実システムにおける油圧サイレンサの挿入損失特性*

小嶋 英一^{*1}, 寺沢 達士^{*2}
伊藤 威一郎^{*2}, 一柳 隆義^{*2}

Insertion Loss Characteristics of Hydraulic Silencers in Real Systems

Eiichi KOJIMA^{*3}, Tatsushi TERASAWA,
Ichirou ITO and Takayoshi ICHIYANAGI^{*3} Kanagawa University, Dept. of Mechanical Engineering,
3-27-1, Rokkakubashi, Kanagawa-ku, Yokohama, 221-8686 Japan

The pulsation attenuation capabilities of hydraulic silencers in real systems are investigated theoretically and experimentally in terms of the insertion loss characteristics, taking the every important circuit-design factors including the pump and the load into consideration, so as to develop an useful CAE design tool for reducing the system audible noise level through the use of a fluidborne vibration control technique. Particular attention has been paid to the theoretical determination of the optimum insertion location where the potential attenuation capability of silencer can be brought out maximally. Theoretical model of the insertion loss characteristics is improved and validated by comparison with many experimental results obtained over the wide test conditions changing the insertion location variously for the different two branch-connection types of silencers under the different two load conditions. Additionally, a new expression for the insertion loss characteristics for the branch-connection type of silencer is proposed which makes the physical elucidation of its complex characteristics easy and help to search for the optimum insertion location efficiently. The simulated results of the insertion loss characteristics from the present theoretical model agree with the experimental results with sufficient accuracy for practical use up to around 5th harmonic (up to around 1.5 kHz) of the pump-induced harmonic pressure pulsations.

Key Words: Fluid Power System, Pressure Pulsation, Fluid-Borne Noise, Silencer, Side-Branch, Insertion Loss, Transmission Loss, Attenuation Characteristics, Noise Reduction

1. 緒 言

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よって誘起される管路内の圧力脈動による流体伝ば騒音であることはよく知られている。特に、圧力脈動によって励振される騒音放射面を多くもつ建設機械や射出成形機などの大形の油圧システムでは、騒音の全音響パワーに占める流体伝ば騒音の寄与率が極めて高い。したがって、このような大形のシステムでは、油圧ポンプ端で発生した圧力脈動の下流への伝ばを防いで装置騒音を低減させるために、圧力脈動の伝ば経路内にサイレンサ(脈動吸収器)を挿入する対策が広く用いられている。

従来、油圧サイレンサの減衰性能を評価するための特性値として、音響フィルタのそれと同じく、透過損失(Transmission Loss: TL)と挿入損失(Insertion Loss: IL)の二つの値が用いられている⁽¹⁾。この中、

透過損失は設置(挿入)するシステムの特性にはよらないサイレンサ固有の特性値であるが、サイレンサの出口端が無反射(換言すれば、サイレンサ下流側管路が一樣で無限に長い)という特別な条件の下での値である。いっぽう、挿入損失は、実システムにおいてサイレンサの設置により脈動がどの程度減衰するかを表す設計者の最も知りたい最終的で実証的な性能評価量であるが、サイレンサ自体のほかに負荷を含むサイレンサ下流側管路と脈動源を含むサイレンサ上流側管路⁽²⁾の脈動伝達特性にも依存する極めて複雑な特性を示す。そのため、例えば700~800 Hz程度以上の高周波域ではポンプ内吐出し通路の脈動伝達特性(換言すれば、ポンプの内部インピーダンスの周波数特性)も挿入損失に支配的に影響するにもかかわらず、従来の研究は実システムにおけるこのような主要な因子のいくつか欠落している特別な条件の下での解析であり⁽³⁾⁽⁴⁾、設計者が実際に利用できるような挿入損失特性に関する詳しい研究は発表されておらない。

本研究は、油圧サイレンサによる低脈動油圧回路の設計や使用する回路に最も適合する油圧サイレンサの設計などを支援するコンピュータシミュレーションプ

* 原稿受付 1998年11月26日。

^{*1} 正員、神奈川大学工学部(〒221-8686 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)。^{*2} 神奈川大学大学院。

