

# 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 3 報 円盤型脈動流発生装置について——

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

——3rd Report, Disk Type Pulse Generator Rig.——

小 西 奎 二\*・吉 識 晴 夫\*

Keiji KONISHI and Haruo YOSHIKI

### 1. 緒 言

ディーゼル機関からの排気流で直接動作する過給機  
の特性は、脈動流との関連において明らかにすることが  
必要である。脈動流の要素としては、脈動周波数、振幅、  
波形の三つが挙げられ、これまでの研究では、主として  
脈動周波数の影響について調べられており、振幅、波形  
の影響は余り研究されていない。振幅の影響については、  
基本波形を用いて著者らも前報<sup>1)</sup>において明らかにし  
た。しかし、波形の影響については高圧・大流量の空気  
流の波形変化が困難なため、ほとんどなされておらず、  
いまだ十分な結果が得られていない。

それゆえ、2 送入型排気過給機用タービンの実験に供  
することのできる容量・機能を持った円盤型脈動流発生  
装置を製作した。それによって実機関に対応した各種脈  
動流れを得ることができ良好な結果を得た。さらに本装  
置は他の一般的な脈動流実験にも適用できると考えられ  
るので報告する。

#### 主な記号

$A_0$ :	送入孔基準断面積	$m^2$
$A_0$ :	回転弁開口断面積	$m^2$
$f$ :	脈動周波数	Hz
$N^*$ :	修正回転速度	
$\epsilon_p$ :	圧力波形率 (式(4))	
$\theta$ :	速度振幅比 (文献1))	

### 2. 円盤型脈動流発生装置

排気タービン駆動実験を前提とした脈動流を発生させ  
る機構としては、ロータリ弁式、ピストン・クランク式、  
円盤型回転弁式など種々の型式が考えられる。ロータリ  
弁式<sup>2)</sup>は、高圧、大流量には対応できるが、ロータ形状の  
制約から波形変化は困難である。ピストン・クランク式  
は、高圧力には向いているが、容積型のため処理流量が  
小さくまた波形変化も難しい。

\*東京大学生産技術研究所 第 2 部

円盤型回転弁方式は、小菅ら<sup>3)</sup>の討論の中でその優位  
性が指摘され、宮下ら<sup>4)</sup>の研究では一部用いられている。  
しかし、過給機の一般的な送入型式である 2 送入孔方式  
に対応した円盤型脈動流発生装置はいまだ実用化されて  
いない。

それゆえ、2 送入孔方式のタービンに適用できる以下  
の仕様の円盤型脈動流発生装置を開発した。

- ① 脈動周波数 10~70Hz
- ② 振幅 定常流から逆流域まで連続可変
- ③ 波形 4~5 点可変

#### 2.1 脈動流発生装置および実験方法

円盤型脈動流発生装置の概略図を図 1 に示す。同図は、  
2 つの固定円盤の間を通風孔を持った回転円盤が流れを  
断続することにより脈動流を発生させるものである。二  
送入孔形式のタービンに適用できるように、円盤は 180°  
の位置に 2 つの吐出孔を有し、各基礎孔径 60mm、円盤外径  
312mm のものである。したがって、円盤 1 回転につき同  
位相の 2 パルスを発生し、タービンを駆動する。

脈動波形の変化は、固定円盤と回転円盤の開口部形状  
を種々変化させて行う。円盤の開口部形状の代表例を図  
2 に示す。円盤の回転速度は、インバータ制御の電動機  
により駆動し、脈動周波数を変化させる。周波数の設定  
誤差は、10Hz のときにおいても最大約 0.3% 以内である。  
振幅の調節は、バイパス弁の開閉によって行い、定常流  
に近い状態から部分的に逆流の生じる範囲まで連続可変  
できる。これによって任意の波形および振幅を持った流  
れを発生できる。なお、軸受けは全て流路内に設ける構  
造としたことにより作動流体の外部に対する漏れは、駆  
動プリー側のエアーシール部分のみで、ほとんど無視で  
きる。また、固定円盤と回転円盤間の漏れは平均流の大  
きさに影響を与えるが、最大振幅時の流れに対して全く  
問題ない程度のものである。

波形は、先に報告<sup>2)</sup>した正弦波に準じたものを基本波  
形として考え、実機に対応した模擬波形を 5 種類変化さ  
せ、脈動流の変化の傾向を探った。

