Pressure Loss and Velocity Profile of Pulsating Flow in a Catalytic Converter with a Flow Deflector

Katsuya HIRATA*, Shinya TANAKA*, Taishi INOUE*, Tomohiro OZAKI*, Junki YOSHIDA* and Hirochika TANIGAWA**

(Received December 28, 2017)

In automobile-exhaust systems, catalytic converters are the main components to produce substantial pressure drops, which induce engine-power loss and fuel-consumption rise. In addition to the need to reduce the pressure loss, the flow passing through the catalytic substrate should be as uniform as possible, which provides a uniform thermal distribution and high catalytic-conversion efficiency. Recently, we have reported that a flow deflector placed inside a catalytic-converter diffuser part can drastically reduce the pressure loss and improve the velocity profile in comparison with the no-flow-deflector case (Hirata et al., 2006 & 2008). In those reports, our concern is restricted only to steady flow. On the other hand, practical exhaust flows often include various pulsative components. So, we investigate the effects of flow pulsation upon the flow-deflector performances such as the pressure-loss reduction and the velocity-profile improvement. As a result, the flow deflector can reduce the pressure loss and improve the velocity profile in comparison with the no-flow-deflector case, even on pulsating flow as well as steady flow.

Key Words: catalytic converter, diffuser, pressure loss, pulsating flow, automotive exhaust

キーワード： 触媒コンバータ，広がり管，圧力損失，脈動流，自動車排気系

気流デフレクタを持つ触媒コンバータ内の脈動流の圧力損失と速度分布

平田 勝哉，田中 慎也，井上 大志，尾崎 智洋，吉田 隼樹，谷川 博哉

1. 緒言

現在，自動車排気ガス規制に関係して，ほとんどのガソリン車に燃料噴射装置や O_2 センサなどを含む三元触媒コンバータシステムが搭載されている [1]．しかし，このような状況下では，自動車排気系の圧力損失は大きくなりがちである．もちろん，この圧力損失の主原因の一つは，触媒コンバータ本体にある．圧力損失の増加は，エンジンの出力低下と燃費の悪化を引き起こすため，触媒コンバータの圧力損失低減が望まれる [2, 3]．

一方，総合的観点からは，圧力損失の低減だけでなく，触媒性能の高効率化も重要である．すなわち，担体部の温度分布の一様化が望まれる．通常，温度ムラは速度分布に密接に関係する．それゆえ，速度分布の改善すなわち速度一様化が望まれる [4－8]（言うまでもなく，温度分布の一様化には，流れの乱れもまた有効である．）．

一般に，長さが制限された拡大管あるいはディフューザでは，圧力損失と速度一様性は，相容れない関係にある（Kim et al.[9]や Hauber et al.[10]を参照）．もちろん，

*Department of Mechanical Engineering, Doshisha University, Kyoto 610-0321
Telephone: +81-774-65-6461, FAX: +81-774-65-6830, E-mail: khirata@mail.doshisha.ac.jp
** Department of Mechanical Engineering, NIT Maizuru College, Maizuru 625-8511

これらの同時改善が, 大きな恩恵をもたらすことは自明である. もし, 空間制限がなければ, 徐々に広がる長大なディフューザを用いることが, 最も単純かつ有効な手段である. しかし, 一般に, 長いディフューザは, 空間的にもコスト的にも不利である. それゆえ, 著者らの最終目的は, 空間制限下における圧力損失低減と速度一様化を同時に実現することにある. なお, ディフューザの重要さに関連して, 最近, Quadri et al.[11]と Yamin et al.[12] は, 二次元触媒コンバータのディフューザ部を対象として, それぞれ, 脈動の無いときと脈動の有るときの可視化を行っている.

過去に, 著者らの提案した気流デフレクタは, 空間制限下における圧力損失低減と速度一様化を同時に実現することに成功した [13–17]. まず著者らは, 一般的な触媒コンバータのディフューザ部に中実構造のドーム形状気流デフレクタ（以降, 中実ドーム(SoD)と呼ぶ）を挿入することで, レイノルズ数 Re が 7.0×10^4 のときに, 気流デフレクタの無い触媒コンバータに比べて圧力損失を 22 %低減することに成功した [13, 14]. これは, Wendland et al.[3]が提案した新型ディフューザ部形状すなわち Enhanced Diffusion Header (EDH)の圧力損失低減効果よりも優れている. さらに, 著者らは,中実ドームの欠点を解決するために, 薄板構造のドーム形状気流デフレクタ（以降, 薄板ドーム(ShD)と呼ぶ）を考えた [15 – 17]. 中実ドームは, 熱容量や形状の複雑さ, 質量の面から実用性に欠けるためである. 熱容量はエンジン始動後の触媒の浄化性能に関係しており, 触媒温度を短時間で効果的に高温にするためにも熱容量を小さくする必要がある. また, 複雑な形状の製造は困難な点も多く, 製造コストも高くなる. 質量が大きいことは, 大きな熱容量や高いコストに加えて, 総体的に見て燃費悪化につながる. それらの解決策として, 軽量かつ単純構造の気流デフレクタが望まれる. 結果として, 中実ドームと薄板ドーム, いずれの気流デフレクタでも, 圧力損失低減と速度一様化の向上に成功している. 更に, 著者らは, 気流デフレクタ形状の単純化を試み, 薄板ドーム形状よりもはるかに単純な薄板構造のコーン形状気流デフレクタ（以降, 薄板コーン(ShC)と呼ぶ）でも, ほぼ同様な結果が得られることを示した [15 – 17].

しかし, 以上の研究は, 著者らのものも含めて, 全て定常流を対象としている. 定常流を対象とするアプローチは, より単純な環境下で主要関係因子を絞りこむという意味で真っ当なものである. 一方で, 実際の自動車用触媒コンバータを流れる排気は, 定常流ではなく, 脈動流である. 脈動流は, 定常流とは, しばしば著しく異なる特徴を示すことがある. なお, 実際の脈動流には, 様々な変動成分（組成や温度, 流速, 圧力など）が含まれており, とても複雑である.

そこで, 本研究では, 定常流の場合に得られた気流デフレクタの圧力損失低減効果が, 脈動流の場合に有効であるかを調べる. すなわち, 脈動流の場合の圧力損失低減効果を定常流と比較する. 更に, 定常流と同様に脈動流でも圧力損失低減に成功した四種類の気流デフレクタ(OSoD と OShD1, OShD2, OShC)について, 熱線流速計を用いて速度分布計測を実施し, 脈動流における気流デフレクタによる速度一様化効果について論じる. なお, 脈動流の振幅としては, 微小値ではなく, より実用的な 10 %オーダーの有限値($\alpha_0 = 0.2$ または$\beta_0 = 0.1$) を考える. その為, 本研究ではブロア吸気口面積を制御する構造の脈動発生器により脈動流を発生させる. なお, 本研究で調べる脈動流の周波数は主に二種類であり, その値は, 単気筒の実車のアイドリング状態に近い. また, レイノルズ数 Re の範囲は 2.0×10^4 - 6.0×10^4 であり, その範囲は一般的な実車のアイドリング状態を含む.