E-mail: kojima@cc.kanagawa-u.ac.jp

ログラムを開発することを究極の目的に、ポンプの脈動源特性など実システムにおける主要な因子をすべて考慮して挿入損失特性を理論と実験により解析している。なお、本研究では、任意の油圧回路と任意の分岐接続形サイレンサの組合せに対して、挿入損失特性を統一的かつ物理的に明りょうに説明できる新たな挿入損失の表示式を提示している。

2. 記 号

本論文で使用するおもな記号は以下のとおりである。

- [**a**] : サイレンサ上流側管路の伝達マトリックス
- [**b**] : ポンプケーシング内吐出し通路を含むサイレンサ上流側管路の伝達マトリックス
- c : 作動油中の音速
- f : 脈動周波数
- IL : 挿入損失 [式(1)を参照]
- K : Z_r に対する Z_e の複素比 [式(21)を参照]
- $\bar{K}$: K の振幅比
- L : ポンプ吐出し口から負荷までの主管路の全長
- l_1 : サイレンサ上流側管路の長さ
- l_2 : サイレンサ下流側管路の長さ
- l_3 : ポンプケーシング内吐出し通路の等価長さ
- P : 圧力脈動
- Q : 流量脈動
- Q_s : ポンプ吐出し流量脈動(標準モデルにおける)
- Q_s^* : ポンプ吐出し流量脈動(修正モデルにおける)
- r : 管の内半径
- s : ラプラス演算子
- [**T**] : サイレンサの伝達マトリックス
- TL : 透過損失
- x : ポンプ吐出し口から測ったサイレンサの挿入位置 (= l_1)
- Z_c : 管路の特性インピーダンス
- Z_e : サイレンサ挿入位置での主管路の合成(並列)インピーダンス
- Z_L : サイレンサ出口端から負荷側を見た下流側管路のインピーダンス
- Z_p : サイレンサ入口端から脈動源側を見た上流側管路のインピーダンス
- Z_r : 分岐形サイレンサの入口インピーダンス
- Z_s : ポンプの内部インピーダンス
- Z_T : 負荷(管路終端)インピーダンス
- β : 波動伝ば係数
- ρ : 作動油の密度
- θ : K の位相差

ν : 作動油の動粘度

3. 油圧サイレンサの挿入損失に対する理論モデルの導出

実システムにおける油圧サイレンサの減衰性能は挿入損失を求めることにより、適正に評価することができる。この挿入損失は、下流側管路の同一位置におけるサイレンサ挿入前と挿入後の圧力脈動 P' と P の振幅比をデシベル単位で表したものであり、次式によって定義される値である。

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{P'}{P} \right| \dots \dots \dots (1)$$

図1に油圧ポンプ吐出し管路の途中に油圧サイレンサを挿入した油圧回路を示す。ここで、油圧ポンプの脈動源は、(a) ポンプ吐出し口端に並列に内部インピーダンスを有する流量脈動源(以後、標準モデルと呼ぶ)または(b) ポンプケーシング内吐出し通路の始端にある流量脈動源(以後、修正モデルと呼ぶ)のいずれかでモデル化できる^{(5)~(7)}。

初めに、油圧ポンプの脈動源に図1(a)に示す標準モデルを用いて実システムにおけるサイレンサの挿入損失の理論モデルを導出する。

サイレンサ上流側管路の流体波動に対して剛体管路の非定常層流の一次元波動方程式が適用できると仮定すると、上流端の圧力脈動および流量脈動と下流端の圧力脈動および流量脈動の関係は伝達マトリックス係数 [**a**] を用いてラプラス領域で次式のように表せる。

$$\begin{bmatrix} P_0 \\ Q_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\beta l_1) & Z_c \sinh(\beta l_1) \\ \sinh(\beta l_1)/Z_c & \cosh(\beta l_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} \dots (2)$$

ここに、波動伝ば係数 β と特性インピーダンス Z_c は非定常層流抵抗の影響を表す複素係数 ξ を用いて次

Fig. 1 Hydraulic circuits with a silencer inserted and typical models for pump pulsation source

式のように与えられる⁽⁸⁾.

$$\beta = \frac{\xi}{c} s \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$Z_c = \frac{\rho c \xi}{\pi r^2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\xi \cong 1 + \sqrt{\frac{\nu}{r^2 s}} + \frac{\nu}{r^2 s} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ポンプ吐出し口における流量の連続の式から次式が得られる.

$$Q_0 = Q_s - \frac{P_0}{Z_s} \quad \dots\dots\dots (6)$$

サイレンサの入口および出口における圧力脈動と流量脈動の関係は伝達マトリックス $[T]$ を用いて次式のように表せる.

