

弾性管内脈動流れの摩擦抵抗軽減に関する研究

著者	福原 稔, 野? 勉, 河内山 修, 小西 綾, 大山 謙二
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	37
ページ	13-18
別言語のタイトル	Study on Friction Drag Reduction through Pulsating Flow in Flexible Tube
URL	http://hdl.handle.net/10232/12359

弾性管内脈動流れの摩擦抵抗軽減に関する研究

著者	福原 稔, 野? 勉, 河内山 修, 小西 綾, 大山 謙二
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	37
ページ	13-18
別言語のタイトル	Study on Friction Drag Reduction through Pulsating Flow in Flexible Tube
URL	http://hdl.handle.net/10232/00007672

弾性管内脈動流れの摩擦抵抗軽減に関する研究

福原 稔・野崎 勉・河内山 修・
小西 綾・大山 謙二
(受理 平成7年5月31日)

Study on Friction Drag Reduction through Pulsating Flow in Flexible Tube

Minoru FUKUHARA, Tsutomu NOZAKI, Osamu KOUCHIYAMA,
Ryo KONISHI and Kenji OYAMA

In order to clarify the characteristics of pulsating flow in a flexible tube and a rigid tube, the fluctuating pressures were measured on the surface of the test tube. The influences of rotation frequency and stroke length as the parameter of the pulsating flow on drag reduction were examined. The coefficient of friction in the case of a pulsating flow does not change compared with that of a steady flow. Namely, it is clear that the coefficient of friction in a flexible tube is smaller than that in a rigid tube, in the case of the pulsating flow. This result is related to the turbulence of the fluctuating pressure.

1. まえがき

摩擦抵抗を軽減することは工学的に重要な問題の一つであり、近年実験的、理論的研究が盛んに行われている¹⁾²⁾。その摩擦抵抗を軽減する方法として、高分子溶液の添加 (Toms 効果)³⁾、リプレット⁴⁾、LEBUs (Large Eddy Brakeup Devices)⁵⁾、そしてしなやかな壁 (弾性管)^{6)~8)}などが挙げられる。著者らは弾性管に着目し、前報⁹⁾¹⁰⁾において供試管に流入する流れが定常流の場合、弾性管内流れの摩擦抵抗が剛体管内流れのそれに比べて小さくなることを示すとともに、その要因について圧力および変位の変動特性から抵抗軽減現象のメカニズムの解明を行ってきた。

また、非定常流れである脈動流れとは時間平均流速が零となる振動流れに時間平均量を重ね合わせた流れということができ、近江ら¹¹⁾などにより流動形態と摩擦損失について研究が行われている。これらの供試管には剛体管が用いられており、弾性管を用いたものには河野¹²⁾により報告されているが、作動流体の粘性による伝播特性について述べたものであり、摩擦損失については言及していない。

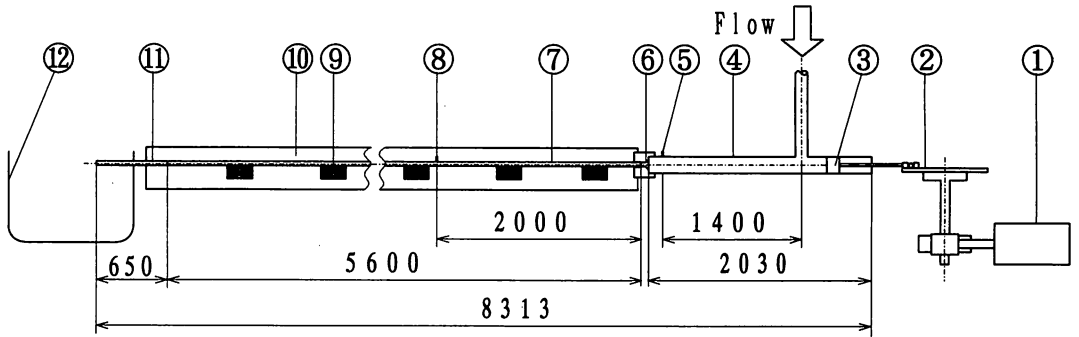
そこで本報では、前報⁹⁾¹⁰⁾で述べた弾性管による抵抗軽減効果を踏まえ、供試管に流入する流れが脈動流の場合において摩擦抵抗がどのように変化するかを実験的に調べた。つまり、弾性管壁面に直接圧力センサーを取付け圧力変動特性を計測し、管摩擦係数に及ぼす脈動周波数および振幅の影響について調査した。

