

パワーステアリングの圧力変動解析

—悪路走行時の音低減に関する検討—

村岸裕治，松永継春

Analysis of Pressure Disturbance in Hydraulic Power Steering System - Consideration of Reducing the Noise in the Course of Driving on a Rough Way -

Yuji Muragishi, Tsugiharuru Matsunaga

要 旨

操舵力を補助するパワーステアリングには，操舵入力に対する実舵の正確性，応答性および安定性が求められる。これらの，いわゆる基本性能のほか，不快な音や振動を発生しないこともパワーステアリングに求められる重要な性能である。

ここでは，悪路走行時にパワーステアリングで発生することのある音に関する検討結果について報告する。まず実車を用いた実験を行い，その結果から音の発生原因がリターン管路における圧力サージによると推察した。次に，実験結果に基づいて数学モデルを作成し，数値シミュレーションによる要因検討を行った。その結果，供給配管のゴムホースをできるだけ短く，リターン配管のゴムホースを柔らかく，かつできるだけ長くすることで圧力サージが低減できることを明らかにした。また，圧力サージと音の重回帰分析を行い，数値シミュレーション結果から音発生を予測可能とした。

キーワード パワーステアリングシステム，悪路，音，圧力サージ，リターン配管，シミュレーション，予測

Abstract

The cause of a noise, which was produced in a hydraulic power steering system during driving on a rough way, was analyzed by experiment and numerical simulation. The experiment using a vehicle indicated that the noise was caused by a pressure surge. A mathematical model was made based on the experimental results, and numerical simulation analysis was performed. From the analysis, measures to reduce the pressure surge were found, and such a characteristic of the pressure surge as to express the noise level was found. The mathematical model has made it possible to predict the noise level in a hydraulic power steering system using this characteristic of the pressure surge.

Keyword Power steering system, Rough way, Noise, Pressure surge, Return line, Simulation, Prediction

1. まえがき

パワーステアリング（以下PSと記す）は運転者が操舵に必要とする力をアシストするための装置であり，最近ではほとんどの車で標準的に装着されている。近年，燃費向上への要求やハイブリッ

ド車の登場などから，電動モータによりアシスト力を発生させる電動PS¹⁾が市場に投入され始めているが，一般的にはアシスト力に油圧を用いる方式（油圧PS）が主流である。

PSには，操舵入力に対する応答性や安定性などの基本特性が高いこと，操舵感が優れていること

のほか、音・振動が少ないことも求められる。しかし、多くの場合これらは相反する関係にあり、高いレベルでこれらを両立させることが油圧PS開発の際の重要なテーマとなっている。

これまで、ポンプ脈動に起因した音低減のための配管系脈動伝達特性解析²⁾や急操舵時の音・振動低減のための自励振動解析³⁻⁵⁾、およびこれらの音や振動の低減と急操舵時の応答性改善とを両立するための解析⁶⁾が行われてきた。

しかし、悪路走行中の操舵時や、微低速での走行中あるいは停車中の急操舵時に発することのある不快な音（以下ノイズと記す）については、まだ十分な検討がなされていない。この現象は基本特性や操舵感に悪影響を及ぼすものではないが、車両の感性品質低下を招くため、開発段階で対策がなされている。よって、市販車両でこのノイズを聞くことはほとんど無いが、その検討には数多くの試作、ならびに評価試験を必要としている。そのため、官能試験（運転者が感じる音の評価）に代わる評価を設計段階で可能とするツールの開発が求められている。

本研究では、実車実験によってノイズの発生メカニズムを推察するとともに、これをもとにシステムの数学モデルを構築し、シミュレーションによるノイズ低減に対する要因検討を行った。また、ノイズの官能評価に代わる指標となりうる圧力波形の特性値を見出した⁷⁾。本報ではこれらについて報告する。