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに、伝達マトリックス係数 $T_{11} \sim T_{22}$ はシステムには独立なサイレンサ固有の特性値である.

サイレンサ出口端(すなわち、サイレンサ下流側管路の入口端)の境界条件は次のようにインピーダンスの関係で表せる.

$$Z_L = \frac{P_2}{Q_2} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに、 Z_L はサイレンサ出口端から負荷側を見たインピーダンスであり、下流側管路系のすべての構成要素の脈動伝達特性(例えば、伝達マトリックス係数)と負荷(終端)インピーダンス Z_T が何らかの方法(理論または実験)で知れば解析的に求められる⁽⁹⁾.

以上の式(2)~(8)から、ポンプの吐出し流量脈動 Q_s に起因するサイレンサ下流側管路の入口端の圧力脈動 P_2 が Q_s の関数として次のように求まる.

$$P_2 = \frac{Z_s Z_L}{(a_{11} + a_{21} Z_s)(T_{11} Z_L + T_{12}) + (a_{12} + a_{22} Z_s)(T_{21} Z_L + T_{22})} Q_s \quad \dots\dots\dots (9)$$

回路にサイレンサを挿入する前では、 $T_{11} = T_{22} = 1$ および $T_{12} = T_{21} = 0$ であるので、そのときの下流側管路の入口端の圧力脈動 P_2' は式(9)から次のようになる.

$$P_2' = \frac{Z_s Z_L}{(a_{11} + a_{21} Z_s) Z_L + (a_{12} + a_{22} Z_s)} Q_s \quad \dots\dots\dots (10)$$

よって、式(9)と(10)から、式(1)で定義される挿入損失として次式が導かれる.

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{(a_{11} + a_{21} Z_s)(T_{11} Z_L + T_{12}) + (a_{12} + a_{22} Z_s)(T_{21} Z_L + T_{22})}{(a_{11} + a_{21} Z_s) Z_L + (a_{12} + a_{22} Z_s)} \right| \quad \dots\dots\dots (11)$$

次に、油圧ポンプの脈動源に図1(b)に示す修正モデルを用い、ポンプ内吐出し通路を吐出し管路と同じ特性インピーダンスをもち、かつ、後述するポンプ内部インピーダンス Z_s の周波数特性の共振周波数から定まる長さをもつ等価管路で近似すると、式(9)~(11)に相当する式として次式が得られる.

$$P_2 = \frac{Z_L}{b_{21}(T_{11} Z_L + T_{12}) + b_{22}(T_{21} Z_L + T_{22})} Q_s^* \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$P_2' = \frac{Z_L}{b_{21} Z_L + b_{22}} Q_s^* \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{b_{21}(T_{11} Z_L + T_{12}) + b_{22}(T_{21} Z_L + T_{22})}{b_{21} Z_L + b_{22}} \right| \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここに、 $b_{11} \sim b_{22}$ は上述のポンプ内吐出し通路の等価一様真直管路を含むサイレンサ上流側管路の伝達マトリックス係数であり、式(2)の $a_{11} \sim a_{22}$ と同じ形の式で与えられる.

なお、サイレンサ下流側管路内の圧力脈動の振幅はサイレンサ挿入前も挿入後においても管路の位置によって変化するが、定在波比はいずれの場合も同じであるため、サイレンサ挿入前・後の下流側管路の圧力脈動の振幅比を表す挿入損失 IL は管路の位置によらない値である、換言すれば、式(11)と(14)は下流側管路のすべての位置で成立つ式であることに注意すべきである.

