可変共振モード形サイドブランチの開発研究*

小嶋 英一^{*1}, 木村 敬知^{*2}
寺沢 達士^{*2}, 竹下 清一郎^{*3}Development Research of Variable Resonance-Mode Type
of Side-Branch ResonatorsEiichi KOJIMA, Yoshikazu KIMURA,
Tatsushi TERASAWA and Seiichiro TAKESHITA

The variable resonance-mode type of side-branch resonators which can be adjusted freely at the desired resonance modes (i. e., desired resonance frequencies and mode shapes) with a single closed-end tube configuration, unlike a conventional side-branch, are newly developed and their attenuation characteristics are investigated theoretically and experimentally. The mechanism of variable-mode is based on the principle that the resonance mode of fluid wave motion in a side-branch tube can be changed arbitrarily with the adjustment of reflection factors at the choke orifices which are inserted in it. The present variable resonance-mode type of side-branch resonators are devised in order to reduce the several harmonics of the fixed discrete-frequency pressure pulsation such as those generated by a fixed speed hydraulic pump. A successful mathematical means (optimum design method) of sizing the desired lengths and diameters of n number of choke orifices and lengths of divided $n+1$ number of side-branch tube parts so as to coincide resonance frequencies with the desired one is outlined. It has been confirmed in the bench tests that the proposed side-branch resonators yield the satisfactory insertion loss characteristics so far as they are used in a hydraulic circuit with very short length of outlet pipe in which the influence of standing wave is negligible. Further, the present side-branch designed so as to reduce the 1st and 2nd harmonics of pressure pulsation has proven to be very successful also in application to a real hydraulic excavator for reduction of air-borne noise as well as pressure pulsation of these harmonics.

Key Words: Fluid Power System, Pressure Ripple, Fluid-Borne Noise, Noise, Side-Branch, Transmission Loss, Insertion Loss, Silencer, Hydraulic Muffler

1. 緒 論

油圧装置騒音の主たる原因が油圧ポンプの吐出し流量脈動に起因する圧力脈動(流体伝ば振動)によるものであることはよく知られている。この圧力脈動は、例えばピストンポンプの場合には、ピストン周波数(ピストン本数とポンプ回転周波数の積)を基本周波数とする調和周波数で振幅スペクトルがピークを示す離散周波数圧力脈動である。したがって、ポンプ回転数の変化が少なければ、圧力脈動の調和周波数もほぼ一定と考えてよい。

いっぽう、油圧装置の中には、例えば油圧エクスカベータや射出成形機のように、負荷サイクル中のポンプ回転数の変化が比較的少なく、しかも圧力脈動の3倍次数程度までの調和成分を減衰できれば騒音が著しく低減できるものも数多くある。

従来、このような周波数の一定な離散周波数圧力脈

動の減衰には、脈動の基本周波数(あるいは減衰すべき最低次数の調和周波数)に対応する波長の1/4の長さの閉鎖端サイドブランチ(以下、単にサイドブランチまたは閉鎖管と略記する)が広く用いられている。しかし、サイドブランチは1/4波長モードの共振周波数の奇数倍の離散周波数の近傍でしか十分な減衰効果を発揮できない狭帯域の脈動吸収器であるため、奇数倍以外の調和成分も減衰させたい場合には、さらに長さの異なる1本または2本のサイドブランチを設ける必要があり、取付スペースや価格の面で問題となる。

以上のような従来の問題を解決するため“可変共振モード形サイドブランチ”と呼ぶ新しいサイドブランチを開発した⁽¹⁾。本可変共振モード形サイドブランチは閉鎖管の途中に複数のチョーク形絞りを設けて閉鎖管を複数の部分に分割し、絞りの径と長さを調整して絞り端における閉鎖管内の流体波動の反射率を適切な値に調節することにより、1本のサイドブランチで複数の所望の共振モードを実現できるようにしたものである。

本論文では、本可変共振モード形サイドブランチの基礎原理、数学モデルと最適化設計法、脈動減衰性能、

* 原稿受付 1997年7月11日。

^{*1} 正員、神奈川大学工学部(☎211-8686 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)。^{*2} 神奈川大学大学院。^{*3} 日立建機(株)技術研究所(☎300-0013 土浦市神立町650)。