記号説明

A	断面積	[m^2]
dA/dx	断面積増加率（流れ方向）	[m]
$dA^*/dx^* = [4/(\pi\Phi_0)]\, dA/dx$	無次元断面積増加率	
f	周波数	[1/s]
L	長さ（流れ方向）	[m]
$L_{di}(= 1.54\Phi_0)$	ディフューザ長さ	[m]
P	圧力（時間平均値）	[Pa]
Q	（体積）流量	[m^3/s]
r	中心からの距離	[m]
Re	レイノルズ数	
Re_f	脈動レイノルズ数	
St	ストローハル数	

v　流速（合成成分）　[m/s]

$V(=Q/A)$　（断面）平均流速　[m/s]

x　流れ方向距離　[m]

α　（流速）振幅比

β　（流速）有効振幅比

γ　速度一様性指数

ΔP　圧力損失　[Pa]

θ　片側広がり角　[deg]

μ　流体粘度　[Pa s]

ρ　流体密度　[kg/m^3]

Φ　直径　[m]

$\Phi_{\mathrm{di\text{-}end}}$ $(= 3.15\Phi_{\mathrm{o}} = \Phi_{\mathrm{sub}})$　ディフューザ下流端での直径　[m]

Φ_{o} $(= \Phi_{\mathrm{in}} = \Phi_{\mathrm{out}})$　原点（ディフューザ上端部）での直径　[m]

上添字

*　無次元

´　（時間）変動成分

¯　時間平均

下添字

ave　位相平均

co　コーン

co-end　コーン下流端

di　触媒コンバータのディフューザ部

do　ドーム

do-end　ドーム下流端

e　有効

h　気流デフレクタの中心穴

in　インレットパイプ

inst　瞬間値

max　最大値

min　最小値

o　原点（ディフューザ上流端：$x=0$）

out　アウトレットパイプ

$r0$　$r=0$

sub　触媒コンバータの担体部

rms　自乗平均平方根

2. 実験方法

2.1. モデル：気流デフレクタ

空間制限下で圧力損失低減と速度一様化の同時実現の為，著者らは，ディフューザ部に中心穴のある中実構造のドーム形状気流デフレクタ（中実ドーム(SoD)）を挿入することを提案し，定常流実験において圧力損失低減に成功した[13, 14]. Fig. 1 に中実ドームを装着した触媒コンバータの概略を示す．ディフューザ部とコントラクション部（縮小部）は正円錐台形状であり，触媒は円形断面を有するセル密度4/400 mil/cpsiのセラミック製モノリス担体である（詳細については文献[13, 14]を参照．）．

中実ドームの特徴として，ディフューザと中実ドームとの間の断面積に中心穴の断面積 A_{h} を加えた有効面積A_{e}が，インレットパイプ断面積A_{o}から中実ドーム下流端での有効断面積$(A_{\mathrm{e}})_{\mathrm{do\text{-}end}}$まで線形に増加する．なお，$A_{\mathrm{h}}$ だけでも，同様に下流方向に線形に増加する．この様な中実ドームの外形の形状は，次式で与えられる．

$$\Phi_{\mathrm{do}}^{*} = \frac{\sqrt{x^{*}}}{L_{\mathrm{di}}^{*}}\sqrt{(\Phi_{\mathrm{di\text{-}end}}{}^{*}-1)x^{*} + 2L_{\mathrm{di}}{}^{*}(\Phi_{\mathrm{di\text{-}end}}{}^{*}-1) + \frac{\left(L_{\mathrm{di}}^{*}\Phi_{\mathrm{h}}^{*}\right)^{2}}{x^{*}} - (L_{\mathrm{di}}{}^{*})^{2}\frac{\mathrm{d}A_{\mathrm{e}}{}^{*}}{\mathrm{d}x^{*}}}. \qquad (1)$$

中実ドームの中心穴形状は，次式で与えられる．

$$\Phi_{\mathrm{h}}{}^{*} = \sqrt{((\Phi_{\mathrm{h}})_{\mathrm{o}}{}^{*})^{2} + \frac{\mathrm{d}A_{\mathrm{h}}{}^{*}}{\mathrm{d}x^{*}}x^{*}}. \qquad (2)$$

ここに，上添字 ‘*’ は，無次元量であることを示す（以降も，同様）．

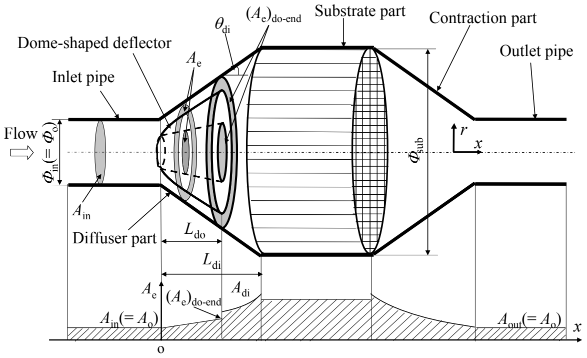
実験では，自動車用触媒コンバータで一般的な形状寸法を用いる．すなわち，ディフューザの片側広がり角θ_{di}を，35 deg (= 0.61 rad)とする．担体直径 Φ_{sub} $(= \Phi_{\mathrm{di\text{-}end}})$は 82 mm $(= 3.15\Phi_{\mathrm{o}})$，担体長さは 50 mm $(= 1.93\Phi_{\mathrm{o}})$である．ここで，インレットパイプ直径 Φ_{in} $(= \Phi_{\mathrm{o}})$は 26 mm に固定する．また，ディフューザ長 L_{di} は 40 mm $(= 1.54\Phi_{\mathrm{o}})$とする．コントラクションの寸法はディフューザと同一である．

この条件下で，定常流実験において，$\mathrm{d}A_{\mathrm{h}}{}^{*}/\mathrm{d}x^{*} = 0.24$ かつ $\mathrm{d}A_{\mathrm{e}}{}^{*}/\mathrm{d}x^{*} = 1.15$, $L_{\mathrm{do}}{}^{*} = 1.15$, $(\Phi_{\mathrm{h}})_{\mathrm{o}}{}^{*} = 0.577$ の時，圧力損失を最も低減できる中実ドーム（以降，最適化中実ドーム(OSoD)と呼ぶ）を得る[13, 14]．なお，$Re = 7.0\times10^{4}$ の時，気流デフレクタの無い一般的な触媒コンバータ（以降，気流デフレクタ無し(NFD)と呼ぶ）に比べて

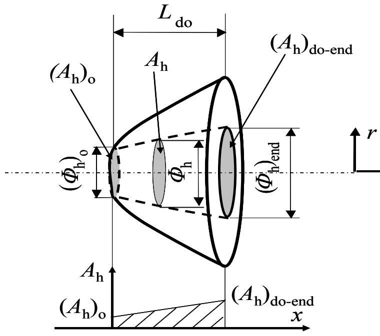
22 %の圧力損失低減を達成する．

更に，著者らは，気流デフレクタ形状の単純化を試みた．つまり，薄板ドーム(ShD)（薄板構造のドーム形状気流デフレクタ）と，更に薄板コーン(ShC)（薄板構造のコーン（直円錐台形状）気流デフレクタ）とを提案した．これらの単純化された気流デフレクタは，中実ドームよりはるかに単純な形状である [15−17]．

より詳しく述べると，薄板ドームは，式(1)の中実ドームと同じ外形を有するが，薄いシェルで構成されている．従って，中心穴形状は外形の形状と相似である．過去および本研究では，薄板ドームは，最適値である 0.24 よりもさらに大きな dA_h^*/dx^* の中実ドームとして近似している．つまり，dA_h^*/dx^* は，0.24 ではなく 0.95 または 1.45 の中実ドームを，薄板ドーム形状気流デフレクタと見做す．以降，$dA_h^*/dx^* = 0.95$ と 1.45 の最適化中実ドームを，それぞれ，最適化薄板ドーム 1(OShD1)と最適化薄板ドーム 2(OShD2)と呼ぶ．



(a) Overview



(b) Details of a dome-shaped flow deflector with solid structure (SoD)

Fig. 1. Model.

