

車両用ターボ過給ディーゼル機関の排気管内脈動流の研究

A Study on Pulsating Flow in Exhaust Pipes of Automotive Turbocharged Diesel Engine

吉 識 晴 夫*・遠 藤 敏 彦*・水 越 潮**・高 間 信 行*
 Haruo YOSHIKI, Toshihiko ENDOH, Ushio MIZUKOSHI and Nobuyuki TAKAMA

1. ま え が き

内燃機関の性能、特にトルク特性の向上による燃費の改善や排気ガス対策を目的として、自動車用エンジンのターボ過給が広く用いられるようになった。車両用エンジンでは動圧過給が有利であり、タービンは脈動流によって駆動されるため、エンジン排気管内および排気タービンの脈動流特性が問題になる。

本研究においては、ターボチャージャを搭載したディーゼル機関の排気管内の非定常流れを測定すると共に、その流路系について特性曲線法を用いた数値計算を行い、圧力波形および流量特性について両者の比較検討を行った。

行った。なお、過給機圧縮機による過給は行わず、吸気は大気から取り入れた。測定は、各点の圧力を半導体圧力変換器(図1中P)およびマノメータ(同図M)で、温度をI-C熱電対(同図T)で計測した。圧力変換器の出力は、上死点検出パルスを時間基準にして、A-D変換器を用いて処理した。エンジン回転数は、1000, 1500, 2000 rpmの3通りとし、圧縮機の負荷最大点とサージ限界点の2点で測定した。

2. 主 な 記 号

- a : 音速
- F : 流路面積
- N_E : エンジン回転数
- N_T : タービン回転数
- p : 圧力
- t : 時刻
- v : 流速
- x : 一次元座標
- κ : 比熱比
- ρ : 密度

添字

- a : 大気状態
- ①, ②, ③ : 排気管合流部における方向

3. 実 験

図1に示すように、ターボ過給機(ロータ外径 $\phi 74$, ロータ羽根枚数11;図2)付きの直列6気筒ディーゼル機関(排気量5785 cc)を、直流動機で駆動して実験を

