

過給機駆動用ラジアル排気タービンの非定常流特性に関する研究

——第1報 時間平均法による性能予測——

The Study of Characteristics of Radial Inward-Turbines for Exhaust Gas Turbochargers
Under Non-Steady Flow Conditions

——1st Report; The Prediction of Turbine Performances by Time-Mean Method——

小 西 奎 二*・吉 識 晴 夫*

Keiji KONISHI and Haruo YOSHIKI

1. ま え が き

ガスタービンなどの速度型機械の性能予測を正確に行うことは、設計段階ではかなり困難な問題であり、厳密には実測に負うことが多い。特に過給機用に用いられている排気タービンでは、機関からの脈動流によって駆動されるために流れの非定常問題が加わりより複雑なものにしている。車両用機関などの中・小型ディーゼル機関に多用されているラジアルタービンの中で、機関からの排気流で直接動作する動圧駆動型タービンは、現在相当高膨張比のものが多いうえに比較的回転速度の遅い領域では、大きな脈動流の下で動作させられているため、流れの非定常性を強く受けるものと思われる。

したがって、容積型と速度型という作動原理の異なる機関と過給機を組み合わせで最良の適合を得るためには、おのおのの特性を十分に把握しなければならない。特に動圧過給の場合には、タービンの定常流特性のみならず正確な非定常流特性を知ることが必要となる。しかしながら、タービンの非定常流特性を正しく求めることは、流れの非定常計測の困難さとあわせてかなりやっかいな問題である。

このようなタービンの非定常性能予測を考えると、定常性能とどの程度異なるのか、また定常性能から出発して非定常時の流量特性や出力特性を見積もることはできないか、を明らかにすることが機関との最適な適合を考えるうえで重要である。これらに関しては、準定常法を用いたものとして、たとえばWallace^{(1),(2)}、Benson^{(3),(4)}、小菅ら⁽⁵⁾などすでに多くの報告があるが、各研究者によって傾向が異なるうえ、見積誤差も大きいなどいまだ十分な結果が得られてなく、また、時間平均法によるものはほとんど行われていないようである。

それ故、本研究では、脈動流れの基本波形である正弦波に準じたものを用い、脈動周波数に加えて速度振幅比の影響を考慮し、時間平均法により排気タービンの性能予測を行いその妥当性について検討した。

2. 実験装置および方法

供試タービンは、小型ディーゼル機関過給機駆動用ラジアル排気タービンで、圧力比2.6、定格回転速度46,000rpm(973K)、動翼外径140mmのもので、これを図1に示すような装置で全周送入として空気運転した。本報で用いた脈動流発生装置は、図2に示すようなロータリ弁型のもので、基本的な正弦波に準じた波形が得られる。振幅の調節は、バイパス弁の開閉により、定常流に近い流域から部分的に逆流が生じる範囲までとした。

動力の計測は、位相差式トルク検出器を採用し、これに軸受け損失を加味してこれまで問題の多かった出力計測の精度向上を計った。図3にその概略図を[CASE 1]の場合について示す。過給機を構成する圧縮機を切り放して出力軸を有するタービンとし、これにトルク検出器を接続して平均軸トルクと瞬時トルク変動およびタービン回転数 N を計測する。供試トルク検出器⁽¹¹⁾⁻⁽¹³⁾は振り軸の両端に歯車を装着し、軸の捩れ角を電磁検出器によって非接触で取り出し位相差信号電圧をデジタル処理するもので、精度が高く減速機を介せず高速に耐える利点がある。主な仕様は、定格トルク1 kgf-m、最大回転速度16,000rpm、慣性モーメント $GD^2=4.1 \text{ kgf} \cdot \text{cm}^2$ である。