実機(油圧ショベル)に適用したときの圧力脈動と騒音の低減効果などについて報告する。

2. 記 号

本論文で使用する主な記号は以下のとおりである。

- A_i : サイドブランチ(閉鎖管)の分割部の伝達マトリックス ($i=1, 2, \dots$)
- B_k : チョーク形絞りの伝達マトリックス ($k=1, 2, \dots$)
- C : サイドブランチの始端と終端(閉鎖端)の間の伝達マトリックス
- c : 流体中の音速
- D : 閉鎖管の直径
- d_k : チョーク形絞りの直径
- f : 脈動周波数
- $f_{r,j}$: サイドブランチの共振周波数 ($j=1, 2, \dots$)
- $f_{r,j}^*$: $f_{r,j}$ の目標値
- L_i : 閉鎖管の分割部の長さ
- l_k : チョーク形絞りの長さ
- P : 圧力脈動
- $P(X)$: 目的関数〔式(12)を参照〕
- Q : 流量脈動
- r : 閉鎖管の内半径 $= D/2$
- r_k : チョーク形絞りの内半径 $= d_k/2$
- s : ラプラス演算子
- T : サイドブランチ取付部における主管路の入口と出口の間の伝達マトリックス
- TL : 透過損失
- $Z_{c,0}$: サイドブランチの接続管路(主管路)の特性インピーダンス
- $Z_{s,c}$: 閉鎖管の分割部の特性インピーダンス
- $Z_{s,i}$: サイドブランチの始端から終端(閉鎖端)をみた入口インピーダンス
- X : 設計変数
- α_k : 制約条件を表す係数〔式(13)を参照〕
- $\xi(s)$: 閉鎖管内流体の粘性抵抗を表す複素係数
- $\xi_k(s)$: チョーク形絞りに流体の粘性抵抗を表す複素係数
- ρ : 流体の密度
- ν : 流体の動粘度

3. 本可変共振モード形サイドブランチの原理と設計法

3.1 基本原理と構造 図1(a)に示す通常のサイドブランチでは波の反射は入口端を除いては閉鎖端でしか起こらず、しかもその反射率は周波数によらず

Fig.1 Schematic diagram of (a) conventional side-branch, (b) present proposed and (c) alternative variable resonance-mode type of side-branch

Fig.2 Transmission loss of the conventional side-branch

一定($=-1$)であるため、共振モードは1/4波長モードの周波数の奇数倍で発生し、後述する透過損失も図2のような特性をもつ。

本サイドブランチは、図1(b)に示すように閉鎖管の途中に複数(図の例では2個)のチョーク形絞りを挿入して絞端でも波の反射を起こさせるとともに、流体の慣性効果に基づく絞端での反射率の周波数依存性を積極的に利用し、絞りの径と長さを適切に調整して共振周波数とモード形を任意に設定できるようにするものである。例えば、2個のチョーク絞りを挿入し、各絞りの径と長さおよび三つの部分に分割された閉鎖管の各長さを適切に調節することにより、通常のサイドブランチの1次(1/4波長)、3次(3/4波長)および5次(5/4波長)に相当するモード形を、図3に示すように基本周波数の整数倍である1次、2次および3次の共振モード形として変換させることができる。

なお、図1(c)に示すような径の異なる複数の管路を直列に接続したサイドブランチ(多段形サイドブランチ)でも可変モード特性を実現することは可能であるが(本論文の付録を参照)⁽²⁾、製作の容易さや設計のフレキシビリティから図1(b)に示す本サイドブランチの方が実用的であると考えられる。

3.2 数学モデル 分割された閉鎖管内の流体中

Fig. 3 Resonance mode of the present devised variable mode type of side-branch (shown in Fig. 1 (b))