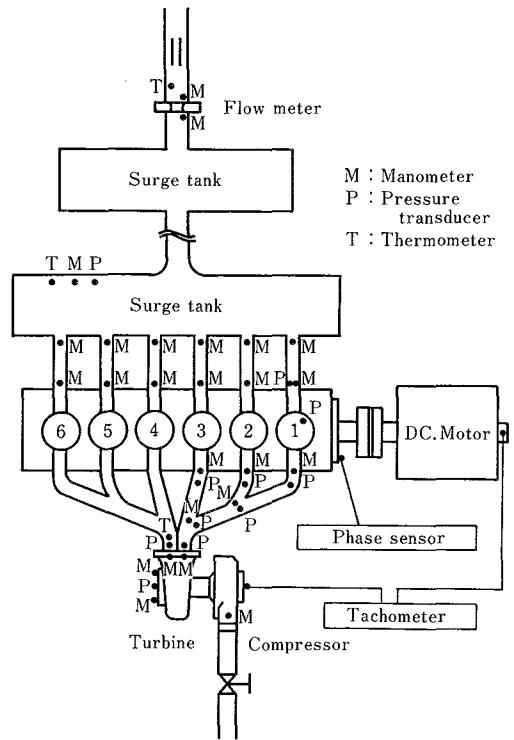


図1 実験装置概要

*東京大学生産技術研究所 第2部
 **関西電力㈱

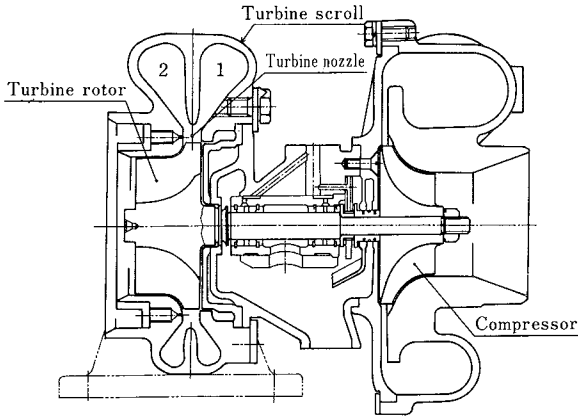


図 2 ターボ過給機

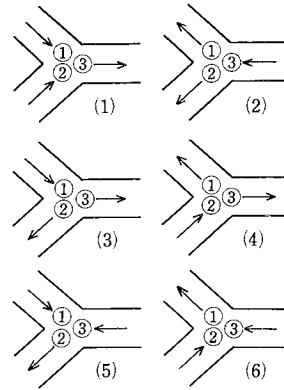


図 3 流れのパターン

4. 数 値 計 算

4.1 計算の仮定

排気タービンを含む管路系を一次元と考え、サージタンクおよびシリンダを容積とする。そして、容器内の状態は常に一様で、 δt 時間内は一定とする。また、排気管合流部での各管端の圧力は等しいと仮定する。

4.2 基礎式

流れを支配する方程式は、次のようになる。

質量保存の式：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{\rho v}{F} \frac{dF}{dx} \dots\dots\dots (1)$$

運動量保存の式：

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = f_b - f_f \dots\dots\dots (2)$$

エネルギー保存の式：

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} \right] = (\chi - 1) \rho (v f_f + q) \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 f_b は物体力で、タービンロータ内では遠心力のため、ロータ半径 r 、ロータ回転角速度 ω を用いて、 $f_b = r\omega^2(dr/dx)$ 、その他では、 $f_b = 0$ となる。 f_f は、管摩擦力で、管半径 d 、管摩擦係数 λ を用いて、 $f_f = (\lambda/d) \cdot (v^2/2) \cdot (v/|v|)$ となる。 q は、外部からの流入熱量であるが、今回は高温状態ではないので考慮しない。

式(1)~(3)より、Path line, Mach line I, Mach line II の 3 本の特性曲線が、下記のように得られる。

$$\left. \begin{aligned} dx &= v dt \\ dp - a^2 d\rho &= (\chi - 1) \rho (v f_f + q) dt \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

$$\left. \begin{aligned} dx &= (v + a) dt \\ dp + \rho a dv &= \left\{ -\frac{\rho a^2 v}{F} \frac{dF}{dx} + \rho a (f_b - f_f) + (\chi - 1) \rho (v f_f + q) \right\} dt \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

$$\left. \begin{aligned} dx &= (v - a) dt \\ dp - \rho a dv &= \left\{ -\frac{\rho a^2 v}{F} \frac{dF}{dx} - \rho a (f_b - f_f) - (\chi - 1) \rho (v f_f + q) \right\} dt \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

4.3 境界条件

排気管合流部以外の境界条件は、既報¹⁾とほぼ同様であるので、排気管合流部についてのみ以下に記す。

4.3.1 排気管合流部境界条件

排気管合流部では、図3に示す6つの流れのパターンが考えられる。パターン(1)の流れの向きを正方向とすると、境界条件は、以下のようになる。

質量保存の式：

$$\rho_1 v_1 F_1 + \rho_2 v_2 F_2 = \rho_3 v_3 F_3 \dots\dots\dots (7)$$

等圧条件の式：

$$p_1 = p_2 = p_3 \dots\dots\dots (8)$$

および、エネルギー保存の式：

(a) 合流する場合 (パターン(1)を代表に考える)

$$\begin{aligned} \rho_1 v_1 F_1 \left[\frac{\chi}{\chi - 1} \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{1}{2} v_1^2 \right] &+ \rho_2 v_2 F_2 \left[\frac{\chi}{\chi - 1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{1}{2} v_2^2 \right] \\ &= \rho_3 v_3 F_3 \left[\frac{\chi}{\chi - 1} \frac{p_3}{\rho_3} + \frac{1}{2} v_3^2 \right] \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

(b) 分流する場合 (パターン(3)を代表に考える)

$$\begin{aligned} \frac{\chi}{\chi - 1} \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{1}{2} v_1^2 &= \frac{\chi}{\chi - 1} \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{1}{2} v_2^2 \\ &= \frac{\chi}{\chi - 1} \frac{p_3}{\rho_3} + \frac{1}{2} v_3^2 \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

