

自動車用原動機としてのガスタービン

水 町 長 生

最近自動車用の原動機として、ガソリン機関やディーゼル機関の代わりに、ガスタービンを用いようと各国で試作研究が盛んに行なわれている。ガスタービンを自動車に用いた場合、どのような特長があるか、また欠点があるか、実用化するためにはいかなる点を研究すべきか等の諸問題について解説し、さらに自動車用ガスタービンの現状について述べたものである。

1. ま え が き

圧縮機およびタービンの効率が上昇し、他方タービンに使用される耐熱合金が進歩した結果、ガスタービンはまず航空用の原動機としてみごとな成功を収め、引き続き大出力の原動機として、船用等の原動機として開発が進みつつある。他方一般工業用の小出力ガスタービンも着々実用化されるにしたがい、小型ガスタービンを自動車用の原動機として使用することに注目されるようになった。80~300馬力の出力で、ガソリンおよびディーゼル機関に較べて燃料消費量が少なく、すなわち走行距離当たりの燃料費が安く、かつ生産費をかなり安くすることができれば、ガスタービンには自動車用の原動機として、いろいろの特長があるので、現在のガソリンおよびディーゼル機関の重要な競争相手になり得る。

現在は世界各国で自動車ガスタービンについて、実験および開発が進められている段階であって、各種の型式のものについて研究が進められている。それらの中のあるものは性能上はすでにガソリンおよびディーゼル機関に匹敵するものも現われているが、まだこれらを実用化し、生産段階に移す前に解決すべきいろいろな問題があることがわかった。現在これらの問題の解決に向かって、各国で鋭意努力中であり、早晩自動車用ガスタービンが実用化されるものと思われる。

つぎにガスタービンを自動車用原動機として使用する場合に、ガソリンおよびディーゼル機関に較べて、どのような特長があり、また欠点があるか、さらに実用化する前に克服すべき点は何か等について述べよう。

2. 自動車用原動機としてのガスタービンの特長と欠点

まず主な特長は次の通りである。

(1) ガソリン機関、ディーゼル機関に較べて、部品の数や種類が少ないので、構造が簡単になる。部品の数は同一出力を出すガソリン機関の $\frac{1}{4}$ ~ $\frac{1}{3}$ になる。構造が簡単であるため、比較的軽量で大きさが小さくなる。

熱交換器を使用せず、フリータービンも使用しない最も単純なガスタービンの重量は、ピストン機関の $\frac{1}{4}$ ~ $\frac{1}{3}$ であって、熱交換器を使用し、フリータービンの型式にしても、ピストン機関の $\frac{1}{3}$ ~ $\frac{1}{4}$ である。

(2) ガスタービンの主要な構成要素の運動が、すべて回転運動のみであって、往復運動部分がなく、また運動が間歇的でなく連続定常的であるため、トルク変動や振動が少ない。

(3) 圧縮機1個、タービン1個の最も簡単な型式では、トルク特性は自動車用として好ましくないが、これにトルクコンバータをつけるか、差動型にするかまたはフリータービンを用いることにより、低速度におけるトルクを往復型機関よりも大きくすることができる。これについては後述する。

(4) 燃料の質的制限がないこと。燃焼型式が、ピストン機関のように一定容積内の爆発的燃焼でなく、一定圧力のもとにおける連続的な定常燃焼であるから、比較的広範囲の種類液体燃料を使用することができ、またオクタン価等の問題もない。したがって比較的安価な燃料を使用し得ることは大きな特長である。運転の広範囲にわたって燃焼が完全に行なわれるので、有害ガスや煙などを発生することがない。またピストン部分がないので、潤滑油の消費量が非常に少なくて済み、ディーゼル機関の2~3%ですむ。

(5) 燃料系統が簡単になり、維持が容易である。始動のとき一回点火すれば、連続的に燃焼するので、後は点火する必要がなく、簡単な始動用点火装置で十分である。ガソリン機関の気化器が不用であり、またディーゼル機関の高圧燃料噴射ポンプや弁が必要でなく、簡単な燃料噴射ポンプおよび弁ですむ。ピストン機関に較べて可動部分が少ない。以上の理由により、維持が簡単になる。ガスタービンで維持上注意すべき点は、主軸受、減速歯車、タービンノズルおよび動翼、燃焼器などである。これらの寿命は最近増大し、オーバーホール間隔は1500~2500時間になっている。