2. PSシステムの概要

油圧PSの構成概略をFig. 1に示す。エンジンにより駆動される油圧ポンプから油が供給され、ロータリバルブを介してパワーシリンダの一室に導かれることによりアシスト力が発生される。ロータリバルブはFig. 2に示すように、バルブシャフトの回転角 ν とピニオンシャフトの回転角 ρ の差（バルブ作動角）に応じて絞り形成し、パワーシリンダへの油量を調整する。バルブシャフトとピニオンシャフトはトーションバーで連結されており、ピストンの変位が力とともにバルブシャフトへフィードバックされるバイラテラルサーボ系となっている。

3. 実車実験

3.1 方法

供試車両は、ラックアンドピニオン型のPS (Fig.1 参照) を搭載した1.5リットルクラスのものとした。

悪路走行時には、路面からの入力によってラックバーが振動し、それがピニオンシャフトを回転させることによりバルブ作動角を変動させていると考えられる。そこで実験では、停車状態にてハンドルのエンド位置近傍での周期的な急操舵入力により、悪路走行時と同様のバルブ作動角の変動を与えることにした。

数種類の供給配管、およびリターン配管の組合せについて、ギヤボックスの出入口、およびシリ

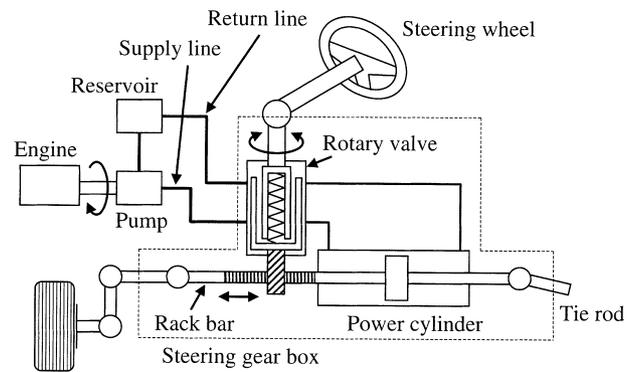


Fig. 1 Schematic diagram of power steering system.

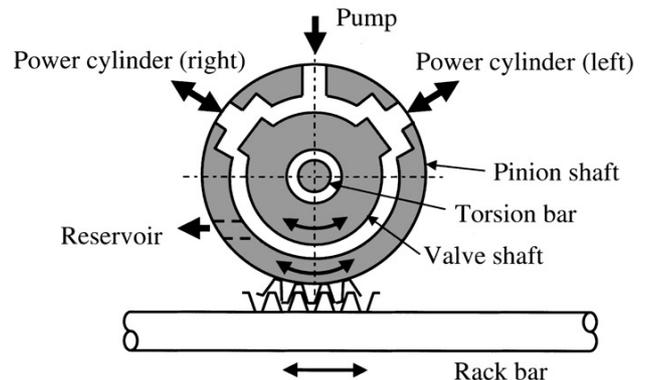


Fig. 2 Schematic diagram of rotary valve.

ンダ部の圧力，ならびに運転手耳元での車室内音圧を計測し，同時に官能評価を行った。主な実験条件をTable 1に示す。

3.2 結果

ノイズが発生した場合，および発生しなかった場合の計測例をFig. 3に示す。図にはハンドル操舵角，ピニオン回転角，ギヤボックス出口圧力，音圧が示してある。なお，角度についてはラックバーのエンド位置を0[rad]とし，ハンドルを中立位置に戻す方向を負の方向として表示している。

Fig. 3(a)では，ハンドルを戻すときにギヤボックス出口圧力にサージが発生し，それとともに音圧振幅が増大している。また，サージが発生する前後では負圧（大気圧以下）となっている。ここでは示さないが，このときリターン配管内に気泡が発生することを可視化により確認している。

一方，Fig. 3(b)においてもハンドルを戻すときに圧力サージが発生しているが，(a)と比較するとそのピークは低く，圧力サージ発生時の音圧振幅は小さい。ハンドルのエンド位置で音圧振幅が大