Fig. 2 に，薄板コーンの概略を示す．中実ドームの最適化 [13, 14]と同様に，圧力損失を低減させる様に薄板コーンの最適化を行った．その結果，定常流実験において，コーン片側広がり角$\theta_{co} = 33$ deg (= 0.58 rad) かつ無次元コーン穴直径$(\Phi_{co})_o^* = 0.71$，無次元コーン長 $L_{co}^* = 1.15$ で，最適化薄板コーン (OShC)を得た．最適化薄板コーンは，デフレクタ無しに比べて，$Re = 7.0\times10^4$ の時，17 %の圧力損失低減が可能である [15−17]．

本研究では，以上の四種類の気流デフレクタ（三種類の中実ドーム (OSoD と OShD1, OShD2)と一種類の薄板コーン(OShC)）を対象として，気流デフレクタを設置しない場合(NFD)と比べる（なお，厳密には，これらの気流デフレクタの最適化は，定常流においてのものであることを注意すべきである．）．

2.2. パラメータ

レイノルズ数 Re を，以下に定義する．

$$Re = \frac{\rho \Phi_o V_o}{\mu} \quad . \tag{3}$$

ここに，Φ_oはインレットパイプの直径（よって，アウトレットパイプの直径でもある），V_oはインレットパイプの断面平均（かつ時間平均）流速，ρは流体密度，μは流体粘度である．なお実際には，脈動流では V_o は，アウトレットパイプ出口管断面の時間平均流速であり，30 周期分の速度波形を位相平均することにより算出する．

本研究では，脈動流の特性を，乱れのない正弦波と見做し，Re に加えて次の二つのパラメータの三つで規定する．すなわち，無次元振動数あるいは脈動レイノルズ数 Re_f と振幅比α_0である．Re_fは，卓越する脈動周波数 f を，Re と同様に，ρとμ, Φ_oにより無次元化したものであり、次式

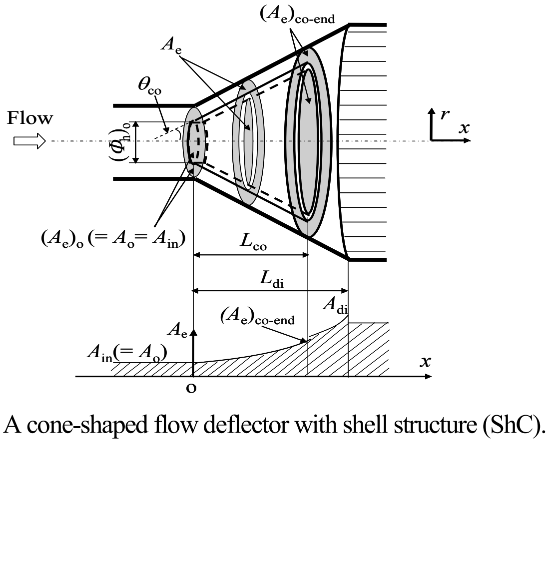


Fig. 2. A cone-shaped flow deflector with shell structure (ShC).

Table 1. Experimental parameters.

V_o [m/s]	11.0 – 37.0
Re	1.0×10^4 – 7.0×10^4
f [Hz]	1 – 18
Re_f	44 – 780
St	0.8×10^{-3} – 34.0×10^{-3}
α_{r0}	0.1 – 0.8
β_{r0}	0.07 – 0.46

で定義する．

$$Re_f = \frac{\rho f \Phi_o{}^2}{\mu} . \tag{4}$$

また，α_{r0} は，次式の様に，中心流速の速度片振幅$((v_{r0,\ ave})_{max}-(v_{r0,\ ave})_{min})/2$ を断面時間平均流速 V_o で除したものである．

$$\alpha_{r0} = \frac{(v_{r0,\ ave})_{max} - (v_{r0,\ ave})_{min}}{2V_o} . \tag{5}$$

ここに，$v_{r0,\ ave}$ は，v_{r0} の位相平均値である．Table 1 に，主な実験パラメータの範囲をまとめる．

物理的には，Re は時間平均流成分による慣性力の時間平均流成分による粘性力に対する比を表す．一方，Re_f は時間変動流成分による慣性力の時間変動流成分による粘性力に対する比を表す．α_{r0} は時間変動流成分による粘性力の時間平均流成分による粘性力に対する比を表す．よって，$Re_f\ \alpha_{r0}$ は時間変動流成分による慣性力の時間平均流成分による粘性力に対する比を表す．ここに，時間平均流成分の速度スケールに加えて変動流成分の速度スケールと時間スケール$(1/f)$を考えて，時間変動流成分による粘性力と慣性力のオーダーは，それぞれ，$\mu\{(v_{r0,\ ave})_{max}-(v_{r0,\ ave})_{min}\}\Phi_o$ と $\rho\,\Phi_o{}^3 f\{(v_{r0,\ ave})_{max}-(v_{r0,\ ave})_{min}\}$ と見做している．

なお，脈動流の周波数と振幅を規定する二つの無次元パラメータには，他の選択肢もある．例えば，周波数パラメータとしてはストローハル数 St が，振幅パラメータとしては有効振幅比 β_{r0} が，Re_f と α_{r0} の代わりに用いられることも多い．それらの定義は，次の通りである．

$$St = \frac{f\Phi_o}{V_o} . \tag{6}$$

$$\beta_{r0} = f\int_0^{\frac{1}{f}} (v_{r0,ave} - v_{r0})^2\, dt \Big/ V_o \tag{7}$$

ここに，t は時間である．また，$Re_f = St\,Re$ なる関係がある．

無次元圧力損失 ΔP^* は，触媒コンバータ全体の圧力損失 ΔP をインレットパイプの動圧で除したものであり，

$$\Delta P^* = \frac{\Delta P}{\rho V_o{}^2/2} . \tag{8}$$

速度一様性指数 γ は，担体下流の速度分布の標準偏差を考えて，以下の様に定義する．ここで，著者らは，Caiser et al.[8]の定義に，さらに半径の重みを考慮して定義している．なお，速度分布がより一様なほど，γ は 1 に近づく．

$$\gamma = 1 - \frac{1}{2n}\sum_{i=1}^{n}\sqrt{\frac{(\bar{v}_i - V_{out})^2}{V_{out}{}^2}\left(\frac{r_i}{\Phi_{sub}/2}\right)^2} . \tag{9}$$

ここに，

$$V_{out} = \frac{4Q_{out}}{\pi\Phi_{sub}{}^2} . \tag{10}$$

流速の変動成分の rms 値 v'_{rms} を以下の様に定義する．

$$v'_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T (v_{inst} - \bar{v})^2\, dt} \cdot \tag{11}$$

ここに，T は計測時間であり，今回は 6 sec である．

2. 3. 実験装置

用いた実験装置の概略を Fig. 3 に示す．実験装置は脈動発生器(1)，ファン(2)，インレットパイプ(3)，触媒コンバータ(4)，アウトレットパイプ(5)，熱線流速計(6)，圧力変換器(7)，パーソナル・コンピュータ(8)から構成される．試験流体は空気であり，室温を一定に保つ．脈動発生器では，モーターに回転円板を取り付けている．円板回転により，ファンの吸気口を開閉することで脈動流が発生する．また，モーターの回転数を変えることで，脈動周波数を制御する．脈動流は充分長いインレットパイプを経て触媒コンバータに流入する．ここで，インレットパイプ長さ L_{in}，直径 Φ_{in} (= Φ_o)の比は L_{in}/Φ_{in} = 38.5 である．また，アウトレットパイプは 12.2 Φ_{in} 以上と充分長い．

なお，流速分布計測の際，アウトレットパイプ直径 Φ_{out} はインレットパイプ直径 Φ_{in} ではなく，担体の直径 Φ_{sub} と等しくしている．測定位置は担体の間近の上流あるいは下流が好ましいが計測の技術的困難さから担体下流端から 120 mm 下流としている（x = 210 mm）．

2.4.　熱線流速計

脈動流は速度が変動するため，熱線流速計による測定を実施する．熱線プローブはI型である．また，校正は，随時，ピトー管によって行う．熱線プローブは直径5 μm，長さ1 mmのタングステン・ワイヤーであり，アウトレットパイプ出口に設置する．

2.5.　圧力センサ

圧力センサは，ダイアフラム直径：0.36 mm，圧力の計測可能範囲：-5 – 35 kPa，周波数の計測可能範囲：100 – 5000 Hzである．圧力センサの校正は，圧力センサを標準圧力発生器につなぎ，一定の圧力をかけて実施する．

静圧孔は，触媒コンバータの上流と下流に設ける．それらの位置は，それぞれ，触媒コンバータ上流端と下流端から50 mm (= 1.93Φ_o)である．それぞれの静圧孔に圧力センサを取り付け，二つの変動静圧は，流速と同時測定する．