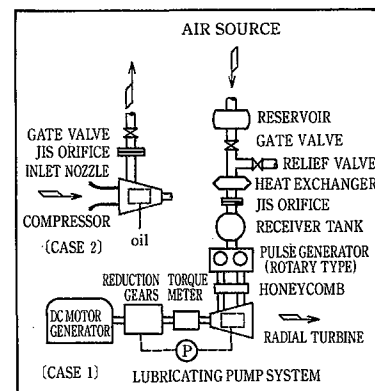


図1 実験装置全体図

*東京大学生産技術研究所 第2部

研 究 速 報

負荷の吸収は、[CASE 1] として定常流実験の場合には減速機を介して直流発電機を、[CASE 2] として非定常流実験の場合には直接付属の圧縮機を、原則としてトルク検出器の従動側に接続して用いた。これは出力計測装置の設置による回転慣性質量の増加の影響を少なくするためのものであり、これによって脈動流駆動時でも初期の動特性が得られているものと思われる。

タービン入口の変動流速の測定は、温度補償を行った熱線風速計を用いて管中心位置で測定した。流速の検定は、実際の使用状態で非定常流実験の前後に、回転弁を止め定常流実験により行った。更に、変動総圧は同位置で、シリコンオイルを封入したプラントル形ピトー管と半導体小型圧力変換器を組み合わせたものによって測定した。その他各部の温度および圧力の平均値は、熱電対温度計およびマノメータなどの計測器によって得た。変動値として測定したものは、タービン入口部の総圧 P_{01} 、総温度 T_{01} および流速 V_1 、動翼入口・出口の総圧 P_{04} 、 P_{05} 、ならびに軸トルク Tq であり、これらの変動値は一度

データレコーダーに記録させた後、14ビットの精度でA-D変換を施し、パーソナルコンピュータで処理した。サンプリング周期および点数は平均2サイクルで、1,350~1,650点である。

定常流実験は、タービン修正回転速度 $N^* (= N / \sqrt{T_{01}})$ $= 901,800,584$ の場合について回転弁を固定して行い、非定常流実験は同一波形について脈動周波数を10~70Hzと変化させ、更におおのの周波数に対して振幅を9~10点変えて行った。非定常流実験では、タービン修正回転速度は $N^* = 800$ のみとした。

3. 結果および考察

3.1 非定常流れの代表例

図4に波形の代表例を示す。同図の実験条件は、修正回転速度 $N^* = 800$ 、脈動周波数 $f = 10\text{Hz}$ 、速度振幅比 $\theta = 0.92$ のものである。ここで θ は以下の式で定義する。

$$\text{速度振幅比 } \theta = \frac{(V_{1\max} - V_{1\min}) / 2}{V_{1m}} \quad (1)$$

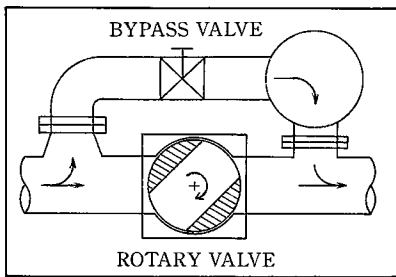


図2 脈動流発生装置

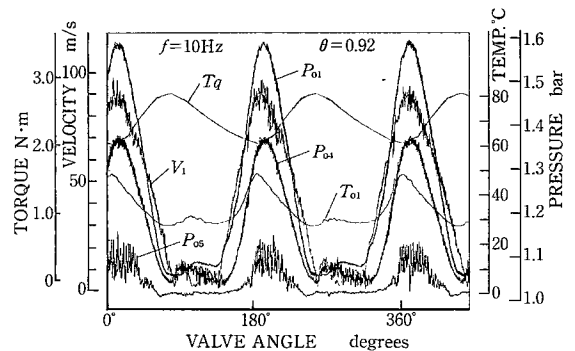


図4 波形代表例 ($f = 10\text{Hz}$, $\theta = 0.92$)