2. おもな記号

E : 変動圧力の帯域エネルギー Pa
 f : 周波数 Hz
 L : ストローク m
 N : 回転数 rps
 p : 瞬時圧力 kPa
 P_{mean} : 平均圧力 Pa
 S : 変動圧力のパワースペクトル Pa
 t : 時間 sec
 λ : 時間平均管摩擦係数

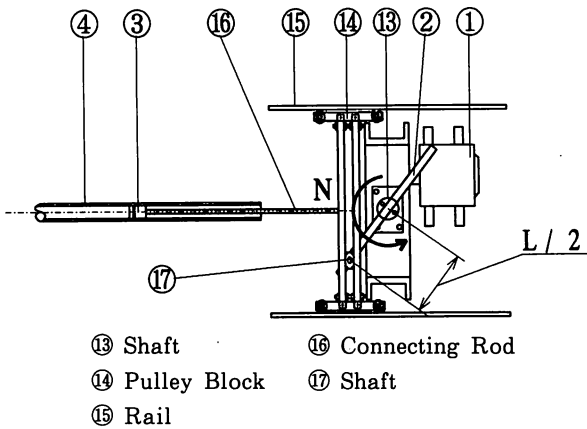
3. 実験装置及び方法

供試管のうち、弾性管を取付けた場合の装置の概略図を図1(a)に示す。作動流体の水はアクリル管④(ϕ



- ① Motor
- ② Arm
- ③ Piston
- ④ Acrylic Tube
- ⑤ Pressure Gage (Upstream)
- ⑥ Nozzle
- ⑦ Flexible Tube
- ⑧ Pressure Gage (Downstream)
- ⑨ Sponge
- ⑩ Water Tank
- ⑪ Rigid Tube
- ⑫ Flow Meter

図1(a) 実験装置概略図



- ⑬ Shaft
- ⑭ Pulley Block
- ⑮ Rail
- ⑯ Connecting Rod
- ⑰ Shaft

図1(b) スコッチヨーク機構概略図

30mm) 内のピストン③により加速・減速されノズル⑥で縮流された後、水槽⑩内に水平に設置された弾性管⑦に流入し、体積流量計⑫へ流出する。ピストンの作動方式としては、図1(b)に示すスコッチヨーク機構を採用した。この機構はアクリル管④の中心線上を接続棒⑯が移動するので、ピストンのストロークを長くとることができ、しかも水漏れや作動不良も起こしにくいという特徴を有する。図1(b)でわかるように、モーター①はウォームギアを介して回転軸③を駆動させ、アーム②を回転させる。この回転運動はアームの

一端に取付けた軸⑰を介して滑車⑭を往復運動に変換し、垂直に取付けた接続棒の先端にあるピストンを直線的に移動させることにより脈動流れを発生させる。アームの回転数はモーターの回転数を制御するインバーターにより調節でき、ピストンのストロークは回転軸中心からのアームの長さにより調節できる。よって、脈動流のパラメータとしての周波数および振幅はそれぞれアームの回転数およびピストンのストロークにより可変できることから、本文中ではそれぞれ回転数およびストロークと呼ぶことにする。本実験では表1に示すように、供試管への流入条件として定常流に加え、脈動流として回転数を0.10, 0.15, 0.20 rpsの3種類、ストロークを0.06, 0.12, 0.18mの3種類に変化させた。

供試管は前報と同様、剛体管にアクリル管、弾性管にシリコン管を用い、それぞれの管の内径は10

表1 実験条件

流入状態	回転数 rps	ストローク m
定常流	0	0
脈動流	0.10	0.06
	0.15	0.12
	0.20	0.18

mmと一定にした。弾性管は前報で用いた4種類のうち、抵抗減少量が最も大きい肉厚1.5mmシリコン管(ポアソン比:0.45, ヤング率: $2.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, メーカー仕様値)のみを用いた。供試管の管長は剛体管の場合6m, 弾性管の場合5.6m(図1(a)参照)であり、管摩擦係数の計測精度を上げるために十分長くとした。弾性管の場合には管内に水が流れることによって管内径が大きくなるが、前報と同様に静止流体中における管内径を代表寸法として用いることにする。管内の平均流速は体積流量計で流量を計測して求める。その際、流量の測定時間は脈動波形の2~4周期分に相当する約20secとした。レイノルズ数は上述の値を用いて算出し、時間平均したレイノルズ数は 2.0×10^4 と一定にした。

