ディーゼル排ガス流量の直接測定法に関する研究*
(渦排ガス流量計の開発)山崎 哲^{*1}, 篠崎 修^{*2}, 細井 賢三^{*3}Study on Direct Measurement of Diesel Exhaust Gas Flow Rate
(Development of Vortex Exhaust Gas Flowmeter)Akira YAMASAKI, Osamu SHINOZAKI^{*4} and Kenzo HOSOI^{**} National Institute of Advanced Industrial Science and Technology, Energy Utilization Institute,
1-2 Namiki, Tsukuba-shi, Ibaraki, 305-8564 Japan

The partial flow dilution tunnel system is one of the most typical systems to measure the particulate matter emission from diesel engines. This system requires to lead the exhaust gas to the tunnel at a constant split ratio, and to confirm the uniformity of the split ratio during test. Due to lack of real time measurement procedure of exhaust gas flow in transient condition, partial flow dilution system is currently applied only to steady-state engine operating conditions. This paper describes a vortex exhaust gas flow meter with resonator developed to realize the direct flow rate measurement in transient engine operating conditions. Results of the several scheduled driving tests defined for emission test lead that the developed gas flow meter system has enough accuracy in measuring the exhaust gas flow rate in transient conditions.

Key Words: Diesel Engine, Particulate Matter, Partial Flow Dilution System, Exhaust Gas Flow Rate, Vortex Flowmeter, Unsteady Flow, Pipe Flow, Method of Characteristics

1. 緒 言

ディーゼル車から排出される粒子状物質の測定は、希釈トンネルを用いて行われる。希釈トンネルには、排ガスの全量を希釈する大規模な装置である全量希釈トンネルがある。それに対して、小形で省エネルギー形の部分希釈トンネルが開発され、現在では国内を問わず世界的に広く普及⁽¹⁾している。

この希釈トンネルでは、排ガス流量の一部をつねに一定の比率(以後、分割比)で、希釈トンネルに導かねばならず、また、つねに一定になっていることを確認する必要がある。しかし、排ガス流量を直接測定する手段がないため、分割比は、ディーゼルエンジン(以後、エンジン)が一定条件で運転されている定常状態でしか確認できない。そのため、現状の部分希釈トンネルは、定常運転モードしか対応できず、現状の部分希釈トンネルを過渡運転モードに対応可能とするに

は、排ガス流量を直接測定する技術開発が必要不可欠である。

ところで、排ガス流量を直接測定し得る可能性がある流量計として、エンジンの吸入空気流量計として広く用いられてきている超音波流量計、あるいはエンジンの車載用吸入空気流量計として用いられてきたカルマン渦流量計(以後、渦流量計)がある。

超音波流量計を用い、排ガス流量を直接測定する方法については、既報⁽²⁾にて報告している。本報では、渦流量計に着目し、排ガス流量を精度よく測定するには、渦流量計に共鳴箱を付設することが有効であることを、エンジン脈動流シミュレータ(以後、シミュレータ)を開発したうえで確認し、共鳴箱を付設した渦排ガス流量計にて、国内外で規定されている排ガス試験モードで、精度確認を行った。

おもな記号

F : 管断面積 m^2

E : 単位質量あたりの全エネルギー J/kg

T : 絶対温度 K

c_v : 定容比熱 $\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$

d : 管直径 m

e : 単位質量あたりの内部エネルギー J/kg

* 原稿受付 2003年9月9日。

^{*1} 正員, 元産業技術総合研究所。

^{*2} 正員, 産業技術総合研究所(☎305-8564 つくば市並木1-2 つくばセンター東)。

^{*3} 正員, (財)日本自動車研究所(☎305-0822 つくば市苅間2530)。

E-mail: o-shinozaki@aist.go.jp

f_{coef} : 管の摩擦損失係数

p : 圧力 Pa

q : 単位時間単位質量あたりの管壁への伝熱量
W/kg

r : 半径方向座標 m

t : 時間 s

u : x 軸方向の流速成分 m/s

v : y 軸方向あるいは半径方向の流速成分 m/s

x : x 軸方向座標 m

y : y 軸方向座標 m

κ : 熱伝導率 W/(m・K)