の波動に対して、剛体管(詳しくは、管壁の弾性を流体の等価体積弾性係数の中で考慮する弾性管)内の非定常層流の一次元波動方程式が成立つと仮定すると、 i 番めの管路の上流側の圧力脈動および流量脈動と下流側の圧力脈動および流量脈動の関係を表す伝達マトリックス A_i はラプラス領域で次式で与えられる⁽³⁾。

$$A_i = \begin{bmatrix} \cosh \left\{ \frac{\xi(s)s}{c} L_i \right\} \\ \frac{1}{Z_{s,c}} \sinh \left\{ \frac{\xi(s)s}{c} L_i \right\} \\ Z_{s,c} \sinh \left\{ \frac{\xi(s)s}{c} L_i \right\} \\ \cosh \left\{ \frac{\xi(s)s}{c} L_i \right\} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 $\xi(s)$ は粘性抵抗を表す複素係数、 $Z_{s,c}$ は特性インピーダンスであり、それぞれ次式で与えられる。

$$\xi(s) \cong 1 + \sqrt{\frac{\nu}{r^2 s} + \frac{\nu}{r^2 s}} \dots\dots\dots (2)$$

$$Z_{s,c} = \frac{\rho c \xi(s)}{\pi r^2} \dots\dots\dots (3)$$

チョーク形絞り部の伝達マトリックス B_k も流れを非定常層流と仮定すると式(1)と同じ形で表されるが、長さ l_k が波長に比べて著しく短いとすると、次のように簡略化される。

$$B_k = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\rho l_k \xi_k(s)^2}{\pi r_k^2} s \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (4)$$

したがって、例えば図4のように2個のチョーク形絞りを挿入して閉鎖管を3個の部分に分割したサイドブランチの始端の圧力脈動 $P_{s,1}$ 、流量脈動 $Q_{s,1}$ と終端の圧力脈動 $P_{s,6}$ 、流量脈動 $Q_{s,6}$ の間の関係は伝達マトリックス C を用いて次のように表せる。

$$\begin{bmatrix} P_{s,1} \\ Q_{s,1} \end{bmatrix} = C \begin{bmatrix} P_{s,6} \\ Q_{s,6} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (5)$$

ここに

$$C = A_1 \cdot B_1 \cdot A_2 \cdot B_2 \cdot A_3$$

Fig. 4 State and design variables of the variable resonance-mode type of side-branch with two choke orifices

$$\equiv \begin{bmatrix} C_{1,1} & C_{1,2} \\ C_{2,1} & C_{2,2} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (6)$$

式(5)で $Q_{s,6} = 0$ と置くと、サイドブランチの始端から終端(閉鎖端)側をみた入口インピーダンス $Z_{s,1} (= P_{s,1}/Q_{s,1})$ が次式のように得られる。

$$Z_{s,1} = \frac{C_{1,1}}{C_{2,1}} \dots\dots\dots (7)$$

このサイドブランチを図4に示すように主管路に分岐接続した場合の、分岐部における主管路の入口と出口の間の伝達マトリックスを T とすると、 P_1 , Q_1 と P_2 , Q_2 の関係は次のように表せる。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (8)$$

ここに

$$T = \begin{bmatrix} T_{1,1} & T_{1,2} \\ T_{2,1} & T_{2,2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ C_{2,1}/C_{1,1} & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (9)$$

伝達マトリックス T の各係数 $T_{1,1} \sim T_{2,2}$ が求まると、サイレンサの減衰性能に対する固有の特性値である透過損失 TL が次式により求められる⁽⁶⁾。

$$TL = 20 \log \left\{ \frac{1}{2} \left| T_{1,1} + \frac{T_{1,2}}{Z_{c,0}} + Z_{c,0} T_{2,1} + T_{2,2} \right| \right\} \dots\dots\dots (10)$$

3.3 最適化設計法と設計結果 ここでは、サイドブランチの共振周波数 $f_{r,i}$ を所望の複数の目標共振周波数 $f_{r,i}^*$ に一致させ、しかも各共振周波数における透過損失の極大値 $TL(f_{r,i})$ が所定の値になるように、分割された各閉鎖管部およびチョーク絞りの長さや径を求めるものである。ただし、本研究では実用性と製作可能性を考慮して、閉鎖管および絞りの径を設計変

Table 1 Calculated design variables and given variables of the test variable resonance-mode type of side-branches