始動が容易で確実であり、操作が簡単なため、冬季の

始動が容易であり、特に寒冷地で有利である。

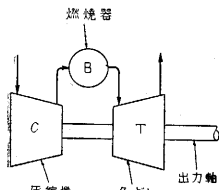
(6) 運転操作が簡単になる。クラッチペダルや速度変換歯車が不用になる。加速ペダル、ブレーキペダルおよび後進レバーのみで十分である。

(7) 水冷却の系統が不用であること。

つぎにピストン機関に較べて欠点と考えられる点およびその対策について述べる。

(1) 燃料消費量の問題。ガスタービンが自動車用原動機として実用化されない大きな原因の一つは、燃料消費量がピストン機関に較べて大きいためである。大型ガスタービンではピストン機関に匹敵する熱効率を出すようになったが、自動車用等の小型ガスタービンでは、小型になれば圧縮機およびタービンの効率が低下するとともに、大型ガスタービンで採用されているような複雑なサイクルを行なわせることができないため、熱効率が低い。しかし圧縮機およびタービンの効率が上昇してきたこと、高い温度効率の熱交換器が製作できるようになったこと、およびタービンの耐熱材料の進歩により高温ガスが採用されるようになったこと等の理由により、現在各国で試作されている自動車用ガスタービンの燃料消費率は、最近急速に改善されてきた。General Motors の GT-305 では最低燃料消費率は 250gr/ps.h に達し、Ford の 704 では 210 gr/ps.h を切る程度にまで下がってきた。

自動車用としてガスタービンを使用する場合、大部分の時間は全出力の 25~30% で使われる。したがって、このような部分負荷において、全体の熱効率を高くすることが必要になる。これに反し一般にガスタービンは、部分負荷特性が悪くなる欠点がある。構造が最も簡単な第 1 図に示すような圧縮機

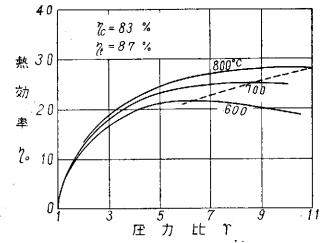


第 1 図 単純サイクルガスタービン

1 個、タービン 1 個の単純サイクルガスタービンでは、部分負荷特性が非常に悪くなるので、このままではどうも自動車用には用いられない。これを改善するために、トルクコンバータを用いる方法、フリータービンを用いる方法および差動型歯車を用いる方法などがあるが、これについては、後記のトルク特性の項で述べる。

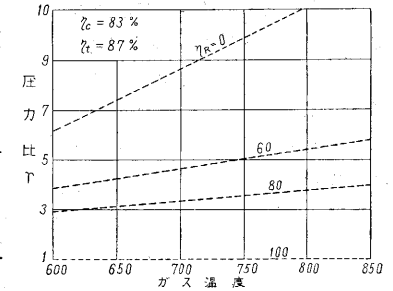
部分負荷特性を改善し、燃料消費量を下げる次の手段は熱交換器の使用である。これはタービンから外界へ放出される高温の排気ガスが有する熱エネルギーを回収し、圧縮機からの高圧空気に熱エネルギーを与え、それだけ燃焼器で噴射する燃料の量を減少させようとするものである。この熱交換器を使用すると、熱効率が上昇して燃料消費率が改善されるとともに、ガスタービンサイクルの圧力比を低下させる利点がある。第 1 図に示す単純サイクルの熱効率は第 2 図のようになる。タービン入

口のガス温度を一定にして考えると、最高の熱効率を与える圧力比すなわち最適圧力比がきまる。ガス温度 600°C の場合は圧力比 6、700°C のときは圧力比 8.5、800°C のときは圧力比 11 で最高効率を出す。これに対し、



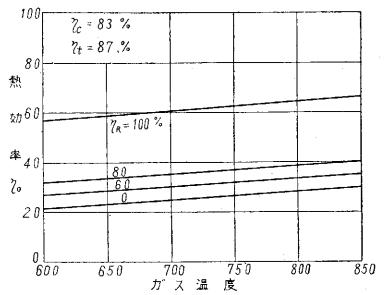
第 2 図 単純サイクルの熱効率

熱交換器を使用したときの最適圧力比は第 3 図 (a) のようになる。たとえば温度効率 80% の熱交換器を使用すれば、ガス温度 700°C のとき圧力比 3.3、800°C のとき圧力比 3.8 くらいに低下する。このように圧力比が下がることは、圧縮機およびタービンの設計に際し、非常に有利である。