圧力の測定は、供試管前方の場合作動流体の流入口から下流1.4mの位置に取付けた圧力センサー⑤を用

い、また供試管内の場合ノズルから下流2mの位置に取付けた圧力センサー⑧を用いて行う。センサー出力より変動圧力を計測し、その圧力から時間平均して得られる平均圧力を用いて管摩擦係数を算出する。サンプリング時間は平均圧力値の測定精度を考慮して300secとした。変動特性の周波数特性はFFTアナライザーを用いて解析され、ここではサンプリング回数を128とした。また、離散周波数成分の周波数領域に含まれる変動エネルギーに等価量として、変動圧力のスペクトル分布中の帯域に含まれる出力レベルを計測した。この量を本文中では帯域エネルギーと呼ぶことにする。

4. 実験結果及び考察

4.1 流入条件

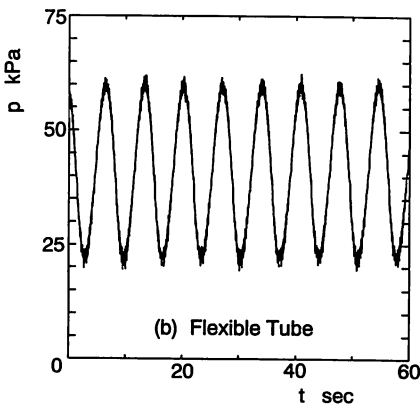
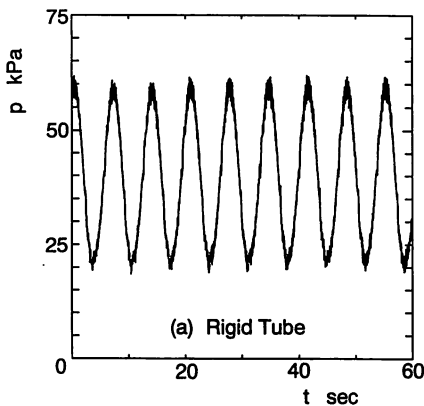
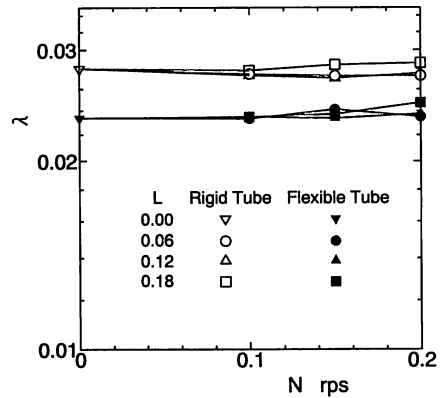
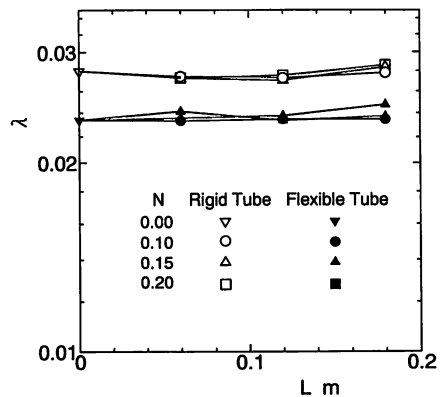


図2 供試管前方における圧力変動波形 ($N=0.15\text{rps}$, $L=0.18\text{m}$)



(a) 回転数の影響



(b) ストロークの影響

図3 時間平均管摩擦係数

供試管前方において脈動流の圧力波形を計測し、それぞれの供試管における流入条件の確認を行った。図2(a)および(b)は、供試管としてそれぞれ剛体管および弾性管を取付けた場合の供試管前方での脈動流(回転数 $N = 0.15\text{rps}$, ストローク $L = 0.18\text{m}$)の圧力波形の一例を示しており、横軸に時間 t [sec], 縦軸に圧力の瞬時値 p [kPa] をとる。その結果、供試管前方での剛体管と弾性管の圧力波形の乱れにはほとんど違いは見られないことがわかった。

