

研究の課題名

油圧機器の脈動伝達特性に関するシミュレーションモデル

防衛大学校 機械システム工学科 助教

報告者 一柳 隆義

報告日 2009 年（平成 21 年）4 月 6 日

1. 本研究の意義・特色

油圧回路には、ポンプの吐出し流量脈動と回路構成機器の脈動伝達特性との相互作用により位置や周波数によって振幅の異なる複雑な圧力脈動（流体伝ば振動）が発生する。そして、これが配管内流体中を伝ばして各種油圧機器や部材を振動させ、最終的には騒音を発生させる。したがって、この圧力脈動を低減して低騒音の油圧システムを効率よく開発するためには、油圧機器の脈動伝達特性を明らかにし、これに基づいて起振源対策や防振対策を行うことが必要である。このとき低騒音化のための新しい機器の開発やその最適化設計を行うためには、これらの特性に対する精度の高いシミュレーションモデルを作成しておくことが重要である。本研究の目的は、油圧回路の流体振動伝達特性に関するシミュレーションモデルを構築し、設計段階で油圧機器の振動・騒音の低減化を行えるようなツールを開発することにある。

2. 実施した研究の具体的内容、結果

任意の油圧システムの配管内の脈動現象を、PC レベルで解析できるコンピュータ支援の汎用シミュレーションパッケージはすでに開発されている⁽¹⁾。これは、油圧管路や数値シミュレーションの専門知識に余り精通していない技術者でも、油圧回路の脈動現象のシミュレーションと解析、機器の交換や設計および運転パラメータの変更による低脈動化対策などを短時間でできることを可能にし、実際に生起する圧力脈動の波形やそのスペクトルも定量的に予測することができるものである。本研究では、このパッケージに、新たに任意の油圧機器の脈動伝達特性に関するシミュレーションモデルを作成できる機能を追加した。具体的な機能は以下の通りである。

2.1 油圧機器（油圧回路構成要素）の脈動伝達特性のシミュレーションモデル

各回路要素の脈動に対する伝達特性は全て次式に示す四端子伝達マトリックスを用いて表される。

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{1,1} & T_{1,2} \\ T_{2,1} & T_{2,2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{pmatrix} \quad (1)$$

ここで、 P_1, P_2 と Q_1, Q_2 は構成要素の上流側および下流側の圧力脈動と流量脈動である。

油圧回路を構成する機器には，リリーフ弁や方向切替え弁，流量制御弁等の各種制御弁や，アキュムレータなどの補器類など様々なものがある．これらの機器は複雑な流路を有するために厳密な数学モデルを確立することは困難であり式(1)の $T_{1.1} \sim T_{2.2}$ の精確な値を得る事は難しい．しかし，鋼管，ゴムホース，チョーク，絞り，容量などの単純な要素と定圧力端，定流量端の2種類の境界条件を組み合わせることによって油圧機器の内部構造を近似的に取り扱うことができる．本研究では，複雑な構造を有する回路構成機器を対象にその機器のシミュレーションモデルを任意に作成できる機能を作成し，元パッケージに追加した．その機能ウィンドウの画面を図1に示す．ウィンドウ上部の各要素アイコンをドラッグアンドドロップによって配置することで任意の油圧機器のモデルを作成し，各要素の設定画面でパラメータ設定する．作成したモデルのシミュレーション結果は，画面右側のグラフウィンドウに式(1)で示した伝達マトリクス係数の実部と虚部が表示され直ぐに確認することができる．図1で示された