3.　結果と考察

3.1.　脈動波形

Fig. 4に，デフレクタ無しかつRe = 5.8×10^4, Re_f = 430での，流速と静圧力の変動波形の一例を示す．各図には，アウトレットパイプ出口中心の流速$v_{r0,\,inst}$に加えて，触媒コンバータ前後の静圧力$P_{in,\,inst}$と$P_{out,\,inst}$を記す（正確には，図中の両静圧は，$1/2\rho V_o^2$で除して無次元化した $P_{in,\,inst}^*$と$P_{out,\,inst}^*$である.）. Fig. 5は, Fig. 4の流速のFFT解析結果である. Fig. 4の生波形もFig. 5のスペクトルもともに，強い周期性を示すが，生波形は高周波成分（大きい高調波成分と若干の不規則成分）を含んでいる．そこで，流速と静圧力の生波形を, 30周期分，位相平均する．

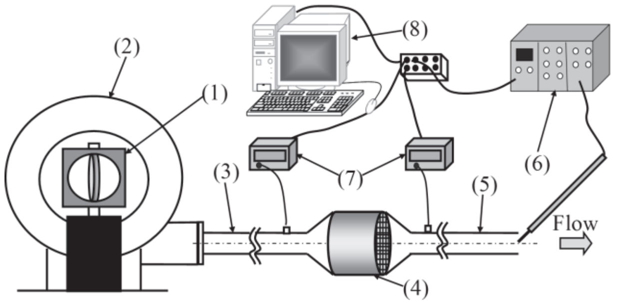


Fig. 3. Experimental apparatus for the measurement of pressure loss. (1) Pulsation generator, (2) fan, (3) inlet pipe, (4) catalytic converter, (5) outlet pipe, (6) hot-wire anemometer, (7) pressure transducer, (8) personal computer.

Fig. 6と7は，それぞれ, Re = 5.8×10^{4}とRe_f = 430での，変動波形の位相平均である. Fig. 6はデフレクタ無し, Fig. 7は最適化中実ドームの結果である．

まず, Fig. 6では, $v_{r0,\,ave}$, $P_{in,\,ave}$と$P_{out,\,ave}$の不規則高周波成分を含まない波形を1周期分，すなわち脈動発生器の回転円板半回転(tf = 1)分，観察できる. $v_{r0,\,ave}$の波形はやや正弦波に近いが, $P_{in,\,ave}$ と$P_{out,\,ave}$の波形は歪みが大きい．また, $P_{in,\,ave}$ と$P_{out,\,ave}$の波形は，よく似ており，かつ，ほぼ同位相である．よって，いかなる瞬間も，同程度の圧力損失を生じることがわかる．なお, $v_{r0,\,ave}$と$P_{in,\,ave}$（あるいは$P_{out,\,ave}$）との位相差は，零ではない．すなわち, $v_{r0,\,ave}$が最小となる時, $P_{in,\,ave}$ あるいは$P_{out,\,ave}$は最小とはならない. $v_{r0,\,ave}$と$P_{in,\,ave}$, $P_{out,\,ave}$との間の波形歪みの程度や位相差の違いについては，計測位置の違いなどが影響すると考え

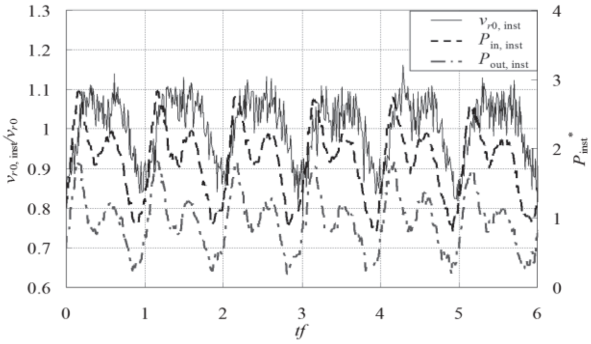


Fig. 4. Time histories of velocity $v_{r0,\,inst}$ and static pressures $P_{in,\,inst}$ and $P_{out,\,inst}$ (in NFD case, at Re = 5.8×10^4 and Re_f = 430, without conditional averaging).

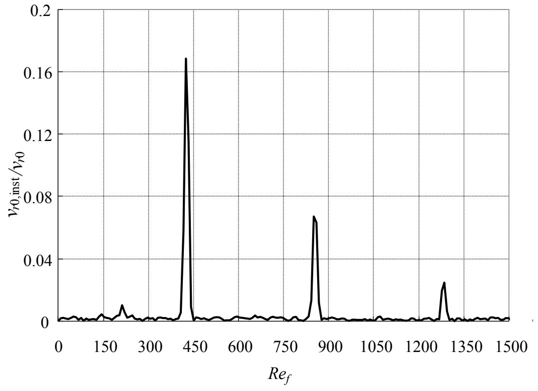


Fig. 5. Spectrum of velocity $v_{r0,\,inst}$ (with no deflector, Re = 5.8×10^4, Re_f = 430).

られるが，正確な議論には，更なる研究が必要である．

次に，Fig. 7 を見ると，上述の Fig. 6 と同じ特徴を示すことが分かる．つまり，気流デフレクタの影響は，脈動流の非定常特性には，現れにくい．一方，次節の Fig. 11 で示す様に，脈動流の定常特性には，気流デフレクタの影響は著しい．実際，Fig. 6 と 7 を比較しても，Fig. 6 の $P_{\mathrm{in,\,ave}}$ と $P_{\mathrm{out,\,ave}}$ との差は，どの瞬間においても Fig. 7 のそれよりも大きい．

3. 2. 予備実験：Re と Re_f の脈動波形と α_{r0} への影響

気流デフレクタは，定常流では，圧力損失を低減でき，かつ，速度分布を一様化できる効果を持つ [13–17]．一方，脈動流での両効果は不明である．本研究では，実用域を含む広い Re 範囲にわたり，異なるいくつかの無次元脈動周波数 Re_f で，気流デフレクタの両効果を調べる．

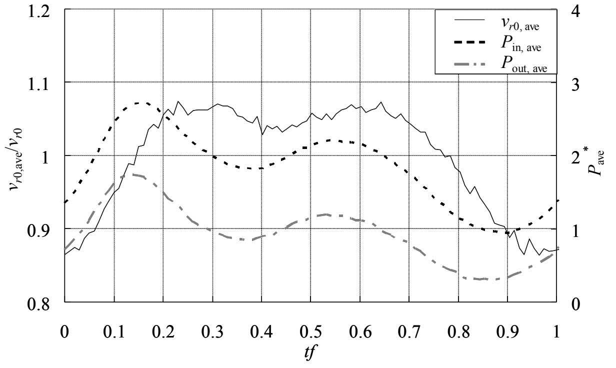


Fig. 6. Time histories of velocity $v_{r0,\,\mathrm{ave}}$ and static pressures $P_{\mathrm{in,\,ave}}$ and $P_{\mathrm{out,\,ave}}$ (in NFD case, , at $Re = 5.8\times10^4$ and $Re_f = 430$, with conditional averaging over 30 periods).

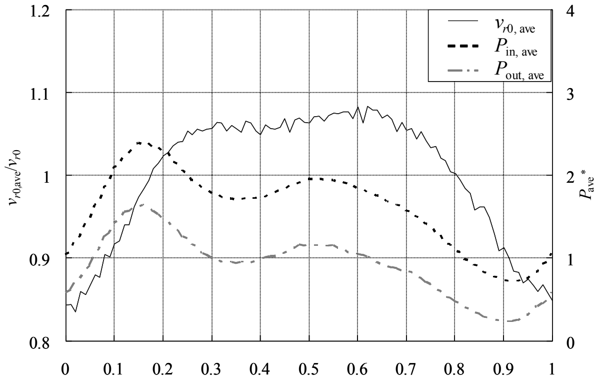


Fig. 7. Time histories of velocity $v_{r0,\,\mathrm{ave}}$ and static pressures $P_{\mathrm{in,\,ave}}$ and $P_{\mathrm{out,\,ave}}$ (in OSoD case, at $Re = 5.8\times10^4$ and $Re_f = 430$, with conditional averaging over 30 periods).