λ : 空気過剰率

μ : 粘性係数 Pa・s

ξ : 単位長さあたりの管曲がり損失係数 m^{-1}

ρ : 密度 kg/m^3

2. シミュレータ

種々のエンジンに対応できるようにするため、エンジン各部の構成要素を容器(シリンダ)部、管部、絞り接合部、管断面積違い接合部、分岐接合部、開放端部、閉止端部の結合で表現し、管部は一次元非定常圧縮性流れとして取扱い、特に複雑な流れが発生することが予想される部分は深さを考慮し、さらに軸対称性も考慮した二次元非定常圧縮性流れとして取扱った。以下に計算基礎式および計算方法を示す。

2・1 一次元脈動流計算モデルの基礎式

・連続の式

$$\frac{\partial \rho F}{\partial t} + \frac{\partial \rho u F}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

・運動方程式

$$\frac{\partial \rho u F}{\partial t} + \frac{\partial \rho u^2 F}{\partial x} = -\rho F \left(4 \frac{f_{\text{coef}}}{d} + \xi \right) \frac{u|u|}{2} - F \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

・エネルギー保存式

$$\frac{\partial \rho F E}{\partial t} + \frac{\partial \rho u F E}{\partial x} = \rho F q - \frac{\partial p F u}{\partial x} \quad (3)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} E &= e + \frac{1}{2} u^2 \\ e &= \int c_v dT = f(\lambda, T) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

・ガス組成式

$$\frac{\partial \rho F \lambda}{\partial t} + \frac{\partial \rho u F \lambda}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

・状態方程式

$$p = g(\rho, \lambda, T) \quad (6)$$

2・2 二次元脈動流計算モデルの基礎式 基礎式

Fig. 1 Coordinate systems of the two-dimensional calculation

を図1に示す x - y 平面座標および x - r 円筒座標に共通な形で表す。

・連続の式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho v}{\partial y} = 0 \quad (7)$$

・運動方程式

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho u^2}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho u v}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \Pi_{xx}}{\partial x} \\ &+ \frac{1}{r} \frac{\partial r \Pi_{xy}}{\partial y} \quad (8\cdot a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial \rho u v}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho v^2}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \Pi_{xy}}{\partial x} \\ &+ \frac{1}{r} \frac{\partial r \Pi_{yy}}{\partial y} - \frac{\Pi_{\theta}}{r} \quad (8\cdot b) \end{aligned}$$

・エネルギー保存式

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial \rho e u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho e v}{\partial y} &= \rho q - p D \\ &+ \Pi_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \Pi_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{v \Pi_{\theta}}{r} + \Pi_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \Pi_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} \\ &+ \kappa \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\kappa}{r} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (9) \end{aligned}$$

ここで、

$$D = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r v}{\partial y} \quad (10)$$

$$e = \int c_v dT = f(\lambda, T) \quad (11)$$

・ガス組成の式

$$\frac{\partial \rho \lambda}{\partial t} + \frac{\partial \rho u \lambda}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho v \lambda}{\partial y} = 0 \quad (12)$$

・状態方程式

$$p = g(\rho, \lambda, T) \quad (13)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} \Pi_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r v}{\partial y} \right) \\ \Pi_{xy} &= \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ \Pi_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r v}{\partial y} \right) \\ \Pi_{\theta} &= Cyl \left[2\mu \frac{v}{r} - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial r v}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

また、 r および Cyl は次のように設定される。

$x-y$ 平面座標系： $r=1.0$, $Cyl=0.0$

$x-r$ 円筒座標系： $r=y$, $Cyl=1.0$

2・3 脈動流計算方法 計算は次の3段階に分けて行う。

(1) 第1段階 FLIC法⁽³⁾に従い、陽的 Lagrangian 計算を行う。なお、流体は半完全ガスとして取扱い、Borman らが用いた半完全ガスの式⁽⁴⁾⁽⁵⁾を用いた。また、一次元計算において、管摩擦係数、およびベント管やエルボ管の曲がり損失係数は、機械学会技術資料⁽⁶⁾をもとに数式として組み込んだ。さらに、管壁からの熱損失量は、管内から大気までのおおの熱伝達、熱伝導を考慮⁽⁷⁾し求めた。二次元計算は、曲線座標変換法⁽⁸⁾を用い、境界層モデルは壁関数⁽⁹⁾を用いた。