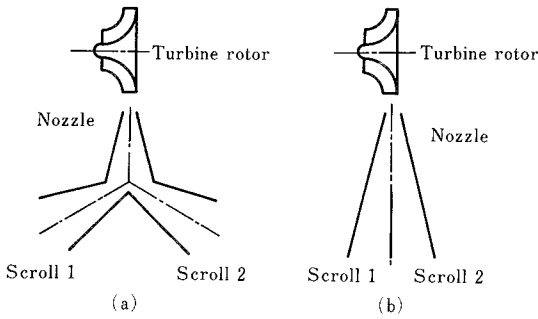


図4 タービンスクロール内合流部の流れ

また、3方向のいずれかの流速が零に近いとき、計算が不安定となることがある。そこで、非常に遅い流速を零と置く補助パターンを考えた。

以上の流れのパターンと使用方程式との間に矛盾が生じないように、3方向の流速を常にチェックして計算を行った。

4.3.2 逆流損失 タービンスクロール内の合流部の流れを図4(a)(b)に示す。図4(a)に示すように、この合流部を等圧モデルのみで記述しようとする、ノズル側とスクロール側の流れを等価に評価してしまう。しかし、実際の流路形状は、図4(b)のようになっており、スクロール側からの流れがもう一方のスクロールへ逆流するような流れは、ほとんどありえない。そこで、次式の形で逆流損失を考慮し、流れに選択性を与えた。

$$\Delta p = \xi \frac{1}{2} \rho v^2 \dots\dots\dots (11)$$

4.4 計算

本計算では、(1)タービンノズル流出角 ($\alpha=24^\circ$) およびタービンロータ流出角 ($\beta=40^\circ$) は一定とし、(2)吸気は平均吸気圧中からシリンダ内へ取り入れることとした。

計算に用いたシリンダ内圧力および温度の初期値は、吸気側サージタンク内時間平均圧力および温度の実験値の状態にシリンダ内に流入した空気が、シリンダ容積に応じて断熱変化すると考えた場合の排気弁開き始めのシリンダ内圧および温度を用いた。

計算は FACOM M-380 Q で行い、計算時間 (CPU 時間) は、メッシュ数 303 に対し 5 周期分 (クランク角、 $720^\circ \times 5$) の計算で、5~10 分であった。

5. 結果および考察

代表として、エンジン回転数 $N_E=1990$ rpm、タービン回転数 $N_T=45510$ rpm の場合について、実験結果と 5 周

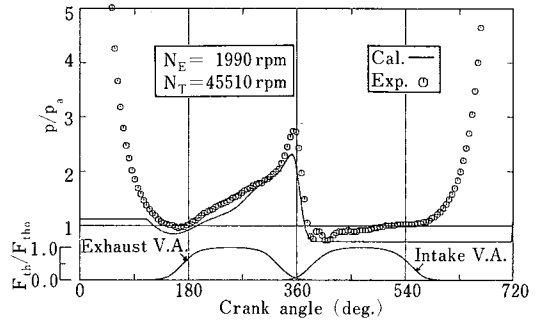


図5 第1シリンダ内圧力

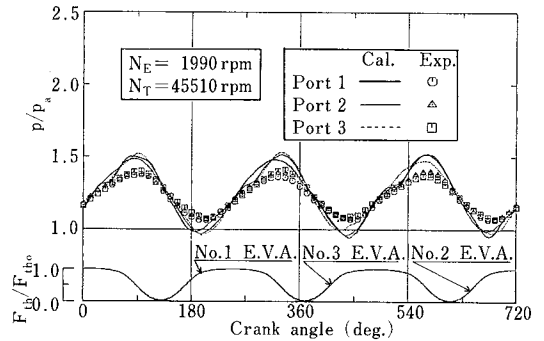


図6 排気管入口圧力

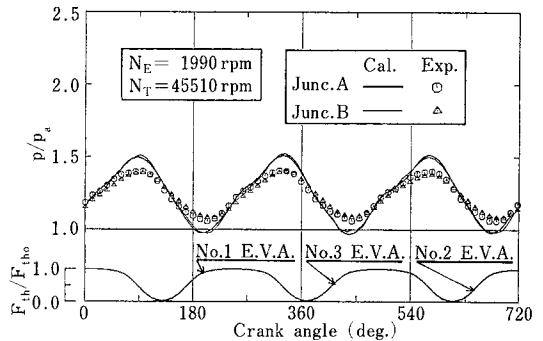


図7 排気管合流部圧力

期目の計算結果を用いて考察を行う。図5~8に、実験および計算の第1シリンダ内圧力、排気管入口圧力、排気管合流部圧力、タービンスクロール入口およびタービンノズル出口圧力の波形を大気圧との比の形で示す。図の横軸はエンジンのクランク角で、第1シリンダの膨張行程上死点を 0° としている。また、いずれの図においても、記号が実験結果、曲線が計算結果を示す。なお、各図の下部に、排気弁の最大スロート面積に対する開度を