4. 2 平均特性

そこで、供試管内での流動状態の違いについて調べる。まず、時間平均特性量を表す管摩擦係数の結果を図3(a)および(b)にそれぞれ回転数およびストロークの変化として示し、横軸にそれぞれ回転数 N [rps] およびストローク L [m], 縦軸に時間平均した管摩擦係数 λ をとる。供試管に流入する流れが定常流

($N = 0\text{rps}$, $L = 0\text{m}$) の場合の管摩擦係数は弾性管の方が剛体管に比べて減少しており、この値は前報で述べた定常流の結果とほぼ一致している。また脈動流の場合の管摩擦係数は、それぞれの供試管において図3(a)に示す回転数を変化させた場合も、また図3(b)に示すストロークを変化させた場合も定常流の場合と比較してあまり変化がない。言い換えると、前報で述べた定常流の場合と同様脈動流の場合においても、弾性管の管摩擦係数が剛体管の場合よりも小さくなることわかる。

4. 3 変動特性

次に、変動特性を調べることにより前述した平均特性との関係を明らかにする。まず、供試管に流入する流れが定常流の場合 ($N = 0\text{rps}$, $L = 0\text{m}$) についてそれぞれ剛体管および弾性管の圧力波形を図4(a)および(b)に示す。前報においては時間間隔を 0.4s とし

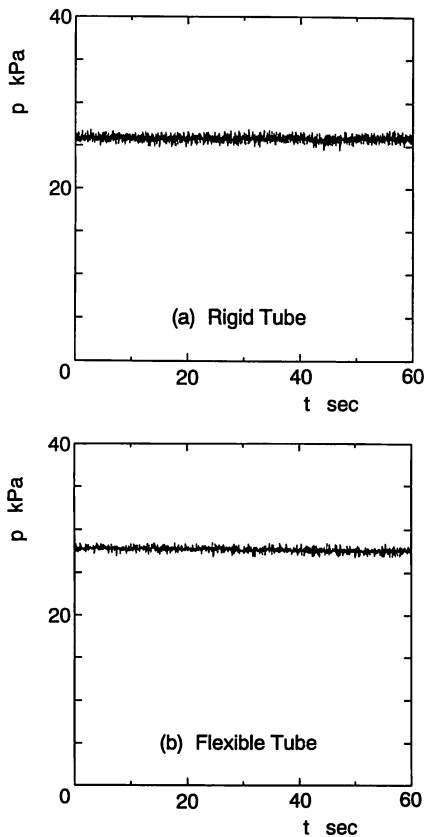


図 4 供試管内における圧力変動波形 ($N = 0\text{rps}$, $L = 0\text{m}$)

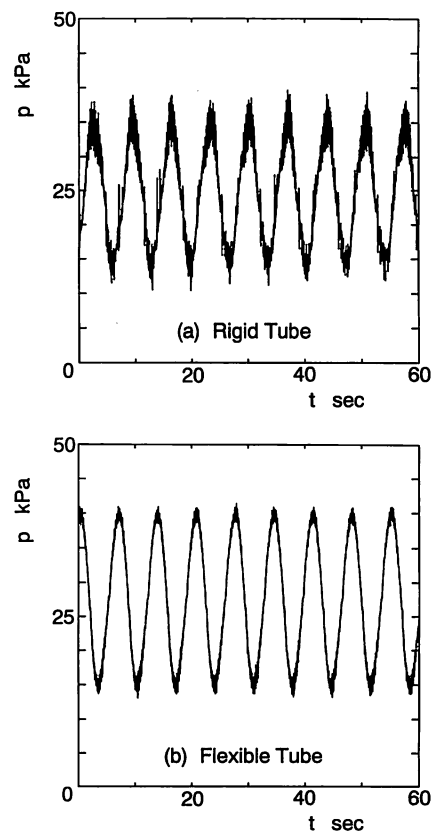


図 5 供試管内における圧力変動波形 ($N = 0.15\text{rps}$, $L = 0.18\text{m}$)