さらに、ヘルムホルツ形共鳴器や閉鎖管サイドブランチのように主管路に分岐接続して設置する形式のサイレンサでは、式(7)の伝達マトリックス係数 $T_{11} \sim T_{22}$ はサイレンサの入口インピーダンス Z_r が与えられると次のように定まる.

$$[T] = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_r & 1 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (15)$$

よって、分岐接続形のサイレンサに対しては、式(11)と式(14)は Z_r を用いてそれぞれ式(16)および(17)のようにも記述できる.

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{(a_{11} + a_{21}Z_s)Z_rZ_L + (a_{12} + a_{22}Z_s)(Z_r + Z_L)}{(a_{11} + a_{21}Z_s)Z_rZ_L + (a_{12} + a_{22}Z_s)Z_r} \right| \dots\dots\dots (16)$$

$$IL = 20 \log_{10} \left| \frac{b_{21}Z_LZ_r + b_{22}(Z_r + Z_L)}{Z_r(b_{21}Z_L + b_{22})} \right| \dots\dots\dots (17)$$

以上、サイレンサの挿入損失の一般式である式(11)または式(14)、あるいは分岐接続形サイレンサの挿入損失に対する式(16)または(17)からわかるように、実システムにおける挿入損失特性はサイレンサ、脈動源を含む上流側管路および負荷を含む下流側管路系の脈動伝達特性の複雑な相互作用に依存するため、たとえ分岐接続形のサイレンサに対しても、これらの表式のままでは種々の組合せに対して数値計算を行わない限り、特性に及ぼす諸因子の定性的な影響すら知ることは難しい。

しかし、上式を次のような形〔後述する式(21)〕に書き換えて考えると、挿入損失特性に及ぼす諸因子の影響を分岐接続形サイレンサとシステムの任意の組合せに対して統一かつ物理的に説明することが可能になる。以下、式(16)と(17)に代わる挿入損失の新しい表示式〔注：挿入損失の定義そのものは式(1)と全く同じである〕を導出する。

図2に示すように、サイレンサの分岐接続部から見た主管路の合成(並列)インピーダンス Z_e は、分岐接続部から脈動源側を見た上流側管路のインピーダンスを Z_p とすると次式で与えられる。

$$\frac{1}{Z_e} = \frac{1}{Z_p} + \frac{1}{Z_L} \dots\dots\dots (18)$$

ここに、 Z_p は図2(a)の標準モデルと(b)の修正モデルに対してそれぞれ次式のように与えられる。

$$Z_p = \frac{a_{12} + a_{22}Z_s}{a_{11} + a_{21}Z_s} \dots\dots\dots (19)$$

Fig. 2 Impedance representation of circuit and resultant impedance Z_e of the main line at the side-branch junction

$$Z_p = \frac{b_{22}}{b_{21}} \dots\dots\dots (20)$$

式(18)と(19)を式(16)に、および式(18)と(20)を式(17)に代入すると、図1の(a)と(b)に示すいずれのポンプ脈動源モデルに対しても、分岐接続形サイレンサの挿入損失の表示式として新たに次式が導かれる。

$$IL = 20 \log_{10} \left| 1 + \frac{Z_e}{Z_r} \right| \equiv 20 \log_{10} |1 + \bar{K}e^{j\theta}| \dots\dots\dots (21)$$

すなわち、分岐接続形サイレンサの挿入損失は、サイレンサと主管路の組合せの種類によらず、サイレンサの入口インピーダンス Z_r と分岐部における主管路の合成インピーダンス Z_e の複素比(振幅比: $\bar{K}$, 位相差: θ)の関係のみで表せることがわかる。

4. 実験解析と考察

4・1 供試サイレンサ 供試サイレンサには図3に示す(a)通常の1/4波長サイドブランチと(b)著者らの一人が開発した“可変共振モード形”と呼ぶサイドブランチの2種類のサイレンサを用いた。この中、可変共振モード形サイドブランチは、閉鎖管内に複数個のチョーク形絞りを挿入し絞りの径と長さおよび分

Fig. 3 Schematic diagram of test silencers and their resonance mode-shapes

Fig. 4 Measured and designed (calculated) entry impedance Z_r and transmission loss TL of the test silencers