きくなっているが，これはラックバーがエンドストoppaに当たる際に発している音である。

3.3 考察

実験結果から，ノイズの発生メカニズムは次のように考えられる。ハンドルの周期的な急操舵により，ロータリバルブにて供給側からリターン側への流路の急開閉が繰り返される。流路が急激に閉じられると，油の流れが急激に止められるためロータリバルブ下流のリターン配管内のギヤボックス出口で圧力が急低下して負圧となり，油中に気泡が発生する。この圧力低下は波動としてリターン配管内を伝ばし，リザーバタンクへ到達する。そこで圧力波は反射され，リザーバタンクと同じ大気圧の圧力波がギヤボックス側へ伝ばしていく。この圧力波の伝ば速度は，油中に気泡を含むため通常より大幅に低下していると考えられる。この圧力波がギヤボックスに到達する前後でロータリバルブの絞りが開かれるために，高压側からの油の流入とリターン配管内での波動との相互作用により圧力サージが発生する。この圧力サージが配管，およびギヤボックスを振動させ，それらの取付け部を介してボディパネルが加振されて，車室内のノイズになると考えられる。

3.4 評価指標の導出

圧力サージがノイズの原因であることを確認するとともに，官能評価結果と対応する圧力サージの特徴を抽出するため，ギヤボックス出口における圧力サージとノイズの官能評価結果との相関を重回帰分析で調べた。圧力サージの特性値として，

- ① サージの最大値，② 昇圧勾配の最大値，③ 減圧勾配の最大値，④ 圧力サージの時間積分値の4つを選んだ。

分析結果をTable 2に示す。Case1に示すように，圧力サージの時間積分値と減圧勾配の最大値に官能評価との高い相関が認められる。したがって，圧力サージがノイズの原因であることが確認できる。Case2には，圧力サージの時間積分値のみとの相関を示す。この場合も高い相関が認められるため，ここでは，圧力サージの時間積分値を官能評価に代わる指標とする。

Table 1 Experimental conditions.

Steering input angle	± 0.12 [rad]
Steering angle velocity	14π [rad/s]
Oil temperature	60, 80, 100 [°C]
Pump flow rate	1×10^{-4} [m ³ /s]

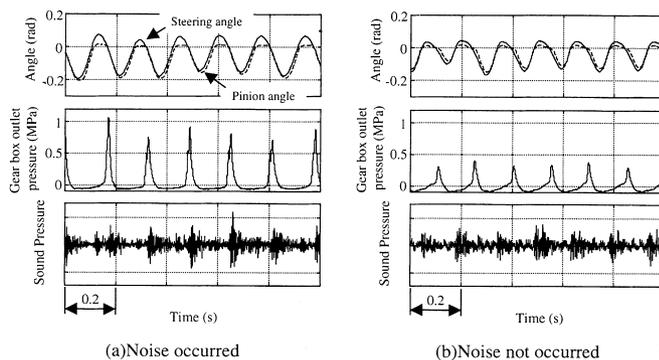


Fig. 3 Experimental results(Oil temperature 80°C).

4. シミュレーション検討

4.1 数学モデル

4.1.1 油圧系の数学モデル

1) 配管内流れ

解析対象となる圧力変動は過渡現象であること、および負圧を伴うことから、解析手法として蒸気空洞モデルを組み込んだ特性曲線法を用いた⁸⁾。また、供給側、およびリターン側配管にはゴムホースが含まれているため、その管壁の粘弾性特性をFig. 4に示す3要素モデルで考慮した⁹⁾。

ゴムホースに対し、配管内の油の流れを一次元流れとして定式化し、特性曲線法を用いて常微分方程式で表すと次式となる。

$$C^+ \begin{cases} \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} + \frac{du}{dt} + \frac{fu}{4r} |u| + a \left(T_{APw} \frac{r_0}{r} - T_B \frac{\epsilon}{r} \right) = 0 \\ \frac{dx}{dt} = u + a \end{cases} \quad (1)$$

$$C^- \begin{cases} -\frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} + \frac{du}{dt} + \frac{fu}{4r} |u| - a \left(T_{APw} \frac{r_0}{r} - T_B \frac{\epsilon}{r} \right) = 0 \\ \frac{dx}{dt} = u - a \end{cases} \quad (2)$$

Table 2 Results of multiple regression.