(a) 最適圧力比

熱交換器を使用し、最適圧力比



(b) 熱効率

第 3 図 再生サイクルの最適圧力比と熱効率

を用いたときの熱効率を第 3 図 (b) に示す。熱交換器を使用しないときは、前述のような高い圧力比を使用しても、熱効率はガス温度 700°C のとき 23%、800°C のとき 25~26% であるが、80% の温度効率の熱交換器を使用すると、圧力比は前述の通り低下し、しかも 700°C において 34%、800°C において 38% という高い熱効率を得ることができる。燃料消費率で表わせば、150~200 gr/ps.h となる。現在は圧縮機の効率が 78% くらい、タービンの効率が 84% くらいであるため、燃料消費率は 210~250 gr/ps.h の値になっている。

このような温度効率の高い熱交換器を、小型軽量にすることは大きな問題である。従来手法で、温度効率 80~90% の熱交換器を作れば、非常に大きな重量の重いものとなり、自動車用としては使用できない。このため小型、軽量で高い温度効率を出す熱交換器の研究に対して、各国とも非常な努力が払われている。この中で注目すべきものは回転型蓄熱式熱交換器である。これは薄い

金属片を重ね合わせたマトリックスを 20~30 rpm の速度で回転させ、その中を燃焼ガスと圧縮空気が交互に通過するようにした熱交換器である。この場合マトリックスを通るガスおよび空気の抵抗をできるだけ少なくすること、および高压空気が燃焼ガス中に漏れないようにすることが重要である。このガスシールの問題も最近では構造的に解決され、常用出力範囲では 1% 以下に減少している。General Motors, Chrysler, Ford, Turboin 等でこの型式を採用している。GM の熱交換器は温度効率 90% を出しているが、将来はこの cost を低下させることが問題であろう。熱交換器の他の型式は従来からある固定型伝熱式熱交換器である。Rover は逆向流平板型、Austin は直交流型を採用している。この型式でも 80% の温度効率を出している。この型は一般に重く、大きくなる欠点があるが、Ford は 704 型にこの型式の熱交換器を採用し、約 80% の温度効率を出している。最近では 0.2~0.3 mm の波状薄板を非常に狭い間隔に重ねて作る方法の開発も進められている。

(2) 回転数が高いこと。100~300馬力の小型ガスタービンでは、回転数が 20,000~50,000 rpm の高速回転になる。この結果、高速度軸受の設計が困難になり、軸受の寿命が短くなるのは欠点である。また出力タービンの回転数も 25,000~35,000 rpm となるから、現在のピストン機関の回転数 4,000~5,000 rpm に落とすだけに $\frac{1}{6}$ ~ $\frac{1}{3}$ の減速をしなければならない。高速回転歯車は材質、工作ともに従来の自動車用歯車にくらべて、数段の困難さがあり、このため歯車の価格が高くなるのは欠点である。

またタービンローターは、特に膨張比が大きい場合、周速が異常に大きくなり、その結果遠心応力が非常に大きくなる。この応力を許容限界内におさめることから、逆にタービンの許容膨張比がきまるのが普通である。このため熱力学的サイクル論から必要とされる最適圧力比を採用し得ないこともある。自動車用のガスタービンは寿命の点から、この遠心応力はできるだけ小さくすることが望ましい。

(3) 加速が遅いこと。回転部分の慣性モーメントが大きく、かつ前述のように回転数が非常に高いので、燃料調整弁または加速弁を急に開いても、ある一定の回転数まで上昇するのに、かなりの時間を必要とし、したがって自動車が加速するまでに時間おくれが存在する。この時間おくれは通常数秒である。このおくれを少なくするためにいろいろ研究されている。圧縮機ローターを Al, Mg 等の軽合金で製作し、回転部分の質量をできるだけ少なくする。また車の加速性をよくするには、低車速におけるタービンの余剰トルクを大きくすることが必要である。このため現在の自動車用ガスタービンは大部分フリータービンの型式を採用している。この型式で

は静止時の出力軸トルク比は 4.5~5.5 にすることができる。

(4) 騒音の問題。ガスタービンの騒音は、圧縮機の空気流による音、タービンの排気音および減速歯車の音である。自動車用として使用する場合、これらの騒音はできるだけ小さくしなければならない。圧縮機の騒音は吸気孔から外部へ伝わり、タービンの騒音は排気管から外部へ伝わる。いずれも高周波を含む音である。タービン部分よりも圧縮機部分の音が大きい。このため圧縮機入口部、タービン出口部に消音器をつける。タービン出口の熱交換器は大きな消音作用がある。最近のガスタービン自動車の実験によると、これらの音は十分消すことができ、満足すべきものであると報告されている。空気音およびガス音の消音は現在ほとんど解決されているが、減速歯車の騒音の消音にまだ問題がある。