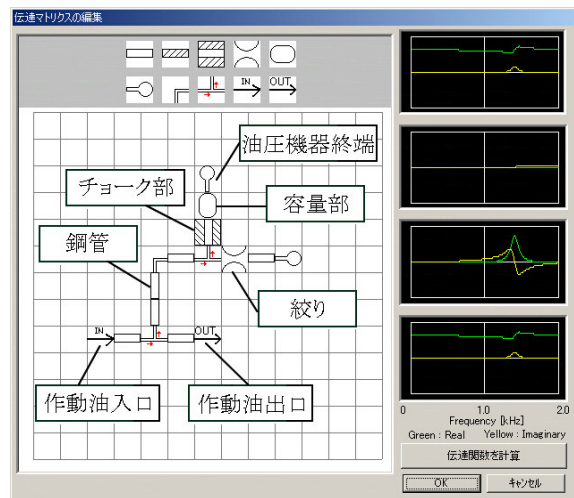


図1 任意の油圧機器の
伝達マトリクス作成機能

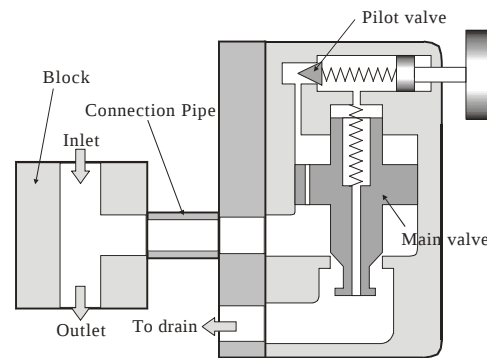


図2 リリーフ弁の構造

シミュレーションモデルは図2に示すような内部構造を持つバランスピストン型リリーフ弁のものであり，この機器を対象に，伝達マトリクスのシミュレーション計算を行った．計算される伝達マトリクスは図2中左のブロック入口と出口間における関係である．図3に，その結果として， $T_{2.1}$ の実数部と虚数部を示す．図中のプロット点は“4 圧力/2 システム”法と呼ばれる油圧機器の脈動伝達特性（伝達マトリクス）を実験的に求める手法を用いて得られた測定結果であり，実線で示された本シミュレーション結果との比較のために示されている．同図より，新しく開発した油圧機器のモデル作成機能を利用して作成したバランスピストン型リリーフ弁のシミュレーションモデルが単純な要素の組合せによって精度良くシミュレートできていることが確認できた．以上，この機能は複雑な流路を有する油圧機器であっても，基本的な物理モデル要素の組合せ（作業としては，アイコンのドラ

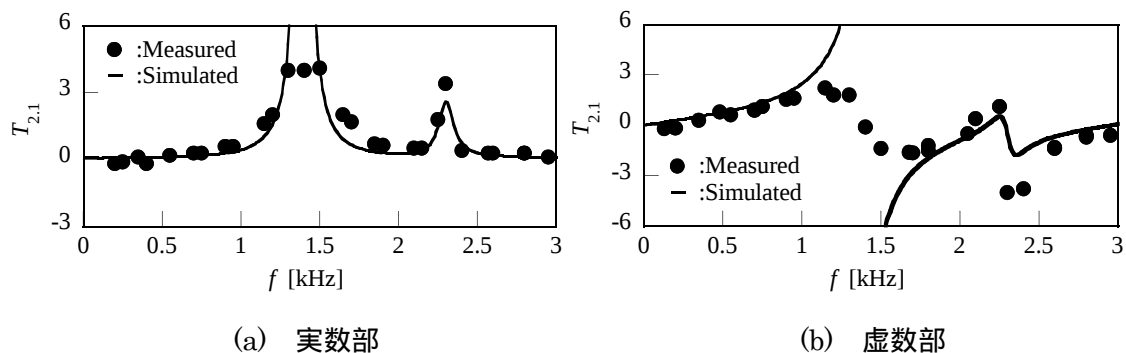


図3 リリーフ弁の脈動伝達特性

ック&ドロップという単純作業)によって,その脈動伝達特性に関するモデルを容易に作成できることが特徴である.

- (1) 一柳・西海・小嶋・遠藤:油圧回路の脈動解析汎用シミュレーションパッケージの開発,平成16年秋季フルードパワーシステム学会,(2004)

2.2 分岐形共鳴器と管路の脈動伝達特性の相互作用

ここでは,上述したシミュレーションパッケージを利用して油圧サイレンサの一種として良く知られている1/4波長分岐形共鳴器(サイドブランチ)の減衰性能を調べた.減衰性能は挿入損失IL(Insertion Loss)を用いている.挿入損失とは,任意の油圧回路に油圧サイレンサを挿入した場合と,挿入しない場合の,サイレンサ下流側における圧力脈動振幅の比をデシベルで表したもので,サイレンサの減衰性能を適切に評価できる値ある.これまで挿入損失は圧力脈動振幅値に対して,ポンピング周波数を基本成分とする調和周波数のそれぞれの調和成分に対して表していた.しかしながら,狭帯域の周波数でしか減衰性能を得られない分岐形共鳴器では,減衰性能の得られない2次や4次の偶数倍成分に関しては評価対象から除外されていた.そこで本研究では,挿入対象の油圧回路の管路との共振現象の影響も減衰性能として考慮するために,挿入損失に利用する圧力脈動振幅値には対象とする周波数域全てを含んだオーバーオール値を用いた.したがって,式(2)のとおり定義した.

