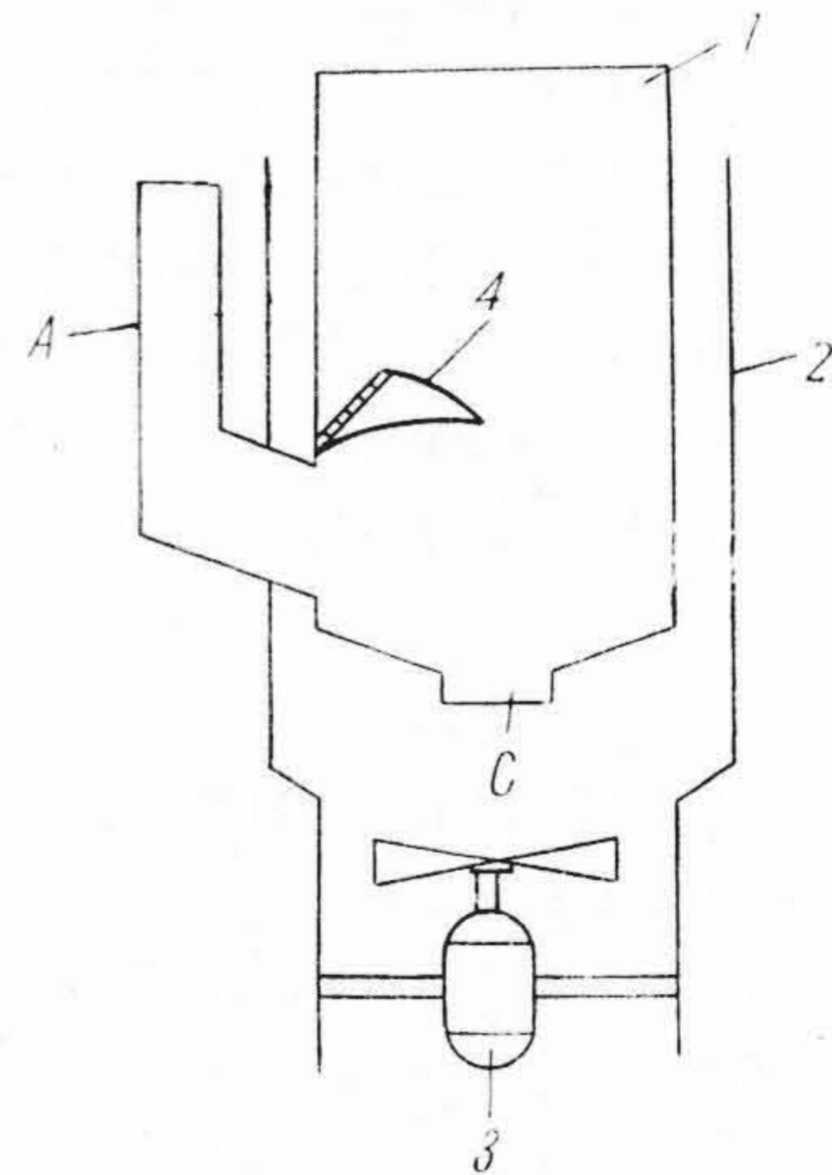
実用新案 第396984号

桑 島 千 秋

風 冷 式 単 極 整 流 器

単極整流器が風冷を採用する場合は水冷の場合程は一般に冷却効果が上らぬために作用上不満足な結果を招くことがあるのは一応止むを得ないところであるが、特に陰極腕が凝縮筒から斜上方に突出した図示の如き型の単極整流器に於ては、冷却の不十分から往々逆弧、通弧の故障を招くことがある。即ち陰極から蒸発した水銀蒸気が器槽1の内面で十分凝縮しきれずに、一旦上昇したものが器壁に沿つて次々に降下して来ることになると、これが陽極腕の呼吸作用によつてA筒内に吸い込まれることになる。しかして次々に降下してくる蒸気はその蒸気密度が高いのでA筒がこの蒸気を吸い込むことは、それが直ちに逆弧、通弧の原因となる訳である。

本案はこの点に鑑み、蒸気ガイドとして器槽1内の筒Aの付け根の部分に三ヶ月形の庇4を設け、これを器槽内壁面から中心に向つて直角に突起するようにしたものである。かくするときは水銀蒸気の正常通路を妨げることがを最小限に抑えて庇4と陰極Cとの間の蒸気圧力の上昇を緩和することができるので、陽極の呼吸作用があつ



てもA筒が吸い込む蒸気は局限され、これによつて逆弧、通弧の原因を大いに減退させることができる。

(宮崎)