(5) エンジンブレーキの作用がないこと。フリータービンに軸流タービンを用いた場合は、制動時にほとんど制動作用を持たせることができない。このため制動装置に特別の考慮を払う必要がある。しかしフリータービンにラジアルタービンを用い、適当なオーバーライド装置を付けて、タービンを圧縮機として使用すれば、かなりの制動作用を持たせることができる。その他別個の空気圧縮機を使用し、制動時に自動車の駆動軸の出力を吸収させる方法なども提案されている。

(6) 工作法の問題。自動車用の原動機としては、多量生産が容易であって、価格が安いことが絶対に必要である。ガスタービンの構造は前述のように、構造が簡単で部品数が少ないので、ピストン機関に較べて多量生産に向いている。工作上問題になる点は、圧縮機動翼、タービン動翼、減速歯車、軸受、熱交換器等である。自動車用ガスタービンに使用される圧縮機は、構造が簡単になる遠心圧縮機がほとんど全部である。遠心型圧縮機の動翼は、重量を軽くするために軽合金で作られる。ダイカスト、精密鑄造あるいは精密鍛造でゆくべきだろう。問題はタービンの動翼である。800~900°C のガス流の中で使用されかつ非常に高い遠心応力となるので、優秀な耐熱合金で作られる。耐熱合金は価格も高く、一般にその工作が困難である。最近はこの方面の研究も進み、ロストワックス法、シェルモールド法などにより、かなり精度の高い鑄物が得られるようになった。ラジアルタービン用の羽根では、羽根とローターの溶接、羽根とローターの鑄ぐるみなども研究されている。

3. 自動車に適するガスタービンの型式

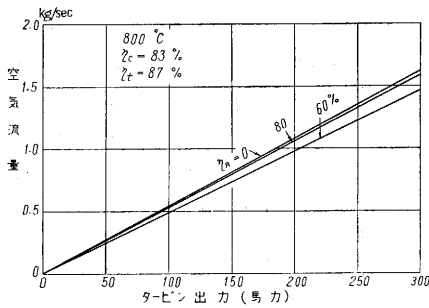
(1) 出力範囲

自動車は乗用車、バス、トラック、重車輦等その種類も多く、その原動機は用途に応じて現在 40~250馬力のガソリンおよびディーゼル機関が用いられている。その中

でガスタービンはいかなる車種に使用するのが最も適しているかは一つの問題である。ガスタービン原動機の側から見た場合、出力 120~250 馬力くらいの範囲のものが効率もよく、構造上も比較的よくまとまったものができる。出力 100 馬力以下のものは、圧縮機およびタービンの効率が低下するため、全体の熱効率が悪くなる。また価格の点においてもピストン機関に較べて割高になるだろう。また現在はガスタービンの部分負荷特性があまりよくない点を考慮すれば、高速道路を連続的に走行するバス、トラック、乗用車などが最初に実用化できるものと思われる。

(2) 圧縮機およびタービンの型式

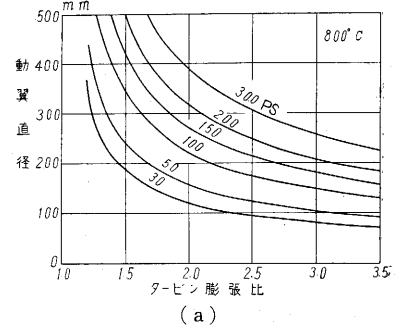
タービン入口ガス温度を 800°C とし、第 3 図に示す最適圧力比を使用したときの、ガスタービン正味出力と空気流量との関係は第 4 図のようになる。熱交換器をつ