$$IL = 10 \log_{10} \frac{\sqrt{\sum |P_{without}|^2}}{\sqrt{\sum |P_{with}|^2}} \quad (2)$$

対象とする油圧回路は図4で示す回路であり,この回路の脈動に関する特性は,ポンプの脈動源特性(流量脈動 Q_s と内部インピーダンス Z_s),分岐形共鳴器および接続管路の脈動伝達特性(伝達マトリックス $[T]$),負荷インピーダンス Z_L で表される負荷特性で表すことができる.これらの値は,本シミュレーションパッケージにおいて回路の脈動現象を解析するための入力値であり,これらの詳細な諸元に関しては文献(下記「5.本研究に関連して発表した主な論文等」を参照)を参照して頂きここでは割愛する.ところで,建設機械などの油圧回路は,ポンプ出口端付近に分

岐形共鳴器が設置され，その下流にはフレキシブルホースや鋼管などの配管要素によってコントロールバルブなどの負荷要素に接続されている．したがって本研究では，図 4 のように，ポンプ出口端に分岐形共鳴器を設置し，その下流には管路を設けて負荷バルブ（負荷端）に接続するような回路を対象とした．そして，圧力脈動の振幅値が最大になる負荷端の圧力 P_3 を用いて挿入損失 IL を算出した．図 5 は，分岐形共鳴器下流側管路の長さ L_1 をパラメータとして変化させた場合の挿入損失 IL である．横軸は管路の長さ L_1 であり，例えば $L_1=1.5\text{m}$ は，ポンプと負荷端を接続する管路が 1.5m の長さの場合であることを表している．同図から，圧力脈動振幅のオーバーオール値を用いた挿入損失 IL は管路の長さに大きく依存することが明らかになった．管路長さが $L_1=2\text{m}$ の場合には挿入損失 $IL=11\text{dB}$ であるのに対して， $L_1=1\text{m}$ の場合には挿入損失は 2dB 程度にしかならず，分岐形共鳴器を設置してもほとんど減衰効果が得られていないことがわかる．これは，与えられた回路の全長ではポンプの 2 次成分の圧力脈動の振幅が大きくなってしまいうことに起因している．この場合，1 次の調和成分を減衰させても，2 次成分が残るため，この成分の振幅が支配的になり圧力脈動の Peak-to-Peak 値では十分な減衰効果が得られない結果となる．この現象を説明するために，分岐形共鳴器下流側管路に発生する圧力脈動振幅の定在波を調べた．図 6 は，分岐形共鳴器を取付けた場合のポンプ出口端（ 0m ）から負荷端（(a)では 1m ，(b)では 2m ）までの圧力脈動（ f_1 : 1 次成分（ 275Hz ）， f_2 : 2 次成分（ 550Hz ））の振幅値を算出した