Fig. 5 Test hydraulic circuits for insertion loss

割された閉鎖管部の長さを適切に調節することにより、複数個の共振モードを任意の周波数に設定できるように考案されたものである⁽¹⁰⁾。ただし供試したものは指定した最低周波数の1, 2および3倍の周波数に共振モードが現れるように設計されている。本研究では、いずれのサイレンサも、最低共振周波数がポンプ誘起の圧力脈動の基本周波数の250 Hzに一致するように諸元が決められている。図4に“4圧力/2システム法”⁽¹¹⁾⁽¹²⁾より求めた両供試サイレンサの入口インピーダンス Z_r と透過損失 TL の実測値と設計値(計算値)を示す。

4.2 試験油圧回路と試験方法 挿入損失解析用

Fig. 6 Experimentally determined source impedance of the axial piston pump used in this tests

の試験油圧回路は、図5に示すように、アキシアルピストンポンプ、上流側管路、供試サイレンサ、下流側管路および弁負荷〔図5(a)〕または容量負荷〔図5(b)〕から構成されている。試験油圧回路は比較的単純であるが、挿入損失に影響する実システムの主要な(基本的な)因子をすべて含んでいる。

ポンプ吐出し口から負荷までの主管路の長さ L は、実システムを想定してサイレンサの挿入位置によらず、(a)の弁負荷では $L=2.05 \text{ m}$ 、(b)の容量負荷では $L=2.11 \text{ m}$ の一定値に保持している。換言すれば、サイレンサの挿入位置に応じて鋼管製の上下流側管路の長さ l_1 と l_2 を変えて実験を行っている。

図6は、著者の一人が開発した“2圧力/2システム法”⁽⁶⁾⁽⁷⁾により求めた脈動源である油圧ポンプの内部

インピーダンス Z_s の振幅と位相の測定値であり、約 2 kHz に 1/4 波長モードの共振が現れていることがわかる。本研究では、図 1(a) の標準モデルを用いる場合には Z_s の測定値そのものを、図 1(b) の修正モデルを用いる場合には上の共振周波数 f_c を基に $l_c = c/4f_c$ の関係から得られる $l_c \approx 0.163$ m の長さの等価管路の動特性を [具体的には、式 (2) で $l_1 \rightarrow l_1 + l_c \equiv l_3$ として]、脈動源の波動伝ばの特性値として用いている。

挿入損失の実験は、脈動の基本周波数が 250 Hz になるように 9 本ピストンのポンプを 1 667 rpm で運転し、サイレンサの挿入位置をいろいろに変えて挿入前・後の圧力脈動を下流側管路の入口端(詳しくは、接続用ブロック)に設けた半導体圧力変換器で測定し、次いでこれらを FFT でスペクトル分析し、式 (1) から各調和成分の挿入損失の実測値を求めている。

4.3 実験結果と考察 図 7 と 8 は、それぞれ 1/4 波長サイドブランチと可変共振モード形サイドブランチの、(a) 弁負荷と (b) 容量負荷に対する、挿入損失の実測値と修正モデルに基づく式 (17) から算出した計算値であり、脈動の各調和成分の減衰とサイレンサ挿入位置の関係を示したものである。図 9 は標準モデルに基づく式 (16) から算出した挿入損失の計算値と実測

(a) Resistive impedance load

(b) Capacitive impedance load

Fig. 8 Experimental and simulated (based on the “revised model”) results of the insertion loss of variable-resonance mode type side-branch for (a) resistive and (b) capacitive impedance load

(a) Resistive impedance load

(b) Capacitive impedance load

Fig. 7 Experimental and simulated (based on the “revised model”) results of the insertion loss of quarter-wavelength side-branch for (a) resistive and (b) capacitive impedance load

(a) Resistive impedance load

(b) Capacitive impedance load

Fig. 9 Experimental and simulated (based on the “standard model”) results of the insertion loss of variable-resonance mode type side-branch for (a) resistive and (b) capacitive impedance load