例えば，純粋に Re 効果を調べる時は，脈動波形を相似な形にした上で，Re_f に加えて，振幅比 α_{r0}（あるいは β_{r0}）の値を一定に保つ必要がある．しかし，本実験装置では，Re と Re_f の制御は可能だが，脈動波形や α_{r0}（あるいは β_{r0}）の制御は難しい．そこで，脈動波形と α_{r0}（あるいは β_{r0}）への Re と Re_f の影響を前もって調べる．

Fig. 8 には α_{r0} の Fig. 9 には β_{r0} の Re に対する影響を，様々な Re_f について示す．なお，Fig. 8 と 9 の各プロットに対応する Re_f の値は，Table 2 にまとめる．

まず，Fig. 8 を見る．$Re_f = 87 – 170$ では，Re の増加につれ，α_{r0} は単調減少する．一方，$Re_f \geq 260$ では，α_{r0} は Re によらずほぼ一定となる．次に，Fig. 9 を見ると，β_{r0} が，α_{r0} と同様，以上の特徴を示すことが分かる．まとめると，$Re_f \geq 260$ では，本装置は，$Re = 2\times10^4 – 6\times10^4$ の範囲内で，$\alpha_{r0} \approx 0.2$（あるいは，$\beta_{r0} \approx 0.1$）の一定値をとる．なお，波形については，示さないが，一般に，Re 効果と Re_f 効果は小さく，α_{r0} 効果（あるいは，β_{r0} 効果）は大きい．

以上の予備実験結果を踏まえて，以降は $Re_f = 260$ と 430 とで，気流デフレクタの圧力損失低減効果と速度分布改善効果を調べる．

3. 3. 脈動の（時間平均）圧力損失への影響

本節では，圧力損失を議論する．議論に先立ち，前節とは別の予備実験として，充分に長い直円管を用いて定常流($Re_f = 0$)での静圧測定を行い，計測精度を確認する．その結果を，Fig. 10 に示す．すなわち，Fig. 10 は，流下方向の静圧分布を，Blasius の管摩擦係数 $\lambda = 0.3164Re^{-1/4}$（$Re = 3\times10^3 – 6\times10^5$ の範囲で有効）[18] を用いた Darcy-Weisbach 方程式 [19] と共に示す．流下方向座標 x の原点は，直円管の入口より充分に下流に取っているので，半径方向に充分発達した流速分布となり，静圧も線形に降下している．その結果，実験値は Darcy-Weisbach 方程式とよく一致している．

Fig. 11 に，気流デフレクタによる圧力損失低減効果をまとめる（なお，$Re_f = 260 – 430$ ($f = 6 – 10$ Hz)の範囲は，実車のアイドリング状態に近い．）．具体的に述べると，デフレクタ無しと最適化中実ドーム，最適化薄板ドーム 2，最適化薄板コーンの四つの場合について，$Re_f = 260$ と 430 とでの圧力損失測定結果を示す．比較のため，それぞれの場合について，定常流($Re_f = 0$)での圧力損失も

示す（最適化薄板ドーム 1 は, 最適化薄板ドーム 2 と非常に近い結果であった為, Fig. 11 では省略している. ）.

まず, $Re_f = 260$ での脈動流に注目する. 四つの場合とも, 脈動流は, 定常流に比べて, 常に圧力損失が低下する. 実際, $Re = 5.8\times10^4$ の時, デフレクタ無しと最適化中実ドーム, 最適化薄板ドーム 1, 最適化薄板ドーム 2, 最適化薄板コーンの場合の $Re_f = 260$ での ΔP^* は, 定常流での ΔP^* に比べて, それぞれ, 36 %と 37 %, 39 %, 39 %, 37 %だけ低下する. 以上は, $Re_f = 430$ の時も同様であり, Re_f の効果は小さい. ΔP^* の 低下の理由としては, 脈動により強まった非定常性のため, 境界層が充分発達せず, ディフューザ部での剥離が弱まることが考えられる.

定常流では, 最適化中実ドームと最適化薄板ドーム 1, 最適化薄板ドーム 2, 最適化薄板コーンは, $Re = 5.8\times10^4$ でも $Re = 7.0\times10^4$ と同様, デフレクタ無しに比べて, それぞれ, 22 %と 17 %, 17 %, 17 %の圧力損失低減を達成している [11−15]. 一方, 脈動流では（$Re_f = 260$ と 430 とも）, $Re = 5.8\times10^4$ の時, 最適化中実ドームと最適化薄板ドーム 1, 最適化薄板ドーム 2, 最適化薄板コーンは, デフレクタ無しに比べて, それぞれ, 21 %と 21 %, 21 %, 17 %の圧力損失を低減し, 定常流と同程度となる. なお, 図からは, $Re \geq 4.0\times10^4$ では ΔP^* への Re の影響は小さいこともわかる. また, 既述の通り, $Re_f = 260$ と 430 での結果が同じであることから, ΔP^* への Re_f の効果も小さい.

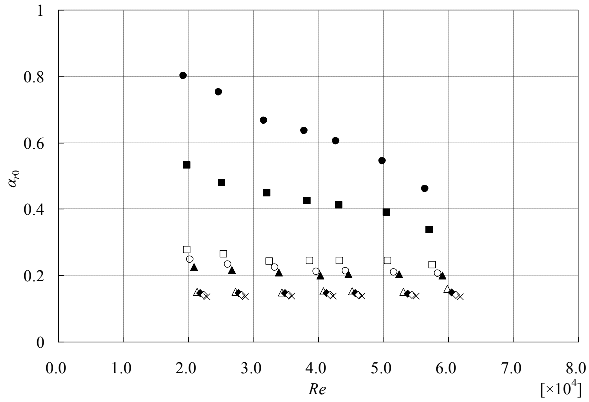


Fig. 8. Amplitude ratio α_{r0} of centre velocity v_{r0} (with no deflector). For symbols, see Table 2.

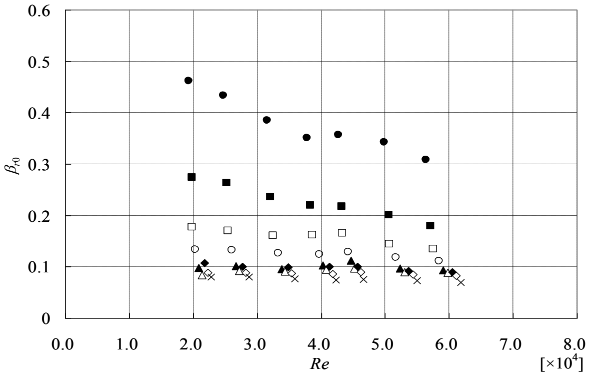


Fig. 9. Effective amplitude ratio β_{r0} of centre velocity v_{r0} (with no deflector). For symbols, see Table 2.

Table 2. Parameters corresponding to the symbols in Figs. 8 and 9.

	f [Hz]	Re_f	$St\times10^{-3}$
●	2	87	1.5 – 4.5
■	4	170	3.0 – 8.8
□	6	260	4.5 – 13.0
○	8	350	5.9 – 17.0
▲	10	430	7.3 – 21.0
△	12	520	8.7 – 24.0
◆	14	610	10.0 – 28.0
◇	16	690	11.0 – 31.0
×	18	780	13.0 – 34.0

なお, 最適化薄板ドーム 1 と 2 は, 既述の通り, 最適化中実ドームや最適化薄板コーンと比べて同程度の圧力損失低減効果を示すが, 後述するように, 速度分布改善効果は, より大きい.