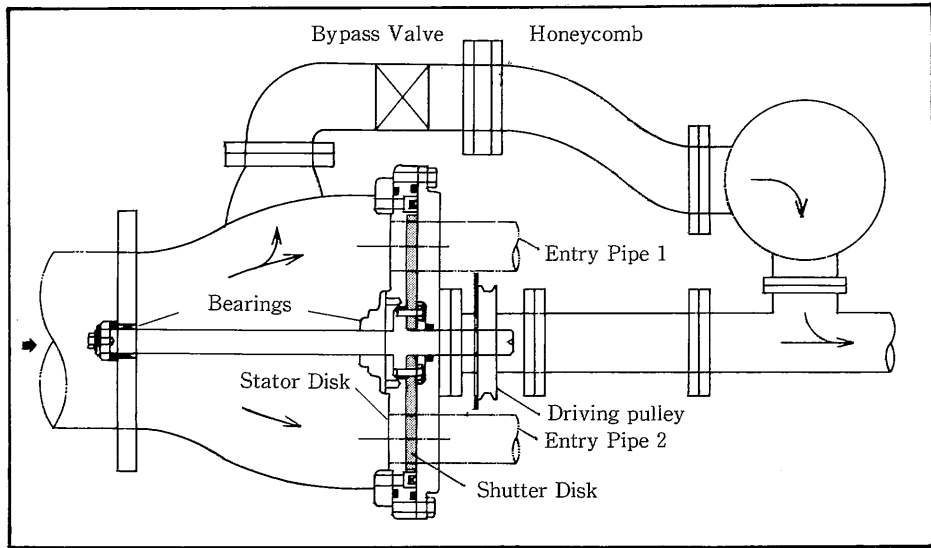


図1 円盤型脈動流発生装置

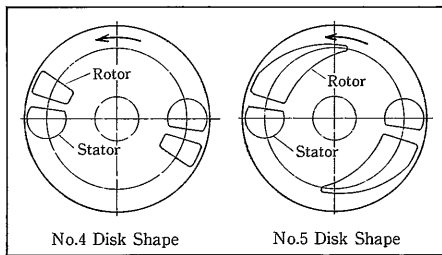


図2 円盤形状代表例

3. 結果および考察

3.1 パラメータの定義

前報<sup>1)</sup>で用いた振幅変化に着目した速度振幅比や圧力振幅比では、波形の違いを考慮できないので、あらたに圧力波形率 $\epsilon_p$ を以下のように定義した。これはBenson<sup>2)</sup>が提案しているもので、基本的には式(1)に示すように圧力振幅の実効値を平均圧力で除したものであり、電気工学で波形率と呼ばれているものと同じ考えである。ただし、実効値としては、内燃機関等で用いられている平均有効圧力の考え方を取り入れて、一周期の脈動流れがなす仕事量を定常流に置き換えた場合の値を想定し、実効値本来の形である直流成分を含めたものとした。すなわち、

$$\epsilon_p = \frac{\text{圧力波形のrms値}}{\text{圧力変動の時間平均値}} \quad (1)$$

圧力波形率 $\epsilon_p$ を算出するために、タービン入口で測定し

た全圧をフーリエ級数で近似する。

$$P_{01}(t) = P_{01m} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nt + b_n \sin nt) \quad (2)$$

このとき $P_{01}(t)$ のrms値は

$$P_{01}(t)_{rms} = [(P_{01m})^2 + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} (a_n^2 + b_n^2)]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

となる。さらに式(1)のままでは、 $\epsilon_p$ の値が小さく変化の傾向を表しにくい上に、大気圧までの膨張を基準にしたエネルギー量を考えるため、平均圧力から大気圧を減じたものを基準に考え、次式で表される $\epsilon_p$ を定義した。

$$\epsilon_p = \frac{[(P_{01m} - P_a)^2 + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^k (a_n^2 + b_n^2)]^{\frac{1}{2}}}{(P_{01m} - P_a)} \quad (4)$$

ここで5次以降は微小であるので $k=4$ 次までとした。

また同様に流速を基準にとれば速度波形率を定義できるが、実用を重視して考え、本報では圧力波形率を用いた。

3.2 波形の代表例

一般に、一つの排気過給機で多シリンダーを受け持つ場合、タービン入口部では、排気波形が重畳されピーク値を多数持った波形となる。この場合、脈動周波数は高くなるが、逆に振幅は平滑され流れの非定常性は弱まるものと思われる。また、前報<sup>1)</sup>によって、タービン性能予測に大きな影響を与える流れの因子は振幅であることが明らかにされているので、最大振幅を持つ脈動流を想定し、以下のような波形変化を行った。

