

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5報 波形変化に対する準定常法性能予測——

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

——5th Report, Prediction of Turbine Characteristics by Quasi-steady Analysis with Various Wave Forms——

小西 奎二*・吉 識 晴 夫*

Keiji KONISHI and Haruo YOSHIKI

1. ま え が き

過給機駆動用ラジアル排気タービンの動圧駆動時の性能を予測する方法として、いわゆる準定常法が実用的なものとして企業等で広く用いられている。これは時間平均法より一歩進んで、変動成分としてタービン入口での全圧を計測し、定常流性能曲線とあわせて非定常流性能を得ようとするものである。通常、定常流性能曲線はタービン完成時に計測しているものであり、これと比較的簡単な機関排気流の全圧計測のみで非定常流下のタービン性能が得られれば、複雑な計算処理をしなくても良い利点がある。また数値シミュレーションを行う場合でも、タービンへ流入する流れの圧力波形は比較的簡単に求めることができるので、定常流性能曲線と組み合わせてタービン性能予測が可能となる。

この準定常法を用いたものとして、文献1)~6)などすでに多くの報告がある。この中で最も新しい小菅らの研究(1970)⁶⁾においても、流量推定誤差が20%以上、出力については40%にも達しており、十分な結果が得られているとはいえない。さらに、脈動流れの中で問題になるのは、脈動周波数、振幅および波形であるが、波形の影響については高圧・大流量の空気流れの波形変化が困難であるためほとんど実施されていない。Wallace¹⁾、Benson²⁾、小菅ら⁶⁾などにより一部得られている結果も実機に対応してなく、十分な結果が得られていない。

著者らも既報^{9),10)}で基本波形を用いた場合について報告したが、本報では、円盤型脈動流発生装置を用いて波形を5~6種類変化し、さらに各波形について脈動周波数と振幅を相互に変化させ、準定常法による性能予測を行ったので報告する。

2. 実験装置および方法

空気源と脈動流発生装置を組み合わせた前報⁹⁾とほぼ同一の実験装置によって空気運転した。タービン修正回

*東京大学生産技術研究所 第2部

転速度は、 $N^*=800$ のみとした。性能予測実験は圧縮機の出口を絞った全負荷状態を基本にし、膨張比もほぼ一定としたときのものである。非定常流実験における波形変化は、先に報告^{9),10)}した正弦波に準じたものを基本波形として考え、本報では実機に対応した模擬波形として既報¹⁰⁾の円盤型脈動流発生装置を用いて5種類変化させた。さらに、同一波形について脈動周波数を10~70Hzとし、おのおのの周波数に対して振幅を10~13点変えて行った。

3. 結果および考察

準定常法による性能予測とは、タービンが非定常流下で運転されているときも各瞬間の微小時間についてみれば、定常流で動作しているとして非定常流下のタービン性能を得ようとするものである。具体的には、タービン入口の全圧、全温度の瞬時値を測定して瞬間膨張比を算出し、定常性能曲線からこれに対応する平均性能を得るものである。実験条件は、圧縮機を用いた全負荷状態における修正回転速度 $N^*=800$ のときのものである。また、時間平均膨張比は、同一波形においてほぼ同じであるが、波形が変わっても膨張比は大きな変化のない流れである。

3.1 流量特性

準定常法による流量予測結果を波形率 ϵ_p に対する流量比 M_q/M_e との関係について、波形をパラメータとして各周波数ごとに示す。図1は10Hz、図2は30Hz、図3は50Hz、図4は70Hzについて表す。流量比は実測値 M_e を真の値として、準定常法による予測値 M_q との比である。図より明らかなように大略の傾向として、 $\epsilon_p=1.2$ 位まではいずれの波形でも、準定常法で求めた値 M_q は実測値 M_e を高精度で見積もることができる。さらに ϵ_p が大きくなるにつれて ϵ_p に比例してわずかに過小評価の傾向を示すが、最大でも予測誤差は5~6%以内である。