3. 4.　時間平均速度分布

次に, 以上の様に圧力損失を低減した気流デフレクタについて, 担体下流での時間平均速度分布の改善効果を考える. 測定は, デフレクタ無しと最適化中実ドーム, 最適化薄板ドーム 1, 最適化薄板ドーム 2, 最適化薄板コーンの五通りで行う. 定常流($Re_f = 0$)での時間平均速度分布を Fig. 12 に示す. 更に, 脈動流($Re_f = 430$)での時間平均速度分布を Fig. 13 に示す. ここで, どちらの場合も $Re = 5.0\times10^4$ である. 両図では, 流速 $\bar{v}$ は, 速度分布から算出した断面平均流速 V_{out} で無次元化している. また, これらの速度分布を定量的に評価するため, 式(9)と(10) の速度一様性指数 γ を用いる. γ は, 既述の通り, 標準偏差に半径の重みを考慮した量である. 得られた γ を, Table 3 にまとめる（この表には, Hirata et al. (2008) [17] による定常流の結果も示す. そこでは, 熱線流速計の代わりに, ピトー管での流速測定を行っている. 両者の速度分布計測

はよく一致しており，今回の計測の妥当性を確認できる．具体的には，$Re_f = 0$ での両者間の差異は 2 %未満である．）．

まず，Fig. 12 の定常流の場合を見る．気流デフレクタを挿入することで，デフレクタ無しに比べて中心部分の流量が外周部分($2r/\Phi_{sub}$ = 0.6 – 1.0)の流速が増しており，速度分布の一様化に成功していることが分かる（ここで，円断面の速度分布であるために，外周部分の微小断面積は，中心部分のそれに比べて非常に大きい．）．定量的には，定常流の場合，最適化中実ドームと最適化薄板ドーム 1，最適化薄板ドーム 2，最適化薄板コーンは，デフレクタ無しに比べてγを，それぞれ，21 %と 26 %，26 %，19 %改善している．つまり，気流デフレクタの挿入により，デフレクタ無しに比べて速度分布は 2 割程度改善可能である．

次に，Fig. 13 の脈動流(Re_f = 430)の場合を見る．定常流の場合と同様に，気流デフレクタを挿入することで，デフレクタ無しに比べて中心部分の流量は，外周部分に推移する．また，それぞれの気流デフレクタは，デフレクタ無しに比べてγを 22 %と 26 %，27 %，15 %改善する．つまり，脈動流の場合でも，気流デフレクタを挿入することで，デフレクタ無しに比べて速度分布は改善する．

ここで，脈動流の場合，最適化薄板コーンは，定常流の場合に比べて速度分布改善効果が小さいが，最適化薄板ドーム 1 と 2 は，より速度分布改善効果が大きい．最適化中実ドームは，それらの中間である．中実ドームは，外周形状を有効断面積拡大率 dA_e^*/dx^* が線形に増加するように設計している．一方，薄板コーンは，構造の簡略化のために，外周形状が線形に拡大するように設計している．脈動流では，中実ドームと薄板コーンの外周形状の差が速度分布改善効果に顕著に表れたことになる．

以上より，最適化薄板ドーム 1 と 2 は，デフレクタ無しに比べて速度分布を最も改善する．よって，触媒温度一様化には最適化薄板ドーム 1 と 2 が適している．

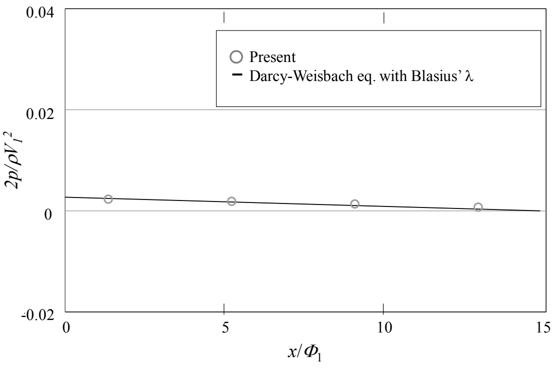


Fig. 10. Streamwise distribution of static pressure p for a straight long pipe (at $Re = 2.1\times10^4$ and $Re_f = 0$).

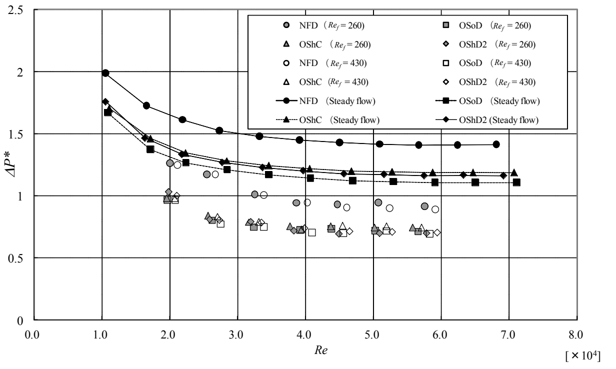


Fig. 11. Performance upon pressure-drop reduction by a flow deflector for pulsating flow.

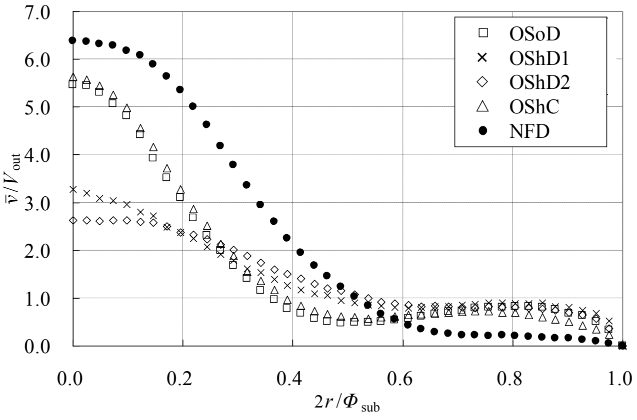


Fig. 12. Flow distribution (at $Re = 5.0\times10^4$, $Re_f = 0$ (steady flow) and $x = 210$ mm).

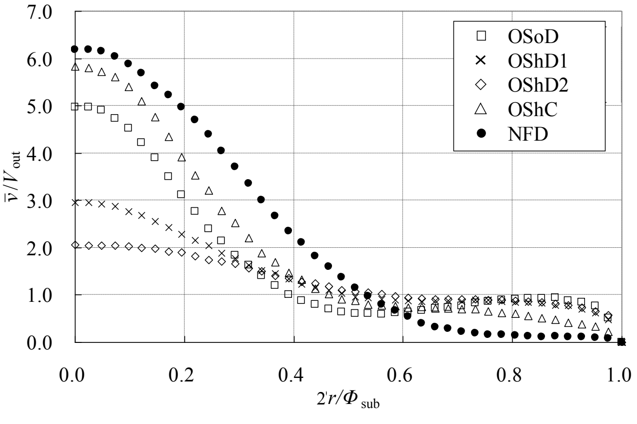


Fig. 13. Flow distribution (at $Re = 5.0\times10^4$, $Re_f = 430$ (pulsating flow) and $x = 210$ mm).

Table 3. Flow-uniformity factor γ(Re = 5.0×10^4, x = 210 mm).