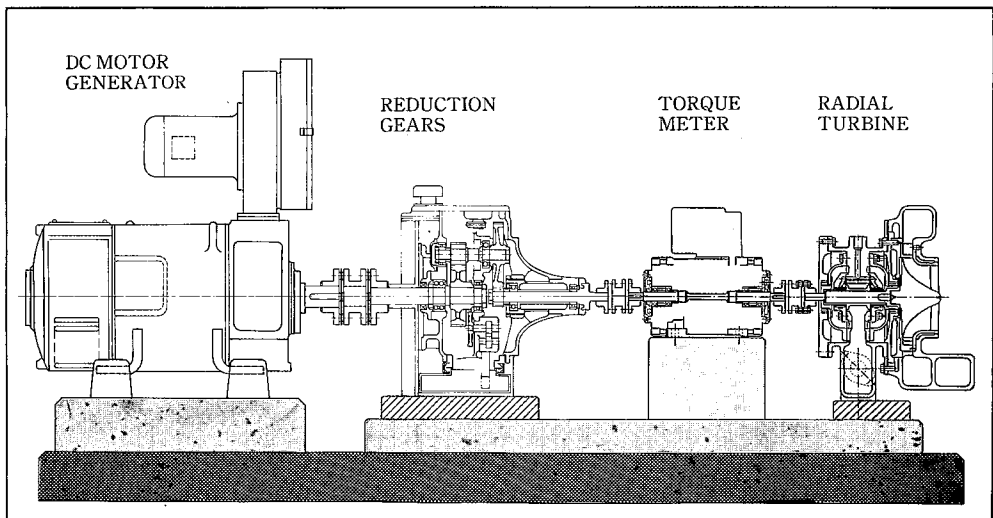


図3 トルク検出器および負荷吸収装置 [CASE 1] 概略図

研 究 速 報

ここで V_1 はタービン入口流速であり、添字 m は平均流速を表す。 θ は同一波形について考えれば、1 を越えると部分的に逆流が生じ、0 で定常流に近づく流れを表している。基本的には、正弦波に準じた波形であるが、速度変動に対応して従来測定されていなかったトルク変動の様子も明らかにされている。低い周波数で非定常性の強い流れの場合には、流れの慣性力と軸内の弾性変形による伝達時間等の影響により、動翼で変換された回転力が検出器に伝わるまでの時間遅れはあるものの良い対応をしているのがわかる。

3.2 タービン基本特性

図5にタービンの流量特性を $N^*=800$ について負荷変化を行い、修正流量と大気圧 P_a を基準にとった時間平均膨張比との関係を示す。図中には、定常流特性と非定常流特性の両者を記してある。脈動流実験での瞬間膨張比は1~1.80くらいの範囲にあり、定常流特性はウィンディジ状態も含めて脈動流実験のほぼ全領域をカバーしている。

非定常流実験における流れの条件は、各周波数帯域で脈動流発生装置のバイパス弁をほぼ全閉にしたとき本装置で得られる最大振幅時の流れを基準にしているが、軽負荷に移行するにつれて幾分振幅が小さくなる流れであり、そのために θ は完全には一定に保たれていない。

次に非定常流時のタービン流量は、定常流運転に対して全領域で減少する。さらに、同一膨張比で比較すると周波数が小さくなるほどその傾向が強くなるように見えるが、これは各周波数ごとに θ の設定値が異なるため

ある。さらに、おのおのの周波数についてみれば、負荷が減少するにつれて幾分定常性能曲線に近づく傾向をみせるが、この主因は θ のわずかな減少によるものである。

同様にして出力特性を図6に示す。流量特性時に見られたような定常、非定常との差異はほとんど認められない。

3.3 時間平均法によるタービン特性

脈動流下のタービン性能を見積もる一つの方法としていわゆる時間平均法が考えられる。これは、タービン入口の総圧、総温度の時間平均値を測定して平均膨張比を算出し、定常性能曲線からこれに対応する平均性能を得ようとするものである。本報では、計測器によって得られた実測値を真の流量 M_e 、および出力 L_e として、前記によって得られた値 M_{tm} 、 L_{tm} とをそれぞれ比較することによって時間平均法の妥当性を評価した。