値を比較した例である。なお、式(16)と(17)の計算に当たっては、 Z_L は負荷インピーダンス Z_T (弁負荷では $Z_T=2P_0/Q_0$ 、容量負荷では $Z_T=B/V_S$ 、ここに、 P_0 : 定常圧力、 Q_0 : 定常流量、 B : 作動油の体積弾性係数、 V : 容器内の作動油の体積)と下流側管路の伝達マトリックスから定まる⁽⁹⁾理論値を、 Z_r は図4に示す実測値を、伝達マトリックス係数 $a_{11} \sim a_{22}$ は式(2)の理論値を、伝達マトリックス係数 $b_{11} \sim b_{22}$ は3・2節で求めたポンプ内吐出し通路の等価管路を含む上流側管路に対する式(2)と等価な式の理論値を用いた。

図7～9の結果から次のような事柄が考察できる。

(i) ポンプ脈動源に対していずれのモデルを用いても、負荷条件、サイレンサの種類および設置位置に依らず、挿入損失の計算値は実測値と実用上十分な精度で一致している。

(ii) 挿入損失はサイレンサの脈動伝達特性のほか、サイレンサの設置(挿入)位置と周波数に著しく依存する。

(iii) 両管路のいずれかが圧力脈動の定在波の節(node)となる位置、例えば閉口端に近い弁負荷の場合には、上流側管路の脈動源端および下流側管路の負荷端からそれぞれ $c/4f$ の奇数倍(例えば、脈動の一次の $f=250$ Hz の調和成分では $1440/(4 \cdot 250)=1.44$ m の奇数倍、脈動の二次の $f=500$ Hz の調和成分では 0.72 m の奇数倍)の位置で挿入損失は極小となる(減衰性能が極端に低下する)。

(iv) 高周波域(通常の大きさのピストンポンプでは約 700～800 Hz 以上)の調和成分に対しては、サイレンサをポンプ吐出し口近くに設置しても、この位置が上流側管路の圧力脈動の定在波の節の近くになってしまい、減衰効果はほとんど期待できない(後述するように、サイレンサの設置により圧力脈動がかえって増幅されてしまうこともある)。

(v) 両管路ともに圧力脈動の定在波の腹となる位置、すなわち、弁負荷の場合には脈動源端と負荷端から $c/2f$ の整数倍の位置近く(厳密には、後述する Z_e が極大となる位置)で挿入損失は極大となる(高い減衰性能が得られる)。

(vi) 高い減衰性能を得るためには、サイレンサをポンプ吐出し口の極近く(可能ならば、ポンプ内吐出し通路の始点近く)に設置し、しかも、下流側管路をサイレンサ設置位置で圧力脈動の定在波の腹になる(これが不可能ならば、少なくとも節から十分離れている)長さにすることが望ましい。

次に、任意の油圧システムにおける挿入損失特性の

Fig. 10 Insertion loss with relations of $\bar{K}$ and θ

Fig. 11 IL , Z_e , Z_r and $\bar{K}$ of the variable-resonance mode type side-branch for 4th harmonic of pressure pulsation relating to the insertion position x

大要を統一的かつ物理的に説明でき、また、これによりサイレンサの最適挿入位置なども見通しよく探索できるようにすることを目的に、前述した式(21)を用いて、サイレンサの入口インピーダンス Z_r とサイレンサ挿入位置における主管路の合成インピーダンス Z_e の組合せ特性との関連において挿入損失特性を調べてみる。

図10は、横軸に θ 、縦軸に $\bar{K}$ 、パラメータに IL をとって式(21)を図示したものである。この図は、あらゆる種類の分岐接続形サイレンサと回路(システム)の任意の組合せに対して適用できる挿入損失の一般的な特性を表している。図10から、 $\bar{K}$ が大きき(すなわち、 $|Z_r|$ が小さく $|Z_e|$ が大きい)また $|\theta|$ が小さい(すなわち、 Z_r と Z_e が同位相に近い)ほど高い挿入損失

特性が得られること、 $\bar{K}$ が 2 より小さくかつ $|\theta|$ が $\pi/2$ より大きい場合には挿入損失の値が負になりサイレンサの挿入によってかえって圧力脈動が増幅してしまう可能性のあること等がわかる。以下、サイレンサの挿入によってかえって圧力脈動が増幅されてしまう解析例を示す。