(2) 第2段階 SALE法⁽¹⁰⁾に従い、Newton-Raphson の反復法により連続の式を満足する新しい時刻での圧力と流速を計算する。

(3) 第3段階 Chakravarthy の三次精度 TVD スキーム⁽¹¹⁾に従い、移流項の計算を行う。なお、二次元計算における深さの考慮は、この段階で行う。

2・4 容器(シリンダ)部計算モデル 容器内では圧力、温度、ガス組成は均一で、流入したガスは瞬時に混合するものとし、シリンダ内については、熱発生率を Wiebe の関数にて与え、熱損失を求めるために必要な熱伝達率は Woschni の式⁽¹²⁾を用いた。

2・5 境界部計算モデル 絞り接合部、管断面積違い接合部、分岐接合部、開放端部、閉止端部の境界部は、由良の定常流境界条件⁽¹³⁾と特性曲線法を組合せ求めた。また、一次元部と二次元部の接合部は、二次元部内に仮想節点を設け、その状態量は近傍の要素から距離に反比例した重み付けのうえ求め、Two-Step Lax-Wendroff 法⁽¹⁴⁾を用い新しい時刻の状態量を求めた。ただし、二次元計算における時間ステップは、一次元計算におけるそれに比べ極めて小さく、そのため、一次元計算により得られた新しい時刻の接合部状態量を時間内挿により、二次元計算における接合部の状態量とした。なお、境界部における圧力損失は、機械学会技術資料⁽⁶⁾をもとに数式および表関数として組み込み⁽⁷⁾求めた。

3. シミュレータの検証

3・1 実験装置 供試エンジンは、水冷四サイクル直接噴射式自然吸気方式(排気量 8.2 L, 6 気筒)であり、平成 6 年度排出ガス規制適合車の搭載エンジン

である。測定装置は既報⁽²⁾の装置と基本的には同一仕様ではあるが、超音波排ガス流量計の上流に、直列に多点レーザ流速計⁽¹⁵⁾を設置し、両者により流速等を同時測定可能とした。また、超音波排ガス流量計の流速・音速測定点に対する多点レーザ流速の流速測定点との相対位置は、1 075 mm 上流に位置する。なお、超音波排ガス流量計の流速・音速測定点にて、排気脈動圧力も測定した。

供試超音波排ガス流量計は、既報⁽²⁾の供試流量計に対し、多点レーザ流速計⁽¹⁵⁾と同様に、エンジンのクランク軸に連動した回転パルスを基準に、超音波を V 形同時送信する方式である。なお、排ガス温度および排ガス質量流量は、既報⁽²⁾の各種流量の計算方法にて示した方法にて求め、この一連の測定処理をクランク角 0° から 715° まで、5° 間隔にて変化させた。

3・2 実験方法 実験は、アイドリングと定格点に対する回転速度比率を、40% から 100% まで 20% ごとに変化させ、同時におおの回転速度比率において、最大負荷を測定し、負荷率を 20% から 100% まで 20% ごとに変化させた。したがって、測定点数は 21 点である。