Case1	Integral pressure	Pressure reducing grad	Const.
Partial regression coefficient	341		-2.07
F	37.7**	5.63*	
Multiple correlation	0.865		
Case2	Integral pressure	Pressure reducing grad	Const.
Partial regression coefficient	225		-1.13
F	68.1**		
Multiple correlation	0.783		

* Significant level 5% ** Significant level 1%

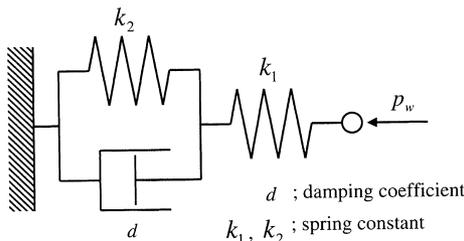


Fig. 4 Model of pipe wall.

$$p_w = p - p_0, \epsilon = (r - r_0)/r_0, T_A = 2r_0(1 + k_2/k_1)/ed,$$

$$T_B = 2r_0k_2/d, a = \sqrt{ek_1r/2\rho r_0^2}$$

- a ; 音速 [m/s]
- e ; 管肉厚 [m]
- f ; 管摩擦損失係数
- p ; 圧力 [Pa] (添字0は定常状態)
- r ; 管内半径 [m] (添字0は定常状態)
- t ; 時間 [s]
- u ; 流速 [m/s]
- x ; 管軸長方向長さ [m]
- 油の密度 [kg/m³]

蒸気空洞モデルでは、気泡は格子点に集中すると仮定する。その体積変化は次式で表される。

$$\frac{dV_g}{dt} = q_{out} - q_{in} \quad (3)$$

- q_{in}, q_{out} ; 流入・流出流量 [m³/s]
- V_g ; ガス体積 [m³]

2) ロータリバルブ

バルブ作動角に応じて形成される絞りと各ポートの油室における油の圧縮性を考慮した (Fig. 2 参照)。形成される絞りをオリフィスとして扱うと、通過流量は次式で表される。

$$Q = CA \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (4)$$

- A ; 開口面積 [m²] (=A ())
- C ; 流量係数
- P ; 絞り前後の圧力差 [Pa]

なお、絞りの特性を表す流量係数と開口面積の積 (CA) は実測値を用いた。

各ポートの油室における油の圧縮性を考慮した連続の式は次式で与えられる。

$$Q_{in} - Q_{out} - \frac{V}{K} \frac{dP}{dt} = 0 \quad (5)$$

- K ; 油の体積弾性係数 [Pa]
- P ; 油室の圧力 [Pa]
- Q_{in}, Q_{out} ; 流入・流出流量 [m³/s]
- V ; 油室の体積 [m³]

3) パワーシリンダ

油室における油の圧縮性を考慮した。基礎式は式(5)と同様である。

4.1.2 機械系の数学モデル

ハンドルおよびコラムの慣性は影響が小さいため無視した。ハンドルの操舵角とバルブシャフトの回転角は等しいものとし、これを入力として計算を行った。ピニオンシャフト、およびラックバーの運動は質点系としてモデル化した。また、ラックバーに作用する負荷および抵抗をばねと減衰器の組合せでモデル化した。

4.2 数学モデルの検証

実験でノイズが発生した条件での計算結果を Fig. 5 に示す。Fig. 3(a) の実験結果と比較すると、圧力サージの発生する直前の圧力波形に若干の差異がみられるが、周期的な急操舵時の圧力変動の特徴をおおむね模擬している。