Variables		Design variables					Given variables							
		L_1	L_2	L_3	l_1	l_2	D	d_1	d_2	$f_{r,1}^*$	$f_{r,2}^*$	$f_{r,3}^*$	α_1	α_2
Steel-pipe made	No.1	990	250	—	55	—	19.4	4	—	250	500	—	0.8	—
	No.2	950	250	—	61	—	19.4	4	—	250	500	—	1.0	—
	No.3	900	250	—	70	—	19.4	4	—	250	500	—	1.1	—
	No.4	703	209	132	34	52	19.4	4	3	250	500	750	1.0	1.0
	No.5	738	225	134	30	48	19.4	4	3	250	500	750	0.9	0.8
Flexible-hose made	No.6	770	210	—	52	—	19.0	4	—	230	460	—	0.95	—
	No.7	585	181	110	28	45	19.0	4	3	230	460	690	1.0	1.0

数から除外した。そのため、各共振周波数における透過損失 $TL(f_{r,i})$ の極大値の大きさそのものには制約を設けず、各極大値の比率(重み)のみに制約を設けた。設計変数の探索には制約条件付きの最適化手法の一つであるコンプレックス法⁽⁴⁾を用いた。

以下に、チョーク形絞りが2個の場合の設計変数、目的関数および制約条件の式を示す。

設計変数：

$$X = \{L_1, L_2, L_3, l_1, l_2\}^T \quad \dots\dots\dots (11)$$

目的関数：

$$P(X) = |f_{r,1} - f_{r,1}^*| + |f_{r,2} - f_{r,2}^*| + |f_{r,3} - f_{r,3}^*| \quad \dots\dots\dots (12)$$

制約条件：

$$\left. \begin{aligned} TL(f_{r,2}) &= \alpha_1 \cdot TL(f_{r,1}) \\ TL(f_{r,3}) &= \alpha_2 \cdot TL(f_{r,1}) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (13)$$

表1に、絞りが1個と2個の場合の鋼管製(スケジュール80、内径：19.4 mm)と高圧ゴムホース製(常用最高圧力：35 MPa、内径：19 mm)の制約条件の異なる計7種類(No.1～7)の設計結果を示す。ただし、本研究では共振周波数を目標周波数に一致させることを設計の第一義にしているため、ホース壁の粘弾性特性およびかしめ部を含む金属製継手部の断面縮小が流体波動の特性に著しく影響する高圧ゴムホース製のものに対しても、近似的に式(1)と同じ一様断面の剛体管路モデルを用いて(ただし、音速 c のみを別途の実験により求めた鋼管の場合の1440 m/sから1090 m/sに変更して)設計を行った。なお、チョーク形絞りの製作に当たっては、上で得られた l_1 と l_2 の値を基に、開口端補正($\approx 4d_k/3\pi$)と面取り長さを考慮して絞りの製作寸法を決定した。

4. 基礎実験の結果と考察

4.1 透過損失 図5は閉鎖管が鋼管製でチョー

Fig. 5 Transmission loss of the steel-made side-branch with one choke-orifice (No. 1～3)

ク絞りが1個 ($f_{r,1}^* = 250$ Hz, $f_{r,2}^* = 500$ Hz) の本サイドブランチの透過損失の実測値と設計値(計算値)であり, 異なる制約条件(α の値)の下で設計された3種類 (No. 1~3) の結果がそれぞれ図5(a)~(c)に示してある. なお, 透過損失の実測値は著者らの一人が油圧機器用に改良した方法⁽⁵⁾⁽⁶⁾で実測した伝達マトリックス係数[式(9)の $T_{1,1} \sim T_{2,2}$]を基に式(10)から算出したもの, 設計値は前章で得られた設計変数を用いて式(9)から理論的に求まる伝達マトリックス係数(すなわち, $T_{1,1}=1$, $T_{1,2}=0$, $T_{2,1}=C_{2,1}/C_{1,1}$, $T_{2,2}=1$)を基に式(10)から算出したものである.