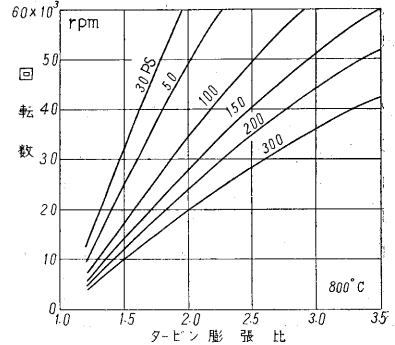
第 4 図 タービン出力と空気流量

けない場合および温度効率それぞれ 60, 80% の熱交換器をつけた場合である。大体 1 馬力当たりの空気流量は 5 gr/sec くらいであって、ガソリン機関の約 5 倍である。出力 100 馬力のとき 0.5 kg/sec, 出力 200 馬力に対して 1.0 kg/sec 前後の空気流量となる。この値は今までに成功している一般工業用ガスタービンに比較すれば、非常に小さい値である。このような小流量において、圧縮機およびタービンの効率を下げないようにすることが、大きな問題であって、この点から前述の出力の下限界がきまる。したがって自動車用ガスタービンには、大流量に適している軸流型圧縮機はほとんど使用することができない。当然遠心型の圧縮機となる。現在試験中の自動車用ガスタービンの圧縮機はいずれも遠心型圧縮機である。次にタービンである。ガスタービン用のタービンは従来軸流型のタービンが大部分使われていた。軸流タービンでは正味出力 100~200 馬力程度の小出力になると、タービン流量が小さいので、タービンの羽根の高さが非常に小さくなる

ため、タービン効率が低下する。このような小流量（体積流量）に適するのがラジアルタービンである。ラジアルタービンは小流量、高膨張比の場合に適しているのであって、1 段のタービンで 3~3.5 の膨張比を効率よく消化することができる。ラジアルタービンでタービン効率を最大にするように設計した場合のタービン動翼の外径および回転数は大体第 5 図のようになる。タービン出力のうち、約

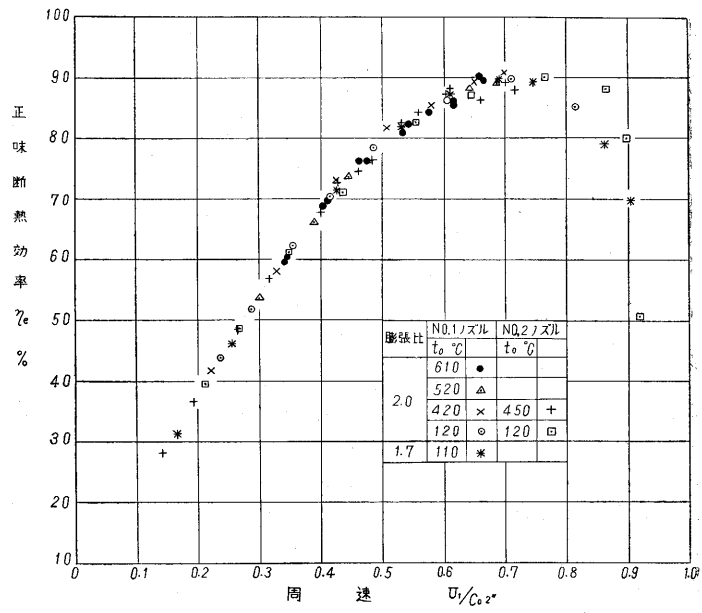


(a)



(b)

第 5 図 ラジアルタービンの寸法と回転数

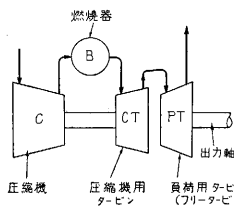


第 6 図 試作ラジアルタービンの効率

ンを使用する場合は、タービン膨張比を 3~3.5 くらいにとれば、約 200~220 mm の動翼を 40,000~45,000 rpm で回転させることが必要である。タービンを 2 段に分割し、圧縮機駆動用タービンと出力用のフリータービンに分ける場合には、おのおのの膨張比は約半分になり、1 個のタービン出力も減少し、タービンの回転数は非常に低下する。第 6 図はわれわれの研究室で行なわれた研究成果を基にして試作したラジアルタービン（タービン膨張比 2.0、ガス流量 0.52 kg/sec、ガス温度 600°C、動翼外径 204 mm、回転数 34,500 rpm）の実験結果であって、最高効率 90% に達している。従来各国で発表されているこの種のタービンの効率は 78~84% であって、これに較べ、はるかに優秀な性能を示している。またラジアルタービンは軸流タービンに較べて構造が簡単で工作が容易である。またラジアルタービンの大きな特長は、運転中にノズルの取付角を自由に変えることが可能であって（軸流タービンでは不可能）、部分負荷においてノズル角を変えることにより、タービン効率を最大になるように保つことができる。Ford ではこの可変ノズルを採用している。また出力タービンでは、ノズルの取付角を反対にすれば、タービンの回転方向が反対になり、逆転が可能である。自動車用としては後進および制動に際して非常に有利である。自動車用として Ford, Standard Motors, Turboin ではラジアルタービンを採用している。また Rover は長い間自動車用として軸流ガスタービンを使用してきたが、最近ではラジアルタービンを開発中である。