実験で検討した供給側、リターン側の各配管に対する計算結果を実験結果とともに Fig. 6 に示す。図の縦軸は圧力サージの時間積分値である。計算

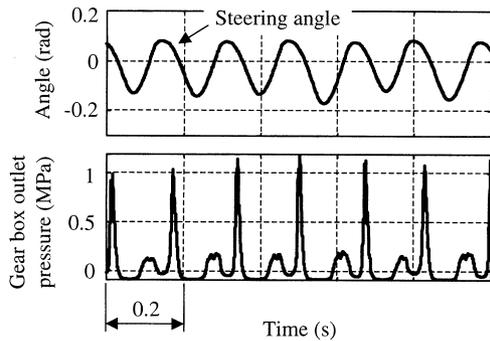


Fig. 5 Simulation results.

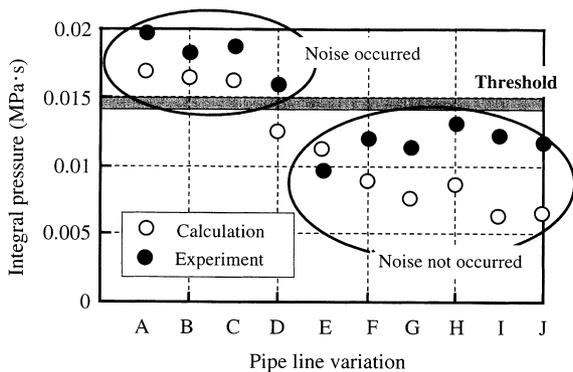


Fig. 6 Comparison of integral pressure.

結果は、定量的には実験結果との差異が認められるものの、定性的には一致しており、本システムにおけるノイズ発生有無の閾値も模擬している。

したがって、本モデルに基づく計算は官能評価に代わるツールとなりうる。

4.3 要因検討

ギヤボックス出口の圧力サージ低減に寄与する要因について、リターン配管および供給配管の諸元を対象に検討した。

Fig. 7 に圧力サージの時間積分値に対するリターン配管のゴムホース長の影響を示す。ここでは圧力サージへの影響が最も大きいと考えられるギヤボックス近傍のゴムホースを対象とし、図中に示す L は固定とした。 IP は圧力サージの時間積分値（以下圧力サージと省略する）を表しており、 IP_s は基準状態での値である。図から、ゴムホースが長くなるほど圧力サージが小さくなるのがわかる。また、供給配管の全長を同じとし、鋼管のみにした場合（図中記号 \square ）には圧力サージが大幅に低減しており、供給配管のゴムホースが圧力サージに大きく寄与していることがわかる。

Fig. 8 に圧力サージに対するリターン配管のゴムホースの硬さの影響を示す。ここでは、リターン配管の全てのゴムホースを対象に、Fig. 4 に示す管壁モデルのばね定数 k_1, k_2 を変化させた。ホースを柔らかくするほど圧力サージが低減する傾向にある。また、供給配管を鋼管のみにすると、Fig. 7 と同様に圧力サージが大幅に低減する。

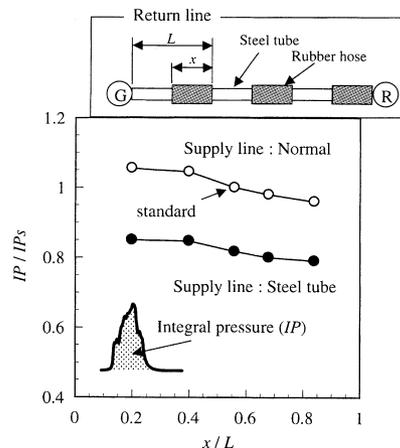


Fig. 7 Effect of rubber hose length in return line.