図7は脈動流下の時間平均法によるタービン流量特性を $N^*=800$ について、速度振幅比 θ に対する流量比の関係を脈動周波数 f をパラメータとして表したものである。図中の実線は、実験点から最小自乗法によって求めた曲線である。

図から明らかなようにタービン流量特性は、脈動周波数にはほとんど影響されず、ほぼ同一の曲線で示され、速度振幅比 θ に大きく依存していることがわかる。しかし、脈動周波数による影響は顕著でなく、従来タービン性能を表す因子として脈動周波数によって整理されていたことには、無理があるものと思われる。時間平均法によるタービン流量見積は、 θ の増加と共に実測値に対し

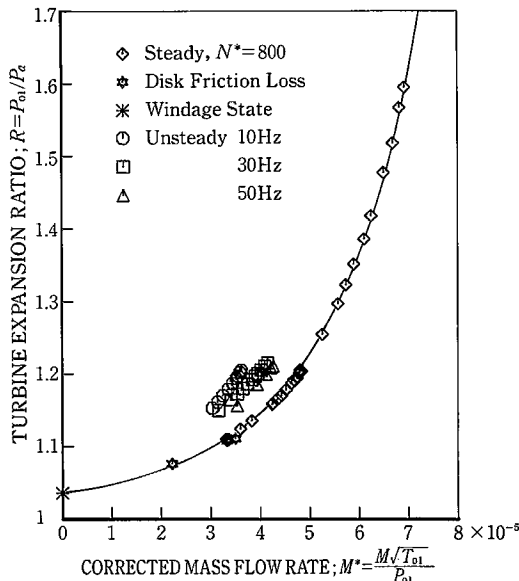


図5 流量特性曲線

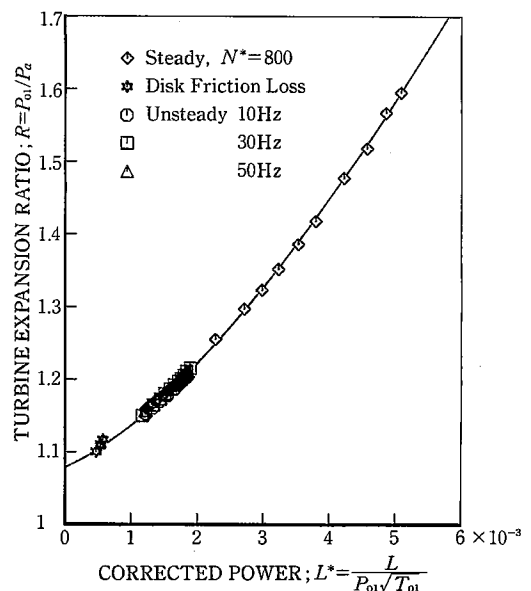


図6 出力特性曲線

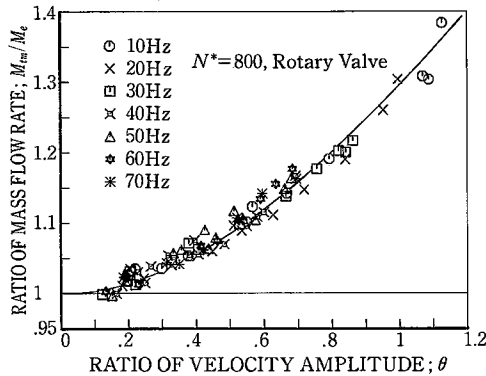


図 7 時間平均法による流量予測結果

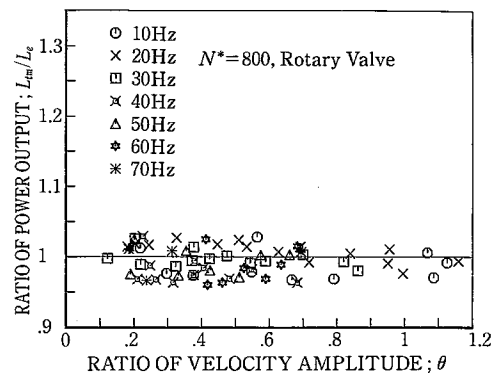


図 8 時間平均法による出力予測結果

て過大評価され、この実験範囲でも最大40%近くに達する。逆に、 θ の減少と共に流量比は1に近づく。 θ が0.5以下では、流量見積誤差は10%未満となり、流量の面での非定常性はほとんど無視できる。

このことより、速度振幅比が大きくなるほど流量予測に大きな影響を与え、 θ は非定常性を強める大きな因子として作用する。したがって、機関の回転速度にはあまり関与せず、高負荷運転され過給機が速度振幅比の大きな条件の下で動作させられているような場合には、時間平均法によって流量見積を行うと大きな誤差の原因になる。

同様に、図8は時間平均法による出力特性について表したものである。出力の実測値には、軸受けによる損失動力も含めてある。脈動周波数の影響が顕著でないのは流量特性の場合と同様であるが、出力については速度振幅比の依存性も見られない。図より一見して出力予測は、推定誤差が数%の精度で行えるように見え、タービンの発生している平均動力について考えると、駆動流体の定常・非定常性には直接関与せず、同一修正回転速度で運転されていると定常流運転時と同一の動力を発生しているものと思われる。このことは、図6において定常・非定常流時の差が認められないことから考察される。実験結果のバラつきは、第一義的に実験精度に起因するものと思われるが、全体的に見積誤差は、 $\pm 4 \sim 5\%$ の範囲にあり、出力は流れの総合されたものであることと、従来得られている結果を考えると、ほぼ妥当な結果が得られているものと思われる。しかし、流量予測誤差の大きさから考えて、動圧駆動時のタービン性能を定常性能曲線と平均膨張比からのみで予測することは困難と思われる。