図6は, 閉鎖管が鋼管製でチョーク絞りが2個 ($f_{r,1}^* = 250$ Hz, $f_{r,2}^* = 500$ Hz, $f_{r,3}^* = 750$ Hz) の本サイドブランチ (No. 4, 5) に対する結果である.

これらの結果から, (1)本研究で使用した最適化手法により, 指定した制約条件の下で共振周波数が目標周波数とほぼ完全に一致するように設計変数が探索されていること, (2)共振周波数に関する限り, いずれの場合にも実測値は設計値と極めてよく一致していること, (3)各共振周波数における透過損失の極大値の比率(α_1 , α_2)に関しては, 実測値と設計値は定量的にも大略一致しているが, 極大値の値そのものに関しては, 実測値の方が設計値よりも5~25%程度低くなっていることなどがわかる. この中, 上記(3)に関して

Fig. 6 Transmission loss of the steel-made side-branch with two choke orifices (No. 4, 5)

は, チョーク絞りが2個のサイドブランチの1次の共振周波数[この共振モードは主として径(d_2)が小さく長さ(l_2)が大きいチョーク絞り2に支配される]においてその差異が特に大きいことから, この差異は絞りの入口および出口損失(抵抗)を無視しているなどの絞り部の流れの抵抗に対する本数学モデルの不十分さに起因しているものと推察される.

しかし, 本考案のサイドブランチは共振モードを自由に調整できることを最大の特徴としていること, 透過損失は管路の終端が無反射の特別な条件下での減衰性能であり, 実用に当っては挿入損失が問題になることなどを考慮すると, 本研究目的に関する限りは, 本数学モデル[式(1)~(4)]を用いて設計しても実用上十分であると考えられる.

図7は, 閉鎖管が高圧ゴムホース製で絞りが1個 ($f_{r,1}^* = 230$ Hz, $f_{r,2}^* = 460$ Hz) と2個 ($f_{r,1}^* = 230$ Hz, $f_{r,2}^* = 460$ Hz, $f_{r,3}^* = 690$ Hz) の場合の結果であり, 共振周波数に関しては, いずれも実測値は目標周波数にほぼ(実用上十分な精度で)一致している.

しかし, 共振周波数における透過損失の極大値に関しては, 実測値は設計値よりもかなり小さく, また, その差異は次数とともに増大している. この差異が主としてかしめ固定部を含む継手部における管路断面の

Fig. 7 Transmission loss of the flexible hose-made side-branch with one and two choke orifices (No. 6, 7)

縮小によるものであることは数値シミュレーションにより確認したが、前述したように本研究目的に関する限りは、高圧ゴムホース製の本サイドブランチの管路部分に対しても近似的に一樣断面の弾性管モデルを用いて設計してもよいと考える。

4.2 挿入損失 挿入損失はサイレンサを挿入した場合としない場合の圧力脈動の最大振幅の比であり（通常、デシベル単位で表す）⁽⁷⁾、設計者の最も知りたい脈動減衰特性である。しかし、この挿入損失は、サイレンサ挿入位置における（１）サイレンサの入口インピーダンス、（２）負荷側を見た主管路のインピーダンス、および（３）流量脈動源（ポンプ内部）側を見た主管路のインピーダンスの三つの特性の組合せにより複雑に変化する。特に、上記（２）と（３）の主管路のインピーダンスは定在波の影響により位置と周波数に著しく依存する。そのため、サイレンサの挿入位置が圧力脈動の定在波の節（node）にくるような調和成分に対しては、サイレンサはたとえ潜在的な脈動吸収性能を有していてもその効果を十分に発揮することはできない。理想的には、圧力脈動のすべての調和成分の定在波に対して節の位置にならないポンプ内部の流量脈動源端の近くに挿入することが望ましいが、ポンプケーシング内通路を特別に設計しない限り、これは実現不可能である。

ここでは、開発の第１段階として、本研究で対象にする約 800 Hz 程度までの調和成分に対しては定在波の影響が無視できるように、油圧ポンプの吐き出しポートに直結したサイドブランチ挿入用のブロックの直後に負荷弁を取付けた仮想の（主管路のない）模擬油圧回路を用いてサイドブランチ有無の場合の圧力脈動を測定し、本可変共振モード形サイドブランチの潜在的な脈動減衰性能を調べた。