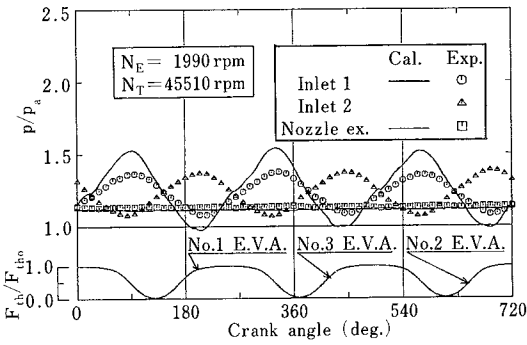


図 8 タービンスクロール入口およびタービンノズル出口圧力

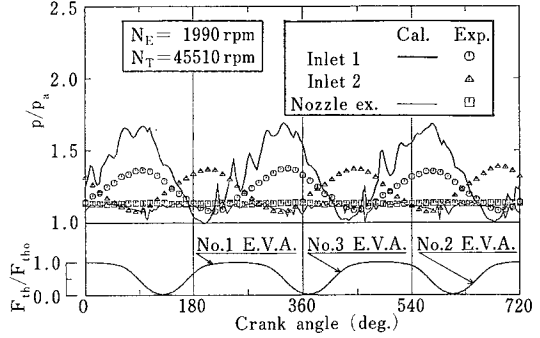


図 9 タービンスクロール入口およびタービンノズル出口圧力 (逆流損失を考えない場合)

表 1 タービンスクロール入口における実験値と計算値の比較 ($N_E=1990$ rpm, $N_T=45510$ rpm の場合)

	実験値	計算値	相対誤差 (%)
時間平均圧力 (p/p_a)	1.226	1.243	+1.4
質量流量 (kg/s)	0.0898	0.0929	+3.5

示している。また、図 7 の Junc.A は第 1 シリンダと第 2 シリンダの排気管の合流部を、Junc.B は上記合流管と第 3 シリンダの排気管との合流部を表す。図 8 の Inlet 1 は第 1～3 シリンダ側のタービンスクロール入口を、Inlet 2 は第 4～6 シリンダ側の入口を意味する。

5.1 圧力波形および時間平均値

いずれの計算でも、圧力波の波形と位相は実験とほぼ一致している。また、表 1 に、タービンスクロール入口における時間平均圧力および質量流量の実験値と計算値の比較をした。他の実験条件に対してもほぼ同様の結果が得られており、本計算により、かなりの精度で流れの予測ができたと思われる。

5.2 逆流損失

排気管合流部での逆流損失の影響を考察するため、逆流損失を考えない場合の計算結果を図 9 に示す。図 8 と比較すると、高周波の大きな圧力変動がみられる。これは、スクロール合流部におけるノズル側の流れが非常に遅くなったときに生じる流れの揺らぎのためと考えられ

る。ここには図示しなかったが、この逆流損失は排気マニホールド内の合流部ではほとんど影響を持たず、タービンスクロール合流部でのみ効果があることから、以上のことが明らかとなった。

6. 結 論

1) 非定常一次元流れを仮定し、排気管合流部を等圧と考えたモデルで近似し、流れのパターンによる計算条件の選択を確実に行えば、排気管およびタービン内の非定常流れを、かなりの精度で予測することができる。

2) 特性曲線法による計算は、計算時間が短いことを特長としている。また、本計算では、排気タービンの定常流特性を必要とせず、単に幾何学的形状のみがあれば、シミュレーションを行うことができる。

3) 本研究の計算法を用いて、過給機付きディーゼル機関の運転時の吸排気管内の非定常流れの予測をし、実機設計に役立てることができると考える。

最後に、種々データを提供していただいた、いすゞ自動車の秋葉機四郎、大谷正彦の両氏およびいろいろと検討して下さいた都立科技大の田代伸一氏に、お礼申し上げます。(1986年5月9日受理)

参 考 文 献

1) 吉識ほか 3 名, 機論, 45-394 (昭 54-6), 4272