波形の代表例を図3~7に示す。回転弁の回転角に対

研究速報として、タービン入口部の全圧 $P_{01}$ 、全温度 $T_{01}$ 、流速 $V_1$ 、動翼入口、出口の全圧 $P_{04}$ 、 $P_{05}$ 、ならびに軸トルク $Tq$ の諸量を表す。また、送尿管断面積を基準にとった弁開口面積変化を弁回転角に対して併せて表示してある。

これらの実験条件は、修正回転速度 $N^*=800$ 、脈動周波数 $f=10\text{Hz}$ におけるバイパス弁をほぼ全閉とした最大振幅のものである。ただし、バイパス弁を全閉にしても波形ごとに得られる最大振幅比は同一ではない。

波形No. 1の代表例を図3に示す。波形No. 1は、円盤開口部形状が円と円を組み合わせた最も基本的なものであり、円盤の回転角に対する開口部断面積は三角形に近いものとなる。得られた波形もロータリ弁に準じたものであるが、立ち上がりやや急勾配になっており、膨張波も比較的滑らかに減速している。

以下の供試波形は、機関からの排気吹き出しによる急激な管内圧力および流速の増加を考えて、波形の立ち上がりが全て急峻になるようにした。そのため、固定側円を図2に示すように一部ふさいで割円とし、さらに回転

側も弁開位置での形状を同様とし、そのうえで開口部形状を適宜変えて希望の波形とした。

図4に示すように波形No. 2は、急速な立ち上がり後、ゆるやかに減速し、低圧部が長くなるようにしたものである。流れの縮切時間が短くなり、得られる最大膨張比もいくぶん小さくなっているが、比較的実機関の排気に近い流れが得られている。

図5に示す波形No. 3は、高圧部の期間を長くした、いわゆる台形波もしくは方形波を模したものである。

図6の波形No. 4は、最大振幅が得られるように弁の開口時間を極力短くし、圧縮、膨張とも急激な変化を与え、先鋭化したパルス状の波形とした。

図7に示す波形No. 5は、以上の結果を踏まえてなるべく実機の排気波形に対応した形となるものとした。

### 3.3 速度振幅比と圧力波形率の関係

前報<sup>1),2)</sup>で用いた振幅変化に着目した速度振幅比 $\theta$ と式(4)で定義した圧力波形率 $\epsilon_p$ との関係の一例を図8に示す。この関係は、タービン個々の内部流動抵抗により、

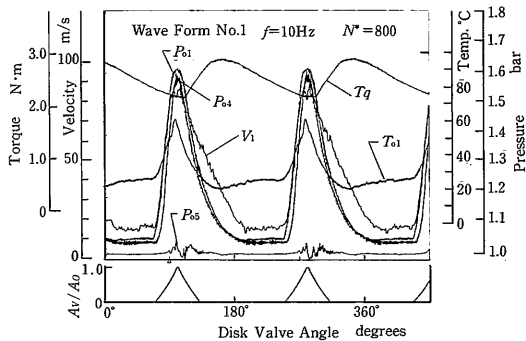


図3 波形No. 1代表例  
( $f=10\text{Hz}$ ,  $\theta=0.966$ ,  $\epsilon_p=1.376$ )

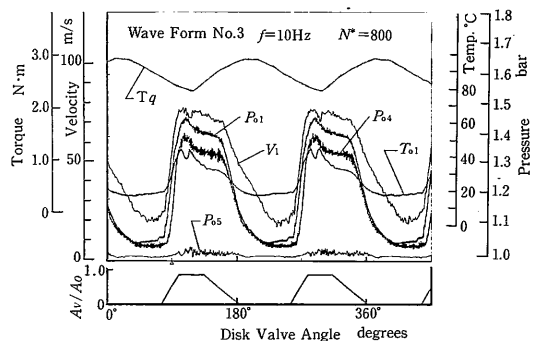


図5 波形No. 3代表例  
( $f=10\text{Hz}$ ,  $\theta=0.669$ ,  $\epsilon_p=1.209$ )

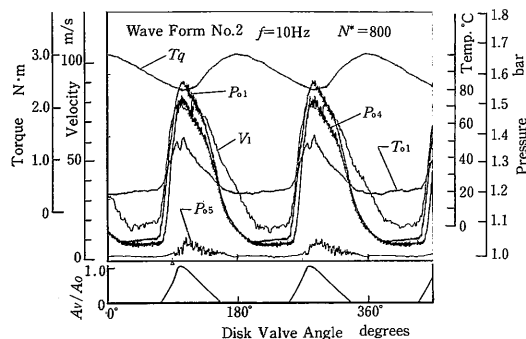


図4 波形No. 2代表例  
( $f=10\text{Hz}$ ,  $\theta=0.801$ ,  $\epsilon_p=1.285$ )