3・3 シミュレータの計算条件 シミュレータを用いた計算は、実験から得られていた筒内圧力を燃焼解析を行うことにより、熱発生率を Wiebe の関数で表現し、シミュレータに入力し、同時に吸入口から排気煙道につながる排気口までの配管条件を入力した。また、シミュレータによる計算は、管の部分すべて一次的に取扱う場合と、エンジンの吸排気管を深さを考慮した二次元 $x-y$ 平面座標系にて扱うのに加えて、排気脈動流速等の測定部分を $x-r$ 円筒座標系で取扱う場合に分けて行った。ここで、脈動流速等の測定部分は、上流から整流を目的とした直管、多点レーザ流速計、直管、そして超音波排ガス流量計の順序にて接続されており、おおのの管長は、上流から 1 028, 1 000, 300, 450 mm で、全長 2 778 mm である。さらに、サージタンクは容器、分岐接合部等は境界部として取扱った。そして、計算の収束条件として既報⁽²⁾の器差算出方法に準じ、吸入口の質量流量と筒内に投入した燃料質量流量を加えた吸入側質量流量と、排気口の排ガス質量流量との差が $\pm 5\%$ 以内になったとき、計算は収束したものとした。なお、この一連の計算は、実験測定点 21 点について行った。

3・4 実験結果と計算結果の比較 実験結果とシミュレータによる計算結果の比較を図 2 に示す。図 2 は上から、排気管出口部の圧力、超音波排ガス流量計部の圧力と温度、多点レーザ流速計管中心部の流速と

Fig. 2 Comparison of the numerical result with the experimental result

管径の1/2円部の流速，超音波排ガス流量計の流速と質量流量比較の順序で示している。また，横軸はクランク角を示し，第1気筒の燃焼上死点は 180° である。そして，回転速度比率60%，負荷率60%の条件と回転速度比率80%，負荷率80%の条件について示している。なお，管部をすべて一次元的に取扱った結果は1D，吸排気管および脈動流速等の測定部分のみを二次元的に取扱った結果は2Dとして識別している。

いずれの諸量についても，実験値と計算値は，ほぼよく一致していることを示し，開発したシミュレータは，排気流れを模擬し得ることがわかる。また，管の部分すべてを一次元的に取扱った結果と，吸排気管および測定管のみを二次元的に取扱った結果とでは，実験値に比べ，顕著な違いはなく，今後の計算では，吸

排気管は一次元的に扱うことにした。

4. 渦流量計の内部流動解析

渦流量計を設置した場合のエンジンベンチにおける測定システムの系統を図3に，渦流量計の各種センサの配置を図4に，そして渦パルスセンサの詳細を図5に示す。

供試渦流量計の体積流量を求める手順は，渦発生体から生じた渦が通過する時間間隔を，流入方向に垂直方向の流速成分(以後， y 方向成分)の正負を圧電素子にて測定することにより求め，そしてその逆数を取り周波数を求める。また，事前に定常流実験から渦1周期の体積流量を求めており，それと周波数を乗じることで体積流量を求めている。

Fig. 3 Block diagram of measuring system by a vortex exhaust gas flowmeter

そのため、排気脈動流の流速振幅あるいは脈動周波数が、発生する渦に悪影響を及ぼし、ひいては流量測定精度が悪化することが予想される。

ところで、排気脈動流の流速振幅を減衰させるには、Hermholtz 形共鳴箱が有効であることが知られ、エンジンの排気脈動流速の振幅を抑制する目的でもしばしば用いられている⁽¹⁶⁾。しかし、共鳴箱を、どのエンジン回転速度の脈動流を想定して設計付設すべきか不明なため、図3に示す配管系に共鳴箱を付設しない場合について、シミュレータにて渦流量計の内部流動解析を実施した。なお、解析は渦流量計を、約1万の要素に分割したうえで二次元 $x-y$ 座標系にて取扱い、吸排気管を含めその他管の部分は一次元的に取扱った。そして、サージタンクを容器、分岐集合部等は境界部として取扱い、3・2節の実験測定点21点につき解析を行った。

共鳴箱付設予定位置における無次元流速変動比率を図6に示す。渦流量計の渦発生体から発生する渦は、排気脈動流の流速振幅が大きい場合でも、その平均流速が大きければ、渦は発生するものと考え、クランク角 720° 間で最大流速振幅を求め、同時に平均流速を