	Present		Hirata et al., 2008 (by Pitot-tube velocimetry at Re = 5.0×10^4 and x = 210 mm)
	Re_f = 0 (steady flow)	Re_f = 430 (pulsating flow)	Re_f = 0 (steady flow)
the optimum-solid-dome (OSoD)	0.88	0.89	0.89
the optimum-shell-dome-1 (OShD1)	0.92	0.92	-
the optimum-shell-dome-2 (OShD2)	0.92	0.93	0.94
the optimum-shell-cone (OShC)	0.87	0.84	0.88
no-flow-deflector (NFD)	0.73	0.73	0.74

3.5. 乱れ強さ分布

Fig. 14 と 15 に，Fig. 12 と 13 のそれぞれの時間平均速度分布に対応する，乱れ強さ分布を示す．

まず，Fig. 14 の定常流の場合を見る．最適化薄板ドーム 1 と 2 を除いて，乱れ強さ v'_{rms}/V_{out} は中心($2r/\Phi_{sub} < 0.1$)で小さい．一方，$2r/\Phi_{sub}$ = 0.1 – 0.6 の範囲では五つ全ての場合とも乱れ強さは大きくなる．これは，時間平均速度分布において，中心では速度勾配が小さく，$2r/\Phi_{sub}$ = 0.1 – 0.6 の範囲では速度勾配 $d\bar{v}/dr$ が大きいこと，すなわち，時間平均場の強い剪断層に対応する．更に，デフレクタ無しの場合と比較すると，乱れ強さは $2r/\Phi_{sub}$ = 0.3 – 0.6 の範囲で最適化薄板ドーム 1 と 2 では同程度であり，最適化中実ドームと最適化薄板コーンではずっと小さい．四種類の気流デフレクタとも，乱れ強さは中心近傍($2r/\Phi_{sub}$ = 0.0 – 0.3)と外周近傍($2r/\Phi_{sub}$ = 0.6 – 1.0)でデフレクタなしの場合よりも著しく大きくなる．従って，Fig. 12 と 14 を比較すると，定常流の乱れ強さ分布と時間平均速度分布とはよく対応している．しかし厳密には，$2r/\Phi_{sub}$ = 0.3 – 0.6 において，乱れ強さ分布には，時間平均速度分布よりも，複雑な説明を必要としそうである．

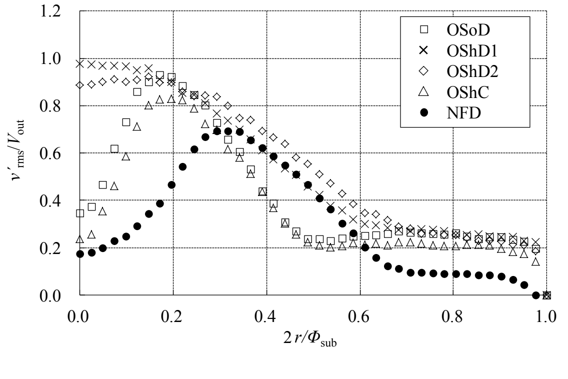


Fig. 14. Turbulence intensity by a hot-wire velocimetry (Re = 5.0×10^4, Re_f = 0 (steady flow), x = 210 mm).

次に，Fig. 15 の脈動流の場合を見る．五つの全ての場合で，乱れ強さは中心部分($2r/\Phi_{sub}$ = 0.0 – 0.1)で大きく，1 に近い値を示す．Fig. 14 の定常流とは対照的に，Fig. 15 において中心部分の乱れ強さは脈動によって，より直接的に，影響を受けていることが分かる．なお，時間平均速度分布（Fig. 12 と 13）では，定常流と脈動流との間に，この様な明確な差は見られない．デフレクタ

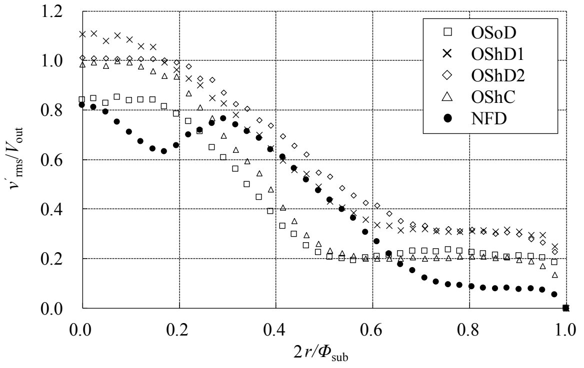


Fig. 15. Turbulence intensity (at Re = 5.0×10^4, Re_f = 430 (pulsating flow) and x = 210 mm).

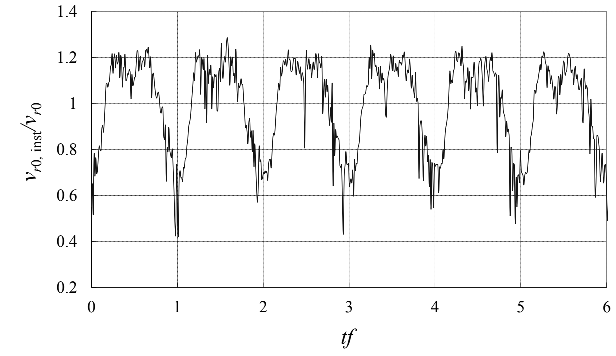


Fig. 16. Time history of velocity $v_{r0,inst}$ (in OSoD case, at Re =5.0×10^4, Re_f = 430 (pulsating flow) and x = 210 mm).

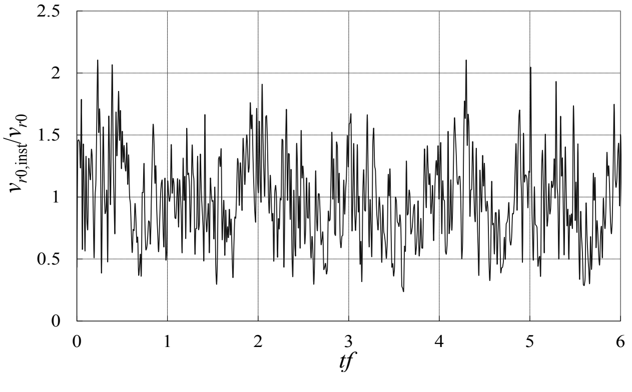


Fig. 17. Time history of velocity $v_{r0,inst}$ (in OShD1 case, at Re = 5.0×10^4, Re_f = 430 (pulsating flow) and x = 210 mm).

無しの場合は, $2r/\Phi_{sub} \simeq 0.3$ でも第二の極大値を示す. 定常流と脈動流とを比較すると, 脈動流の場合, 中心部分での大きな乱れ強さは, 加えられた脈動が直接反映していると考えられる. 一方, デフレクタ無しの場合に現れる $2r/\Phi_{sub} \simeq 0.3$ での乱れ強さの第二の極大値は, 定常流でも現れた極大値, すなわち, 時間平均速度分布における大きな速度勾配の影響を同様に表すと見做せる. この

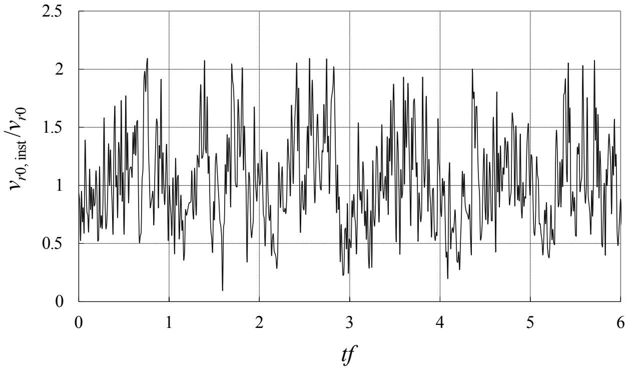


Fig. 18. Time history of velocity $v_{r0,\,inst}$ (in OShD2 case, at Re = 5.0×10^4, Re_f = 430 (pulsating flow) and x = 210 mm).

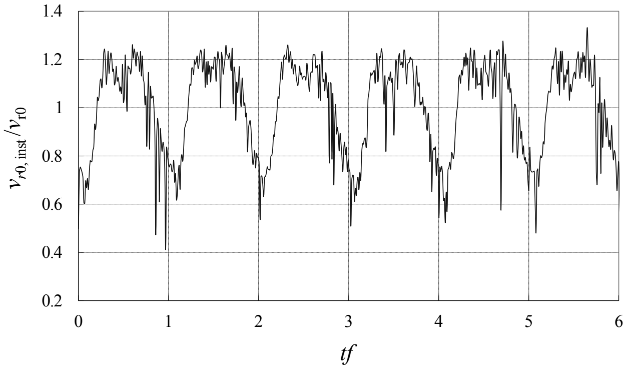


Fig. 19. Time history of velocity $v_{r0,\,inst}$ (in OShC case, at Re = 5.0×10^4, Re_f = 430 (pulsating flow) and x = 210 mm).