図 11(a) は圧力脈動の 4 次(本研究では, 1 000 Hz)の調和成分に対する供試可変共振モード形サイドブランチの挿入損失特性を, 図 11(b)~(d) はそれぞれこの調和成分の周波数に対する $Z_e(|Z_e|$ と $\angle Z_e)$, $Z_r(|Z_r|$ と $\angle Z_r)$ および $K(\bar{K}$ と $\theta)$ の値を, サイレンサの挿入位置 x の関数として図示したものである。図 11(a) から, サイレンサ挿入位置がポンプ吐出し口近くの $x=0.02$ m と $x=0.11$ m の場合には, 挿入損失は実測値および計算値ともに負になっていることがわかる。これは, これらの位置においては, Z_e と Z_r の位相がそれぞれほぼ $-\pi/2$ と $\pi/2$ である [図 11(b), (c) 参照] ために θ が $-\pi$ に近く, しかも $\bar{K}$ が 0.3~0.6 と小さいために [図 11(d) 参照], これらの挿入位置ではサイレンサと回路の組合せ条件が図 11 の陰影部 (IL が負になる領域) に陥ってしまうという理由によるためである。

なお, 通常の 1/4 波長サイドブランチの実システムへの適用に当たっても, その挿入によって圧力脈動の偶数次(例えば, 2 次や 4 次)の調和成分がかえって増幅されてしまったり, あるいは本来は(潜在的には)減衰効果のある奇数次(例えば 3 次や 5 次)の調和成分が満足に減衰されないことはしばしば経験することであるが, これらの現象も上と同じ理由に基づくものであり, 式(21)の関係(すなわち, 図 10)を用いて統一的に説明することができる。

5. 結 言

本報では, 油圧サイレンサを用いた流体伝ば振動制御により低脈動・低騒音の油圧システムを設計・開発する際の基礎資料となる挿入損失特性を, 油圧ポンプの脈動源特性や負荷特性を含む実システムの主要な因子をすべて考慮して理論と実験により解析し, 特性に及ぼす諸因子の影響を明らかにするとともに, 分岐接続形サイレンサと回路(システム)の任意の組合せに対する挿入損失特性を統一的かつ物理的に説明できる新しい挿入損失の表示式を提案した。

今後は, 前報⁽¹⁰⁾ と本論文の解析結果を基に, 特定の油圧システムの指定された挿入位置において, 最高の減衰性能を発揮できる可変共振モード形のサイドブランチを開発したいと考える。

文 献

- (1) 例えば, ISBN No 0-906085-49-7, *Quieter Fluid Power Handbook*, 33, BHRA.
- (2) 鷲尾誠一・小西忠孝・植田俊明・大熊昭二, 機論, **54**-504, B(1988), 1953-1961.
- (3) Bais, R. J. and Toet, G., *Fifth Bath Int. Fluid Power Workshop*, (1994), 138-154.
- (4) Strunk, R. D., *SAE Paper*, No. 911759(1991), 1-7.
- (5) Edge, K. A. and Johnston, D. N., *Proc. Instn Mech Engrs*, Vol. 204 (1990), 33-46.
- (6) 小嶋英一, 油圧と空気圧, **24**-2 (1993), 269-274.
- (7) 小嶋英一・渡辺敏光, 油圧と空気圧, **24**-2 (1993), 275-282.
- (8) Brown, F. T. and Nelson, S. E., *Trans. ASME, Ser. D*, **87**-2 (1965), 504-510.
- (9) 小嶋英一・品田正昭・松井幹雄, 機論, **58**-546, B(1992), 356-363.
- (10) 小嶋英一・木村敬知・寺沢達士・竹下清一郎, 機論, **64**-621, C(1998), 1596-1603.
- (11) 小嶋英一・松原昇・須藤繁, 機論, **61**-583, B(1995), 1005-1013.
- (12) 小嶋英一・一柳隆義, 機論, **61**-583, B(1995), 1014-1022.