Fig. 4 Layout of various sensors on a vortex flowmeter

Fig. 5 Detail of a vortex pulse sensor

Fig. 6 Contour of fluctuation in exhaust gas velocity without resonator

Fig. 7 Fluctuations of calculated exhaust gas flow rate by y component velocity at the point of a vortex pulse sensor

求め、最大流速振幅を平均流速で除し、無次元流速変動比率とした。図6より、回転速度比率60%、負荷率60%付近の点で、流速変動比率は最大となっていることがわかる。

そこで、回転速度比率60%の流速振幅を減衰させる目的にて、その回転速度比率の脈動周波数を求め、求めた脈動周波数と付設する共鳴箱の共鳴周波数が同一になるように、Helmholtzの共鳴周波数の式⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾を用い、頸部径80mm×長さ30mm、内径492.2mm×長さ410mmの円筒形の共鳴箱を設計した。そして、その共鳴箱の効果を確認すべく、共鳴箱を付設した場合について、上述の共鳴箱を付設しない場合の計算と同様に、シミュレータにて渦流量計の内部流動解析を実施した。なお、解析は共鳴箱を容器として取扱い、付設位置はエンジン出力性能への影響を考慮し、エンジンから可能な限り離れた位置である渦流量計整流器(図3機器番号⑪)の直前とした。

回転速度比率60%、負荷率60%における渦流量計質量流量変動の共鳴箱有無比較を図7に示す。渦流量計の質量流量は次の手順により求めた。まず、実際の測定と同様に渦パルスセンサにおける、その時点の体積流量を求めておく。そして、実際の測定点における

Fig. 8 Contours of vorticity

時々刻々の温度・圧力を、クランク角720°分について平均を取り、それらの値から密度を求め、それを体積流量に乗じることで、質量流量を求めた。図7より、共鳴箱を付設した場合は付設しない場合に比べ、質量流量の変動振幅が小さくなり、共鳴箱付設の効果がわかる。

次に、回転速度比率60%、負荷率60%、クランク角520°近辺における渦流量計渦度分布の共鳴箱有無比較を図8に示す。図8より、共鳴箱を付設するほうが、渦流量計後方にわたり、渦度は減衰せずに安定していることがわかる。

図9に、渦度比を示す。渦度比は、おのおのの計算点で、渦パルスセンサ位置における渦度についてクランク角720°分の時間変化を高速フーリエ変換し、最大渦度レベルを求め、共鳴箱を付設した場合の最大渦度レベルを共鳴箱を付設しない場合の最大渦度レベルで除した値である。図9より、渦度比はほぼ全域で、1.0以上を示していることから、共鳴箱を付設したほうが、強い渦度が得られ、安定した質量流量を得ることができることがわかる。

次に、共鳴箱を付設しない場合と共鳴箱を付設した場合の渦流量計の性能比較結果を図10に示す。図10の横軸は、吸入口の質量流量と筒内に投入した燃料質量流量を加えた吸入側質量流量を取り、縦軸には図7に示した渦流量計の質量流量を求めた方法にて、クランク角720°間の質量流量変化をプロットしてある。図10中の記号△は共鳴箱を付設しない場合の結果を示し、記号○は共鳴箱を付設した場合の結果である。図10より、共鳴箱を付設した場合の結果のほうが、共鳴箱を付設しない場合の結果に比べ、回帰線の傾きは

Fig. 9 Contour of vorticity ratio

Fig. 10 Relationship between inlet mass flow rate and exhaust gas mass flow rate in the vortex calculation result

1.0に近く、相関係数も1.0に近い。したがって、エンジンの脈動流下で渦流量計を用いて流量を測定するには、共鳴箱を付設することが有効であることがわかる。

以上のことは、脈動流速の振幅が大きい場合は、渦発生体から発生する渦は弱く(過度は小さく)乱れ、体積流量を求めるのに必要な渦発生周期の測定が困難になることを意味する。したがって、その対策として共鳴箱を付設することにより、脈動流速の振幅は小さく平滑化でき、その結果渦発生体から強く安定した渦が発生したものと考える。