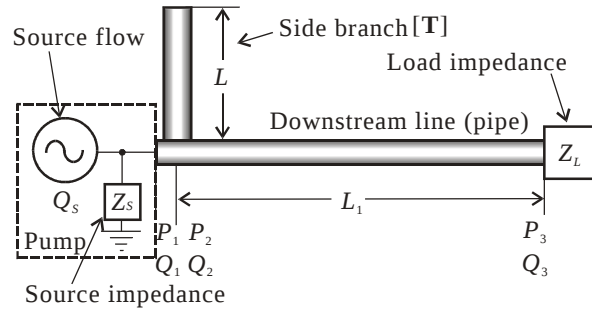


図 4 油圧回路と脈動特性

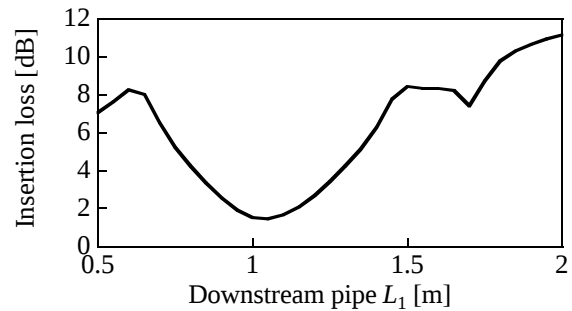
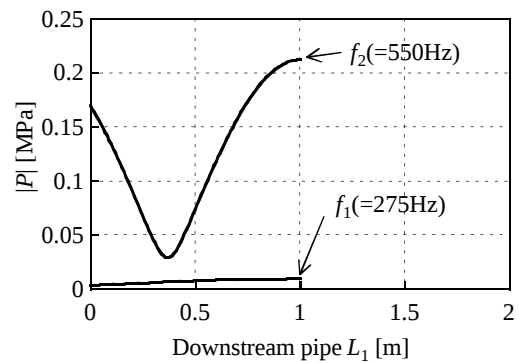
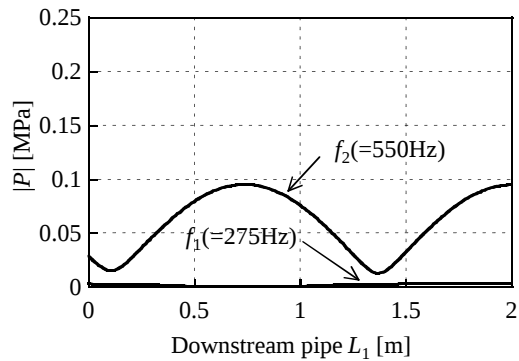


図 5 P_3 における挿入損失 IL



(a) $L_1=1\text{m}$



(b) $L_1=2\text{m}$

図 6 圧力脈動振幅の定在波

ものであり、横軸は下流側管路の位置を、縦軸は、圧力脈動振幅値を示している。同図より、分岐形共鳴器が減衰効果を発揮する 1 次成分の調和周波数では、圧力脈動の振幅値が両者ともに小さくなっていることが確認できる。しかしながら、2 次成分の振幅値に注目すると、(a)の下流側管路の長さが $L_1=1\text{m}$ の条件では最大で $P_3=0.21\text{MPa}$ 程度となっており、(b)の $L_1=2\text{m}$ の条件に比べて 2 倍以上になっていることがわかる。

このように、分岐形共鳴器を油圧サイレンサとして利用する場合には、これを設置する油圧回路の管路長さも圧力脈動を低減するためには非常に重要であり、油圧ポンプの脈動源特性や、管路の脈動伝達特性、負荷特性の相互作用を考慮に入れて適切に設計する必要があることを確認した。

3. 本研究を実施したグループに属するおもな研究者の氏名・役職名

一柳隆義 防衛大学校システム工学群 助教
西海孝夫 防衛大学校システム工学群 教授

4. 研究実施時期

2006 年（平成 18 年）3 月 1 日から 2008 年（平成 20 年）12 月 21 日

5. 本研究に関連して発表した主な論文等

T. Ichiyanagi and T. Nishiumi, Study on the Insertion Loss Characteristics of Side Branch Resonator in Hydraulic Line, 7th International Symposium on Fluid Power (Toyama, 2008)

6. 内外における関連研究の状況

油圧回路に発生する脈動現象を解析するための汎用シミュレーションパッケージに関しては、以前 Bath 大学（英国）や神奈川大学で独自に MS-DOS 上で作動するものが報告されている。また最近では、自動車パワーステアリングシステム用のサイレンサとして利用されているレゾネータホース（チューナーホース）のシミュレーションモデルが、アーヘン（ドイツ）にて動特性解析用シミュレーションパッケージのライブラリとして開発されている。

7. 今後の発展に対する希望

油圧システムの低振動・低騒音化を実現するためには、起震源であるポンプによる対策や脈動の伝達経路での対策など様々な手法が考えられる。この中、作動油を媒体として振動が伝ばする流体伝ば振動（圧力脈動）に関しては、本報告で示したように、ポンプを含む油圧回路全ての相互作用を考慮してはじめて脈動に関する特性が決定するため、実際の油圧回路設計時においてシミュレーションによる評価を行う場合には、シミュレーション

パッケージがツールとして非常に役立つことが知られている．今後は，油圧機器の脈動伝達特性のモデルをさらに充実させ，より精度の高いシミュレーション評価が可能となるよう研究を進める必要があるとともに，どのような回路設計を行えば流体伝ば振動（圧力脈動）の低減化につながるのかといった具体的な知見を導き出すことが油圧システムの低振動・低騒音化技術の発展に貢献すると考える．