4. あ と が き

本研究によって以下の結論を得た。

(1) 時間平均法による流量予測は、実測値に対してか

なり大きく過大評価され、本実験範囲でも最大40%に達する。

(2) 脈動周波数の影響は顕著でない。

(3) 速度振幅比はタービンの流量特性に影響を与える大きな因子として作用する。

(4) 速度振幅比 θ が0.5以下では、流量見積誤差は10%未満となり、流量の面での非定常性はほとんど無視できる。

(5) 本実験範囲では、脈動周波数と速度振幅比に関係なく、出力の非定常性は無視できる。

(1989年11月22日受理)

参 考 文 献

- Wallace, F.J. and Blair, G.P., ASME Paper, 65-GTP-21(1965), 1
- Wallace, F.J., Adgey, J.M. and Blair, G.P., Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 184, Pt. 1 (1969-70), 183.
- Benson, R.S. and Scrimshaw, K.H., Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 180, Pt. 3J, Paper 23, (1965-66), 74
- Banson, R.S., SAE Paper 740739, (1974, 9-12), 1
- 宮下・ほか3名, 石播技報, 13-3 (昭48-5), 259
- 小管・ほか3名, 機論, 44-386 (昭53-10), 3497.
- 小西・平山, ガスタービン鹿児島地区講演会講演論文集, (昭60-11), 31
- 小西・平山, ガスタービン広島地区講演会講演論文集, (昭61-11), 76
- 水町・ほか4名, 機論, 44-388 (昭53-12), 4272.
- 吉識・ほか3名, 日本ガスタービン学会誌, 12-47 (1984), 41
- S. Ohigashi, G. Ono & S. Machida, SAE Trans., 74, 650041 (1966) 226
- 小野, 日本機械学会誌, 65-551, (1964), 1855
- 小野, 計測と制御, 10-6, (1966), 226