5. 渦流量計の精度確認

5.1 実験装置 供試エンジンは、シミュレータの検証に用いた同一のエンジンであり、エンジンベンチにおける測定システムの系統図を図3に示す。測定

Fig. 11 Instrumental error in the Japanese diesel-13 mode test

Fig. 12 Instrumental error in the ECEI-13 mode test

装置は既報⁽²⁾の装置と基本的には同一仕様の装置であり、超音波流量計に代わって渦流量計と共鳴箱、そしてブローパイガス流量を測定するため、小形の渦流量計を設置している。

5.2 実験方法 試験方法は、既報⁽²⁾と同じ要領にて定常運転モード試験⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾および過渡運転モード試験⁽²¹⁾⁽²²⁾を実施した。また、吸入空気質量流量等の各種流量は、既報⁽²⁾と同様の方法にて計算した。ただし、渦流量計の場合、温度は測定値を用い、排ガスのガス定数は、乾き空気の数値を用いた。また、器差を求めるに際しては、ブローパイガスの質量流量を考慮した。

5.3 精度確認結果 定常運転モード試験結果として、2種類のモード試験における、各モード点と器差の関係を、図11および図12に示す。図11、12より、いずれのモードにおいても、モードを通した13点の平均器差は±2%以内であり、各モード点における器差も、±3%程度以内である。したがって、本排ガス流量計は、高温の脈動流下においても適応できることが確認できた。

また、過渡運転モード試験結果として、各モードにおいて、3回実施した試験結果を表1に示す。いずれのモードにおいても、3回の平均器差は、±2%以内であり、各試験ごとの器差のばらつきも極めて小さい。

次に、FTP-1199モードにおいて、1回めの試験で得た吸入側質量流量、排ガス質量流量の時間変動を図13に示す。なお、吸入側流量の遅れを考慮する必要があるため、既報⁽²⁾と同様に、サージタンクを含めた

Table 1 Instrumental error in the transient mode test

Mode	Instrumental error %			
	1	2	3	mean
FTP-1199	-1.34	-1.45	-1.29	-1.36
ETC	-0.94	-1.39	-2.06	-1.26

Fig. 13 History of inlet mass flow rate and exhaust gas mass flow rate in the FTP-1199 mode test

吸・排気の配管系と燃料配管系の遅れ時間と時定数を求めた。これらの遅れ時間と時定数を用いて、ラプラス変換の応用である Z 変換⁽²³⁾の手法を適用し、吸入側の各質量流量に対し遅れ補正を施した。

図13より、モード開始から終了まで、吸入側質量流量と排ガス質量流量は、ほぼ一致しており、過渡運転状態においても十分な精度で測定できることがわかる。

6. 結 言

本研究では、排ガス流量を直接測定するために、エンジンの車載用吸入空気流量計として広く用いられている渦流量計を、直接排ガス流量計に応用し、精度よく測定できるように改良を加え、以下の結論を得た。

(1) 曲線座標変換法とFLIC法、SALE法、三次精度のTVD法、さらに流体を半完全ガスで取扱う方法等を組合せたシミュレータの計算結果は、質量流量の影響因子である温度・圧力・流速の実測結果とよく一致し、シミュレータは排気流れを模擬できる。

(2) 渦流量計を用いてエンジンの排気脈動流下で質量流量を求めるには、無次元流速変動比率が最大になるエンジン作動点に共鳴させるように、Helmholtzの共鳴周波数の式を用い設計した共鳴箱を付設するのが有効であることを、シミュレータの計算結果より示した。

(3) 実験にて、定常運転モードでの器差は、 $\pm 2\%$ 程度以内、過渡運転モードにおいて、モード全体の積算流量から求めた器差は $\pm 2\%$ 程度以内である。

以上のように、今回開発した渦排ガス流量計は、既

報で報告した超音波排ガス流量計と同等に、エンジンの運転状態により時々刻々と変化する高温脈動流下において、その精度は満足できるものであり、部分希釈トンネルと組合せた排ガス試験に適用可能と考えられる。