全体として波形による予測精度の差はほとんど認められないので、実験誤差を考えると図より波形の影響を厳

研究速報

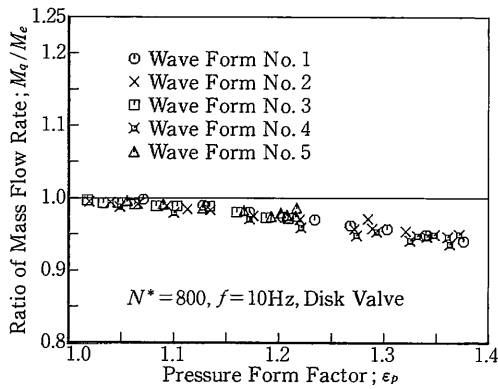


図1 波形変化による流量予測 $f=10\text{Hz}$

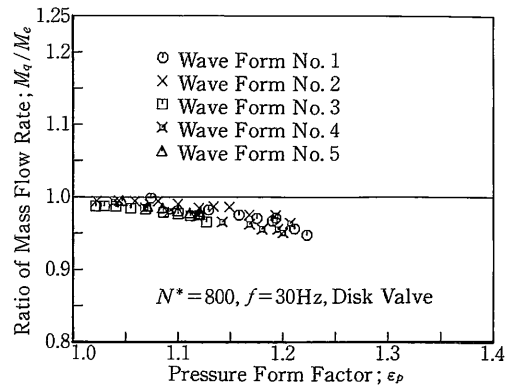


図2 波形変化による流量予測 $f=30\text{Hz}$

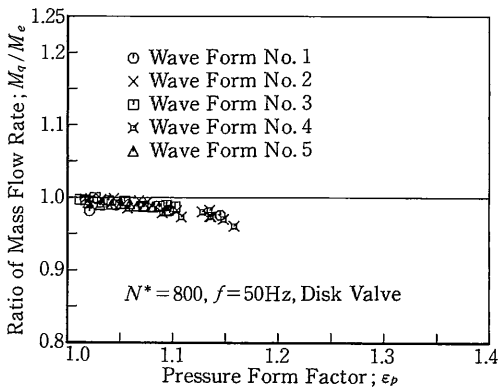


図3 波形変化による流量予測 $f=50\text{Hz}$

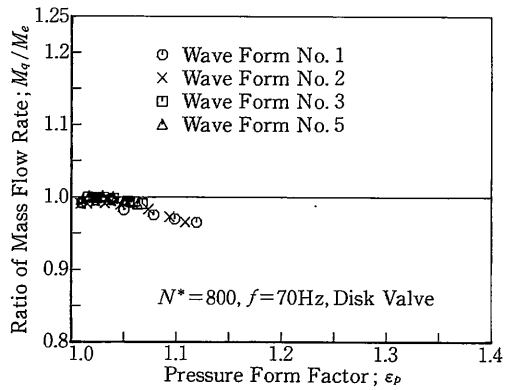


図4 波形変化による流量予測 $f=70\text{Hz}$

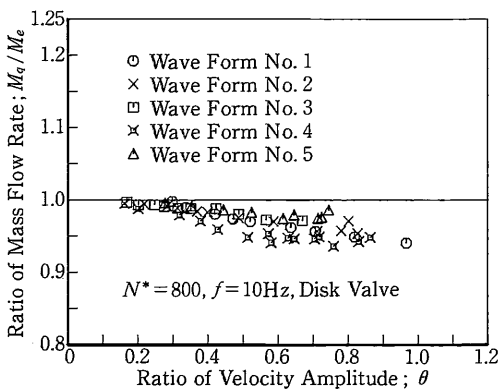


図5 流量予測の θ による表示 $f=10\text{Hz}$

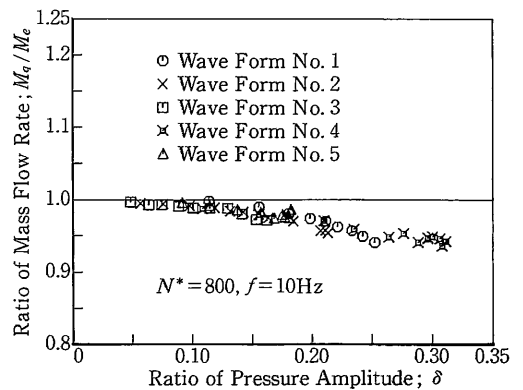


図6 流量予測の δ による表示 $f=10\text{Hz}$

密に論ずるのは困難である。つぎに図2～図4と脈動周波数が高くなるにつれて予測精度は向上するかにみえるのは、本質的には周波数の影響よりも、周波数が高くなるにつれて振幅変化が小さくなり各波形間の差異が少なくなるためと考えられる。したがって、準定常法流量予

測に対する波形と周波数の影響は無視してよいものと思われる。

つぎに、図1の $f=10\text{Hz}$ の結果を速度振幅比 θ および圧力振幅比 δ で表したものが、図5と図6である。既報⁷⁾で考察したように θ と δ は振幅のみの関数であり、ともに

研 究 速 報

波形相互を比較するパラメータとしては適当でない。しかしながら、流速はタービン流量特性に直接関与する物理量であるため、 θ は流れの慣性の影響を加味できると考えられる。それゆえ、図5において同一の速度振幅比、例えば $\theta=0.7$ についてみるとわずかではあるが ε_p への依存性、すなわち、流量予測に対する一種の波形の影響を表しているものと考えられる。すなわち、ひずみの大きい波形4が予測誤差が大きく、つづいて、波形1, 2, 3および波形5と既報¹⁾で求めた非正常性の強い波形の並びが認められる。さらに、基本波形による結果では、 $f=10\text{Hz}$ の低周波数域では θ への依存性が見られなかったのに対し、図5の各波形ともわずかながら θ への依存性が見られる。この原因は厳密には不明であるが、流量予測に対する波形の影響(平均流速の違い)が表れているとも考えられる。