図 8 は測定結果の一例であり、脈動の基本周波数が 250 Hz になるようにポンプ回転数を設定したときの、サイドブランチがない場合、通常のサイドブランチ（ $f_{*1}^*=250$ Hz, $f_{*3}^*=750$ Hz, ...）、No. 2 サイドブランチ（ $f_{*1}^*=250$ Hz, $f_{*2}^*=500$ Hz）、および No. 4 サイドブランチ（ $f_{*1}^*=250$ Hz, $f_{*2}^*=500$ Hz, $f_{*3}^*=750$ Hz）を挿入した場合の、圧力脈動の時刻歴波形とその振幅スペクトルを示している。各サイドブランチともに、目標とする周波数で圧力脈動の調和成分が著しく減衰しており、定性的にはほぼ設計どおりの減衰特性を示している。定量的には、No. 2 サイドブランチの挿入損失は目標とした 1 次と 2 次の調和成分に対してそれぞれ約 30 dB と 20 dB、No. 4 サイドブランチのそれは目標とした 1 次、2 次、および 3 次の調和成分に対

(a) Time-history waveforms

(b) Amplitude spectra

Fig. 8 Time-history waveforms and spectra of the pressure ripples in a simple hydraulic system without silencer, with conventional, No. 2 and No. 4 side-branch

してそれぞれ約 22 dB, 16 dB, 12 dB であり、透透損失による評価よりも高い減衰性能を示している。

なお、圧力脈動の時刻歴波形からは、通常のサイドブランチと No. 2 および No. 4 のサイドブランチとの間にそれほどの変異（例えば、peak-to-peak 値の変異）はないように見えるが、圧力脈動に起因する装置騒音に対してはそのスペクトル分布の変異が著しく影響することを付記しておく。

5. 実機における圧力脈動と騒音の低減効果

図 9 は実際の油圧エクスカベータ（200 kN 級）のバケットリリーフ時におけるアームの近接騒音のスペク

Fig. 9 Spectra of near-by noise of the arm surface at the time of bucket relief of hydraulic excavator

トルであり、サイレンサを挿入しない(a)の場合には、圧力脈動(基本周波数: 約 230 Hz)の 1 次, 2 次および 3 次の周波数の騒音が卓越して発生しており、また、これら 3 つの成分が騒音レベルのオーバオール値に支配的に影響していることがわかる。

本研究では当初、上の 3 次までの成分の騒音低減を目的に、表 1 に示す No. 7 のサイドブランチ (No. 6 に比べて 1 次と 2 次の脈動減衰性能は劣るが 3 次の成分にも減衰効果をもたせたもの) を設計・製作したが、予備実験の結果、4・2 節で述べた理由により、1 次と 2 次の減衰をある程度犠牲にした割には、3 次の成分に対してはほとんど減衰効果が得られなかった。したがって、油圧システムの脈動伝達特性まで含めたサイレンサの最適設計問題は今後の研究に委ね、ここでは、諸寸法・形状が変更できない既製の油圧システムでしかもサイレンサ挿入位置に自由度がないという制約の下で、本可変共振モード形サイドブランチが減衰効果を発揮できるものに限って、実機による性能試験を行った。

図 9(b) は、1 次と 2 次の調和成分のみに減衰効果をもたせるように設計した No. 6 のサイドブランチをポンプ吐出しポート端に主管路と分岐して挿入したときの、上の (a) と同じ位置における近接騒音のスペク

Fig. 10 Transmission loss of steel-made two-stage side-branch

トルである。同図(a)との比較から、No. 6 のサイドブランチの挿入により、騒音の 1 次の成分に対しては約 20 dB, 2 次の成分に対しては約 13 dB の低減効果が得られることがわかる。なお、このときのポンプ吐出しポート端の圧力脈動に対しては、1 次の成分に対しては約 17 dB, 2 次の成分に対しては約 15 dB の低減効果があった(図は省略)。以上の結果から、供試油圧エクスカベータにおいても圧力脈動と騒音の間には強い相関があり、圧力脈動を 15~20 dB 程度低減すればその調和周波数の騒音も著しく低減できることがわかる。しかし、図 9 の結果はいまだ 3 次の調和成分の