本研究の実施にあたり、(独)産業技術総合研究所計量標準研究部門 高本正樹流量計測科長、同じく産官学連携部門 齊藤敬三産官学連携コーディネータから適切な指導をいただいた。多点レーザ流速計の製作では(株)小野測器、渦排ガス流量計の製作では(株)オーバル、超音波排ガス流量計の製作では(株)カイジョーの各社関係者の皆様にご尽力いただき、また、供試エンジンの準備を含め実験に際し、(財)日本自動車研究所の各位には、多大なご協力をいただいた。ここに、記して厚く感謝の意を表す。

文 献

- (1) ISO/CD 8178-1 (1992).
- (2) 山崎哲・高本正樹・細井賢三・山崎均・新井悟司・清水和義、ディーゼル排ガス流量の直接測定法に関する研究(超音波排ガス流量計の開発)、機論, **66**-642, B (2000), 619-626.
- (3) Gentry, R. A., Martin, R. E. and Daly, B. J., An Eulerian Differencing Method for Unsteady Compressible Flow Problems, *J. Comput. Phys.*, **1** (1966), 87-118.
- (4) Newhall, H. K. and Starkman, E. S., Thermodynamic Properties of Octane and Air for Engine Performance Calculation, *SAE Paper*, No. 633 G (1963).
- (5) Krieger, R. B. and Borman, G. L., The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines, *ASME 66-WA/DGP-4* (1967).
- (6) 日本機械学会編、管路ダクトの流体抵抗、技術資料, (1979), 53-100.
- (7) 中川智視・松良悦正・ほか2名、吸排気管内脈動解析法の改良、自動車技術, **48**-4 (1994), 34-40.
- (8) Thompson, J. F., Automatic Numerical Grid Generation of Body-Fitted Curvilinear Coordinate System for Field Containing Any Number of Arbitrary Two-Dimensional Bodies *J. Comput. Phys.*, **15** (1974), 299-319.
- (9) 香月正司・中山顕、熱流動の数値シミュレーション, (1990), 51-54, 森北出版.
- (10) Amsden, A. A., Ruppel, H. M. and Hirt, C. W., SALE: A Simplified ALE Computer Program for Fluid Flow at All Speeds LASL Report, LA-8095 (1980), 10-11.
- (11) Chakravarthy, S. R. and Osher, S., A New Class of High Accuracy TVD Schemes for Hyperbolic Conservation Laws, *AIAA Paper*, 85-0363 (1985).
- (12) Woschni, G., A Universally Applicable Equation for The Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, *SAE Paper*, No. 670931 (1967).
- (13) 由良忠義、エネルギー保存を重視した排気脈動解析法, 日本船舶機関学会誌, **18**-11 (1983), 847-855.
- (14) 安喜隆幸、人工粘性付Lax-Wendroffおよびその変形差分法に関する数値実験、航空宇宙技術研究所報告, 217 (1970).
- (15) 環境庁企画調整局環境研究技術課編、ディーゼル排ガス

- 流量の直接測定法に関する研究, 平成9年度環境保全研究成果集, **II**-66 (1998), 1-15.
- (16) 市川順・中島勝・鈴木孝幸・鈴木康宏, 分流希釈トンネルによるディーゼル粒子状物質測定法の開発, 第8回内燃機関合同シンポジウム論文集, (1990), 147-151.
- (17) 望月修・丸田芳幸, 流体音工学入門, (1996), 155, 朝倉書店.
- (18) 稲垣昌英・村田収・近藤継男・堀之内成明, 流体共鳴音解析技術の開発, 豊田中央研究所 R & D レビュー, **36**-2 (2001), 31-38.
- (19) 運輸省自動車交通局, ディーゼル自動車13モード排出ガス測定 of 技術標準, (1993).
- (20) EEC, Directive 91/542/EEC, (1991).
- (21) U. S. Environmental Protection Agency, Code of Federal Regulations 40 part 86 (1997).
- (22) EEC, Amending directive 88/77/EEC, (1997).
- (23) 細井賢三, 排気組成から得られる情報, 日本自動車研究所研究資料, 第1号, (1991), 15-20.
-