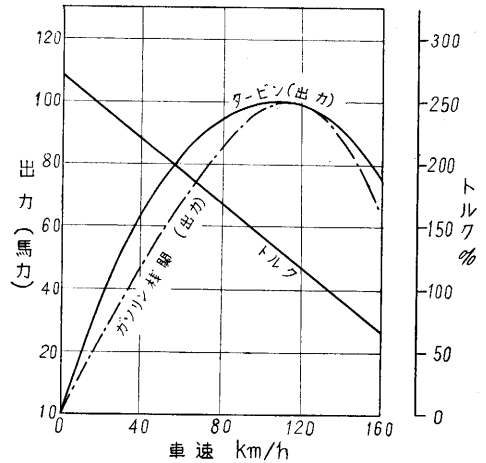
(3) トルク特性

第 1 図に示すような最も単純な型式で、タービン軸の回転を歯車だけで減速させる場合は、起動トルクは零であり、また部分負荷特性も悪く、自動車用としては使用できない。ただしこの場合トルクコンバータを使用すれば、トルク特性は非常に改善される。現在最も多く採用されているのは第 7 図に示すようなフリータービンの型式である。この場合の性能を一例についてガソリン機関と比較してみよう。ガソリン機関は



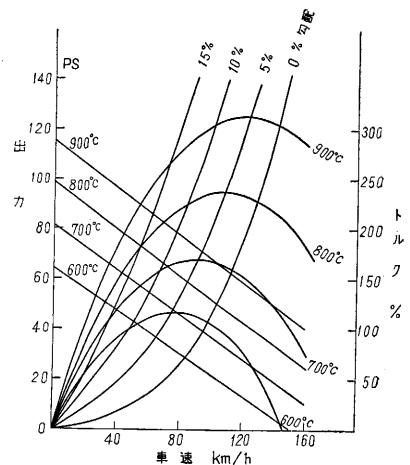
第 7 図 フリータービン

最大車速 130 km/h (3rd. Top gear) で出力約 95 PS とする。ガスタービンは車速 130 km/h において出力 95 PS、ガス温度 800°C、圧力比 3.5 とする。両者の出力-速度線図を第 8 図に示す。鎖線はガソリン機関で Top gear を用いた場合である。ガスタービンの曲線がガソリン機関よりも flat である。出力曲線はいずれも低速度において急激に低下する。ガスタービンでは低速度においてかなり高いトルクになることは大きな特長である。ガソリン機関では、低速でト



第 8 図 ガソリン機関とガスタービンの出力の比較

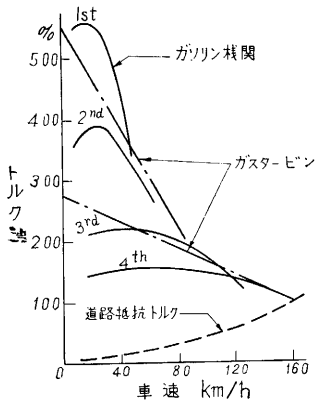
ルクを大きくするために low gear を使用するが、この場合 gear ratio が高くなるほど出力-速度曲線は左方へ移動し曲線の幅は次第に狭くなる。Top gear で車速 130 km/h のときのトルクを 1.0 とすれば、2nd. で車速 30 km/h のとき 2.6 くらい、low で車速 15 km/h のとき 4.5 くらいになる。ガスタービンではガス温度を 800°C におさえると、速度零のときのトルクは約 2.75 になる。ガソリン機関の 2nd のときの最大トルクに相当する。タービン入口のガス温度をかえた場合のトルクおよび出力は第 9 図のように変化する。右上りの曲線は必要馬力である。フリータービンの全速度範囲に対し



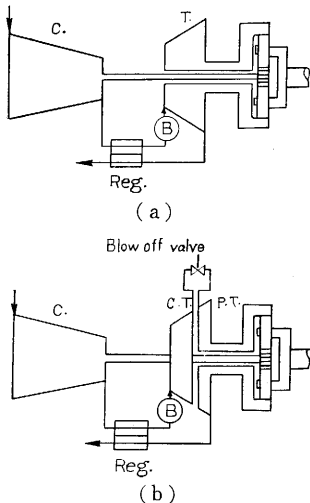
第 9 図 車速とトルクおよび出力との関係

て、compressor の回転数は 20~30% かせれば十分である。

第 10 図は出力 100 PS のフリータービン付ガスタービンとガソリン機関のトルクの比較である。ガソリン機関は 4 段の自動変速歯車をつけた場合、ガスタービンは 2 段の変速を行なった場合である。下方の点線は車の抵抗である。トルク曲線と点線の差が余剰トルクであって、