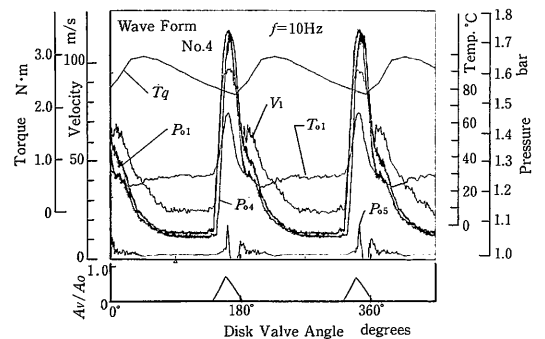


図6 波形No. 4代表例  
( $f=10\text{Hz}$ ,  $\theta=0.830$ ,  $\epsilon_p=1.372$ )

研究速報

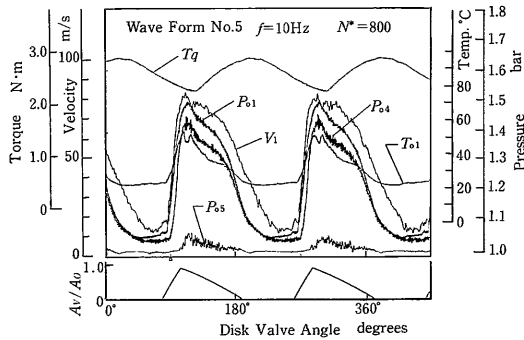


図7 波形No. 5代表例  
( $f=10\text{Hz}$ ,  $\theta=0.744$ ,  $\epsilon_p=1.217$ )

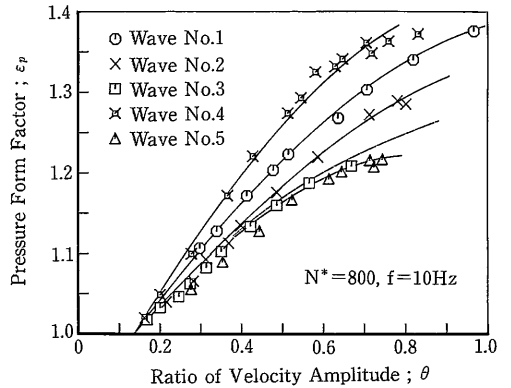


図8  $\theta$ と $\epsilon_p$ の関係 ( $f=10\text{Hz}$ )

また同一タービンにおいても周波数ごとに異なるなど直接の関数関係にはないが、同一の速度振幅比 $\theta=0.67$ について、 $\epsilon_p$ の値を比べると、波形No. 4は $\epsilon_p=1.343$ , No. 1:1.293, No. 2:1.250, No. 3:1.209, No. 5:1.206となる。このことより、先鋭な波形No. 4が同一振幅比に対し圧力波形率 $\epsilon_p$ が大きくなり、非定常性の強い流れといえる。逆に台形波もしくは方形波に準じたNo. 3の波形は比較的穏やかな波形ということになる。したがって、 $\epsilon_p$ は振幅を加味し、波形のひずみも表すことのできるパラメータと考えられる。

4. 結 言

タービン性能に与える波形の影響を調べるために、円盤型脈動流発生装置を試作し、以下のような結論を得た。

(1) 実機関に対応した各種脈動流れを得ることがで

き、良好な結果を得た。本装置は各種の脈動流実験にも適用できる。

(2) 圧力波形率は、脈動流れの振幅を加味し、波形のひずみを考慮でき、脈動流れを記述できる因子となる。  
(1990年6月26日受理)

参 考 文 献

- 1) 小西・吉識, 生産研究, 第42巻, 第2号(1990-2), 34.
- 2) 小西・吉識, 生産研究, 第42巻, 第5号(1990-5), 00.
- 3) Benson, R.S., SAE Paper 740739 (1974-9), 1.
- 4) 小菅・ほか3名, 機論, 44-386 (昭53-10), 3497.
- 5) 宮下・ほか3名, 石播技報, 13-3 (昭48-5), 259.
- 6) 小西・吉識, 日本ガスタービン学会誌, 18-69, (1990-6).