4.4 ノイズ低減の指針

前節の結果から、ノイズの原因となる圧力サージを低減させるには、リターン配管のゴムホースを柔らかく、かつ長くすることが有効であることがわかった。これは、ゴムホースの持つアキュムレータ効果が増加し、圧力サージの吸収能力が上がるためと考えられる。

また、供給配管を鋼管のみとした場合には圧力サージが顕著に低減する。これはリターン配管の場合とは逆に、供給配管のアキュムレータ効果が低下するため、ロータリバルブが閉じたときに蓄えられる油量が減少し、次に開いたときにリターン配管へ流れ込む油が少なくなるためと考えられる。ただし、供給配管のゴムホースはポンプ脈動を吸収するなどの役割を担っているため、それを無くすことは現実的ではない。

よって、供給配管のゴムホースをできるだけ短くし、リターン配管のゴムホースを柔らかく、かつできるだけ長くすることがノイズ低減の指針と考えられる。

5. まとめ

悪路走行中の操舵時などに発生することのあるノイズを対象に、その発生メカニズムと低減手法について検討した。その結果は次のようにまとめられる。

1) ノイズの発生原因は、リターン配管における圧力サージである。

2) 圧力サージの低減には、供給配管のゴムホースをできるだけ短くし、リターン配管のゴムホー

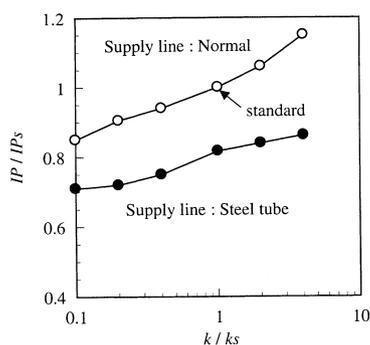


Fig. 8 Effect of elasticity of rubber hose in return line ($k = k_1 = k_2$, k_s : standard value).

スを柔らかく、かつ長くすることが有効である。

3) 圧力サージの時間積分値がノイズの官能評価に代わる指標となりうる。

謝辞

本研究はトヨタ自動車(株)第2車両技術部と共同で行われたものであり、千賀雅明担当員を始めとする関係者各位に多大なるご協力を頂きました。ここに深く感謝します。

参考文献

- 1) 例えば、許斐謙二, ほか 3 名: 自動車技術会 1998 年春季大会学術講演会前刷集, No.9833520, (1998), 201
- 2) 今井健二, ほか 2 名: 日本機械学会機械力学講演論文集, No.900-44(Vol.B), (1990), 47
- 3) 松永継春: 日本機械学会講演論文集, No.910-17(Vol.B), (1991), 293
- 4) 松永継春, ほか 4 名: 平成 3 年秋季油空圧講演会講演論文集, (1991), 125
- 5) Matsunaga T., et al.: Proc. of the Int. Symp. on Advanced Vehicle Control, No.923091, (1992)
- 6) 西村慎二, 松永継春: 自動車技術会学術講演会前刷集, No.9837832, (1998), 17
- 7) 千賀雅明, 村岸裕治, ほか 2 名: 自動車技術会 1998 年春季大会学術講演会前刷集, No.9833548, (1998), 209
- 8) Provoost, G. A.: "Investigate into cavitation in a prototype pipeline caused by water hummer", Second Int. Conf. on Pressure Surges (1976), D2-13
- 9) 橋本強二, ほか 2 名: "粘弾性管壁を有する圧力管路の過渡応答解析", 油圧と空気圧, 17-1 (1986), 66
(1999年8月16日原稿受付)

著者紹介



村岸裕治 Yuji Muragishi

生年: 1968年。

所属: 流体・トライボ研究室。

分野: 自動車用油圧機器に関する研究・開発。

学会等: 日本機械学会, 日本油空圧学会 会員。



松永継春 Tsugiharuru Matsunaga

生年: 1959年。

所属: 流体・トライボ研究室。

分野: 自動車用油圧機器に関する研究・開発。

学会等: 日本機械学会, 日本自動車技術会 会員。