また、圧力振幅比 δ により整理した図6は、速度振幅比 θ による図5の結果に見られたようなバラつきが少なくなり、ほぼ1本の曲線となる。この原因は、圧力は流れの慣性の影響を直接受けないためと思われる。準定常法による流量予測では波形ごとの差異は小さく、流体の慣性による圧力変化と速度変化の差により、わずかな流量比の差が認められる程度であり、 θ と δ の実質的な違いは少ない。 θ と δ は、波形相互を比較できるパラメータではないが、流れの微妙な変化を記述するには、流量に直接関与する θ の方が優れているといえる。

以上これまでの結果を総合すると、予測値自身は基本波形による結果の最大でも5%を越えないという値と比較してわずかに大きい。しかし、基本波形で得られる波形は、タービン入口部で部分的に逆流を生じる実験範囲を除けば、 $\varepsilon_p=1.28$ 位までの流れであり、波形4と比較して波形のゆがみの小さいものといえる。

さらに、波形変化を与えた345点に達する広範囲な全実験をとおして、予測誤差は最大でも約5~6%の範囲にある。それゆえ、タービン性能予測に与える波形の影響はほぼ無視できる。すなわち、先に報告⁹⁾した基本波形の結果とあわせて考えると、タービン性能予測に対する準定常流れ仮定は成立すると考えて大きな問題はない。言い換えれば、脈動流下の瞬時のタービン流量特性は、流れの非正常性には直接関与せず、定常流性能曲線に沿って作動していると考えてよい。ただし、ウインディッジ状態は、定常流性能曲線においても特殊な作動領域であり、それ以下の膨張比では、タービンの挙動もよく理解されていない。この領域は準定常法の予測精度に悪影響を与えるので十分な注意が必要である。

3.2 出力特性

図7~9は、準定常法による出力予測である。圧力波

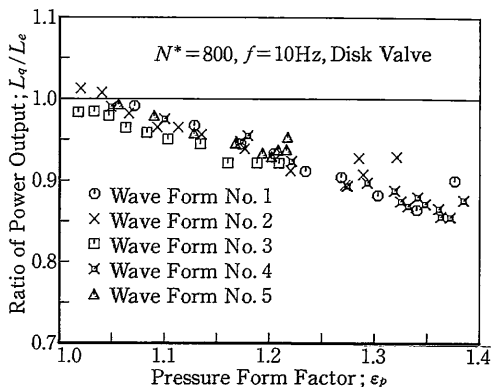


図7 波形変化による出力予測 $f=10\text{Hz}$

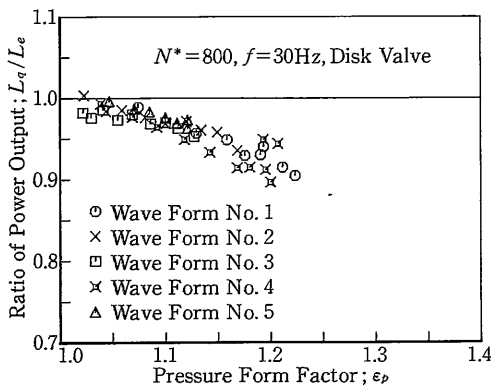


図8 波形変化による出力予測 $f=30\text{Hz}$

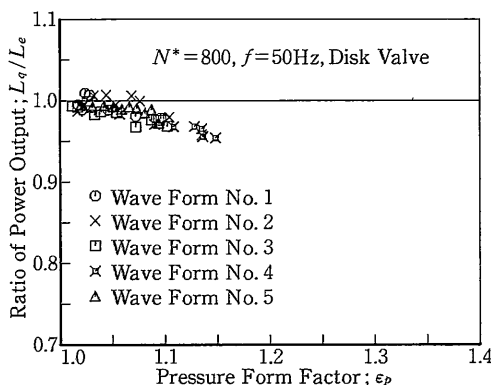


図9 波形変化による出力予測 $f=50\text{Hz}$

形率 ε_p に対する出力比 L_q/L_0 の関係を波形をパラメータとして $f=10\text{Hz}$, 30Hz , 50Hz について表す。出力比は時間平均軸出力と軸受け損失の和 L_0 を真の値としたときの準定常法予測値 L_q との比である。実験条件は流量特性のものと同じである。結果のバラつきは軸受け損失の評