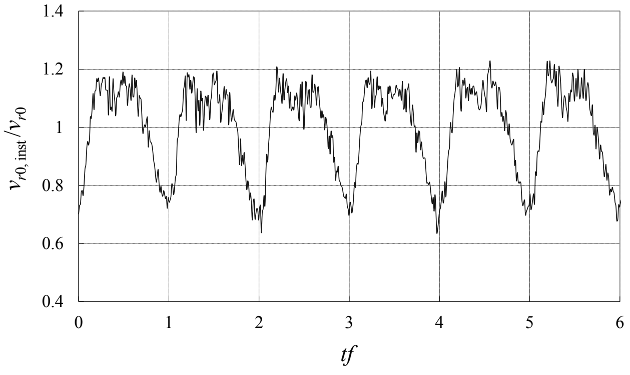


Fig. 20. Time history of velocity $v_{r0,\,inst}$ (in NFD case , at Re = 5.0×10^4, Re_f = 430 (pulsating flow) and x = 210 mm).

事実に加えて, Fig. 14 と 15 間での $2r/\Phi_{sub} > 0.1$ での分布が相似であるとの事実から, 強制された脈動が乱れ強さに及ぼす影響は, 中心部分($2r/\Phi_{sub}$ = 0.0 – 0.1)に限定的と言える. よって, 定常流と同様に脈動流においても, 乱れ強さ分布は時間平均速度分布とよく対応する. しかし厳密には, $2r/\Phi_{sub} < 0.6$ の範囲において, 乱れ強さ分布は時間平均速度分布よりも複雑な説明を必要としそうである.

実用的な観点からは, 五つのすべての場合で, 定常流と比べて, いたるところで乱れ強さ v'_{rms}/V_{out} の値は大きい. その為, 最適化薄板ドーム 1 と 2 では, 他の場合と比べても, あるいは, 定常流と比べても, 全体的に乱れ強さが大きくなる. その為, Fig. 13 の速度分布一様化効果の優秀さに加えて, 他の気流デフレクタよりも, 一層の触媒温度一様化を期待することができる.

Fig. 16 – 20 に, 最適化中実ドーム, 最適化薄板ドーム 1 と 2, 最適化薄板コーン, デフレクタ無しの五つのすべての場合について, $Re = 5.0\times10^4$ かつ Re_f = 430, x = 210 mm における中心流速 $v_{r0,\,inst}$ の時系列波形の一例を示す. これらの結果は, 一切の条件付き平均処理を行っていない生データである. 最適化薄板ドーム 1 と 2 は, 他と比べて, 周期性が著しく貧弱であることが分かる. この事実は, Fig. 15 において, これら二つの場合の乱れ強さが大きいこととよく対応する.

4. 結言

気流デフレクタの圧力損失低減効果ならびに速度一様化効果は, 定常流で確認されている [13–17]. そこで, 今回, 脈動流でもそれら二つの効果が有効であるかを調べた. 得られた結論を以下にまとめる.

1. 定常流と同様に脈動流でも, 気流デフレクタが有効に圧力損失の低減と速度一様化の改善に貢献し得ることを確認した.
2. 脈動流では, 定常流と比べて, 触媒コンバータの圧力損失の値自体は気流デフレクタの有無に関わらず, 小さくなる. しかし, 気流デフレクタの圧力損失低減効果は, 脈動流でも定常流と同程度である. すなわち, Re_f = 260 と 430 の脈動流では, $Re = 5.8\times10^4$ の時, 最適化中実ドームと最適化薄板ドーム 1, 最適化薄板ドーム 2, 最適化薄板コーンは, デフレク

タ無しに比べて，それぞれ, 21 %と 21 %, 21 %, 17 %の圧力損失低減が可能である.

3. 時間平均しない各瞬間の非定常圧力損失を考えると，デフレクタの有無にかかわらず，その値は，脈動のいかなる瞬間も同程度である.
4. 脈動流では，速度一様化効果も定常流と同程度に有効である．最適化中実ドームと最適化薄板ドーム 1, 最適化薄板ドーム 2, 最適化薄板コーンの担体後流の速度分布は，それぞれ，デフレクタ無しに比べて一様性指数 γを 22 %と 26 %, 27 %, 15 %改善する．特に，最適化薄板ドーム 1 と 2 は，速度分布改善効果が最も大きく，更に乱れ強さも大きい．よって，今回調べた範囲内では，最適化薄板ドーム 1 と 2 は，圧力損失低減と速度一様化（触媒温度一様化を含む）の両方の総合的観点から最適である.

今回の知見は，今後の解析や実験による流れの可視化等により，触媒コンバータに限らず一般的なディフューザに対しても，さらに精密に非定常流れ場を理解する際に有益になると思われる.

参考文献

1) R. M. Heck, R. J. Farrauto and S. T. Gulati, *Catalytic Air Pollution Control*, *2nd ed*, (John Wiley & Sons, New York, 2002).
2) D. W. Wendland, P. L. Sorrell and J. E. Kreucher, *SAE Paper*, No. 912372, 1–14 (1991).
3) D. W. Wendland, J. E. Kreucher and E. Andersen, *SAE Paper*, No. 952398, 13–23 (1995).
4) C. D. Lemme and W. R. Givens, *SAE Paper*, No. 740243, 1–13 (1974).
5) J. S. Howitt and T. C. Sekella, *SAE Paper*, No. 740244, 1–9 (1974).
6) D. W. Wendland, W. R. Matthes and P. L. Sorrell, *SAE Paper*, No. 922340, 211–223 (1992).
7) W. Maus and R. Bruck, *SAE Paper*, No. 982633, 1–7 (1998).
8) G. Caiser, J. Oesterle, J. Braun and P. Zacke, *SAE Paper*, No. 2003–01–0840, 1–15 (2003).
9) J. Y. Kim, M.-C. Lai, P. Li and G. K. Chui, Trans. “Flow Distribution and Pressure Drop in Diffuser-Monolith Flows”, *ASME J. Fluid Eng.* , **117**, 362–368 (1995).
10) T. Hauber, P. Zacke, J. Braun and D. Ueberschar, *SAE Paper*, No. 980424, 79–87 (1998).
11) S. S. Quadri, S. F. Benjamin and C. A. Roberts, “Flow Measurements Across an Automotive Catalyst Monolith Situated Downstream of a Planar Wide-Angled Diffuser”, *Journal of Mechanical Engineering Science*, *Proc. IMechE, Part C*, **224**, 321 – 328 (2009).
12) A. K. M. Yamin, S. F. Benjamin and C. A. Roberts, “Pulsating Flow in a Planar Diffuser Upstream of Automotive Catalyst Monoliths”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **40**, 43 – 53 (2013).
13) K. Hirata, M. Ota, R. Oda, H. Tanigawa and J. Funaki, “On a Novel Diffuser for Efficient Automotive Catalytic Converters”, *JSME Int. J., Series B*, **49** [4], 1206–1211 (2006).
14) 平田勝哉，太田光彦，小田良治，谷川博哉，舟木治郎，“高効率自動車用触媒コンバータの為の新しいディフューザ”，日本機械学会論文集（B 編）, **73** [728], 996–1001 (2007).
15) 平田勝哉，小田良治，田中慎也，谷川博哉，舟木治郎，“触媒コンバータの損失低減と分布特性改善の為の新手法”，同志社理工学研究報告, **49** [2], 32–38 (2008).
16) 平田勝哉，田中慎也，谷川博哉，舟木治郎，“触媒コンバータ用新型気流デフレクタによる速度分布の改善”，同志社理工学研究報告, **49** [3] 19–25 (2008).
17) K. Hirata, R. Oda, S. Tanaka, H. Tanigawa and J. Funaki, “Pressure-Loss Reduction and Velocity-Profile Improvement in a Catalytic Converter by a Flow Deflector”, *J. Automobile Engineering, Proc. IMechE, Part D*, **222**, [3], 455–467 (2008).
18) H. Blasius, Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgangen in Flüssigkeiten, *Forschungsheft*, (Geb. Ing-Wes., Berlin, 1913), pp. 1 – 41.
19) J. Weisbach, *Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik,* Vol. Ⅱ. Theoretische Mechanik, (Bieweg und Sohn, Braunschweig, 1845) in Latin.