で示しているが、この図からも弾性管の変動圧力の乱れが剛体管の場合に比べて小さくなることを示している。図5(a)および(b)は、それぞれ剛体管および弾性管の圧力波形を図2と同じ脈動条件($N=0.15$ rps, $L=0.18$ m)について示している。この図より、剛体管の圧力波形は脈動流の基本波上に微小な乱れが見られ、弾性管の場合には剛体管の場合に比べて変動圧力の乱れが小さいことがわかる。よって、供試管に流入する流れが定常流の場合にみられるように脈動流の場合にも、剛体管に比べ弾性管のほうが変動圧力の乱れ成分が小さくなることがわかる。

これらの圧力波形で見られた乱れの差異を明らかにするため周波数解析を行う。図6および図7は、それぞれ図4および図5の周波数特性の解析結果で、変動

圧力のパワースペクトル分布を示しており、横軸に周波数 f [Hz]、縦軸にパワースペクトル S [Pa]をとる。まず、図6に示すように供試管に流入する流れが定常流の場合について調べる。前報で述べたように剛体管のパワースペクトルに比べて弾性管のほうが小さくなっている。図6(a)に示す剛体管の場合周波数が60 Hz付近にピークが見られ前報とは若干異なるが、後述する帯域エネルギーの評価にはあまり影響がないと考えられる。その理由はこれよりさらに低い周波数帯域に高いピークが存在するからであり、このピークのほうが帯域エネルギーに及ぼす影響が大きくなることから推察できるであろう。図7に示すように供試管

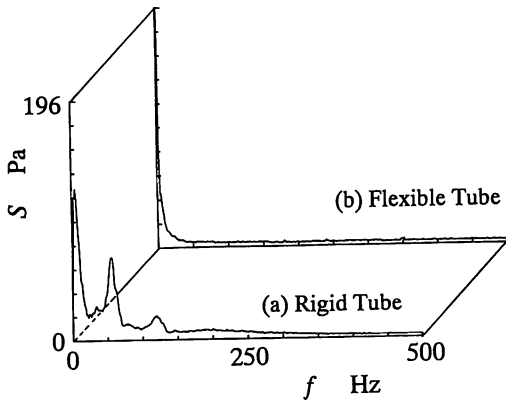


図6 変動圧力のパワースペクトル分布 ($N=0$ rps, $L=0$ m)

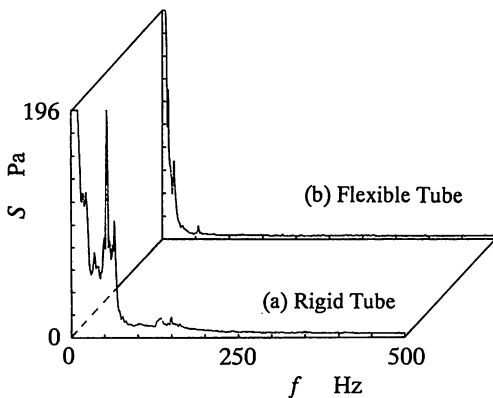
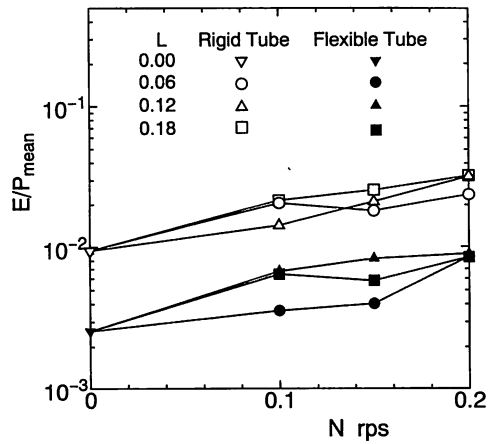


図7 変動圧力のパワースペクトル分布 ($N=0.15$ rps, $L=0.18$ m)