騒音が減衰されずに残っているため、このままでは実用上満足な結果とはいえない。これに関しては現在、図6や7(b)のような圧力脈動の1~3次までの成分を減衰できる潜在能力のあるサイレンサを設計し、システムの脈動伝達特性とサイレンサ挿入位置も考慮した総合的な脈動低減対策、換言すれば騒音低減対策を検討中である。

6. 結 論

単一の閉鎖管サイドブランチの途中に複数のチョーク形絞りを挿入するだけの簡単な構造のままで、所望の複数の周波数に共振モードを設定できる可変共振モード形と呼ぶサイドブランチを開発し、理論と実験により次の事柄を明らかにした。

(1) 与えられた内径の閉鎖管に対して、途中に挿入する複数のチョーク形絞りの径と長さおよび分割された閉鎖管部の長さを適切に調整することにより、閉鎖管内流体波動の共振周波数(換言すれば、入口インピーダンスが極小となりその結果として透過損失が極大となる周波数)を所望の複数の周波数に設定することができる。

(2) 設計変数を複数のチョーク形絞りと分割された各閉鎖管部の長さ、目的関数を所望の共振周波数と実際の共振周波数の差(の絶対値の総和)、制約条件を各共振周波数における透過損失の極大値の比率に選り、制約条件付きの最適化手法の一つであるコンプレックス法を用いて設計した鋼管製の本サイドブランチの透過損失特性の設計値は実測値と極めて良く一致する。また一様断面の弾性管モデルを用いて近似的に設計した高圧ゴムホース製のものに対しても、共振周波数に関する限りは、設計値は実測値と実用上十分な精度で一致する。

(3) 本サイドブランチは、定在波の影響が無視できる主管路の短い油圧回路においては、減衰の対象にするすべての調和成分(1~2次、または1~3次)に対して設計どおり満足な挿入損失特性を有する。

(4) 圧力脈動の1次と2次の調和成分を減衰させ

るように設計した本サイドブランチ(No.6)は、実機の油圧エクスカベータへの適用においても、これを挿入しない場合に比べて、例えばバケットリリーフ時のアーム近接騒音に対しては、1次の調和成分で約20dB、2次の調和成分で約13dBの騒音低減効果を有しており、本可変共振モード形サイドブランチは実用的にも有効である。

今後は、本可変共振モード形サイドブランチのより一層の高性能化のための研究と併せて、油圧ポンプ内通路の脈動伝達特性、主管路の脈動伝達特性およびサイドブランチ挿入位置を含めた挿入損失特性の総合的な解析を行い、圧力脈動を低減して低騒音の油圧システムを設計・開発するための技術的指針を得たいと考える。

付 録

図10に、 L_1 と L_2 を設計変数に選び、3・3節に示した最適設計法を用いて設計した二段形サイドブランチ〔図1(c)に示す構造の中、径の異なる2本の鋼管を直列に接続したもの〕の透過損失の実測値と設計値を示す。これより、異径の管を直列に接続した構造のサイドブランチでも可変モード特性を実現することが可能であるとともに、少なくとも実験を行った鋼管製に関する限りは実測値は設計値と極めてよく一致することがわかる。なお、市販の鋼管を用いると管径の選択に制約があるため、三段形の設計は本研究で指定した条件の下では不可能であった。

文 献

- (1) 小嶋英一・竹下清一郎, 特願平9-83681.
- (2) 竹下清一郎, 特許出願中.
- (3) Brown, F. T. and Nelson, S. E., *Trans. ASME, Ser. D*, **87-2** (1965), 504-510.
- (4) 山川宏, 最適化デザイン, (1993), 182, 培風館.
- (5) 小嶋英一・松原昇・須藤繁, 機論, **61-583, B**(1995), 1005-1013.
- (6) 小嶋英一・一柳隆義, 機論, **61-583, B**(1995), 1014-1022.
- (7) Strunk, R. D., *SAE PaPer*, No. 911759 (1991).