第 10 図 ガスタービンとガソリン機関のトルクの比較

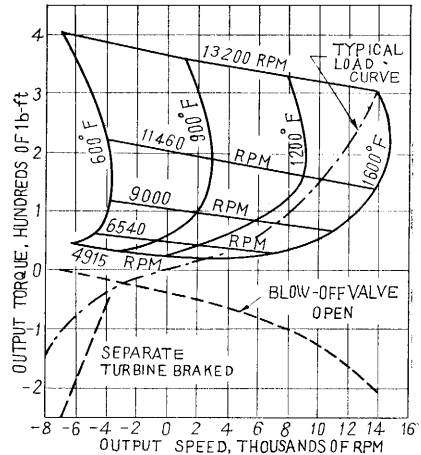


第 11 図 差動歯車を用いたガスタービン

る。また低車速において燃料消費率は、フリータービンのみの場合の約 $\frac{1}{3}$ になる。(b) の場合のトルク特性を第 12 図に示す。Blow-off valve の調整により負のトルク

加速および勾配動力に使用される。2 段の変速でガソリン機関とほぼ同様な性能を与えることができる。

フリータービンにすれば、低車速においてかなり性能が改善されるが、まだ低車速において燃料消費率が悪く加速性が悪いという欠点がある。これを改善するためにガスタービンに差動歯車を使用する方法が推奨されている。第 11 図はその応用例である。フリータービンの場合は、低車速のとき出力タービンの効率が非常に低下するが、差動歯車式では出力タービンの回転数変動範囲が 50~100% であるためタービン効率の変動が少ないという特長がある。その結果低車速においてフリータービンの場合に比べ出力が約 50% 増大し、加速性能がよくなる。



第 12 図 差動歯車式ガスタービンの特性

(The Oilengine and Gasturbine, June, 1958 より)

を発生し逆転または制動として使用することもできる。

4. 主な自動車用ガスタービン

自動車に最初にガスタービンを取り付けて、走らせたのは英国の Rover 社で、1950年に路上試験をしている。これは出力 110P S、乗用車に装着し、燃料はジーゼル油で、最高速度 90 mph を出し、燃費は 4 mpg であった。

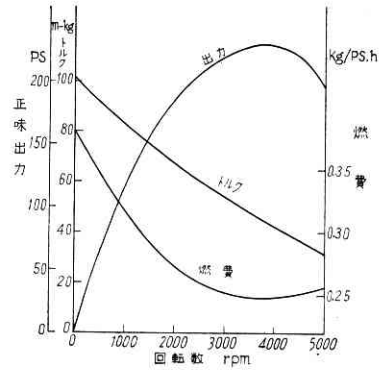
その後、各国で自動車用ガスタービンについて研究、試作実験が行なわれており、その数は 20 数社に及ぶ。その中の主なものを示すと第 1 表のようになる。

圧縮機は全部遠心型であって、1 段の圧縮機で 4~4.25 までの圧力比を出している。自動車用ガスタービンの圧力比は、熱交換器の効率の高いものを使用すれば圧力比は 4 以上にあげる必要はない。圧縮機の圧力比は 1 段で 3.5 くらいまではかなり高い効率を出すことができるが、それ以上の圧力比では効率が低下する。また周

第 1 表

	Ford 704	Standards Motors	G. Motors GT-305	Chrysler	Austin	Rover 2S/100	Turboin	Renault (Turmo I)	Fiat	Daimler-Benz
出力 (馬力)	300	—	225	120	120	110	120	270	200	250/260
圧縮機	2 段遠心	1 段遠心	1 段遠心	1 段遠心	2 段遠心	1 段遠心	1 段遠心	1 段遠心	2 段遠心	1 段軸流 1 段遠心
タービン	圧縮機用	ラジアル	1 段軸流	1 段軸流	3 段軸流	1 段軸流	ラジアル	1 段軸流	3 段軸流	2 段軸流
	負荷用	1 段軸流	1 段軸流	1 段軸流	1 段軸流	1 段軸流	ラジアル	1 段軸流	1 段軸流	1 段軸流
回転数 rpm	圧縮機用	—	33,000	51,000	22,000	52,000	—	35,000	30,000	28,000
	負荷用	—	24,000	27,000	—	23,000	—	28,000	20,000	21,000
圧力比	16.0	3.0	3.5	4.25	4.0	3.85	—	—	4.5	—
ガス温度 °C	950	777	900	900	800	830	—	—	800	800
再生器 (効率)	蓄熱式 80	—	回転蓄熱式 90	回転蓄熱式 83~87	直交流 80	逆向流平板式	蓄熱式	なし	なし	伝熱式