(a) 回転数の影響

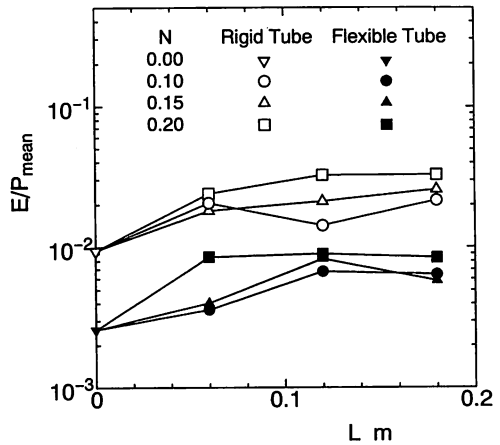


図8 変動圧力の帯域エネルギー

に流入する流れが脈動流の場合について調べる。図7(a)に示す剛体管の場合周波数が80Hz以下の帯域に、また図7(b)に示す弾性管の場合周波数が30Hz以下の帯域にパワースペクトルの卓越したピークが見られる。この現象を示す周波数帯域では弾性管の方が剛体管に比べて狭く、しかもピーク値は小さいことがわかる。このような剛体管と弾性管の差異については、他の回転数やストロークの場合についても定性的に同様なことがいえる(図略)。

このようなパワースペクトル分布を定量的に評価するため、変動圧力の帯域エネルギーをプロットして調べた結果を図8(a)および(b)に示す。横軸は図3の場合と同様であり、縦軸には時間平均圧力で無次元化した帯域エネルギー E/P_{mean} とする。設定した脈動流の基本波形を表す0.2Hzより低い周波数帯域は除いて考察する必要があるが、本実験では10Hzより低い周波数帯域を含めると測定精度が悪くなるため、その低周波数帯域を除いて帯域エネルギーを求めることにした。図8(a)の回転数を変化させた場合、帯域エネルギーは定常流に比べて脈動流の方が若干増加している。このことは図8(b)のストロークを変化させた場合にも同様なことがいえる。この傾向と図3に示す平均特性の傾向とは異なるが、この現象についてはパワースペクトル分布の再現性や帯域エネルギーの周波数範囲の設定などに問題点があると考えられ、今後より信頼性の高い実験解析が待たれる。ところで剛体管と弾性管の帯域エネルギーを比較すると、全ての脈動条件において弾性管の帯域エネルギーが剛体管のそれに比べて減少していることから、平均特性を表す管摩擦係数とは定性的に一致していることがわかる。

5. むすび

供試管に流入する流れが脈動流の場合(回転数: 0~0.20 rps, ストローク: 0~0.18 m)において、弾性管および剛体管を用いて壁面圧力の変動特性を計測した結果、以下のような結論を得た。

(1) 供試管に流入する流れが脈動流の場合の管摩擦係数は、それぞれの供試管において回転数およびストロークが増加しても定常流の場合と比較してあまり

変化がない。言い換えると、前報で述べた定常流の場合と同様脈動流の場合においても、弾性管の管摩擦係数が剛体管の場合よりも小さくなることがわかる。

(2) 供試管に流入する流れが脈動流の場合においても、弾性管の変動圧力の乱れが剛体管のそれに比べて減少しており、管摩擦係数とは定性的に一致していることがわかる。

終わりに、本実験に協力された当時本学部4年生立仙太一氏に深く感謝する。また、本研究の一部は平成7年度笹川科学研究助成金によったことを記して謝意を表す。

文 献

- 1) Bushnell, D. M. and Hefner, J. N., Viscous Drag Reduction in Boundary Layers, (1990), AIAA.
- 2) Gyr, A., Structure of Turbulence and Drag Reduction, (1990), Springer-Verlag.
- 3) Landahl, M. T., Theoretical and Applied Mechanics, (1973), 177, Springer-Verlag.
- 4) Walsh, M. J., AIAA Paper, 82-0169 (1982).
- 5) Corke, T. C., Guezennec, Y. G. and Nagib, H. M., Viscous Flow Drag Reduction, (1980), 128, AIAA.
- 6) Kramer, M. O., J. Amer. Soc. Nav. Engrs., 72 (1960), 25.
- 7) Stein, P. D., Walbuun, F. J. and Blick, E. F., Biorheology, 17 (1980), 275.
- 8) 荒川・松信, 日本バイオレオロジー学会論文集, 5 (1982), 226.
- 9) 福原・野崎・岩坪・有水, 機論, 59-568, B (1993), 3804.
- 10) 福原・野崎・岩坪・鈴木, 機論, 61-581, B (1995), 90.
- 11) 近江・井口・碓井・南, 機論, 46-404, B (1980), 619.
- 12) 河野, 第20回流体力学講演会講演集, (1988), 126.