速が非常に高くなり、回転数も増大する。Austin と Fiat は 2 段圧縮機を採用し、22,000~30,000 rpm とかなり低い回転数であるが、他はいずれも 35,000~52,000 rpm と非常に高い回転数である。高速回転にして 1 段で 3.5~4.0 の圧力比を得るか、2 段にして回転数を下げるかは問題である。タービンとの matching, サージング, 寿命等を考慮して決めなければならない。タービンはほとんど圧縮機用タービンと負荷用タービンを持つフリータービン型式である。タービンの型式は軸流とラジアルの両者が用いられている。高圧タービンにラジアルを採用する傾向がある。圧力比はいずれも 3~4.5 くらいになっているが、熱交換器を採用している関係上妥当な値である。タービン入口ガス温度は大体 800~950°C という非常に高い値を採用している。これは現状においては、小型の圧縮機およびタービンの効率が優秀でないために、止むを得ず高温のガスを使用し、全体の熱効率を向上させている。高温ガスを採用するほど、加速度的に困難が増大する。自動車用としては圧縮機、タービン、熱交換器の効率の向上をはかり、ガス温度はできるだけ下げる方向に進むべきである。Ford は最近 704 型 (出力 300 P S) においては、2 段圧縮、3 段膨張、再生、再熱という複雑なサイクルを採用し (圧力比は

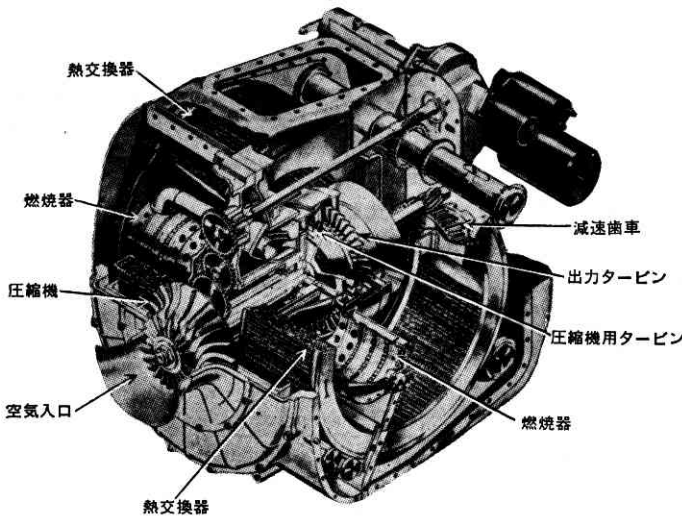


第 14 図 GT-305型ガスタービンの性能

16.0 という高い値で), 中圧タービンを出力タービンとしている。その結果部分負荷における燃費の低下に成功し、全出力において 250 gr/ps. h, 1/2 出力において 210 gr/ps. h という値を得ている。また熱交換器は従来の回転式蓄熱型から固定式伝熱型にかえている。General Motors の GT-305 型を第 13 図に示す。非常に軽量小型にまとめられてあり出力 225 PS で重量は 290 kg である。性能曲線を第 14 図に示す。

5. むすび

自動車用の原動機は、自動車が發明されて以来ほとんど半世紀以上の長きにわたり、レシプロ機関が用いられている。それは確かに自動車用原動機として優れた特性を持っているからである。まだ若いガスタービンを自動車用原動機として使用することは、一般工業用におけるガスタービンよりもむしろ問題が多い。すなわち小型、軽量にして、広範囲の負荷に対して効率が高くなければならず、また量産に向けた構造にしなければならない。しかしこれらの問題はいずれも技術的に見て解決が不可能とは思われない。現在試験中の自動車用ガスタービンで性能的には十分ジーゼル機関に匹敵するものもできている。現在ある多数の試作タービンの中のあるものは、数年のうちに実用化されるだろう。(1961. 3. 27)



第 13 図 GT-305 型自動車用ガスタービン (The Oilengine and Gasturbine, Ddc, 1959 より)

